



**Ein Multi-Domain-Modellierungsansatz  
zur Auslegung und Berechnung von Zahnringpumpen  
am Beispiel von Niederdruckanwendungen  
in der Automobiltechnik**

An der Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftsingenieurwesen  
der Technischen Universität Graz

zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor technicae (Dr.techn.)

vorgelegte Dissertation

von

**Wolfgang Schweiger**

1. Begutachter: Ao. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Heinrich Gregor Hochleitner
2. Begutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Hubertus Murrenhoff

Graz, im Oktober 2012



## **Eidesstattliche Erklärung**

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am 31. Oktober 2012

A handwritten signature in blue ink, reading "Wolfgang Schmeiser". The signature is written in a cursive style with a prominent loop at the end of the last name.

## **Geleitwort / Preface**

The use of computer simulation is undoubtedly important in basically all engineering fields. In the fluid power context, predictive simulation tools have permitted steps forward in the design of more energy-efficient components and system layouts. However, there are still challenges in research to overcome to completely understand the features of the operation of the key elements in hydraulic systems: the hydrostatic pumps and motors.

With the increasing demand for higher performance – in terms of efficiency, power density, reliability and noise emission – the research on proper modeling techniques for positive displacement machines has encountered a significant growth during the last decade.

Different research groups worldwide already documented how only sophisticated numerical approaches involving multi-physical domains enable to understand the flow through these machines. An accurate description of the machine kinematic, the displacing process and the flow inside the internal lubricating gaps is necessary to properly describe basically all designs of hydrostatic units for fluid power applications.

On one hand, several advances were achieved concerning the modeling of axial piston machines and external gear machines, as documented in many publications at international level. On the other hand, research on internal gear machines, Gerotors and orbital machines is limited, although these units play an important role in fluid power applications, such as in construction machines and automotive applications. This lack of research is mainly due to the geometrical complexity of these designs, which hinder an easy implementation of the latest fluid-structure-interaction techniques that were already successfully applied to other machines.

In this context, the present study on Gerotor machines represents a unique contribution towards to the formulation of tools that can help designers in the process of designing the next generation of fluid power systems and machines.

Dr. Andrea Vacca  
Maha Fluid Power Research Center  
Purdue University – USA

# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand neben meiner Tätigkeit als Entwicklungsingenieur in der Abteilung Defining CAE bei der MAGNA Powertrain in Lannach sowie im Zuge meines wissenschaftlichen Aufenthaltes am Maha Fluid Power Research Center an der Purdue University in West Lafayette, Indiana, USA.

Ich möchte an dieser Stelle Herrn Dr. Wolfram Hasewend, Executive Director, Global Engineering, Driveline Systems, für die Ermöglichung der Durchführung dieser Arbeit bei der MAGNA Powertrain und Herrn Dipl.-Ing. Franz Gratzner, Leiter der Abteilungen Innovation und Defining CAE, für die Unterstützung in fachlichen und organisatorischen Angelegenheiten sowie für die Gewährung der zur Bearbeitung des Themas notwendigen Freiheiten danken.

Meinen Kollegen Herrn Dipl.-Ing. Werner Schöfmann und Herrn Dipl.-Ing. (FH) Philipp Plattner möchte ich für die Möglichkeit zu Diskussionen und die fachliche Unterstützung in vielen Belangen dieser Arbeit danken, ferner Herrn Ing. Stefan Puntigam für die tatkräftige Unterstützung bei der Durchführung der zahlreichen Prüfstandsversuche.

Insbesondere gilt mein Dank Herrn Professor Heinrich Hochleitner für seine kompetente fachliche Unterstützung in allen Bereichen der Fluidtechnik und für die wissenschaftliche Betreuung seitens der TU Graz.

Frau Professor Monika Ivantysynova danke ich für die herzliche Aufnahme bei Maha und für die gebotene Möglichkeit der Mitarbeit in ihrem Team. Ein besonderer Dank gebührt Herrn Ass.-Prof. Dr. Andrea Vacca für die unermüdliche und kollegiale Betreuung und Unterstützung, die einen wesentlichen Anteil an der Fertigstellung dieser Arbeit haben.

Natürlich gilt mein Dank auch allen nicht namentlich genannten Kollegen bei der MAGNA Powertrain, an der TU Graz sowie am Maha Fluid Power Research Center, die durch ihre Unterstützung einen Beitrag zum Gelingen dieser Arbeit geleistet haben.

Graz, im Herbst 2012

Wolfgang Schweiger

# Kurzfassung

Den Schwerpunkt der vorliegenden Dissertation bilden die Entwicklung einer Simulationsmethode sowie die Erstellung geeigneter Modelle zur Auslegung und Analyse von Zahnringpumpen, wie sie bei MAGNA Powertrain als Kühl- und Schmierölpumpen, als differenzdrehzahlführende Pumpen zur schlupfgeregelten Drehmomentübertragung oder als elektromotorisch betriebene Pumpen in elektrohydraulischen Aktuatorikeinheiten verwendet werden. Nach einer Erläuterung der betrachteten Anwendungen und einer umfassenden Darstellung aller der Berechnung von Zahnringpumpen zugrunde liegenden theoretischen Grundlagen werden die entwickelte Simulationsmethode und die entsprechenden Submodelle vorgestellt und beschrieben. Die erarbeitete Methode hat Gültigkeit für allgemeine Anwendungen und erlaubt, ausgehend von einer minimalen Anzahl einfach zu definierender Design-Parameter, eine eingehende Analyse des Betriebsverhaltens der Pumpe. Besonderes Augenmerk wird auf die präzise Modellierung der Leckagepfade zufolge der funktionsbedingten Dichtspalte gelegt. Die Validierung der Modelle erfolgt anhand von am Pumpenprüfstand ermittelten Messdaten ausgewählter Referenzpumpen. Weiters wird die Möglichkeit der Einbindung des Pumpenmodells in dynamische Gesamtsystemsimulationen, am Beispiel von Anwendungen im automotiven AWD-Antriebsstrang, demonstriert. Die einfache Bedienung über eine zentrale grafische Benutzeroberfläche und die kurzen CPU-Zeiten ermöglichen den effizienten Einsatz im Entwicklungsprozess, beginnend von ersten Designstudien in der Konzeptphase bis hin zu detaillierten Analysen in der Serienentwicklung.

# Abstract

The aim of this thesis is to develop a multi-domain simulation method and appropriate simulation models for the design and analysis of gear ring pumps as used in MAGNA Powertrain's AWD-systems, such as cooling and lubricating oil pumps, transmission pumps for slip-controlled torque transfer, or electric motor driven pumps in electro-hydraulic power-pack units. After a description of the considered AWD-applications and a comprehensive explanation of the underlying theoretical fundamentals of gear ring pumps, the developed simulation methodology and the corresponding sub-models are described. The developed method is valid for general applications and permits a detailed analysis of the pump operating performance if a minimum number of easily defined design parameters are available. Special emphasis is given to the accurate modeling of the leakage paths in accordance with the function-based sealing gaps. The validation of the models is based on experimental results of several selected reference pumps. In addition, the possibility of dynamic overall system simulations is demonstrated via automotive AWD-applications. The easy-to-handle graphical user interface and the short CPU-times enable the efficient usage during the development process, beginning from the initial design phase to detailed analyses in serial development.

---

# Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis .....	VII
Begriffsbestimmungen .....	X
Formelzeichen und Einheiten .....	XII
1 Einleitung und Aufgabenstellung .....	1
1.1 Stand der Technik .....	5
1.2 Anwendungsbereiche von Zahnringpumpen in automotiven AWD-Systemen .....	14
1.3 Besondere Anforderungen für den Einsatz im automotiven Bereich .....	20
2 Allgemeine Grundlagen .....	24
2.1 Grundlagen ölhydraulischer hydrostatischer Systeme .....	24
2.2 Wirkungsgradcharakteristik von Verdrängermaschinen .....	26
2.2.1 Volumetrischer Wirkungsgrad .....	28
2.2.2 Hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad .....	33
2.2.3 Gesamtwirkungsgrad .....	35
2.3 Grundlegendes zur Berechnung hydrodynamischer Gleitlager .....	36
2.3.1 Approximierte analytische Lösungen .....	42
2.3.2 Numerische Lösungen .....	43
2.3.3 Einflussgrößen auf die hydrodynamische Lagergestaltung .....	44
2.4 Grundlagen der Modellbildung und Simulation fluiddynamischer Systeme .....	46
3 Grundlagen und Eigenschaften der Zahnringpumpe .....	52
3.1 Das Gerotor-Prinzip .....	55
3.2 Grundlagen zur Auslegung und Berechnung von Gerotorpumpen .....	58
3.2.1 Saugverhalten .....	60
3.2.2 Förderverhalten .....	64
3.2.3 Pumpenspiel .....	64
3.2.4 Nierengeometrie .....	72
3.2.5 Rotorgeometrie .....	74

4	Berechnungsmodelle .....	83
4.1	Submodell zur Geometrieerzeugung .....	87
4.2	Fluid-Dynamic-Modell .....	92
4.3	Submodell zur Berücksichtigung der lateralen Dichtspalte .....	99
4.4	Submodell zur Berücksichtigung der radialen Dichtspalte .....	107
4.5	Submodell zur Berechnung der Geometriedaten .....	111
4.6	Submodell für das hydrodynamische Radialgleitlager am Außenrotor .....	117
4.7	3D-Geometriemodelle .....	121
4.7.1	CAD-Geometriemodell .....	122
4.7.2	CAD-Kinematikmodell .....	122
4.7.3	FE-Strukturmechanik-Modell .....	124
5	Beschreibung der betrachteten Referenzpumpen .....	132
5.1	Referenzpumpe 1 .....	134
5.2	Referenzpumpe 2a .....	136
5.3	Referenzpumpe 2b .....	138
6	Ergebnisse und Validierung der Modelle .....	141
6.1	Ergebnisse für das Geometriemodell .....	142
6.2	Ergebnisse für die lateralen Dichtspalte .....	143
6.3	Ergebnisse für die radialen Dichtspalte .....	147
6.4	Ergebnisse für das hydrodynamisch geschmierte Radialgleitlager .....	150
6.5	Ergebnisse für das FE-Strukturmechanik-Modell .....	153
6.6	Ergebnisse mit implementierten Submodellen .....	157
6.7	Beispiele dynamischer Gesamtsystemsimulationen .....	169
6.7.1	Elektrohydraulisch aktuierte Kupplung (Referenzpumpe 1) .....	171
6.7.2	Differenzdrehzahlfühlende Kupplung (Referenzpumpe 2b) .....	173
7	Zusammenfassung und Ausblick .....	175
7.1	Zusammenfassung .....	175
7.2	Trends und alternative Pumpenkonzepte .....	178

7.2.1 Verstellbare Gerotorpumpe mit Seitenspaltkompensation .....	179
7.2.2 Geroller-Maschine .....	180
7.2.3 P-Rotorpumpe .....	181
7.2.4 Radial kompensierte Innenzahnradpumpe .....	182
8 Anhang .....	183
A1 Außenrotor-Profil Referenzpumpe 1 .....	184
A2 Außenrotor-Profil Referenzpumpe 1 .....	185
A3 Innenrotor-Profil Referenzpumpe 1 .....	186
A4 Sinterformschräge Innenrotor Referenzpumpe 2b .....	187
A5 Sinterformschräge Außenrotor Referenzpumpe 2b .....	188
A6 Gerätedaten der verwendeten Messmaschinen .....	189
B1 Referenzpumpe 1, MIN/MAX-Clearance, $T_{oil} = 25^{\circ}\text{C}$ .....	190
B2 Referenzpumpe 1, MIN/MAX-Clearance, $T_{oil} = 50^{\circ}\text{C}$ .....	191
B3 Referenzpumpe 1, MAX-Clearance, $T_{oil} = 90^{\circ}\text{C}$ .....	192
B4 Referenzpumpe 2a, MIN/MAX-Clearance, $T_{oil} = 30^{\circ}\text{C}$ .....	193
B5 Referenzpumpe 2a, MIN/MAX-Clearance, $T_{oil} = 60^{\circ}\text{C}$ .....	194
B6 Referenzpumpe 2a, MIN/MAX-Clearance, $T_{oil} = 90^{\circ}\text{C}$ .....	195
B7 Referenzpumpe 2b, MIN/MAX-Clearance, $T_{oil} = 30^{\circ}\text{C}$ .....	196
B8 Referenzpumpe 2b, MIN/MAX-Clearance, $T_{oil} = 70^{\circ}\text{C}$ .....	197
C1 Referenzpumpe 1, Belastungskollektiv, $T_{oil} = 50^{\circ}\text{C}$ .....	198
C2 Referenzpumpe 1, Belastungskollektiv mit Klassierung .....	199
Abkürzungsverzeichnis .....	200
Abbildungsverzeichnis .....	203
Tabellenverzeichnis .....	208
Literaturverzeichnis .....	209

## Begriffsbestimmungen

Rotationskolbenmaschine	Maschine bestehend aus sich gleichförmig drehenden, arbeitsraumbildenden Teilen (im Gegensatz zu Hubkolbenmaschinen mit oszillierenden, arbeitsraumbildenden Teilen).
Drehkolbenmaschine	Maschine bestehend aus sich gleichförmig drehenden Teilen, die unmittelbar in sich auszuwuchten sind. Es gibt somit keine Lager mit Fliehkraftbelastung.
Kreiskolbenmaschine	Maschine bestehend aus sich gleichförmig drehenden Teilen, wobei der Schwerpunkt mindestens eines Teiles auf einer Kreisbahn gleichförmig umläuft und sich zusätzlich um seinen Schwerpunkt dreht.
Kämmeingriff	Der Eingriffskörper mit kleinerem Durchmesser und höherer Drehzahl hat eine kleinere Zähnezahl. Übliche Eingriffsart bei kraftübertragenden Zahnrädern.
Schlupfeingriff	Der Eingriffskörper mit größerem Durchmesser und höherer Drehzahl hat eine kleinere Zähnezahl (Darstellung siehe Abb. 3.1b). Mögliche Eingriffsart bei arbeitsraumbildenden Verzahnungen mit umgekehrtem Übersetzungsverhältnis, sofern die Läuferwellen außerhalb des Arbeitsraumes durch übliche Zahnräder gekoppelt werden.
Radkurve	Eine Radkurve (auch als Rollkurve, zyklische Kurve oder Zykloide bezeichnet) ist die Bahn, die ein Kreispunkt beim Abrollen eines Kreises auf einer Leitkurve, z. B. einer Geraden, beschreibt.
Trochoide	Sonderform der Zykloide wenn als Leitkurve ein Kreis verwendet wird.
Gerotor	Abkürzung für Generated Rotor (engl.).
Tip-Clearance	Zahnkopfspiel zwischen Innen- und Außenrotorverzahnung.
Face-Clearance	Laterales Spiel zwischen den Stirnflächen der Rotoren und den Gehäuse-Seitenteilen als Summenspiel beider Dichtspalte. Im engl. auch als Side-Plate-Clearance bezeichnet.
OD-Clearance	Outer-Diameter-Clearance; radiales Lagerspiel zwischen Außenrotor und Gehäusebohrung.

---

Minimales Pumpenspiel	Untere Toleranzlage der Dichtspalittoleranzen für Kopf- und Seitenspalt.
Nominales Pumpenspiel	Mittlere (nominale) Toleranzlage der Dichtspalittoleranzen für Kopf- und Seitenspalt.
Maximales Pumpenspiel	Obere Toleranzlage der Dichtspalittoleranzen für Kopf- und Seitenspalt.
MIN Pump	Bezeichnung für eine Pumpe mit minimalem Pumpenspiel.
NOM Pump	Bezeichnung für eine Pumpe mit nominellem Pumpenspiel.
MAX Pump	Bezeichnung für eine Pumpe mit maximalem Pumpenspiel.
0D-Simulation	Zustandsgrößen sind ausschließlich von der Zeit abhängig. Räumliche Änderungen der Zustandsgrößen werden nicht berücksichtigt.
1D-Simulation	Änderungen der Zustandsgrößen werden nur in einer Raumrichtung betrachtet.
3D-Simulation	Änderungen der Zustandsgrößen werden in allen drei Raumrichtungen betrachtet.
Lumped-Parameter Model	Vereinfachende Beschreibung des realen physikalischen Systemverhaltens mit diskreten Elementen, die das reale Systemverhalten unter bestimmten Voraussetzungen mit guter Annäherung abbilden. Aus mathematischer Sicht bedeutet das die Reduzierung des Zustandsraumes auf eine endliche Anzahl und partielle Differenzialgleichungen werden auf gewöhnliche Differenzialgleichungen mit einer endlichen Anzahl an Parametern reduziert.
Submodel	Enthält die Gleichungen zur mathematischen Beschreibung und den entsprechenden Berechnungscode für eine Komponente des Systems.
Supercomponent	Gruppierung mehrerer, miteinander in Verbindung stehender Submodelle und Abbildung durch eine übergeordnete Ikone.
Externe Variablen	Physikalische Größen, die über externe Ports von Submodels oder Supercomponents einen Leistungsfluss in bidirektionaler Richtung austauschen.

## Formelzeichen und Einheiten

Die verwendeten Formelzeichen entsprechen weitgehend den gängigen Regeln im deutschsprachigen Raum.

Angegebene Drücke sind Überdrücke. Lediglich Atmosphärendruck  $p_{amb}$  und Verdampfungsdruck  $p_v$  der Druckflüssigkeit werden als absolute Drücke angegeben.

### Lateinische Formelzeichen

$a$	mm	Erzeugungsradius der Trochoide
$air\ cont$	-	Anteil an freier Luft bei $p_{atm}$ und $T = 273\text{ K}$
$A$	mm <sup>2</sup>	Fläche (allgemein)
$b$	mm	Breite (allgemein), Spaltbreite, tragende Lagerbreite
$B$	mm	Pumpenbreite, Rotorbreite
$c_L$	N/ $\mu\text{m}$	radiale Lagersteifigkeit im Betriebspunkt
$d_h$	mm	hydraulischer Durchmesser
$d_L$	mm	Lagerinnendurchmesser (Durchmesser der Gehäusebohrung)
$d_W$	mm	Wellendurchmesser (Durchmesser des Außenrotors)
$e$	mm	Exzentrizität
$E$	J	Energie (allgemein)
$F_L$	N	Lagerbelastung
$F_r$	N	radiale Lagerkraft
$g$	m/s <sup>2</sup>	Erdbeschleunigung
$h$	mm	Höhe (allgemein), geodätische Höhe, Spalthöhe
$h_r$	mm	Höhe des radialen Dichtspaltes
$h_0$	mm	kleinste Schmierspalthöhe
$h_{0\ zul}$	mm	kleinste zulässige Schmierspalthöhe
$i$	-	Übersetzungsverhältnis
$k$	-	Faktor zur Definition der Spaltaufweitung

$K$	bar	Kompressionsmodul
$K$	-	Trochoiden Profil Parameter ( $K = \pm 1$ )
$l, L$	mm	Länge (allgemein), Spaltlänge
$l_r$	mm	Länge des radialen Dichtspaltes
$m$	kg	Masse (allgemein)
$\dot{m}$	kg/s	Massenstrom
$M$	Nm	Drehmoment
$n, N$	-	Anzahl an Verdrängerkammern
$n$	U/min	Drehzahl
$p$	bar	statischer Druck (als Überdruck über dem atmosphärischen Druck)
$p_{atm}$	bar	atmosphärischer Druck
$p_L$	N/mm <sup>2</sup>	mittlerer Lagerdruck
$P_m$	W	mechanische Leistung
$p_{sat}$	bar	Sättigungsdruck
$p_{vap,high}$	bar	oberer Dampfdruck
$p_{vap,low}$	bar	unterer Dampfdruck
$P_h$	W	hydraulische Leistung
$P_i$	W	theoretische Leistung
$q_V$	cm <sup>3</sup> /U	Verdrängervolumen
$q_{Vc}$	l/min	Schleppölstrom
$q_{Vd}$	l/min	Leckölstrom zufolge der Druckdifferenz
$q_{Ve}$	l/min	effektiver Fördervolumenstrom der Pumpe
$q_{Vf}$	l/min	Füllungsverluste
$q_{Vi}$	l/min	theoretischer Fördervolumenstrom
$q_{Vk}$	l/min	Kompressibilitätsverluste
$q_{V,mean}$	l/min	gemittelter Volumenstrom
$q_{Vs}$	l/min	Leckölstrom
$q_{Vs,\eta}$	l/min	viskositätsabhängiger Leckölstrom

$q_{Vs,\rho}$	l/min	viskositätsunabhängiger Leckölstrom
$q_{Vt}$	l/min	effektiver Leckölstrom, Spaltstrom
$Q$	l/min	Volumenstrom (allgemein)
$R, r$	mm	Radius (allgemein), Wälzkreisradius
$Re$	-	Reynoldszahl
$Re^*$	-	kritische Reynoldszahl
$s$	mm	Spalthöhe (allgemein), Lagerspiel
$s_A, s_B$	mm	Höhe des lateralen Dichtspaltes
$s_F$	mm	Zahnfußspiel
$s_K$	mm	Zahnkopfspiel
$So$	-	Sommerfeldzahl
$t$	s	Zeit
$T$	Nm	Drehmoment
$T$	°C	Temperatur (allgemein)
$T$	s	Zeitabschnitt
$T_e$	Nm	effektives Antriebsdrehmoment
$T_i$	Nm	theoretisches Antriebsdrehmoment
$T_s$	Nm	Drehmomentverlust
$T_{s,h}$	Nm	drehzahlabhängiger Drehmomentverlust
$T_{s,k}$	Nm	konstantes Verlustmoment
$T_{s,m}$	Nm	drehzahlunabhängiger Drehmomentverlust
$T_{s,p}$	Nm	mechanisches Reibmoment zufolge druckabhängiger Reibungskraft
$T_{s,\eta}$	Nm	viskositätsabhängiges Verlustmoment
$T_{s,\rho}$	Nm	viskositätsunabhängiges Verlustmoment
$U$	mm	Umfang (allgemein)
$v$	m/s	Geschwindigkeit (allgemein), Strömungsgeschwindigkeit
$V$	cm <sup>3</sup>	Volumen (allgemein)
$V_{air}$	cm <sup>3</sup>	freie Luft

$V_C$	cm <sup>3</sup>	tatsächlich enthaltenes Ölvolumen
$V_g$	cm <sup>3</sup>	geometrisches Verdrängervolumen
$V_i$	cm <sup>3</sup> /U	theoretisches Verdrängervolumen
$V_K$	cm <sup>3</sup>	volumetrische Verluste infolge der Kompressibilität der Flüssigkeit
$V_{liq}$	cm <sup>3</sup>	Volumen reiner Flüssigkeit
$V_0$	cm <sup>3</sup>	theoretisches Kammervolumen
$z$	-	Zähnezahl

## Griechische Formelzeichen

$\beta$	bar	Kompressionsmodul
$\beta$	°	Winkellage zur Definition der minimalen Schmierstalthöhe
$\delta q_V$	-	kinematischer Ungleichförmigkeitsgrad des Förderstroms
$\delta T$	-	Ungleichförmigkeitsgrad des Antriebsdrehmomentes
$\Delta p$	bar	Druckdifferenz
$\Delta p_{eff}$	bar	nutzbare, effektive Betriebsdruckdifferenz
$\Delta p_R$	bar	Reibungsverlust
$\Delta p_S$	bar	Druckverlust
$\Delta p_V$	bar	Verwirbelungsverlust
$\varepsilon$	-	relative Exzentrizität
$\eta$	Pa · s	dynamische Viskosität
$\eta_{eff}$	Ns/m <sup>2</sup>	effektive dynamische Viskosität bei Schmierfilmtemperatur $\vartheta_{eff}$
$\eta_{hm}$	-	hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad
$\eta_t$	-	Gesamtwirkungsgrad der Pumpe
$\eta_v$	-	volumetrischer Wirkungsgrad
$\lambda$	-	Füllfaktor
$\mu$	-	Reibungszahl (allgemein)
$\nu$	mm <sup>2</sup> /s	kinematische Viskosität

$\rho$	mm	Distanz zur äquidistanten Hüllkurve
$\varrho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\varphi, \phi$	°	Drehwinkel, Referenzwinkel
$\psi$	-	relatives Lagerspiel
$\psi_B$	-	relatives Betriebslagerspiel
$\varpi$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit

## Indizes und Kurzzeichen

### Indizes

Ch, C	Chamber (Verdrängerkammer)
eff	Effektivwert
ext	extern
i, j	Indizes zur Bezeichnung von Verdrängerkammern
in	einlassseitig
int	intern
I	Inner boundary curve (innere Grenzkurve)
IR	Inner Rotor (Innenrotor)
leak	Leckölstrom
max	Maximum
mean	arithmetischer Mittelwert
min	Minimum
out	auslassseitig
O	Outer boundary curve (äußere Grenzkurve)
OR	Outer Rotor (Außenrotor)
P	Port (Niere)
t	total, Summe
x, y, z	Raumkoordinaten

In Verbindung mit geometrischen Größen:

Index 1	Trochoide
Index 2	konjugierter Rotor

In Verbindung mit hydrostatischen Größen:

Index 1	Eintrittsquerschnitt der Pumpe (Einlass)
Index 2	Austrittsquerschnitt der Pumpe (Auslass)

In Verbindung mit Rotorabmessungen:

Index 1	Innenrotor (Rotor 1)
Index 2	Außenrotor (Rotor 2)

### Kurzzeichen

$\vec{n}$	Normalenvektor, Einheitsvektor
(B)	Basistrochoide
(R)	Rollkreis
(W)	Wälzkreis
$O$	Koordinatennullpunkt, Drehzentrum

### Vorzeichenkonvention

Volumenströme:

Negatives Vorzeichen	Aus Verdrängerkammer zu benachbarter Kammer oder Ölsumpf ausströmender Leckölstrom
Positives Vorzeichen	Aus Verdrängerkammer zur Druckseite ausströmender Teilförderstrom

Alle darüber hinaus benutzte und vorstehend nicht erwähnte Formelzeichen, Indizes oder Konventionen sind an entsprechender Stelle im Text erläutert.

*„In der Mitte von Schwierigkeiten liegen die Möglichkeiten“*

- Albert Einstein -

# 1 Einleitung und Aufgabenstellung

Die Automobilindustrie ist ständig gefordert, innovative Produkte zu entwickeln und gleichzeitig Zeitaufwand, Risiken und Kosten der Entwicklung zu minimieren. Stetig steigende Anforderungen hinsichtlich Komfort, Wirkungsgrad und Emissionen führen, in Verbindung mit dem immer stärker werdenden Einzug mechatronischer Systeme im Antriebsstrang, zur Forderung nach neuen, umfassenden Simulationslösungen. Sowohl auf Komponenten- als auch auf Systemebene werden zuverlässige Aussagen hinsichtlich des Betriebsverhaltens und der Wirkungsgradcharakteristik bereits in einer frühen Phase des Entwicklungsprozesses benötigt. Somit wird der prädiktive Einsatz multidisziplinärer Simulationsmethoden mit über die gesamte Entwicklungsphase durchgängig anwendbaren Modellen zu einem wesentlichen und unumgänglichen Bestandteil des Design- und Entwicklungsprozesses.

In der Vergangenheit erfolgte die Auslegung, Gestaltung und Integration von Zahnringpumpen vorwiegend durch empirische Methoden. Dies erforderte aufwändige, zeit- und kostenintensive experimentelle Aktivitäten, um die Auswirkungen einzelner Parameter und ihrer Toleranzen (sowie deren mögliche gegenseitige Beeinflussung) auf das Betriebsverhalten der Pumpe beurteilen zu können. Die gegenwärtig verfügbare Computertechnologie mit hohen CPU-Kapazitäten und verhältnismäßig niedrigen CPU-Kosten bietet neue Möglichkeiten, um die komplexen Interaktionen in der Zahnringpumpe mithilfe numerischer Verfahren simulieren zu können. Der Wunsch nach einem durchgängigen Berechnungsmodell zur betriebssicheren Auslegung und optimierten Gestaltung von Zahnringpumpen für den Einsatz im stark instationären Betrieb unter automotiven Randbedingungen erfordert jedoch eine ganzheitliche Systembetrachtung. In den meisten Anwendungsfällen variieren Drehzahl, Druck und Temperatur und die Pumpe muss somit anhand der ungünstigsten Betriebsbedingungen ausgelegt werden. Während der zur Bestimmung des minimalen Fördervolumenstroms ungünstigste Betriebspunkt eine Kombination aus niedriger Drehzahl, hohem Druck und hoher Temperatur darstellt, muss der zur Bestimmung der maximalen Leistungsaufnahme ungünstigste Fall als eine Kombination aus hoher Drehzahl, hohem Druck und niedriger Temperatur herangezogen werden. Dabei hat die Gesamtsystemarchitektur mit beispielsweise im Getriebe integrierter und mit Absolut- oder Differenzdrehzahl betriebener Pumpe oder mit externer, elektrohydraulischer Motor-Pumpeneinheit ebenfalls einen wesentlichen Einfluss auf das Betriebsverhalten und die Auslegungskriterien der Pumpe.

So haben zum Beispiel in elektrohydraulischen Systemen Designparameter, welche die Leckagewerte der Pumpe definieren, direkten Einfluss auf das Betriebsverhalten des Elektromotors. Demnach kann eine Erhöhung des volumetrischen Pumpenwirkungsgrades durch die Minimierung des Pumpenspiels zufolge einer engeren Tolerierung der Dichtspalte zu einem schlechteren Gesamtwirkungsgrad oder unter Umständen sogar zu einem Systemausfall führen. Damit der Elektromotor im optimalen Betriebspunkt betrieben wird, sind Motor- und

Pumpenkennfelder entsprechend aufeinander abzustimmen und Temperatur- sowie mögliche Toleranzeinflüsse zu berücksichtigen. Die Auslegung und Gestaltung der Designparameter sollte somit unter Berücksichtigung der Gesamtsystemfunktionalität erfolgen und Einflüsse, die typischerweise das Betriebsverhalten der betrachteten Systeme prägen, sind im Berechnungs- und Auslegungsprozess zu berücksichtigen. Sofern Lastkollektive bereitstehen, die beispielsweise aus Fahrdynamiksimulationen definierter Fahrzyklen oder anhand von Messungen an vergleichbaren Referenzsystemen ermittelt wurden, können diese im Entwicklungsprozess ebenfalls berücksichtigt werden. Dies erfordert eine gesamtheitliche Systembetrachtung mit modular aufgebauten und im Entwicklungsprozess durchgängig anwendbaren Simulationsmodellen. Voraussetzung dafür sind neben einer geeigneten Simulationstechnik robuste Modelle mit kurzen Rechenzeiten, um diese für Parameterstudien heranziehen, aber auch sie in Gesamtsystem- und Fahrdynamiksimulationen einbinden zu können.

Darüber hinaus erfordern die Vorgaben hinsichtlich der Reduktion von CO<sub>2</sub>-Emissionen bei der Auslegung und Beurteilung neuer Antriebsstrangkonzeppte geeignete Simulationstechniken zur Berechnung des Energiebedarfs für ausgewählte Fahrzyklen. Dies erfolgt über die Gesamtfahrzeugsimulation mit mechatronischen Gesamtfahrzeugmodellen [1-3]. Für die rechnerische Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs beim Durchfahren von vorgegebenen Fahrzyklen werden bereits in der Konzept- und Entwicklungsphase verschiedene Fahrzeugkonfigurationen im Modell abgebildet und deren Potenziale vergleichend dargestellt, um wichtige Entscheidungsgrundlagen zu liefern [1]. In zunehmendem Maße wird aber auch die modellbasierte Funktionsentwicklung und Applikation der Allradregelsysteme unter Einbeziehung der simulationsgestützten Auslegung mechatronischer Systeme und Komponenten zu einem wesentlichen und unverzichtbaren Bestandteil des Entwicklungsprozesses [2]. Für die Gesamtfahrzeugsimulation kommt bei *MAGNA Powertrain* das Softwarepaket *veDYNA* [4] zum Einsatz. In dieser *Matlab*-basierten Entwicklungsumgebung lassen sich Systemmodelle und Regelalgorithmen leicht implementieren und liefern, ein validiertes Gesamtfahrzeugmodell vorausgesetzt, schnell Aussagen über Fahrdynamik, Traktion oder Energieverbrauch bei unterschiedlichen Systemkonfigurationen. Durch die offene, modulare Modellarchitektur können beliebige Teile des Fahrzeugmodells ausgetauscht und Aktuatormodelle, die von Modellen der Steuergeräteelegik geregelt werden, eingebunden werden [2]. Somit können realitätsnahe Zeiten für die Momentenstellendynamik und Kupplungsaktuatorik in der Gesamtfahrzeugsimulation erreicht und Einflüsse von Temperatur, Verschleiß, Bauteiltoleranzen oder dergleichen durch Parametervariationen berücksichtigt werden.

In diesem Spannungsfeld, ergänzt durch Bauraumbeschränkungen, Kostendruck und spezielle Kundenanforderungen, muss die für den jeweiligen Anwendungsfall bestmögliche Lösung in kurzer Zeit entwickelt werden. Dadurch steigen auch die Anforderungen an die Simulation mechatronischer Subsysteme und zuverlässige Beurteilungen hinsichtlich des Wirkungsgradverhaltens über den gesamten Betriebsbereich werden bereits in der frühen Konzeptphase gefordert.

Mit dieser Motivation umfasst die vorliegende Arbeit die Entwicklung einer geeigneten Simulationsmethodik sowie die Erstellung entsprechender Berechnungsmodelle zur Auslegung und Analyse von Zahnringpumpen. Dies erfolgt, unter besonderer Berücksichtigung der beim automotiven Einsatz gestellten systembedingten Anforderungen, mit dem Ziel, bereits in der Konzeptphase effizient und rasch unterschiedliche Varianten miteinander vergleichen zu können. Die entwickelte Methodik und die erstellten Modelle werden anhand konkreter Anwendungen im automotiven AWD-Antriebsstrang umgesetzt und durch Prüfstandsmessungen validiert.

In der Praxis werden die Rotorsätze von Zahnringpumpen im Allgemeinen nicht in Eigenfertigung hergestellt, sondern meist von Pumpenherstellern, die über das entsprechende Know-how zur Auslegung und Herstellung der Verzahnungsgeometrie verfügen, bezogen. Aufgrund der Vielzahl an Schnittstellen ist eine alleinige Betrachtung des Rotorsatzes jedoch nicht ausreichend. Zusätzlich muss neben der Gestaltung der Ein- und Ausströmgeometrie auch die Lagersituation von Innen- und Außenrotor den Anforderungen entsprechend ausgelegt werden. Elastische Verformungen durch Betriebslast und Temperatureinflüsse sowie die zulässigen Fertigungstoleranzen müssen bei der Auslegung ebenfalls berücksichtigt werden. Weitere Einflussfaktoren sind das vorhandene Betriebsmedium sowie die über die Lebensdauer veränderliche Ölqualität. Bei der Auslegung elektromotorisch betriebener Pumpen sind zusätzliche, durch die elektrischen Komponenten und durch die Ansteuerung bzw. Regelung bedingte Anforderungen zu berücksichtigen. So darf beispielsweise das bei maximalem Druck von der Pumpe benötigte Losbrechmoment das Kurzschlussmoment eines DC-Motors bei keiner Temperatur überschreiten, um die Regelbarkeit unter allen Betriebsbedingungen sicherzustellen. Die Abbildung exakter Randbedingungen sowie dynamischer Interaktionen zwischen den einzelnen Komponenten und Teilsystemen erfordert somit eine entsprechende multidisziplinäre Systemsimulation.

Dies erfolgt im Rahmen der vorliegenden Arbeit durch das Zusammenwirken von Submodellen in verschiedenen Domänen als Kombination einer dynamischen 1D-Systemsimulation, die das dynamische Verhalten des Gesamtsystems mit den entsprechenden Interaktionen der mechanischen, hydraulischen und elektrischen Komponenten sowie der Regelalgorithmen darstellt, und geometriebasierenden 2D- und 3D-Detailanalysen, wie diese beispielsweise zur Ermittlung komplexer Dichtspaltgeometrie oder zur Analyse von Verschiebungen und Verformungen der Komponenten unter Wirkung der Betriebslast unerlässlich sind.

Ziel dieser Dissertation ist es, die grundlegenden Design- und Gestaltungsparameter sowie die zugehörigen Berechnungsgrundlagen von Zahnringpumpen aufzuzeigen, sie in geeigneten Simulationsmodellen abzubilden und deren Einflüsse auf das Betriebsverhalten ausgewählter Systeme zu analysieren.

Die vorliegende Arbeit ist wie folgt strukturiert:

In Kapitel 1 werden nach einem kurzen Überblick über die historische Entwicklung der Zahnringmaschine die wesentlichen Entwicklungsfortschritte seit Beginn der computergestützten Berechnung und Simulation erläutert, aber auch die bis dato vorhandenen Unzulänglichkeiten aufgezeigt. Danach werden anhand von *MAGNA Powertrain* Produkten typische Anwendungsbereiche von Zahnringpumpen in automotiven AWD-Systemen vorgestellt. Neben einer funktionalen Unterscheidung in aktive, semi-aktive und passive momentenübertragende Systeme wird auf die besonderen Anforderungen für automotive Anwendungen am Beispiel ausgewählter Lastenheftangaben hingewiesen.

Kapitel 2 befasst sich mit jenen Berechnungsgrundlagen, die den im Rahmen dieser Dissertation entwickelten Submodellen zugrunde gelegt werden. Dabei wird neben allgemeinen Grundlagen hydrostatischer Systeme insbesondere die Wirkungsgradcharakteristik von Verdrängermaschinen betrachtet. Abschnitt 2.3 widmet sich dem Einfluss der Lagergestaltung, und es wird auf die Grundlagen der Berechnung hydrodynamischer Radialgleitlager Bezug genommen.

Kapitel 3 widmet sich umfassend den spezifischen Eigenschaften der Zahnringpumpe. Neben grundlegenden Betrachtungen zum Gerotor-Prinzip wird auf das Saug- und Förderverhalten sowie auf geometrische Aspekte wie das Pumpenspiel, die Geometrie der Ein- und Auslassnieren und die Verzahnungsprofilgeometrie eingegangen.

Die Beschreibung des Modellierungsansatzes und der wesentlichen Potenziale des entwickelten Tools im Sinne einer gesamtheitlichen Systembetrachtung erfolgt in Kapitel 4. Neben der entwickelten Simulationsmethodik werden die jeweiligen Submodelle und ihre Interaktionen in den unterschiedlichen Domänen ausführlich beschrieben.

Die für die Validierung herangezogenen Referenzpumpen werden in Kapitel 5 vorgestellt.

In Kapitel 6 werden die Ergebnisse der jeweiligen Submodelle sowie des gesamtheitlichen Pumpenmodells auf Basis des derzeitigen Entwicklungsstandes für verschiedene Pumpendesignvarianten und Betriebsbedingungen dokumentiert und den ermittelten Messdaten gegenübergestellt. Weiters werden als Referenzanwendung für eine Gesamtsystemsimulation Ergebnisse einer im geschlossenen Regelkreis arbeitenden, elektrohydraulisch aktuierten Lamellenkupplung präsentiert, und es wird das Modell einer mittels differenzdrehzahlführender Pumpe aktuierten Lamellenkupplung vorgestellt.

Die abschließende Zusammenfassung enthält einen Ausblick auf Potenziale für zukünftige Weiterentwicklungen und es werden alternative, vom Gerotor-Prinzip abgeleitete Pumpendesignkonzepte vorgestellt. Darüber hinaus sind ergänzende Ergebnisse und Messdaten dem Anhang beigefügt.

## 1.1 Stand der Technik

Zufolge dem deutschen Ingenieur *Felix Wankel*, der 1963 eine umfassende und bis heute Gültigkeit besitzende Einteilung der Rotationskolbenmaschinen erstellte [5], beschäftigten sich Ingenieure bereits jahrzehntelang davor mit der Entwicklung von Rotationskolbenmaschinen als Alternative zu Hubkolbenmaschinen. In der Literatur [6] findet man Hinweise, dass bereits die alten Ägypter über einige Grundkenntnisse des Gerotor-Prinzips verfügt haben könnten. Die ersten Darstellungen einer nach dem Rotationskolbenprinzip arbeitenden Maschine wurden 1588 vom italienischen Ingenieur *Agostino Ramelli* als Anwendung für eine Wasserpumpe dokumentiert [7]. 1782 versuchte der englische Ingenieur *James Watt* bei seinen mit Hubkolben, Pleuelstangen und Kurbelwellen ausgestatteten Dampfmaschinen vom Hubkolben abzukommen und arbeitete parallel dazu an Konzepten für eine Dampf-Drehkolbenmaschine, die 1799 von Watts Mitarbeiter *William Murdock* erstmals funktionsfähig gebaut wurde [7]. Als Begründer der Gerotormaschine wird jedoch *Myron F. Hill* genannt [6]. *Hill* machte seine ersten Versuche im Jahr 1906 und erwähnte 1927 in seinem Werk „Kinematics of Gerotors“ vorangegangene Versuche von *Galloway*, der bereits um 1787 die vermutlich erste Gerotormaschine mit kontinuierlichem Kontakt zwischen den beiden Rotoren entwickelt hatte. Es folgten Versuche von *Nash* und *Tilden* um 1879 sowie von *Cooley*, der um 1900 eine Maschine, bestehend aus einem zweizahnigen Innenrotor, der in einem dreizahnigen Außenrotor läuft, präsentierte. Weitere Arbeiten wurden von Professor *Lilly* an der Universität in Dublin um 1915 und von *Feuerheerd* um 1918 durchgeführt. Alle diese Ingenieure arbeiteten bereits an der Entwicklung einer Zahnringmaschine mit einer Zähnezahldifferenz von einem Zahn zur Erzeugung von Verdrängungsvolumen [6]. *Hill* entwickelte am Anfang des 20. Jahrhunderts die Geometrie weiter, schützte sie 1921 patentmäßig unter dem Namen Gerotor<sup>1</sup> und schuf eine Vielzahl an theoretischen Grundlagen basierend auf der Geometrie dieser Rotoren [8], die schließlich in den frühen 1920er Jahren kommerziell produziert wurden. Die ersten Anwendungen bezogen sich auf messtechnische Aufgaben, insbesondere für die Anwendung in Wasserzählern. Im Jahr 1930 begann die industrielle Produktion von Gerotorsätzen für Kraftstoffpumpen durch *W. H. Nichols* [9]. *Wankel* gelang um 1945 mit dem nach ihm benannten Wankelmotor der Durchbruch zur industriellen Anwendung als Verbrennungsmotor [10]. Für die weitere industrielle Entwicklung wird auf die einschlägige Literatur [6] verwiesen.

In ölhydraulischen Systemen kommen Rotationskolbenmaschinen vorwiegend als Ölpumpen und als Orbitalmotoren zum Einsatz. Die bekanntesten Maschinen mit Trochoidenprofil sind die Zahnringpumpen oder so genannten Gerotorpumpen, die heute in allen Bereichen der

---

<sup>1</sup> Abgeleitet von Generated Rotor.

Industrie sowie in vielen automotiven Anwendungen zum Einsatz kommen und in einer Vielzahl von Zahnformen, Größen und Herstellungsverfahren produziert werden. Der Anwendungsbereich von Zahnringpumpen im automotiven Bereich reicht von Schmierölpumpen für Verbrennungsmotoren über Ölpumpen zur Schmierung, Kühlung und Aktuatorik von Automatikgetrieben bis hin zu elektrohydraulischen Motor-Pumpen-Einheiten, wie sie beispielsweise in der Ausführung als kompakte Power-Pack Einheiten zur Aktuierung von Elementen im Antriebsstrang vorzufinden sind. Zahnringpumpen bilden aufgrund der für große Stückzahlen ausgelegten Fertigungsverfahren in einem weiten Einsatzbereich eine preiswerte Alternative zu anderen Pumpentypen. Durch die gute Integrierbarkeit ergibt sich eine kompakte und gewichtsparende Einheit, die in den meisten Fällen auch akustische Vorteile aufweist [11]. Die erreichbaren Wirkungsgrade sind infolge der höheren Leckverluste jedoch begrenzt, wodurch der Anwendungsbereich überwiegend im unteren Druckbereich bis etwa 30 bar liegt. Für den Einsatz von Gerotorpumpen als Schmierölpumpen für Verbrennungskraftmaschinen sowie für die Anwendung in Automatikgetrieben gibt es bereits weitreichende experimentelle und theoretische Untersuchungen, deren Schwerpunkte die Wirkungsgradoptimierung [12, 13] und die Betriebsgeräuschminimierung [14, 15] darstellen. Diese im Allgemeinen direkt mit VKM-Drehzahl angetriebenen Pumpen werden im gesamten Drehzahlbereich von etwa 500 bis 9000  $\text{min}^{-1}$  betrieben. Es sind bis dato jedoch keine Arbeiten bekannt, die sich mit der Anwendung von Zahnringpumpen in AWD-Systemen und den damit einhergehenden Anforderungen im Detail befassen.

In der Vergangenheit erfolgte die Auslegung, Gestaltung und Integration von Zahnringpumpen vorwiegend durch empirische Methoden und wurde wesentlich durch die langjährige Erfahrung und das Know-how einiger weniger etablierter Hersteller von Gerotormaschinen geprägt [16-18]. Dies erforderte aufwändige und zeitintensive experimentelle Aktivitäten, um die Auswirkungen einzelner Geometrieparameter und ihrer Toleranzen sowie deren mögliche gegenseitige Beeinflussung auf das Betriebsverhalten der Pumpe beurteilen zu können. Aufgrund der Vielzahl an möglichen Toleranzkombinationen und des Umstands, dass nicht alle Parameter direkt messbar sind, werden neue Berechnungs- und Auslegungsmethoden gefordert. Zwar hat der Einsatz numerischer Methoden in den letzten Jahren kontinuierlich zugenommen, diese sind jedoch primär auf bestimmte Aspekte der Pumpengestaltung beschränkt (z. B. Analyse der Rotorgeometrie und Kinematik, FEM-Strukturmechanikanalyse etc.). Wie nachfolgend aufgezeigt, konzentrieren sich vorangegangene Studien auf die detaillierte Analyse bestimmter Effekte, die das Betriebsverhalten der Zahnringpumpen beeinflussen. Ein ganzheitlicher Ansatz für eine durchgängige detaillierte Simulation des Betriebsverhaltens der Pumpen und ihrer Interaktionen in Kombination mit einem bestimmten Aktuatoriksystem (z. B. elektrohydraulischem System) ist jedoch nicht bekannt.

In den letzten beiden Jahrzehnten wurden, nicht zuletzt bedingt durch die rasante Entwicklung der Computertechnologie und die damit verbundenen neuen Möglichkeiten der numerischen Simulation, zahlreiche Studien zum Betriebsverhalten von Zahnringpumpen ausgeführt. Diese beschränken sich allerdings jeweils auf spezifische Aspekte der Pumpengestaltung, wie die

Erzeugung der Verzahnungsgeometrie [19, 20], die Beurteilung von Dichteigenschaften [11, 21] und Verschleißverhalten [22], die Ermittlung der Förderstromungleichförmigkeiten [14, 15, 23] oder die Analyse der im Pumpensatz wirkenden Kräfte und Momente [24-27]. Die wichtigsten dieser älteren und auch für die Entwicklung der Simulationsmodelle in Kapitel 4 durchaus hilfreichen Arbeiten werden nachfolgend vorgestellt.

Zur Erzeugung und Optimierung der Rotorprofilgeometrie auf Basis zyklodischer<sup>2</sup> Verzahnungsprofile existieren bereits umfangreiche theoretische Untersuchungen. Über geometrische Betrachtungen oder ausgehend vom Verzahnungsgesetz lassen sich die mathematischen Grundlagen zur Ermittlung der Basistrochoide und einer dazu äquivalenten Kurve als analytische Gleichungen oder in Parameterdarstellung herleiten [11, 19, 20].

*Litvin* und *Feng* zeigen 1996, dass sich über die Berechnung der Kurvenkrümmung zyklodischer Verzahnungsprofile Bedingungen zur Vermeidung von Singularitäten der erzeugten trochoiden Kurven aufstellen lassen [19]. Diesem Ansatz folgend wird von *Hsieh* und *Yan* [28] 2006 die analytische Ermittlung der ohne Unterschnitt realisierbaren Profilgeometrien von Außen- und Innenrotor beschrieben. Die Kurvenkrümmung der Rotorprofile wird aber auch zur Beurteilung der Dichteigenschaften und zur Vorhersage der Kontaktspannungen herangezogen [11, 28]. *Hsieh* präsentiert 2009 am Beispiel hypotrochoider Rotorprofile eine Kurvenkrümmungs-Differenzenmethode zur Beurteilung der Dichteigenschaften und Abschätzung der Hertz'schen Flächenpressung an den Rotorprofilen [21]. In jenen Bereichen, die größere Unterschiede in der Kurvenkrümmung aufweisen, nehmen die Dichtqualität ab und die Variation der Hertz'schen Pressung zu. *Hsieh* dokumentiert Ergebnisse für Dichteigenschaften, Kontaktspannungen, Wirkungsgrad und maximal erreichbaren Pumpendruck für unterschiedliche geometrische Designparameter. *Bonandrini et al.* [20] definieren die Rotorprofilgeometrie über vier dimensionslose Parameter, die es erlauben, die geometrische und kinematische Charakteristik von Rotationskolbenmaschinen mit epi- und hypotrochoidem Verzahnungsprofil analytisch zu ermitteln. Auf Grundlage der vier Parameter können die theoretischen Pumpenkennwerte wie geometrisches Verdrängervolumen, Förderstrompulsationen oder Verdichtungsverhältnis analytisch ermittelt werden. Darüber hinaus wird der Einfluss der Designparameter auf das Betriebsverhalten von Gerotorpumpen basierend auf epi- und hypotrochoiden Zahnformen hinsichtlich Krümmung, Druckwinkel und Förderstromungleichförmigkeiten vergleichend gegenübergestellt. Andere Autoren [22] beschäftigen sich mit der Ermittlung der Roll- und Gleitgeschwindigkeit in den Kontaktpunkten der trochoiden Verzahnungsprofile und zeigen, dass ausgehend von den geometrischen Parametern Rück-

---

<sup>2</sup> Eine Zyklode (= zyklische Kurve) ist die Bahn, die ein Kreispunkt beim Abrollen eines Kreises auf einer Leitkurve beschreibt, und kann mathematisch als analytische Gleichung oder in Parameterdarstellung dargestellt werden. Wird als Leitkurve ein anderer Kreis gewählt, spricht man von einer Trochoide.

schlüsse hinsichtlich Gleitgeschwindigkeit und Verschleiß an den Kontaktflächen gezogen werden können.

Weitere Aspekte liegen in der Analyse der Kräfte und Momente im Rotorsatz sowie in der Bestimmung der Hertz'schen Pressung an den Kontaktflächen. Da es zu jedem Zeitpunkt mehrere Kontaktpunkte gibt, ist das Problem statisch überbestimmt und die Ermittlung der Kontaktkräfte in den einzelnen Berührungspunkten gestaltet sich schwierig. Mit vereinfachten analytischen Modellen, wie beispielsweise 1993 von *Shung* und *Pennock* vorgestellt, können bei Vernachlässigung von Reibung und Verformung an den Kontaktpunkten die Gleichungen zur Ermittlung der Zahn-Normalkräfte für quasi-statische Betriebszustände hergeleitet werden [24].

*Gamez-Montero* und *Codina* ermitteln 2003 durch analytische Untersuchungen und mithilfe eines 2D-FEM-Modells einer Motorschmierölpumpe, dass sich bei Variation der Zähnezahl die maximal auftretende Kontaktspannung und die volumetrischen Eigenschaften, wie Verdrängervolumen oder Förderstrompulsationen, gegenläufig verhalten [26]. Darüber hinaus werden ergänzende experimentelle Untersuchungen zum Zweck der Validierung von Lage und Größe der maximalen Kontaktspannungen mittels spannungsoptischer Methoden<sup>3</sup> an skalierten, transparenten Kunststoffmodellen beschrieben [25, 26]. Theoretische Untersuchungen hinsichtlich der Belastbarkeit von Kunststoff-Rotorsätzen durch eine gemeinsame Analyse der auftretenden Spannungen und Verformungen wurden kürzlich auch von *Biernacki* und *Stryzek* durchgeführt [29]. Dabei beschränken sie den Bereich, in dem Kontaktkräfte und Kontaktspannungen auftreten, auf den als „aktiv“ bezeichneten Teil des Rotorsatzes. Zuzufolge der Belastung verschieben und verformen sich die Zähne des Außenrotors in Richtung des „aktiven“ Teils, die Zähne des Innenrotors in Richtung des „passiven“ Teils, wodurch Dichtspalte entstehen. Für ihre Untersuchungen hinsichtlich der Belastbarkeit von Kunststoff-Rotorsätzen führen sie auf Basis eines mit der kommerziellen FE-Berechnungssoftware *Abaqus* [30] erstellten Finite-Elemente-Modells eine Analyse der Spannungen und Verformungen durch. Unter Berücksichtigung realistischer Grenzwerte für zulässige Druckspannungen und maximale Dichtspalthöhen sind Drücke bis etwa 50 bar durchaus möglich.

Nach *Paffoni et al.* [31] hat das Zahnkopfspiel großen Einfluss hinsichtlich der Anzahl und Lage der Zahn-Kontaktpunkte. Im Vergleich zu einer Pumpe ohne Zahnkopfspiel und bei sonst identischen Betriebsbedingungen ergibt sich in etwa eine Verdoppelung der Normalkraft. Dies führt zu einem signifikanten Anstieg der Flächenpressung und einer Reduzierung der Schmierfilmdicke. *Ivanović et al.* [27] präsentieren ein vereinfachtes analytisches Modell zur Ermittlung der zu einem bestimmten Zeitpunkt in Kontakt tretenden Zahnpaare und ermit-

---

<sup>3</sup> Methode zur Bestimmung der Spannungsverteilung in transparenten Modellen komplexer geometrischer Struktur oder komplexer Belastung unter Zuhilfenahme linear polarisierten Lichts.

teln unter Verwendung des *CATIA* Moduls für Strukturmechanikanalyse die auftretenden Reaktionskräfte. Diese, wie auch andere Arbeiten [25, 27], vergleichen die Ergebnisse analytischer Berechnungen mit den numerischen Ergebnissen von FEM-Analysen, betrachten dabei jedoch ausschließlich den Rotorsatz bestehend aus Innen- und Außenrotor. Es zeigt sich durchwegs eine gute Übereinstimmung zwischen den analytisch ermittelten Ergebnissen und den Resultaten der FEM-Analyse, jedoch unter der Prämisse, dass die Lagerung beider Rotoren jeweils als starr angesehen wird.

Darüber hinaus findet man Arbeiten, die neben der klassischen epi- und hypotrochoiden Kurvengeometrie auch alternative Konzepte betrachten. Ein aus einer fortlaufenden Verbindung von Epi- und Hypotrochoiden zusammengesetztes Verzahnungsprofil bringt nach *Hsieh* und *Hwang* [11] verbesserte Dichteigenschaften und einen höheren Wirkungsgrad mit sich. Dies wird auch in Patentschriften von *Eisenmann* 1993 [32] und *Hosono* und *Katagiri* 1999 [33] offen gelegt. Andere Arbeiten befassen sich mit nicht kreisförmigen Profilen. Die Betriebskenngrößen wie spezifischer Förderstrom und Förderstrompulsationen ändern sich jedoch nicht wesentlich zwischen kreisförmigen, elliptischen oder polygonförmigen Zahnformen [34]. Eine Methode zur Erzeugung von Rotorprofilen auf Basis nicht kreisförmiger Erzeugungsgeometrie für die Anwendung als Kompressoren, Pumpen oder anderer Rotationskolbenmaschinen wird von *Tong et al.* vorgestellt [35]. *Litvin* und *Feng* [19] betrachten die Anwendung von nichtplanaren, schraubenförmigen Rotorprofilen, wie sie beispielsweise als dreiflügelige Läufer in Rootsgebläsen eingesetzt werden. Aber auch komplexere, von den trochoiden Profilen abweichende Zahnformen wurden theoretisch bereits mehrfach betrachtet [36, 37].

Ebenso gibt es eine Vielzahl an Patentschriften, die Vorschläge zur Gestaltung der radialen Spiele [32, 38] sowie Maßnahmen zur Verbesserung von Wirkungsgrad, Akustik und Verschleißverhalten [33, 39, 40] offen legen. Für die Anwendung als Ölpumpe in Verbrennungsmotoren oder in Automatikgetrieben empfiehlt *Eisenmann*, bei fest auf der Welle angeordnetem Innenrotor das radiale Spiel zwischen Außenrotor und Gehäusebohrung groß genug zu gestalten, um die radialen Bewegungen der Kurbelwelle bzw. Getriebeeingangswelle aufnehmen zu können, oder ein entsprechend großes Spiel zwischen Welle und Innenrotor vorzusehen und den Außenrotor mit minimalem Radialspiel in der Gehäusebohrung zu lagern [32]. Innen- und Außenrotor sind demnach mit ihren Verzahnungen mit minimalem radialem Spiel ineinander gelagert. Von *Ogata et al.* wird eine Methode zur Erzeugung einer Rotorprofilgeometrie beschrieben, die einen gleichmäßigen Verlauf der Kopfspalte über den Drehwinkel bewirkt [39]. Dadurch sollen durch den un stetigen Verlauf der Kopfspalte hervorgerufene Vibrationen und damit verbundene Geräuschemissionen über den gesamten Betriebsbereich vermieden und eine längere Pumpenlebensdauer erzielt werden. In [39] wird ferner eine Modifikation der Zahnkopfform beschrieben, wobei durch vergrößerte Kopfspalte in den Bereichen ohne Dichtfunktion das Aneinanderschlagen der nicht im Eingriff befindlichen Zähne vermieden wird.

Neben der Erforschung der genannten geometrischen Aspekte gibt es auch zahlreiche Arbeiten, die sich mit der kinematischen und fluiddynamischen Modellierung von Zahnringpumpen auseinandersetzen. *Fabiani et al.* betrachten 1999 geometrische und kinematische Aspekte, welche die Grundlage für die Modellbildung und Simulation von Zahnring-Schmierölpumpen bilden, und zeigen Modellierungsansätze zur korrekten Beschreibung der Kammervolumen sowie der Strömungsquerschnitte [41] auf. In ähnlicher Weise erstellen *Gamez-Montero* und *Codina* [42] ein Bond-Graphen-Modell<sup>4</sup>, in dem Geometrie, Kinematik und volumetrische Eigenschaften berücksichtigt werden. Ausgehend vom Modell einer einzelnen Verdrängerkammer wird der Bond-Graph der gesamten Pumpe erstellt und schließlich um die einzelnen Leckagepfade ergänzt [23].

Zur Analyse fluiddynamischer Aspekte wie beispielsweise der Reduzierung unerwünschter Betriebsgeräusche, die durch Förderstompulsationen und insbesondere im oberen Drehzahlbereich durch die unvollständige Befüllung der Verdrängerräume hervorgerufen werden, hat sich die Lumped Parameter Fluid-Dynamic-Simulation als zielführend erwiesen. Es wurden bereits erfolgreich Untersuchungen über die Anwendungen als Automatikgetriebeölpumpen [14] sowie als Motorschmierölpumpen [15, 43] durchgeführt und mit experimentellen Ergebnissen validiert. *Fabiani et al.* [41] konzentrieren sich in erster Linie auf die geometrische und kinematische Modellierung. *Nyrat et al.* präsentieren in [14] ein 1D-AMESim-Modell, das ein erweitertes Modell für die Beschreibung der Fluideigenschaften mit einem geometrischen Modell der Zahnringpumpe kombiniert. Ein ähnliches Modell wurde von *Mancò et al.* [12, 15] vorgestellt, das zudem eine detaillierte Analyse der Leckölpfade und eine qualitative Aufteilung der Leckölströme ermöglicht [43]. Der Lumped Parameter Ansatz wurde aber auch bereits erfolgreich für die Analyse anderer Pumpentypen wie Außenzahnradpumpen [44, 45] oder Flügelzellenpumpen [46, 47] angewendet. Dies erfordert jedoch stets ein exaktes geometrisches Modell zur Bestimmung der dem Fluid-Dynamic-Modell zugrunde gelegten drehwinkelabhängigen geometrischen Größen, wie dem Kammervolumen oder der Strömungsquerschnitte von Ein- und Auslassnieren. Dem wird durch *Fabiani et al.* [41] Rechnung getragen und es werden zwei unterschiedliche mathematische Modellierungsansätze zur präzisen Beschreibung der Geometrie als Basis für die 1D-Fluid-Dynamic-Simulation vorgestellt. Einem vergleichbaren Ansatz folgend präsentieren *Gamez-Montero et al.* ein In-House-Simulationstool unter dem Namen *GEROLAB Package System* [48]. Die aus drei Modulen bestehende Simulationssoftware basiert auf dem freien Softwarepaket *SCILAB* [49]. Neben der Erstellung des Verzahnungsprofils werden Kennzahlen für die volumetrische Effizienz und für die Kontaktspannung angegeben. Die exakte Geometrie der Ein- und Auslassnieren sowie auftretende Leckölströme finden darin jedoch keine Berücksichtigung.

---

<sup>4</sup> Methodik zur Modellierung dynamischer multi-domain Systeme auf Basis der Energieerhaltung und des Energieflusses durch das System [157].

Neben den eindimensionalen Modellierungsansätzen wurden aber auch Verfahren zur numerischen Strömungssimulation bereits mehrfach zur Berechnung und Optimierung von Zahnringpumpen herangezogen. *Natchimuthu et al.* [50] präsentieren ein transientes CFD-Modell einer Motorschmierölpumpe, wobei die Bewegung der Rotoren mit der *Dynamic Mesh* Methode [51] unter Verwendung der kommerziellen CFD-Simulationssoftware *ANSYS Fluent* berücksichtigt wird. Dazu wird zu jedem Zeitschritt automatisch ein Oberflächennetz mit dreieckigen Elementen erstellt und auf die gegenüberliegende Seitenfläche extrudiert. Diese Methode eignet sich für sich bewegende oder verformende Systemgrenzen und wird auch als 2,5D-Vernetzungsmethodik bezeichnet [52]. *Iudicello* beschreibt eine CFD-unterstützte Designoptimierung einer Kraftstoffförderpumpe [53], durchgeführt mit der CFD-Software *STAR-CD*. Mithilfe eines transienten 3D-CFD-Modells und der Anwendung von DOE-Methoden werden die Auswirkungen verschiedener Designparameter wie der Nierengeometrie oder der Dichtspalttoleranzen auf das Förderstromverhalten und die Kavitationsgefahr sowie auf die Geräuschentwicklung untersucht. Ähnliche Untersuchungen, ebenfalls anhand einer Kraftstoffförderpumpe, wurden kürzlich von *Ruvalcaba* und *Hu* [54] in *ANSYS Fluent* erstellt. Dabei wird besonderes Augenmerk auf die präzise Berücksichtigung der Zahnkopfspiele gelegt und die Einflüsse der Kopfspalte auf die Pumpeneffizienz werden analysiert. Die Komplexität des numerischen Modells mit beweglichen und verformbaren Netzen erlaubt jedoch nur die Betrachtung einer begrenzten Anzahl an quasistatischen Betriebszuständen.

Als kommerziell verfügbares Berechnungsprogramm bietet der CAE-Softwarehersteller *Simerics* mit *PumpLinx* [55] ein einfach zu bedienendes, CFD-basiertes Tool mit automatischer Netzgenerierung und vordefinierten Templates für bestimmte Anwendungen wie Außen- und Innenzahnradpumpen, Gerotorpumpen, Axialkolbenpumpen oder Flügelzellenpumpen. Mithilfe der numerischen CFD-Simulation lassen sich eine genaue Betrachtung des Strömungsverhaltens in der Pumpe sowie Untersuchungen hinsichtlich Aeration und Kavitation durchführen und beispielsweise die Optimierung von Strömungskanälen realisieren. Der Softwarehersteller *KISSsoft* [56] bietet Module zur Berechnung von Zahnringpumpen sowie zur Auslegung und Berechnung hydrodynamischer Radialgleitlager an [57]. Die Pumpenberechnung beschränkt sich allerdings auf geometrische und kinematische Aspekte und es werden die Veränderungen der wichtigsten Parameter einer Pumpe während eines Zahneingriffes wie das Kammervolumen und der Verlauf der Kopfspalte berechnet und dargestellt. Zusätzlich wird eine über den Verlauf der Hertz'schen Pressung und der Gleitgeschwindigkeit in den Kontaktpunkten berechnete Verschleißkenngröße ermittelt [58]. Ein von der Firma *Maverick Racing* unter der Bezeichnung *Gerotor Design Studio* [59] vertriebenes Softwareprodukt dient ebenfalls der Auslegung, Analyse und CNC-gestützten Fertigung von Gerotorpumpen. Der Einsatz wird in erster Linie für Anwendungen im Bereich des Prototypenbaus oder bei kleinen Stückzahlen, wie dies bei Rennsportanwendungen der Fall ist, gesehen. Bestimmte Details, etwa die Berücksichtigung der Lagersituation von Innen- und Außenrotor, finden darin jedoch keine Berücksichtigung. Ein weiterer Nachteil sind fehlende Möglichkeiten zur Einbindung in eine Gesamtsystemsimulation, wie dies zur Beurteilung des Gesamtsystemverhaltens unabdingbar ist.

Darüber hinaus gibt es eine Vielzahl an Publikationen, die umfangreiche experimentelle Tätigkeiten im Bereich der Rotationskolbenpumpen dokumentieren. *Antoniak* [60] visualisiert das Strömungsverhalten in der Zahnringpumpe unter Verwendung einer digitalen Hochgeschwindigkeitskamera. Damit können die optimale Anordnung der Ein- und Auslassnieren überprüft und Totgebiete, in denen keine Strömungsgeschwindigkeit herrscht, sowie kavitationsgefährdete Bereiche identifiziert werden. *Gamez-Montero* beschreibt experimentelle Untersuchungen zur Bestimmung der Kontaktspannungen an den Berührungspunkten, die mittels spannungsoptischer Methoden an transparenten Kunststoffmodellen durchgeführt wurden [25, 26]. *Türk* und *Verhülsdonk* [61] zeigen anhand experimenteller Untersuchungen am Beispiel spiralförmiger Drehkolbenpumpen, wie sie beispielsweise zur Förderung hochviskoser oder schlammiger Flüssigkeiten eingesetzt werden, auf welche Weise die Auswirkungen von Verschleiß und der Einfluss der Spaltmaße die Pumpenkennlinien beeinflussen. Dabei zeigen sie, dass die mit zunehmendem Verschleiß größer werdenden Dichtspalthöhen die Befüllung der Verdrängerkammern durch das von der Druckseite über die Dichtspalte rückströmende Fluid verbessern und damit das Auftreten von Kavitation verzögern.

Wenngleich die erwähnten Werke und die am Markt verfügbaren Softwareprodukte zum besseren Verständnis der in der Zahnringpumpe wirkenden Mechanismen beitragen, werden darin bestimmte vereinfachende Annahmen vorausgesetzt, beispielsweise die Vernachlässigung von Wechselwirkungen zwischen hydraulischen und mechanischen Effekten oder von elastischen Verformungen aufgrund der Druckkräfte, oder es handelt sich um aufwändige numerische Modelle, welche für die Einbindung in Gesamtsystemsimulationen oder für Parameterstudien unterschiedlicher Designvarianten nicht oder nur unter sehr hohem Aufwand herangezogen werden können. Mit den in der Literatur vorgestellten Herangehensweisen ist somit ein für die jeweilige Anwendung optimiertes Pumpendesign nur schwer realisierbar und ein ganzheitliches Tool für die durchgängige Berechnung und Auslegung von Gerotorpumpen, das den Anforderungen an den automotiven Entwicklungsprozess gerecht wird, nicht verfügbar.

Gegenwärtig bekannte Simulationsmodelle wie beispielsweise in [14, 41, 48] vorgestellt, richten sich somit nur auf die Beobachtung bestimmter Aspekte, die das Betriebsverhalten der Pumpe beeinflussen, betrachten insbesondere jedoch nicht Details wie die präzise Simulation der Dichtspaltgeometrie. Verschiedene Studien, die an anderen positiven Verdrängermaschinen wie beispielsweise an Außenzahnradmaschinen [62, 63] oder an Axialkolbenmaschinen [64, 65] durchgeführt wurden, zeigen die zentrale Bedeutung der Dichtspalte für das Betriebsverhalten der Pumpe. Auch Untersuchungen zu den hydrodynamischen Verhältnissen am Gleitlager des Außenrotors, die in Kombination mit der dynamischen Pumpensimulation durchgeführt worden wären, sind bis dato nicht bekannt. Ein erster Schritt in Richtung eines umfassenden und durchgängigen Modellierungsansatzes für Zahnringpumpen wurde vom Autor in [66] vorgestellt. Jedoch war diese Arbeit auf die präzise Vorhersage der Hauptströmung durch die Pumpe, basierend auf der exakten Beschreibung der Pumpengeometrie, beschränkt und mit starken Vereinfachungen hinsichtlich der Leckölströme sowie der visko-

sen Reibmomente in den lateralen Dichtspalten zwischen Rotorsatz und Gehäuse verbunden. Diese Aspekte wurden in einer weiterführenden Arbeit [67] durch detaillierte numerische Untersuchungen an den lateralen und radialen Dichtspalten ergänzt und werden durch die vorliegende Dissertation vervollständigt. Wie durch die Darstellung der Ergebnisse in Kapitel 6 demonstriert wird, ermöglicht die erarbeitete Methodik eine rasche und präzise Analyse der Auswirkungen unterschiedlicher Dichtspalttoleranzen auf das stationäre und dynamische Betriebsverhalten der Zahnringpumpe und die Interaktionen mit einem hydraulischen Gesamtsystem.

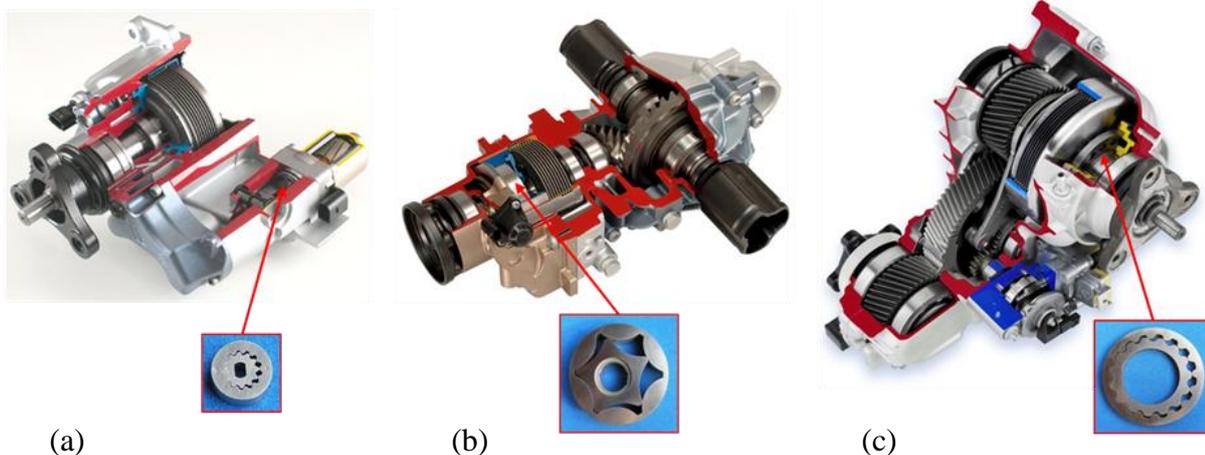
Die Randbedingungen für die Pumpenauslegung werden üblicherweise aus den Systemanforderungen abgeleitet und beinhalten neben Bauraumvorgaben die Angaben hinsichtlich erforderlichem Druck und Durchfluss. Diese Informationen können aus funktionalen Systemanforderungen, die im automotiven Bereich typischerweise durch einen weiten Betriebstemperaturbereich, das mögliche Auftreten von missbräuchlicher Anwendung und hohe dynamische Anforderungen bestimmt sind, abgeleitet werden. Zudem muss das System akustisch unauffällig sein. Aus diesen Anforderungen, die in Kapitel 1.3 näher betrachtet werden, kann die Notwendigkeit einer durchgängigen gesamtheitlichen Systemsimulation, die ein detailliertes physikalisches Pumpenmodell umfasst und die dynamischen Interaktionen zwischen elektrischen, mechanischen und hydraulischen Komponenten berücksichtigt, abgeleitet werden.

Erste Bemühungen hinsichtlich der Entwicklung eines globalen Simulationsmodells zur Beurteilung der dynamischen Systemeigenschaften fokussieren primär regelungstechnische Aspekte und beruhen auf einer kennfeldmäßigen Abbildung der stationären Pumpencharakteristik bzw. auf empirischen Pumpenmodellen [68-71]. Die im Rahmen dieser Arbeiten mit der numerischen Lösung der entsprechenden Differenzialgleichungen in *Matlab/Simulink* verbundenen Probleme und Unzulänglichkeiten, wie die Notwendigkeit der Anwendung impliziter Lösungsverfahren zur Vermeidung algebraischer Schleifen oder die geeignete Wahl der Lösungsalgorithmen für den Umgang mit numerisch steifen Systemen, verstärken weiter die Forderung nach einer geeigneten Simulationsmethodik. Zudem besteht die Forderung nach einer den Konstruktionsprozess begleitenden, prädiktiven Simulation des Pumpenverhaltens sowie nach Abbildung der dynamischen Eigenschaften und Interaktionen im Sinne einer dynamischen Gesamtsystemsimation.

Mit dieser Motivation liegt der Hauptfokus der vorliegenden Dissertation in der Entwicklung eines Simulationstools mit dem Ziel, die grundlegenden Designparameter von Zahnringpumpen sowie die damit einhergehenden Effekte identifizieren und analysieren zu können. Dies wurde durch die Implementierung und das Zusammenwirken von Submodellen in verschiedenen Domänen realisiert. Wenngleich die vorliegende Arbeit den ersten Schritt zur Realisierung eines allumfassenden Simulationsmodells für Zahnringpumpen darstellt und einige wichtige Aspekte in den Modellen noch nicht abgebildet sind, zeigen die Ergebnisse bereits jetzt, wie die vorgestellte Methodik und die entwickelten Modelle auf Basis des derzeitigen Entwicklungsstandes erfolgreich für Konzeptuntersuchungen eingesetzt werden können.

## 1.2 Anwendungsbereiche von Zahnringpumpen in automotiven AWD-Systemen

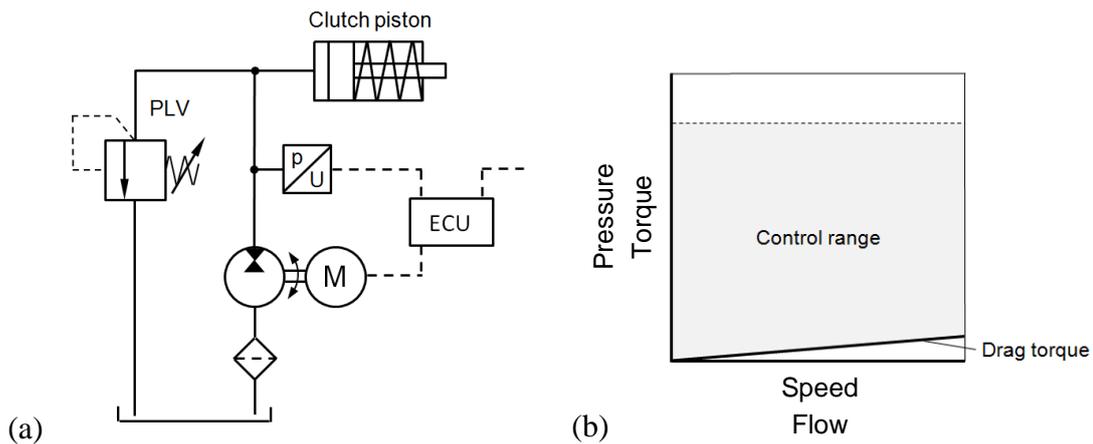
Abbildung 1.1 gibt einen Überblick über Anwendungen von Zahnringpumpen in *MAGNA Powertrain* Allradprodukten [72]. Diese umfassen neben dem Einsatz zur Aktuierung von momentenübertragenden Systemen im Antriebsstrang auch Anwendungen zur Kühlung und Schmierung der Getriebekomponenten. Dabei handelt es sich um Systeme zur Momentenübertragung mittels nass- oder trockenlaufender Reiblamellenkupplungen, wobei grundsätzlich zwischen *aktiven* und *passiven Systemen* unterschieden wird. Zu den *aktiven Systemen* zählen die über eine Aktuatorikeinheit angesteuerten und somit frei regelbaren Systeme, wobei nach Art der Aktuierung zwischen elektromechanisch, elektromagnetisch und elektrohydraulisch betätigten Systemen unterschieden wird. Während elektromechanisch aktuierte Systeme, wie das in Abbildung 1.1c dargestellte Active Transfer Case, im Allgemeinen mittels Stellmotor über einen Schneckentrieb und Kugelrampenmechanismus zur Umwandlung der rotatorischen in eine translatorische Bewegung aktuiert werden, wird bei elektromagnetisch betätigten Systemen die erforderliche Axialkraft über die elektromagnetische Kraftwirkung von Magnetspule und Ankerplatte erzeugt. Elektrohydraulisch aktuierte Systeme (Abb. 1.1a) beruhen auf dem Prinzip der hydrostatischen Kraftübertragung und werden mittels Motor-Pumpeneinheit und Ringkolben betätigt. *Passive Systeme* (Abb. 1.1b) sind im Gegensatz zu den genannten aktiven Ausführungen selbstregelnd und benötigen keine zusätzliche Fremdenergie zur Aktuierung [73].



**Abb. 1.1:** *MAGNA Powertrain* AWD-Systeme: (a) DYNAMAX<sup>®</sup> Kupplung mit elektrisch betriebener Motor-Pumpeneinheit; (b) PRO-ACTIVE<sup>®</sup> Kupplung mit differenzdrehzahl-fühlender Pumpe; (c) Active Transfer Case (ATC) mit Schmierölpumpe

Die bei *aktiven Systemen* zur Anwendung kommenden elektrohydraulischen Aktuatorssysteme (EHA = Elektro-Hydraulischer Aktuator) haben ihren Ursprung in der Flughydraulik und werden dort als leistungsoptimierte dezentrale hydraulische Antriebskonzepte, z. B. als Stellantriebe für die Ruder-, Klappen- und Fahrwerksbetätigung oder für die Bugfahrwerkslenkung, eingesetzt [74]. Durch das Prinzip der Verdrängersteuerung mittels Motordrehzahlrege-

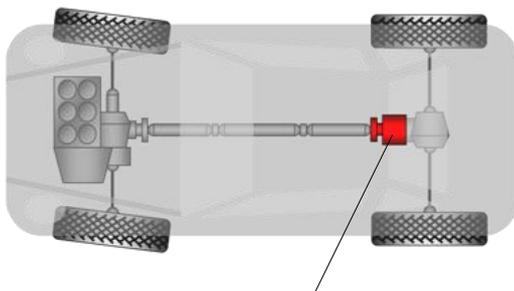
lung kann dem Nachteil systemimmanenter Verluste lokaler Konstantdrucksysteme entgegen gewirkt werden. Der Systemdruck ist lastabhängig und unnötige Drosselverluste entfallen. Dieser Trend zu verlustoptimierten kompakten elektrohydraulischen Aktuatorikkonzepten mit minimalem Komponenteneinsatz hat seit einigen Jahren auch in den automotiven Bereich Einzug gehalten. Ein derartig aktuiertes System ist in Abbildung 1.1a ersichtlich und das entsprechende Hydraulikschema ist in Abbildung 1.2a dargestellt.



**Abb. 1.2:** Aktives AWD-System: (a) Hydraulikschema; (b) Regelbereich

Die Aktuatorik besteht aus der Motor-Pumpeneinheit, einem Druckbegrenzungsventil, einem Drucksensor und dem Steuergerät. Der Momentenaufbau erfolgt über den Kupplungskolben, der das Lamellenpaket mit einer Kraft in axialer Richtung beaufschlagt. Das übertragbare Drehmoment ist somit annähernd proportional zum Druck am Ringkolben. Der elektrohydraulische Aktuator hat die Aufgabe, die zur Übertragung des gerade geforderten Kuppelungsmomentes erforderliche Axialkraft zuverlässig und bedarfsgerecht bereitzustellen. Dies erfolgt über die Motor-Pumpeneinheit mit einer im Ölsumpf liegenden Zahnringpumpe, wobei der Innenrotor direkt über die Motorwelle angetrieben wird. Die Pumpe arbeitet im geschlossenen Regelkreis und die Druckregelung erfolgt durch eine entsprechende Ansteuerung des Elektromotors über das Steuergerät, wobei zusätzliche Stellglieder zur Energiesteuerung und -regelung entfallen. Durch eine intelligente Allradlogik mit Schlupfregelung wird über den gesamten Betriebsbereich eine präzise und hoch dynamische Einstellbarkeit des Kupplungsdrucks und damit des übertragbaren Drehmomentes gewährleistet. Die Vorsteuerung für das Kupplungsgrundmoment ist eine Funktion von fahrdynamischen Größen, wie Fahrpedalstellung, Motormoment, Geschwindigkeit und Querschleunigung und wird im normalen Fahrbetrieb zur Minimierung von Schleppverlusten niedrig gehalten. In Abhängigkeit von Schlupfereignissen und Fahrstil wird der Vorsteueranteil durch die intelligente Allradlogik erhöht und bei gemäßigter Fahrt wieder abgesenkt [3]. Das übertragbare Antriebsmoment kann somit durch elektrohydraulische Ansteuerung der Lamellenkupplung innerhalb der festgelegten Momentenkapazität unabhängig vom Fahrzustand vorgegeben werden. Durch in der Steuerung implementierte Entlüftungsroutinen wird das hydraulische System mit maximalem Systemdruck über das Druckbegrenzungsventil entlüftet.

Die Zahnringpumpe wird somit zur elektrohydraulischen Ansteuerung der Lamellenkupplung für die bedarfsgerechte, schlupfunabhängige Momentenverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse eingesetzt (siehe Regelbereich in Abb. 1.2b). Neben hohen dynamischen Anforderungen an den Momentenaufbau werden für die Kompatibilität mit den Schlupfregelsystemen wie ABS und ESP kurze Momentenabbauzeiten (i. A. kleiner als 100 ms, [3]) gefordert. Dadurch kann ein Maximum an Fahrdynamik im Onroad- und Traktion im Offroad-Bereich erzielt werden. Dieses System wird auch als Hang-On Allrad bezeichnet. Abbildung 1.3 zeigt die Antriebsstrangkonfiguration für ein SUV mit quer eingebautem Frontmotor und primärem Antrieb an der Vorderachse. Über die Abtriebseinheit mit Winkeltrieb (PTO) und die geregelte Allradkupplung wird ein Teil des Antriebsmomentes zur Hinterachse geführt (Hang-On Rear). Bei heckgetriebenen Fahrzeugen mit Längs- oder Mittelmotorkonzept erfolgt die Momentenübertragung über die Kupplung zur Vorderachse (Hang-On Front).



(a) AWD-Kupplung



(b)

**Abb. 1.3:** (a) AWD-Triebstrangkonfiguration mit Hang-On Allradkupplung zur Hinterachse; (b) Beispiel einer DYNAMAX<sup>®</sup> Serienanwendung für ein SUV: Kia Sportage 2.0 I CRDi [75]

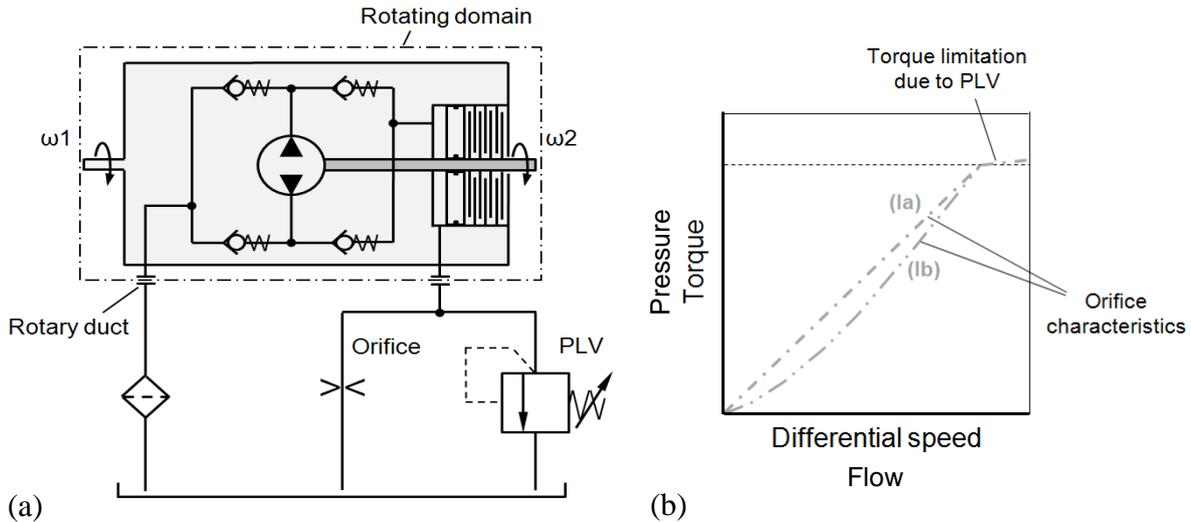
Andere Ausführungen aktiver elektrohydraulisch betätigter Systeme umfassen neben der Motor-Pumpeneinheit einen Druckspeicher und die Druckregelung am Kupplungskolben erfolgt über ein Proportional-Druckregelventil [76]. Bei einem in [77] beschriebenen System erfolgt die Druckversorgung und -regelung mittels DC-Motor und Axialkolbenpumpe über ein mechanisches Fliehkraftregelventil. Andere, in diesem Rahmen nicht betrachtete, aktive, hydrostatisch aktuierte Systeme machen von der Möglichkeit, mehrere Stellglieder mit einer Motor-Pumpeneinheit betätigen zu können, Gebrauch. Beispiele dafür sind die Betätigung der Kupplungen von Überlagerungseinheiten zur Steuerung der Momentenverteilung bei Torque Vectoring Anwendungen oder die hydraulische Betätigung der Kupplung zwischen Vorder- und Hinterachse mit optionaler Betätigung einer Quersperre über ein zusätzliches Magnetventil.

*Passive Systeme* sind im Gegensatz dazu selbstregelnde, differenzdrehzahlführende Systeme und benötigen keine zusätzliche Fremdenergie zur Aktuierung. Das übertragbare Kupplungsmoment entsteht allein durch die gegenwärtigen Schlupfverhältnisse auf Basis systeminterner Reibung (Festkörper- bzw. Flüssigkeitsreibung) oder mittels differenzdrehzahlführender Pumpe und Beaufschlagung eines Lamellenpaketes über einen Kupplungskolben. Im Gegensatz zu den *aktiven Systemen*, hinter denen meist aufwändige Regelalgorithmen stehen, ist das Verhalten durch eine Kennlinie mit im Allgemeinen progressivem Verlauf<sup>5</sup> vollständig beschrieben. Das differenzdrehzahlabhängige Momentenübertragungsverhalten führt somit zu einem Selbstregeleffekt entsprechend der definierten Kennlinie, wobei die Temperaturabhängigkeit zu berücksichtigen und gegebenenfalls zu kompensieren ist (z. B. mittels temperaturkompensierter Blende, magnetorheologischer Flüssigkeit etc.). Diese Systeme besitzen jedoch den Nachteil einer permanenten Kopplung zwischen Kupplungs-Ein- und Abtrieb, was zu einem Verspannen zwischen den Achsen bzw. den Rädern einer Achse und Komforteinbußen führt. Zusätzlich wirkt sich dies negativ bei der Abstimmung der Fahrdynamikregelung aus [2]. Diese Systeme kommen als Kupplung zur Hinterachse oder als selbstregelnde, differenzdrehzahlführende Differenzialsperren mit progressiver Drehmomentencharakteristik zum Einsatz [78]. Abbildung 1.4a zeigt das Hydraulikschema des unter dem Namen GEROMATIC® bekannten Systems, dessen Kupplungscharakteristik in Abbildung 1.4b dargestellt ist. Die Begrenzung des maximalen Fördervolumenstromes bei hohen Differenzdrehzahlen erfolgt durch Saugdrosselung. Zur Beibehaltung der Förderstromrichtung bei wechselnder Drehrichtung (Vorwärts- bzw. Rückwärtsfahrt des Fahrzeuges) ist die Ausführung als Umkehrpumpe erforderlich. Das Druckbegrenzungsventil dient zur Begrenzung des maximalen Pumpendruckes als Bauteilschutz bei Missbrauch (z. B. Knallstart<sup>6</sup>).

---

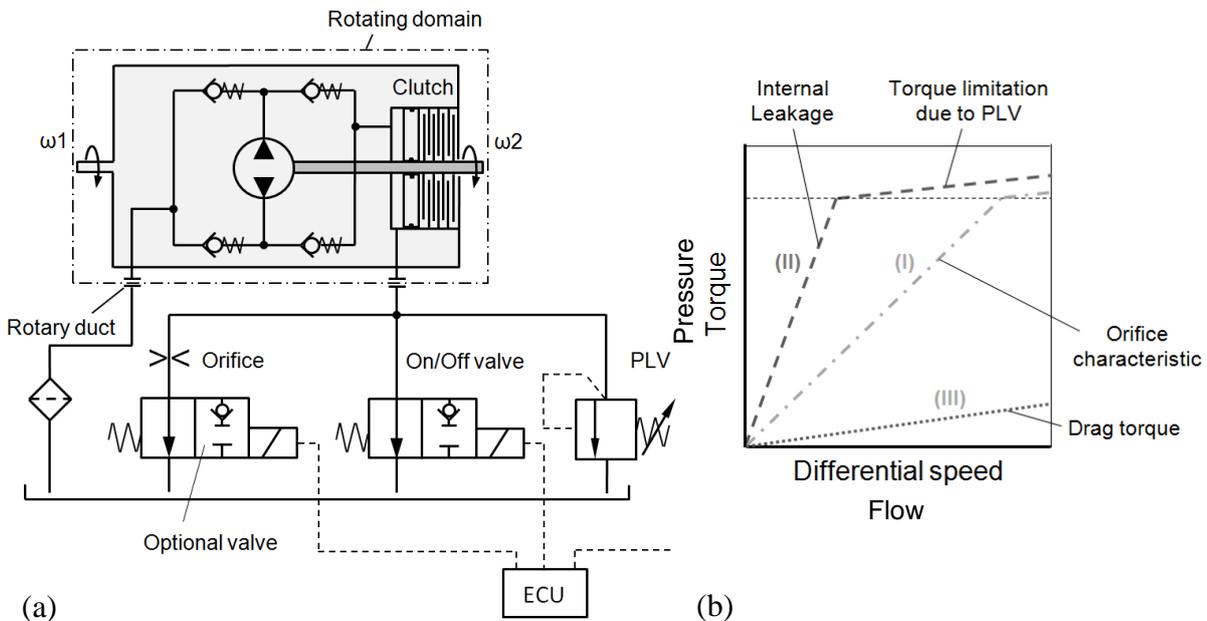
<sup>5</sup> Bei differenzdrehzahlführenden Systemen ist der über die Drehzahldifferenz progressive Verlauf des Drehmoments durch die Blendencharakteristik bestimmt. Bei Viskosystemen, die auf Basis von Flüssigkeitsreibung arbeiten, ergibt sich dagegen typischerweise ein degressiver Verlauf zufolge der Strukturviskosität [161, 162] des verwendeten Silikonöls. Diese Systeme kommen jedoch aufgrund anderer Nachteile (mangelnde ABS/ESP Verträglichkeit) praktisch nicht mehr zur Anwendung.

<sup>6</sup> Dabei wird im Rahmen der Fahrzeugerprobung der Antriebsstrang einer kurzzeitigen stoßartigen Belastung ausgesetzt. Dies erfolgt bei Fahrzeugen mit Handschaltgetriebe durch schlagartiges Einkuppeln bei hoher Motordrehzahl [136].

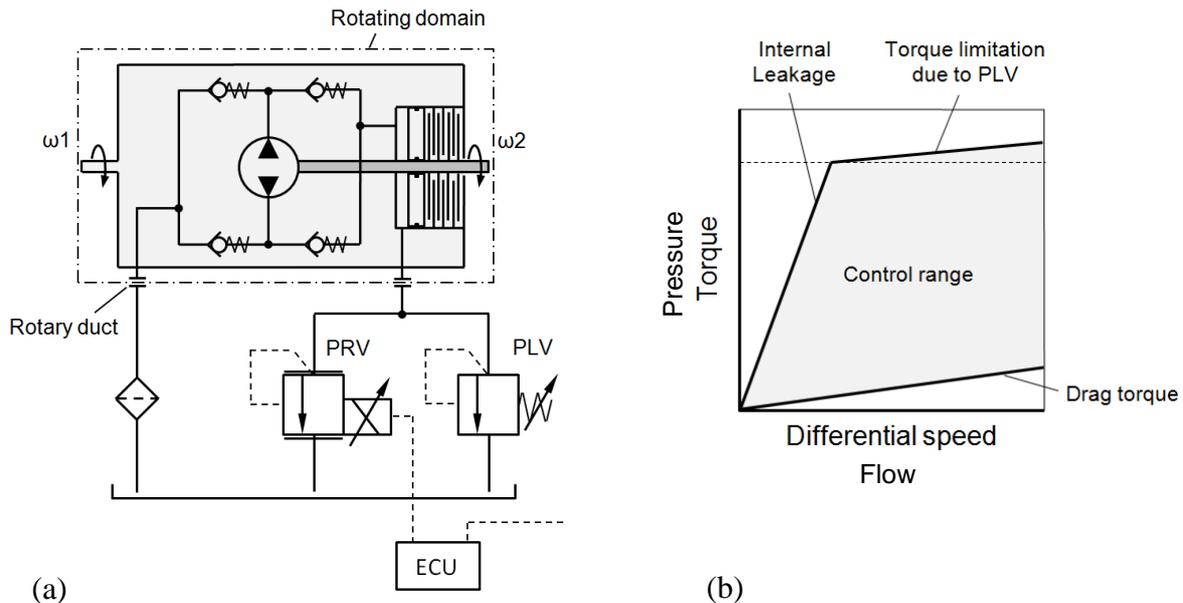


**Abb. 1.4:** Passives AWD-System nach dem GEROMATIC<sup>®</sup> Prinzip: (a) Hydraulikschemata; (b) Regelbereich

Einen Kompromiss zwischen *aktiven* und *passiven Systemen* stellt die Kategorie der *semi-aktiven Systeme* dar, deren Aufbau im Wesentlichen den *passiven Systemen* entspricht, jedoch kann zwischen mehreren Zuständen, innerhalb dieser sich das System nach einer fixen Charakteristik verhält, aktiv umgeschaltet werden. *Semi-aktive Systeme* kommen als Kupplung zur Hinterachse mit schlupfabhängiger Momentenkapazität und Umschaltmöglichkeit zwischen weicher und steifer Momentenkennlinie (Abb. 1.5) oder mit integriertem Proportional-Druckregelventil zur Regelung des Druckniveaus zum Einsatz (Abb. 1.6).



**Abb. 1.5:** Semi-aktives AWD-System mit Blende und Schaltventil: (a) Hydraulikschemata; (b) Regelbereich



**Abb. 1.6:** Semi-aktives AWD-System mit Proportional-Druckregelventil:  
(a) Hydraulikschemata; (b) Regelbereich

Als Beispiel eines *semi-aktiven Systems* mit differenzdrehzahlführender Gerotorpumpe ist in Abbildung 1.1b die *MAGNA Powertrain PRO-ACTIVE<sup>®</sup>* Kupplung dargestellt. Dabei handelt es sich um eine hydrostatisch aktuierte Lamellenkupplung mit differenzdrehzahlführender Gerotorpumpe und Momentenbegrenzung über ein Proportional-Druckbegrenzungsventil. Die Druckerzeugung erfolgt durch die integrierte Zahnringpumpe, die durch eine zwischen Kupplungs-Ein- und Abtriebswelle anliegende Differenzdrehzahl betrieben wird. Es entsteht ein hydraulischer Druck, der über einen Ringkolben eine Axialkraft an der Lamellenkupplung erzeugt. Das übertragbare Drehmoment ist somit von der Differenzdrehzahl zwischen Vorder- und Hinterachse abhängig. Saug- und Druckleitung der Pumpe werden über Drehdurchführungen in den stehenden Ventilblock geführt, wo der Aktuierungsdruck gemäß der gewünschten Vortriebskraftverteilung über ein Proportional-Druckregelventil moduliert wird. Die Antriebsstrangkonfiguration für ein frontgetriebenes Fahrzeug mit Quermotor und Momentenübertragung über die Kupplung zur Hinterachse entspricht der Darstellung in Abbildung 1.3a. Während in der ersten Generation die gewünschte Kupplungscharakteristik mittels 2/2-Wege-Schaltventil und Blende als schaltbare Charakteristik mit zwei definierten Kennlinien festgelegt wurde, wird in der zweiten Generation durch Druckbegrenzung über ein Proportionalventil eine regelbare Charakteristik erreicht. Durch die regelbare, differenzdrehzahlabhängige Charakteristik werden die Vorteile von *aktiven* und *passiven Systemen* kombiniert. Saugdrosselung begrenzt das Schleppmoment bei hohen Differenzdrehzahlen, was eine Voraussetzung für gutes ABS- und ESP-Verhalten darstellt.

Neben den genannten Anwendungen für die Betätigung von Systemen zur Momentenübertragung werden Zahnringpumpen auch als Kühl- und Schmierölpumpen, beispielsweise bei elektromechanisch aktuierten AWD-Systemen wie dem in Abbildung 1.1c dargestellten Active Transfer Case, aber auch bei Hybridgetriebearchitekturen oder rein elektrischen

Antriebssystemen eingesetzt. Dabei wird prinzipiell zwischen elektromotorisch betriebenen und mit Absolutdrehzahl (z. B. Kurbelwellen- oder Kardanwellendrehzahl) betriebenen Ölpumpen unterschieden. Bei Letzteren erfolgt zur Reduzierung der Schleppverluste im oberen Drehzahlbereich üblicherweise eine Förderstrombegrenzung durch Saugdrosselung. Der Pumpendruck sollte bei diesen Anwendungen zur Minimierung der Leistungsaufnahme durch großzügige Gestaltung der Strömungsquerschnitte möglichst gering gehalten werden.

Für die Validierung der im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelten Simulationstheorie und der erstellten Berechnungsmodelle wurden ausgewählte Referenzpumpen *aktiver* und *passiver* momentenübertragender Systeme herangezogen. Für eine detaillierte Beschreibung der Referenzpumpen wird an dieser Stelle auf Abschnitt 5 verwiesen.

### **1.3 Besondere Anforderungen für den Einsatz im automotiven Bereich**

OEM-spezifische Lastenheftvorgaben beschreiben die Muss-Anforderungen an das System. Die bestimmenden Größen für die Auslegung eines *aktiven Allradsystems* sind das maximal zu übertragene Drehmoment sowie die Stelldynamik und Genauigkeit der Aktuatoren. Daraus leiten sich die Lastenheftanforderungen ab. Bei zu langsamer Stelldynamik des Aktuators sind spürbare Dynamikeinbußen zu befürchten, die das subjektive Traktionsempfinden beeinträchtigen. Zu schnelle Aktuatoreingriffe hingegen führen, abhängig von der Elastizität des Antriebsstranges, durch den Zuschaltruck zu Komfortverlust. Der Gradient für den Momentenaufbau in der Kupplung sollte für ein SUV 5000 Nm/s nicht unterschreiten. Die Zeit für den Momentenabbau wird durch die geforderte ESP- und ABS-Tauglichkeit bestimmt und im Allgemeinen mit maximal 100 ms begrenzt. Mittlere Werte für die geforderte Stellgenauigkeit liegen bei  $\pm 5\%$  des maximalem Kupplungsmomentes sowie  $\pm 15\%$  des aktuellen Kupplungsmomentes [3].

Das im Lastenheft definierte Systemverhalten beinhaltet jedoch häufig miteinander in Konflikt stehende Ziele im Spannungsfeld von Verfügbarkeit, Stelldynamik, Energieaufnahme und Systembelastung. Typische Angaben für funktionale Anforderungen an hydraulisch aktuierte Systeme im Antriebsstrang sind in Tabelle 1.1 zusammengefasst. Bei elektrohydraulischen Systemen sind zusätzliche Anforderungen an die elektrischen Komponenten nach Tabelle 1.2 zu berücksichtigen.

Für die Funktion von *semi-aktiven* und *passiven Systemen* ist der bei einer bestimmten Differenzdrehzahl erreichbare Pumpendruck relevant. Dabei fördert die Pumpe bei abgesperrter Druckleitung ausschließlich gegen die inneren Leckagen oder gegen eine definierte Messblende (z. B. Blendendurchmesser 0,7 mm). Die Pumpe ist so ausgelegt, dass sie bereits bei kleinen Differenzdrehzahlen signifikante Drücke aufbauen kann. Daraus resultiert der große Einfluss der Pumpentoleranzen (Kopf- und Seitenspalt, siehe Abschnitt 3.2.3) auf die Funktion.

Detaillierte Spezifikationen der einzelnen Komponenten (Pumpe, DC-Motor, Drucksensor, Druckbegrenzungsventil, ECU) werden in den jeweiligen Komponenten-Lastenheften festgelegt. Die Lastenheftangaben beinhalten im Allgemeinen auch die für die Funktionserfüllung relevanten Prüfbedingungen. Kennzeichnend für die Anwendung im automotiven Bereich sind das instationäre Betriebsverhalten sowie das mögliche Auftreten von Missbrauchsfällen wie Knallstart (sehr hohe Differenzdrehzahlen, nur sehr kurzzeitig wirkend) oder Abschleppen mit einer angehobenen Achse (hohe Differenzdrehzahlen über längere Zeit wirkend). Zudem bestehen aus wirtschaftlicher Sicht Forderungen wie etwa nach dem Gleichteileprinzip durch Einsatz von möglichst wenigen unterschiedlichen Komponenten in möglichst vielen Anwendungen sowie die Forderung nach großen Toleranzbreiten und kostengünstigen Fertigungsverfahren im Rahmen einer Großserienproduktion.

**Tab. 1.1:** Typische Lastenheftangaben für ein hydrostatisch aktuiertes System im Antriebsstrang (Auszug)

Benennung	Wert	Anmerkung
Umgebungstemperaturbereich	(-40 ... 130) °C	
Betriebstemperaturbereich	(-40 ... 125) °C	Ölsumpftemperatur
Betriebstemperaturbereiche mit eingeschränkter Funktionalität	(-40 ... 15) °C und (90 ... 125) °C	Funktion muss prinzipiell gewährleistet werden, Einschränkungen z. B. hinsichtlich der dynamischen Anforderungen sind jedoch zulässig.
Geforderte Lebensdauer	10 Jahre oder 150.000 - 250.000 km oder 38 kWh an Kupplungsreiarbeit  Das Rainflow-äquivalente Kupplungsmoment $k=5$ beträgt 410 Nm @ $2e5$ Lastwechsel.  Überrollungs-Lastkollektiv äquivalentes Kupplungsmoment $k=5$ beträgt 550 Nm @ $2e6$ Überrollungen.	Ausschlaggebend ist, was zuerst erreicht wird.
Betriebsmedium (gemeinsamer Ölhaushalt für Kupplungsbetätigung, Kühlung und Schmierung)	Automatikgetriebeöl SHELL TF 0870 Füllmenge 490 ml $\pm$ 15 ml kein Ölwechsel über Lebensdauer zulässig.	Im Allgemeinen von den Anforderungen des tribologischen Systems der nassen Lamellenkupplung vorgegeben.

**Tab. 1.1** (Fortsetzung):

Max. Gewicht (ölbefüllt)	8,5 kg	ZSB Kupplung
Max. Systemdruck @ 25 °C	27 bar ± 7,5 %	Begrenzt durch DBV-Einstellwert.
Max. Systemdruckabweichung (-40 ... 125) °C	± 10 %	
Min. Entlüftungstemperatur	≥ 50 °C	Temperatur, bei welcher der Entlüftungsdruck noch erreicht wird und ein Entlüften des Systems über das DBV möglich ist.
Max. Kupplungsmoment	1000 Nm ± 10 %	Über Lebensdauer gefordert.
Abschleppen (mit einer angehobenen Achse)	max. Geschwindigkeit 40 km/h max. Distanz 100 km	Mit Einschränkungen gestattet.
Max. Eintriebsdrehzahl	5000 U/min	
Kupplungsschlupf unter Drehmoment	200 μ-Sprung Anfahrten bei 12 %-Steigung und Vorderachse auf μ-low	
Dynamische Kennwerte		
Sprungantwort		
Momentenaufbau		
(-25 ... 0) °C	< 400 ms	Bei 14 VDC ECU-Klemmenspannung.
(0 ... 90) °C	< 300 ms	
(90 ... 125) °C	< 400 ms	
Momentenabbau		
(-25 ... 0) °C	< 300 ms	
(0 ... 90) °C	< 200 ms	
(90 ... 125) °C	< 200 ms	
Regelgenauigkeit	± 5 % von $M_{max}$ ± 15 % von $M_{soll}$	

**Tab. 1.2:** Ergänzende Lastenheftangaben für elektrohydraulische Systeme (Auszug)

Benennung	Wert	Anmerkung
<b>DC-Motor</b>		
Betriebsspannungsbereich	9 ... 16 VDC	
Max. Dauerstrom	TBD	
Max. Stromaufnahme	20 A	kurzzeitig zulässig
Leerlaufdrehzahl	5500 U/min	Werte bei T=80 °C, U <sub>ECU</sub> =12 VDC, Widerstand Kabelstrang R=220 mΩ.
Leerlaufstrom	< 2 A	
Blockiermoment	0,4 Nm	
Blockierstrom	20 A	
Massenträgheitsmoment Anker	< 3×10e-5 kgm <sup>2</sup>	
Mechanische Zeitkonstante	20 ms	
Drehrichtung für Druckaufbau	CCW	
<b>Drucksensor</b>		
Max. Linearitätsabweichung (-40 ... 125) °C	± 3 %	
Max. Offset (-40 ... 125) °C	± 0,5 bar	drucklos
Reaktionszeit (@ $p_{max}$ )	< 5 ms	
Druckgradient	< 460 bar/s	
<b>CAN-Interface</b>		
CAN Eingangssignale	TBD	OEM-spezifische Vorgaben
CAN Ausgangssignale	TBD	
Funktions- und Systemdiagnose	TBD	

## 2 Allgemeine Grundlagen

Im folgenden Kapitel werden die für die Berechnung und Simulation wesentlichen Grundlagen und Eigenschaften des hydrostatischen Prinzips der Ölhydraulik behandelt. Neben einer Betrachtung der Wirkungsgradcharakteristik und der Förderstromungleichförmigkeiten von Verdrängermaschinen werden die Eigenschaften hydrodynamischer Radialgleitlager mit den zugrunde liegenden Berechnungsgrundlagen beschrieben. Kapitel 2.4 befasst sich mit den Anforderungen an die Modellbildung und Simulation fluiddynamischer Systeme und beinhaltet eine Übersicht der angewendeten Simulationsverfahren. Die für die Ausführung als Zahnringpumpe spezifischen Gestaltungs- und Berechnungsgrundlagen sowie eine detaillierte Beschreibung des Gerotor-Prinzips werden in Kapitel 3 behandelt.

### 2.1 Grundlagen ölhydraulischer hydrostatischer Systeme

Das Prinzip der Zahnringpumpe als mechanisch-hydraulischer Energieumformer basiert auf den Grundlagen und Gesetzmäßigkeiten der Hydrostatik. Dabei wird unter Einsatz flüssiger Druckmedien, meist Mineralöle, Leistung übertragen. Die Energie wird durch die unter Druck stehende Flüssigkeit innerhalb eines geschlossenen oder offenen Kreislaufs geleitet, gesteuert oder geregelt [79] und die entsprechende Leistung wird durch Verschiebearbeit übertragen. Dabei ist die spezifische Druckenergie und nicht die spezifische Geschwindigkeitsenergie, die vorherrschende Energieform. Man spricht daher von hydrostatischer Leistungsübertragung, die von der hydrodynamischen<sup>7</sup> unterschieden wird. Kennzeichnend für die hydrostatische Leistungsübertragung sind kleine Bauvolumen der Antriebseinheiten für das Bewegen großer Lasten und günstiges Zeitverhalten beim Steuern von Energie [80]. Da elektrohydraulische Systeme vor allem in automotiven Anwendungen in ständiger Konkurrenz zu elektromechanischen Systemen stehen, werden die wesentlichen Vor- und Nachteile ölhydraulischer Systeme nachstehend kurz dargestellt. Folgende Vorteile können genannt werden:

- Einfache Erzeugung linearer Bewegungen [81]
- Hohe Energiedichte ermöglicht die Erzeugung hoher Kräfte [81, 82]
- Stufenlose Änderung der Antriebsbewegung, einfache Umkehr der Bewegungsrichtung, Anfahren aus dem Stillstand unter Last [80, 81]
- Sehr gute dynamische Eigenschaften, geringe Zeitkonstanten durch niedrige Trägheitswiderstände [81, 82]

---

<sup>7</sup> Als Beispiel für eine hydrodynamische Anwendung im automotiven Bereich kann der hydrodynamische Drehmomentwandler als Anfahrlement bei Automatikgetrieben genannt werden. Dabei wird die kinetische Energie der strömenden Flüssigkeit genutzt, es treten hohe Strömungsgeschwindigkeiten bei niedrigen Drücken auf [134].

- Einfacher Überlastungsschutz durch Druckbegrenzungsventile [81]
- Einfache Anzeige der Belastung durch Druckaufnehmer [81]
- Großes Spektrum an verfügbaren Komponenten mit standardisierten Anschlussmaßen
- Freizügigkeit der Anordnung und variable Strukturen durch entsprechende Verbindungsbohrungen, Rohrleitungen oder Hydraulikschläuche [81]
- Elektrohydraulische Komponenten bieten gute Einsatzmöglichkeiten in geregelten Systemen

Als weiterer Vorteil gegenüber elektromechanischen oder elektromagnetischen Systemen kann die Möglichkeit der Betätigung mehrerer Stellglieder mit nur einer Motor-Pumpeneinheit genannt werden. Wie bereits in Abschnitt 1.2 dargestellt, lassen sich durch drehzahlgeregelte Motor-Pumpen-Einheiten kompakte Aktuatoriksysteme mit minimaler Komponentenanzahl und vorteilhaften Bauraumabmessungen realisieren (siehe Referenzpumpe 1, Abb. 5.2). Diesen Vorteilen müssen jedoch folgende Nachteile, die bereits bei der Auslegung hydrostatischer Systeme entsprechend zu berücksichtigen sind, gegenübergestellt werden:

- Schmutzempfindlichkeit der Bauteile durch kleine, funktionsbedingte Dichtspalte stellt hohe Anforderungen an die Ölqualität und Filtration über die gesamte Lebensdauer [81, 82]
- Hoher Fertigungsaufwand zur Einhaltung kleinster Dichtspalttoleranzen [81]
- Abhängigkeit der Viskosität und der Kompressibilität von Druck und Temperatur beeinflusst das Betriebsverhalten [81]
- Durch Leckagen und Druckverluste bedingter, vergleichsweise schlechter Wirkungsgrad [82]
- Relativ hohe Schwingungsneigung infolge hoher Leistungsdichte und geringer Dämpfung [82, 83]
- Geräusentwicklung infolge von Anregungen durch Förderstromungleichförmigkeiten zufolge der endlichen Anzahl an Verdrängerelementen (Flüssigkeitsschall, Körperschall) [83]
- Hydrostatische Systeme erfordern entsprechende Maßnahmen, die eine Be- und Entlüftung des Systems unter allen Betriebszuständen ermöglichen
- Umwelttechnische Aspekte und Brandrisiko [82]

Als zusätzlicher Nachteile, insbesondere bei hydrostatischen Systemen in automotiven Anwendungen, erweist sich die aufwändige und kostenintensive Montage. Die Befüllung, Entlüftung und Funktionskontrolle des Systems ist im Allgemeinen erst nach Endmontage aller zugehörigen hydraulischen Komponenten im Fahrzeug möglich.

Hydrostatische Pumpen arbeiten nach dem Verdrängerprinzip und werden deshalb als Verdrängermaschinen bezeichnet. Die Verdrängerräume werden periodisch durch die Bewegung der Verdrängerelemente (z. B. Kolben, Flügel oder Zähne) vergrößert und verkleinert. Wäh-

rend der Vergrößerung der Verdrängerräume sind diese mit dem Sauganschluss der Pumpe verbunden und die Druckflüssigkeit strömt in die Verdrängerkammern bzw. wird von diesen angesaugt. Während der Verkleinerung der Verdrängerkammern stehen diese mit dem Druckanschluss in Verbindung und die unter Druck stehende Flüssigkeit strömt zum Pumpenauslass. Die Zuordnung der Verdrängerräume zum Saug- oder Druckanschluss erfolgt entweder druckgesteuert über Ventile oder zwangsgesteuert über Steueröffnungen [84]. Die von der Pumpe an der Antriebswelle aufgenommene rotatorisch-mechanische Energie wird in hydraulische Energie umgeformt und an der Druckseite in Form von Druckenergie abgegeben [80]. Verdrängermaschinen sind in ölhydraulischen Anwendungen in fast allen technischen Bereichen wie in der Stationär-, Mobil- und Flughydraulik zu finden. Generell lässt sich im Bereich der Verdrängermaschinen ein Trend zu höheren Betriebsdrücken und höheren maximalen Drehzahlen feststellen [82, 84]. Dieser Entwicklungstrend wird insbesondere durch die weltweit zu beobachtende Tendenz zu materialsparenden, gewichts- und kostenoptimierten Konstruktionen bestimmt. Grundsätzlich jedoch sind die Betriebsbereiche durch die mit der typischen konstruktiven Ausführung der jeweiligen Pumpenbauart verbundenen Eigenschaften vorgegeben. Als wesentliche Vorteile der Zahnringpumpe können die einfache, robuste Bauweise, das kleine Bauvolumen, die hohe Leistungsdichte und das relativ große Verdrängungsvolumen genannt werden [80]. Die bevorzugte Verwendung dieser Hydropumpe wird als kostengünstige Konstantpumpe für einfache Anwendungen gesehen. Nach [84] müssen hydrostatische Pumpen prinzipiell folgende Anforderungen erfüllen:

- Hoher Wirkungsgrad im gesamten Betriebsparameterbereich
- Möglichst niedrige Geräuschemission
- Hohe Zuverlässigkeit, auch bei hoher und komplexer Belastung
- Kleine Abmessungen, geringe Masse, geringes Massenträgheitsmoment
- Kostengünstige Bauteile, einfache Fertigung und Montage
- Funktionsfähigkeit in einem breiten Viskositätsbereich
- Geringe Förderstrompulsationen

## 2.2 Wirkungsgradcharakteristik von Verdrängermaschinen

Im Folgenden werden die wichtigsten und den nachfolgenden Kapiteln zugrunde liegenden Grundlagen hinsichtlich des Wirkungsgradverhaltens von Verdrängermaschinen zusammengefasst.

Das stationäre Verhalten von Verdrängermaschinen wird durch die hydrostatischen Grundgleichungen zur Ermittlung des theoretischen Förderstroms (Gl. 2.1) und des theoretischen Pumpendrehmoments (Gl. 2.2) beschrieben. Die aus Antriebs- oder hydraulischen Kenngrößen gleichwertig zu bildende theoretische Pumpenleistung lässt sich somit als Druck-Strom-Produkt oder als Momenten-Winkelgeschwindigkeits-Produkt darstellen (Gl. 2.3). Die reale Verdrängermaschine weist infolge funktionsbedingter Dichtspalte und Spiele zwischen den sich relativ zueinander bewegenden Gleitflächen eine von der idealen Maschine abweichende

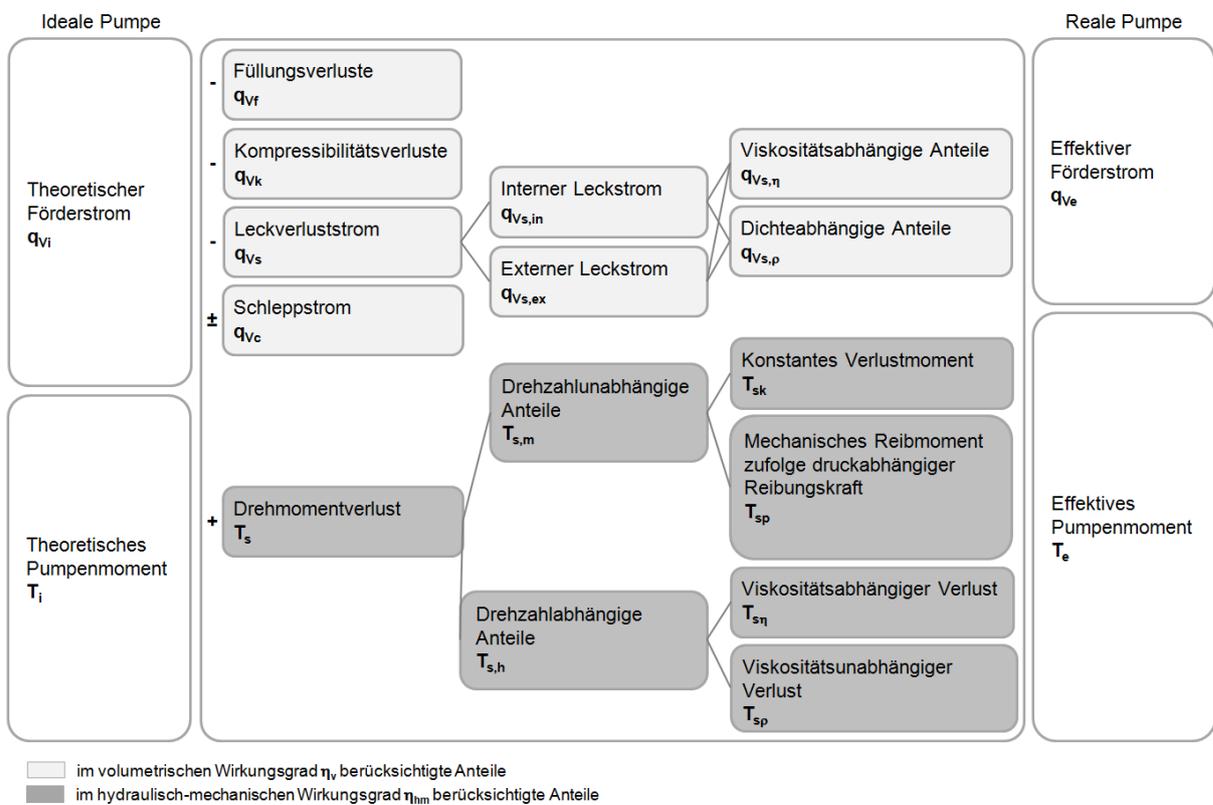
Charakteristik auf. Die verlustfreien Kenngrößen, Förderstrom und Antriebsmoment, sind für Pumpen, um den Leckverlust zu vermindern bzw. um den Drehmomentverlust zu erhöhen [80].

$$q_{Vi} = V_i n \tag{Gl. 2.1}$$

$$T_i = V_i \Delta p / (2\pi) \tag{Gl. 2.2}$$

$$P_i = 2\pi n T_i = q_{Vi} \Delta p \tag{Gl. 2.3}$$

Die in der realen Verdrängermaschine auftretenden Gesamtverluste lassen sich grundsätzlich in volumetrische Verluste sowie in hydraulisch-mechanische Verluste einteilen; die dadurch bedingte Leistungsminderung ergibt sich aus der Kombination der entsprechenden Teilwirkungsgrade zum Gesamtwirkungsgrad. Um die Fördercharakteristik der realen Pumpe möglichst betriebsgetreu nachzubilden, wurden verschiedene mathematische Modelle für Verdrängermaschinen entwickelt, die sich nach Darstellung und Abstraktionsgrad unterscheiden und eine weitere Verlusttrennung vornehmen [80, 85, 86]. Entsprechende Anteile lassen sich im Wesentlichen nach der in Abbildung 2.1 dargestellten Übersicht unterscheiden und werden nachfolgend näher betrachtet.



**Abb. 2.1:** Verlustanteile der realen Verdrängerpumpe

### 2.2.1 Volumetrischer Wirkungsgrad

Die reale Verdrängermaschine weist an den bewegten Gleitflächen der Verdrängerelemente funktionsbedingte Dichtspalte und Spiele auf, die interne sowie externe Leckölströme verursachen. Die Flüssigkeit strömt durch ein Netz parallel und seriell angeordneter Widerstände von der Hochdruck- zur Niederdruckseite, wobei die Widerstände laminar oder turbulent durchströmt werden können. Die volumetrischen Verluste setzen sich somit aus der Summe aller partiellen viskositätsabhängigen, laminaren und viskositätsunabhängigen, turbulenten Leckverlustanteile zusammen<sup>8</sup> [84]. Zusätzliche Anteile beruhen auf Einflüssen zufolge elastischer Verformungen durch Materialelastizitäten bei Druck- und Temperaturschwankungen und Viskositätsänderungen längs des Leckagekanals sowie drehzahlabhängiger Einflüsse bei niedriger Antriebsdrehzahl und volumetrischer Verluste infolge der Kompressibilität bei hohem Druckniveau [80]. Aufgrund der geringen Totvolumina und niedrigen Betriebsdrücke der im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Anwendungen sind die nach Gleichung 2.4 errechneten volumetrischen Verluste  $q_{Vk}$  infolge der Kompressibilität der Flüssigkeit jedoch meist vernachlässigbar klein.<sup>9</sup>

$$q_{Vk} = n \Delta V_k = n V_k \frac{\Delta p}{K} \quad (\text{Gl. 2.4})$$

Ein weiterer Verlustanteil  $q_{Vf}$  kann durch Gaseinschlüsse infolge unvollständiger Befüllung der Verdrängerkammern bei hohen Drehzahlen bzw. durch auftretende Kavitation entstehen. Durch die mit steigender Drehzahl zunehmende Strömungsgeschwindigkeit der angesaugten Flüssigkeit steigen die Verluste proportional zum Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit (weitere Einflussfaktoren siehe Kapitel 3.2.1). Sinkt dadurch der Druck am Eingang der Verdrängerräume unter den Luftlösedruck, spricht man von Aeration (bzw. Pseudokavitation); sinkt der Druck weiter bis auf den Wert des Dampfdrucks, kommt es zur Kavitation. Dadurch bleibt der Volumenstrom trotz steigender Drehzahl annähernd konstant und die Verdrängerkammern werden mit einem Gemisch aus Flüssigkeit und Gas gefüllt. Darauf ist auch die Abnahme des volumetrischen Wirkungsgrades ab einem bestimmten Drehzahlbereich zurückzuführen [13, 84].

Die Förderwirkung der Pumpe beruht auf einer Kombination von Verdränger- und Mitschleppeffekten. Das von der Dichtspalthöhe abhängige Schleppvolumen an den bewegten Wänden in den Dichtspalten ist jedoch im Allgemeinen gering, wodurch der Schleppstrom

---

<sup>8</sup> Nicht alle Spaltgeometrien erlauben jedoch eine eindeutige Zuordnung. Einige Dichtspalte sind weder ideale Blenden noch ideale Drosseln. Dennoch kann der gesamte Leckvolumenstrom in einen viskositätsabhängigen und in einen viskositätsunabhängigen Anteil gegliedert werden.

<sup>9</sup> Vollständige Entlüftung vorausgesetzt.

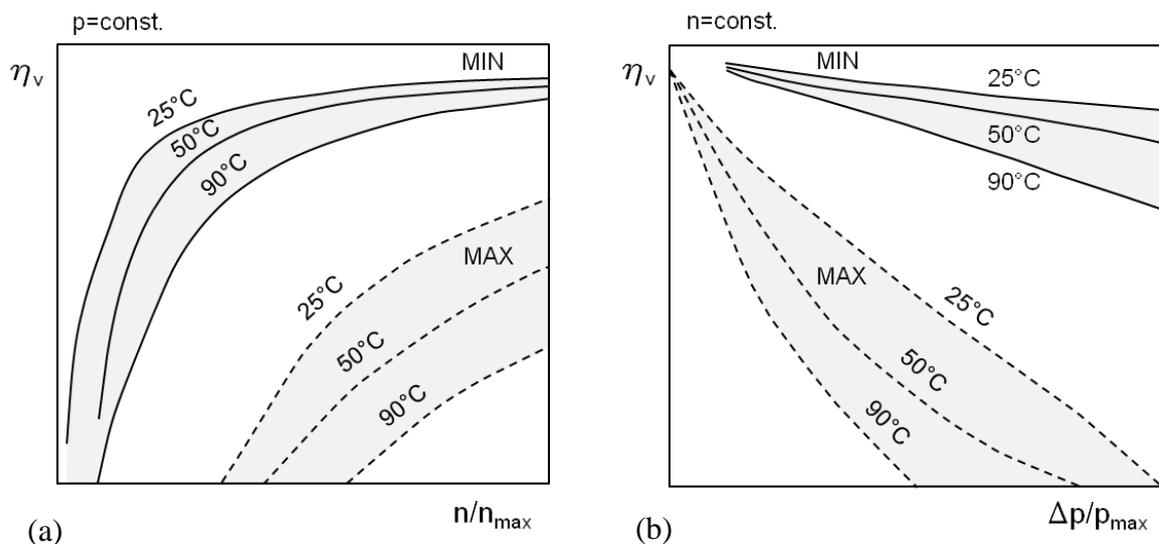
$q_{Vc}$  zufolge der bewegten Wände, gegenüber dem Leckstrom  $q_{Vs}$  zufolge der Druckdifferenz, vernachlässigbar wird. Der interne Leckstrom  $q_{Vs,in}$  fließt vom Druck- zum Saugraum, der externe Leckstrom  $q_{Vs,ex}$  fließt aus allen Druckräumen in das Gehäuse (siehe Abb. 4.18b).

Der Gesamtleckstrom wird neben den bereits genannten Effekten aber auch von der dynamischen Viskosität  $\eta$  und der Dichte  $\rho$  der Flüssigkeit bestimmt. Eine weitere Unterscheidung kann somit in einen von der Viskosität der Flüssigkeit abhängigen Leckstromanteil  $q_{Vs,\eta}$ , der auf laminarer Spaltströmung beruht, sowie in einen von der Dichte der Flüssigkeit abhängigen Anteil  $q_{Vs,\rho}$ , der turbulenter Strömung durch un stetige, blendenförmige Querschnitte entspricht, erfolgen [80].

Wie aus den in den nachfolgenden Kapiteln 4.24.3 und 4.4 präsentierten Simulationsergebnissen hervorgeht, beeinflussen Anzahl, Form und Größe der Dichtspalte somit maßgeblich die äußeren und inneren volumetrischen Verluste. Der effektive nutzbare Förderstrom errechnet sich unter Berücksichtigung der entsprechenden Verlustanteile nach Gleichung 2.5 bzw. mit volumetrischem Pumpenwirkungsgrad nach Gleichung 2.6. Der volumetrische Pumpenwirkungsgrad  $\eta_v$  variiert als Funktion der Betriebsbedingungen und des Pumpenaufbaus. Die in Abb. 2.2a und b dargestellten qualitativen Verläufe zeigen die Abhängigkeit von Antriebsdrehzahl, Druckdifferenz, Öltemperatur und Pumpenspiel am Beispiel von Referenzpumpe 1. Mit MIN gekennzeichnete Verläufe gelten für eine Pumpe mit unterer Toleranzlage von Kopf- und Seitenspalt, MAX gilt für eine Pumpe mit oberer Toleranzlage (Spalthöhen siehe Tab. 5.1). Für die entsprechenden quantitativen Verläufe wird auf den Anhang B verwiesen.

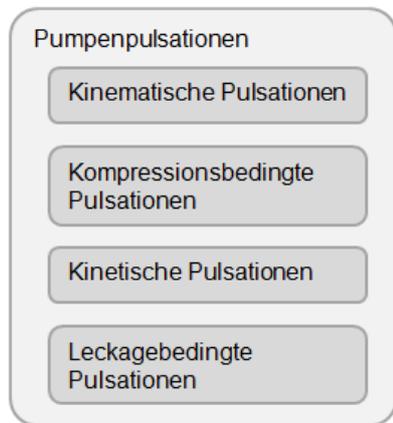
$$q_{Ve} = q_{Vi} - q_{Vf} - q_{Vk} - q_{Vs,in} - q_{Vs,ex} \pm q_{Vc} \quad (\text{Gl. 2.5})$$

$$q_{Ve} = q_{Vi} \eta_v = V_i n \eta_v \quad (\text{Gl. 2.6})$$



**Abb. 2.2:** Volumetrischer Wirkungsgrad (qualitativer Verlauf) (a) in Abhängigkeit von der Drehzahl; (b) in Abhängigkeit von der Druckdifferenz

## Pumpenpulsationen



**Abb. 2.3:** Pumpenpulsationen

Aus der endlichen Anzahl an Verdrängerkammern und der damit verbundenen diskontinuierlichen Arbeitsweise der hydrostatischen Verdrängerpumpe resultieren bauformbedingte Förderstrompulsationen. Die über die einzelnen Verdrängerkammern zeitlich phasenverschoben transportierten Teilförderströme ergeben in Summe den Gesamtförderstrom am Pumpenausgang. Die Pulsationen lassen sich nach Abbildung 2.3 entsprechend den Entstehungsmechanismen unterteilen. Ihr Zusammenspiel führt zu dem für das jeweilige Verdrängerprinzip typischen Pulsationsverhalten, das nach Gleichung 2.7 durch den Ungleichförmigkeitsgrad als Verhältnis von Schwingungsbreite zu integralem Mittelwert (Gl. 2.8) beschrieben wird.

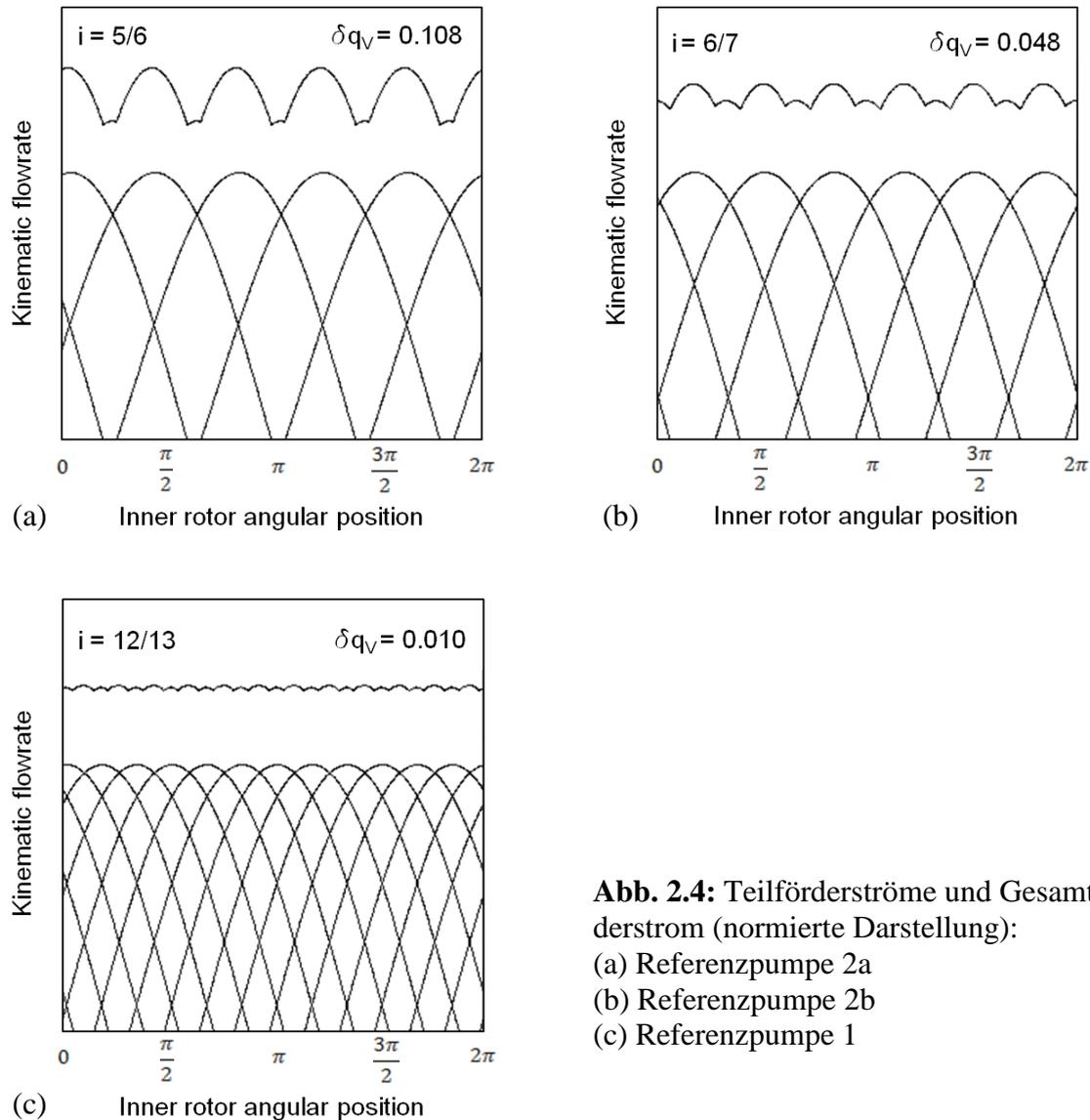
Die Förderstrompulsationen verursachen wiederum Druckpulsationen, die zu einer Anregung des Gesamtsystems führen. Vor allem im oberen Drehzahlbereich führen Förderstromungleichförmigkeiten verbunden mit Förderdruckschwankungen zur Entstehung von Flüssigkeitsschall. Die in der Folge hervorgerufenen internen Druckpulsationen – und damit einhergehenden Drehmomentpulsationen – bedingen Vibrationen des Pumpengehäuses und bilden somit die Quelle für die Entstehung von Körperschall [83].

$$\delta q_{vg} = \frac{q_{vg,max} - q_{vg,min}}{q_{vg,mean}} \quad (\text{Gl. 2.7})$$

$$q_{vg,mean} = \frac{1}{T} \int_0^T q_{vg}(t) dt = q_{vg} \quad (\text{Gl. 2.8})$$

Abbildung 2.4 zeigt den Verlauf der kinematischen Förderstrompulsationen über den Pumpendrehwinkel sowie den nach Gleichung 2.7 ermittelten kinematischen Ungleichförmigkeitsgrad für die betrachteten Referenzpumpen mit 6, 7 und 13 Verdrängerkammern. Wie aus den Darstellungen ersichtlich, werden die kinematischen Pulsationen durch die Wahl der Zähneanzahl beeinflusst. Dabei dominieren stets die Spektralanteile der ganzzahligen Vielfachen des Produktes von Pumpendrehzahl und Anzahl an Verdrängerelementen. Der Einfluss der Antriebsdrehzahl auf Frequenz und Amplitude ist in Abbildung 2.5 dargestellt. Bei der Bekämpfung der Pulsationen offenbart sich jedoch meist ein Zielkonflikt zwischen Systemeigenschaften wie Wirkungsgrad oder Dynamik des Systems einerseits und der erzielbaren Dämpfung in einem weiten Betriebsparameterbereich andererseits. Die bei mit VKM-Drehzahl angetriebenen Konstantpumpen zur Begrenzung des Förderstroms im oberen Drehzahlbereich häufig angewendete Saugdrosselung wirkt sich ebenfalls negativ auf das Pulsa-

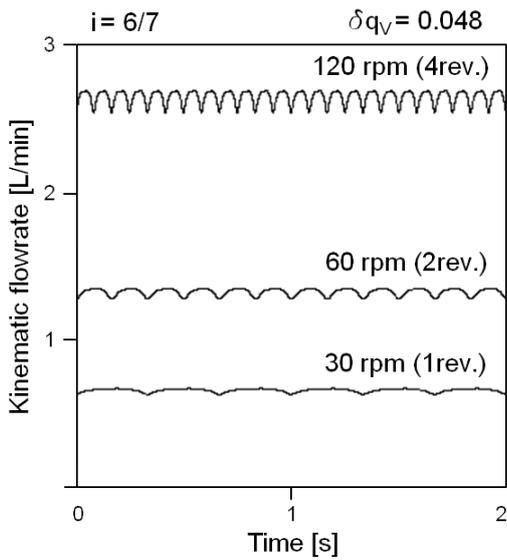
tionsverhalten aus. Die durch die prinzipbedingten Volumenstrompulsationen hydrostatischer Verdrängerpumpen resultierenden Geräusche stellen insbesondere im automotiven Bereich ein wesentliches Kriterium dar und sind durch entsprechende konstruktive Maßnahmen weitgehend zu vermeiden. Während passive Primärmaßnahmen in Kapitel 3.2 beschrieben sind, wird für darüber hinausgehende adaptive und aktive Pulsationsminderungsmaßnahmen auf die Literatur [83] verwiesen.



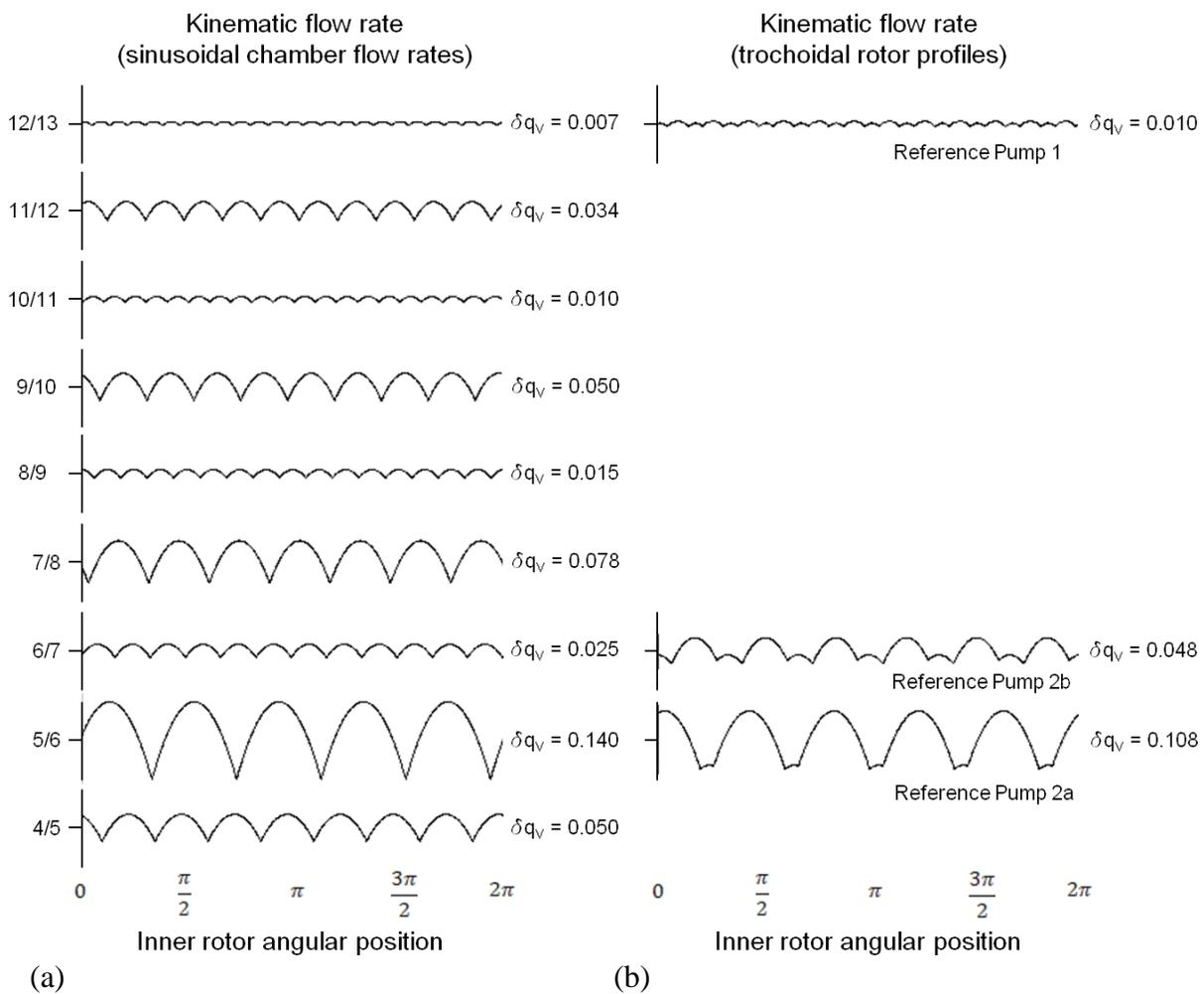
**Abb. 2.4:** Teilförderströme und Gesamtförderstrom (normierte Darstellung):

- (a) Referenzpumpe 2a
- (b) Referenzpumpe 2b
- (c) Referenzpumpe 1

Abbildung 2.6a zeigt die berechneten kinematischen Förderstromungleichförmigkeiten unter Annahme der Förderung reiner Sinushalbwellen. Man erkennt, dass mit einer ungeraden Anzahl an Verdrängerkammern (z. B. Übersetzungsverhältnis  $i=4/5$ ) ein Ungleichförmigkeitsgrad erzielt werden kann, der ebenso klein ist wie bei einer Pumpe mit der doppelten (geraden) Anzahl an Verdrängerkammern ( $i=9/10$ ). Näherungsweise kann der kinematische Ungleichförmigkeitsgrad für eine ungerade Anzahl an Verdrängerkammern  $n$  nach Gleichung 2.10 und für eine gerade Anzahl an Verdrängerkammern  $n$  nach Gleichung 2.9 ermittelt werden.



**Abb. 2.5:** Gesamtförderstromungleichförmigkeiten von Referenzpumpe 2b bei unterschiedlichen Antriebsdrehzahlen



**Abb. 2.6:** Förderstromungleichförmigkeiten (a) für Sinushalbwellen-Teilförderströme; (b) für ausgewählte Referenzpumpen mit Trochoidenverzahnung

Die unter Berücksichtigung der tatsächlichen Teilförderstromverläufe ermittelten kinematischen Förderstrompulsationen sind für die betrachteten Referenzpumpen in Abbildung 2.6b ersichtlich. Abweichungen gegenüber den in Abbildung 2.6a dargestellten Verläufen sind damit zu begründen, dass für Drehkolbenmaschinen eine mehrparametrische Abhängigkeit der Gleichförmigkeit gegeben ist [80] und zusätzlich Einflüsse der Verzahnungsparameter (z. B. Wälzkreisdurchmesser) zu berücksichtigen sind.

$$\delta q_{vg} = \frac{\pi}{2n} \tan \frac{\pi}{4n} \quad (\text{Gl. 2.9})$$

$$\delta q_{vg} = \frac{\pi}{n} \tan \frac{\pi}{2n} \quad (\text{Gl. 2.10})$$

### 2.2.2 Hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad

In der realen Verdrängermaschine treten infolge der Relativbewegung funktionsbedingter Gleitflächen und durch die Strömung reibungsbehafteter Flüssigkeiten Reibungsverluste auf, die entsprechende Verlustmomentanteile verursachen. An den Gleitflächen wird hydraulisch-mechanische Energie durch Festkörperreibung, Mischreibung und Flüssigkeitsreibung entzogen. Die Aufteilung des Gesamtdrehmomentverlustes setzt sich wie in Abbildung 2.1 dargestellt aus drehzahlunabhängigen und aus drehzahlabhängigen Anteilen zusammen. Die drehzahlunabhängigen Drehmomentverluste  $T_{s,m}$  können wiederum in konstante, lastunabhängige Anteile  $T_{sk}$  und in druckabhängige Anteile  $T_{sp}$  separiert werden. Bei drehzahlabhängigen Verlusten  $T_{s,h}$  werden viskositätsabhängige und viskositätsunabhängige Anteile unterschieden [80].

Das Verlustmoment infolge der Dichte der Flüssigkeit  $T_{s\rho}$  ist proportional zum Quadrat der Geschwindigkeit bzw. Drehzahl und entsteht nach *Schlösser* und *Hilbrands* [85] einerseits dadurch, dass eine umlaufende Oberfläche das Impulsmoment der Flüssigkeit und somit den Anteil an kinetischer Energie in der Flüssigkeit erhöht. Diese kinetische Energie kann beim Austritt aus der Pumpe nicht immer vollständig zurückgewonnen werden. Andererseits bewirken die inneren Strömungswiderstände der Pumpe Reibungsverluste im Bereich turbulenter Strömung und somit einen von der Dichte der Flüssigkeit abhängigen Anteil am Drehmomentverlust.

Das Verlustmoment infolge der viskosen Reibung  $T_{s\eta}$  wird durch Scherkräfte zufolge der Schubspannungen zwischen den relativ zueinander bewegten Gleitflächen hervorgerufen. Dieser Anteil ist proportional zur Viskosität der Flüssigkeit und der Relativgeschwindigkeit der Gleitflächen und gilt für den Bereich laminarer Strömung. Der reale Verlauf unterscheidet sich jedoch im Bereich niedriger Drehzahlen, da hier infolge geringer Gleitgeschwindigkeiten der Schmierfilm oft noch ungenügend ausgebildet ist und die Reibungsverhältnisse in das

Mischreibungsbereich<sup>10</sup> wechseln [84]. *Schlösser* und *Hilbrands* [85] begründen Abweichungen vom linearen Verlauf über der Drehzahl mit der Viskositätsänderung zwischen den Gleitflächen, die mit einer Zunahme des Leckölstromes einhergeht. Gleiches Verhalten gilt für das hydrodynamische Gleitlager im Bereich reiner Flüssigkeitsreibung (siehe Kapitel 2.3, Abb. 2.9).

Das Verlustmoment infolge der Druckdifferenz  $T_{sp}$  steigt linear mit dem Druck und entsteht vor allem in nicht vollständig hydraulisch entlasteten Gleitlagern sowie an Gleitflächen, an denen Haft- oder Mischreibung auftreten kann. Während die ersten beiden, drehzahlabhängigen Anteile zu Energiedissipation und damit zur Erwärmung der Flüssigkeit führen, verursacht dieser Drehmomentverlustanteil zusätzlich Verschleiß an den Gleitflächen und ist so gering wie möglich zu halten.

Ein weiterer konstanter Drehmomentverlust  $T_{sk}$  wird durch Fertigungstoleranzen, Dichtungsreibung zufolge der Vorspannung von Wellendichtungen, unsauberer Montage etc. beeinflusst und sollte bei einem guten Pumpendesign gegenüber den anderen Verlustanteilen vernachlässigbar klein sein [85].

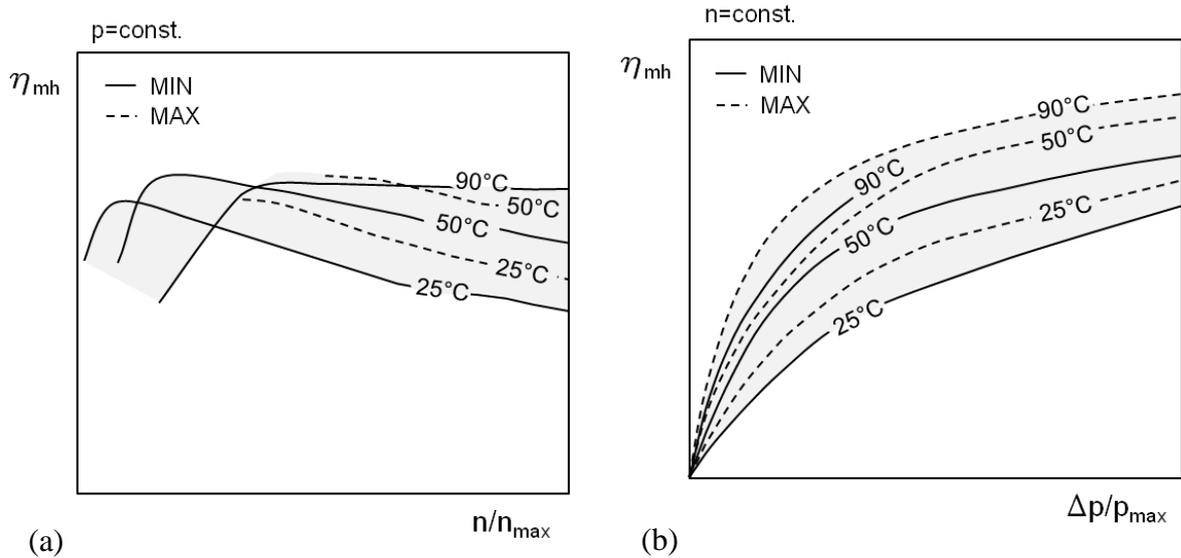
Die in Abbildung 2.7a am Beispiel von Referenzpumpe 1 ersichtliche Abnahme des hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrades ab einem bestimmten Drehzahlbereich ist auf die mit zunehmender Drehzahl steigenden viskosen Verlustreibungsanteile zurückzuführen. Der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad steigt mit zunehmendem Druck (Abb. 2.7b), da die viskosen Verlustreibungsanteile annähernd unabhängig vom Betriebsdruck sind. Mangelhafte Schmierung, zu geringe Spaltmaße oder Schrägstellungen der Teile zueinander erhöhen die Reibungsverluste zusätzlich [13]. MIN kennzeichnet eine Pumpe mit minimalem Pumpenspiel (untere Toleranzlage von Kopf- und Seitenspalt), MAX kennzeichnet eine entsprechende Pumpe mit maximalem Pumpenspiel (obere Toleranzlage von Kopf- und Seitenspalt, Spalthöhen siehe Tabelle 5.1). Das effektiv erforderliche Pumpenantriebsmoment errechnet sich als Summenterm nach Gleichung 2.11 bzw. mit dem hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad  $\eta_{hm}$  nach Gleichung 2.12.

$$T_e = T_i + T_{sk} + T_{sp} + T_{s\eta} + T_{s\rho} \quad (\text{Gl. 2.11})$$

$$T_e = \frac{T_i}{\eta_{hm}} = \frac{V_i \Delta p}{2\pi\eta_{hm}} \quad (\text{Gl. 2.12})$$

---

<sup>10</sup> Vgl. Stribeck-Kurve, Abb. 2.9.



**Abb. 2.7:** Hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad (qualitativer Verlauf) (a) in Abhängigkeit von der Drehzahl; (b) in Abhängigkeit von der Druckdifferenz

Der theoretisch minimale Wert des Drehmomentverlusts kann in der Praxis jedoch aufgrund der damit verbundenen Zunahme der Leckstromverluste nie erreicht werden [86]. Dies stärkt weiter die Forderung nach numerischen Methoden mit Möglichkeiten zur Optimierung des Gesamtwirkungsgrades.

### 2.2.3 Gesamtwirkungsgrad

Der Gesamtwirkungsgrad lässt sich nach Gl. 2.13 als Produkt der Teilwirkungsgrade darstellen und ist nach Gl. 2.14 das Verhältnis von abgegebener hydraulischer zu zugeführter mechanischer Leistung. Dabei wird die hydrostatische Nutzleistung nach Gl. 2.15 und die von der Antriebswelle aufgenommene Antriebsleistung nach Gl. 2.16 ermittelt.

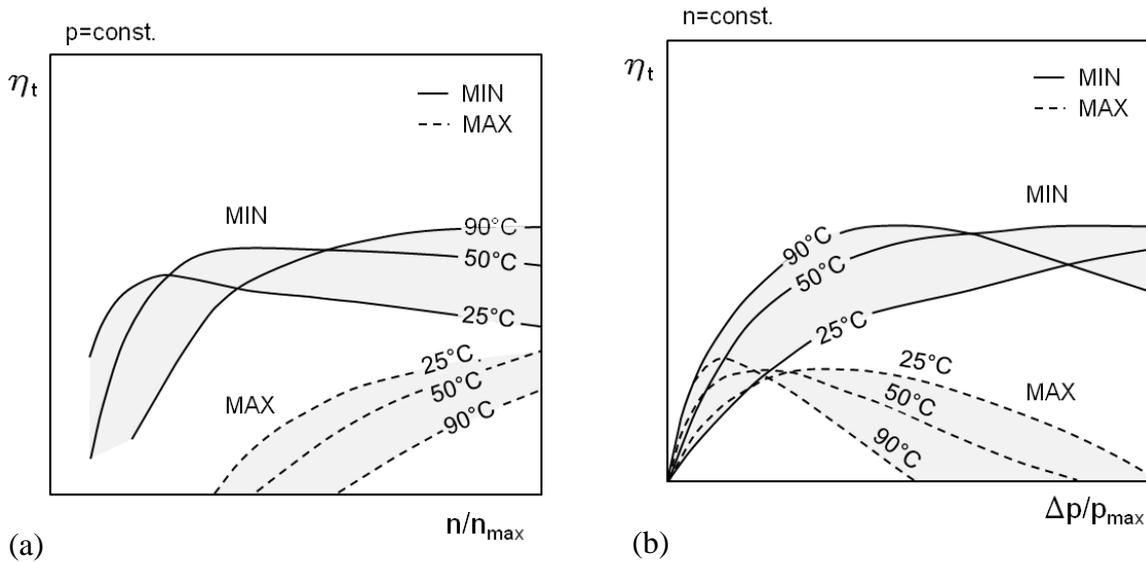
$$\eta_t = \eta_v \eta_{hm} \quad (\text{Gl. 2.13})$$

$$\eta_t = \frac{P_h}{P_m} \quad (\text{Gl. 2.14})$$

$$P_h = q_{ve} \Delta p \quad (\text{Gl. 2.15})$$

$$P_m = 2\pi n T_e \quad (\text{Gl. 2.16})$$

Die aus Abbildung 2.8a ersichtlichen Gesamtwirkungsgradverläufe (Referenzpumpe 1 mit minimalem/maximalem Pumpenspiel) verschieben sich mit steigendem Pumpendruck hin zu höheren Drehzahlen. Der höchste Gesamtwirkungsgrad der Pumpe ist bei jener Drehzahl zu finden, die das beste Verhältnis von abgegebenem Förderstrom und erforderlichlichem Antriebsmoment bietet [13].



**Abb. 2.8:** Gesamtwirkungsgrad (qualitativer Verlauf) (a) in Abhängigkeit von der Drehzahl; (b) in Abhängigkeit von der Druckdifferenz

Weiters ist bei der Pumpenauslegung zu berücksichtigen, dass zur Bestimmung des minimalen Fördervolumenstroms der ungünstigste Betriebspunkt als eine Kombination aus niedriger Drehzahl, hohem Druck und hoher Temperatur bei maximalem Pumpenspiel betrachtet werden muss. In diesem Betriebspunkt erreicht der volumetrische Wirkungsgrad nach Abbildung 2.2 sein Minimum. Der zur Bestimmung der maximalen Leistungsaufnahme ungünstigste Fall dagegen ist bei minimalem Pumpenspiel und einer Kombination aus hoher Drehzahl, hohem Druck und niedriger Temperatur gegeben. Diese Randbedingungen sind mit den jeweiligen Lastenheftanforderungen (siehe Abschnitt 1.3) in Einklang zu bringen.

### 2.3 Grundlegendes zur Berechnung hydrodynamischer Gleitlager

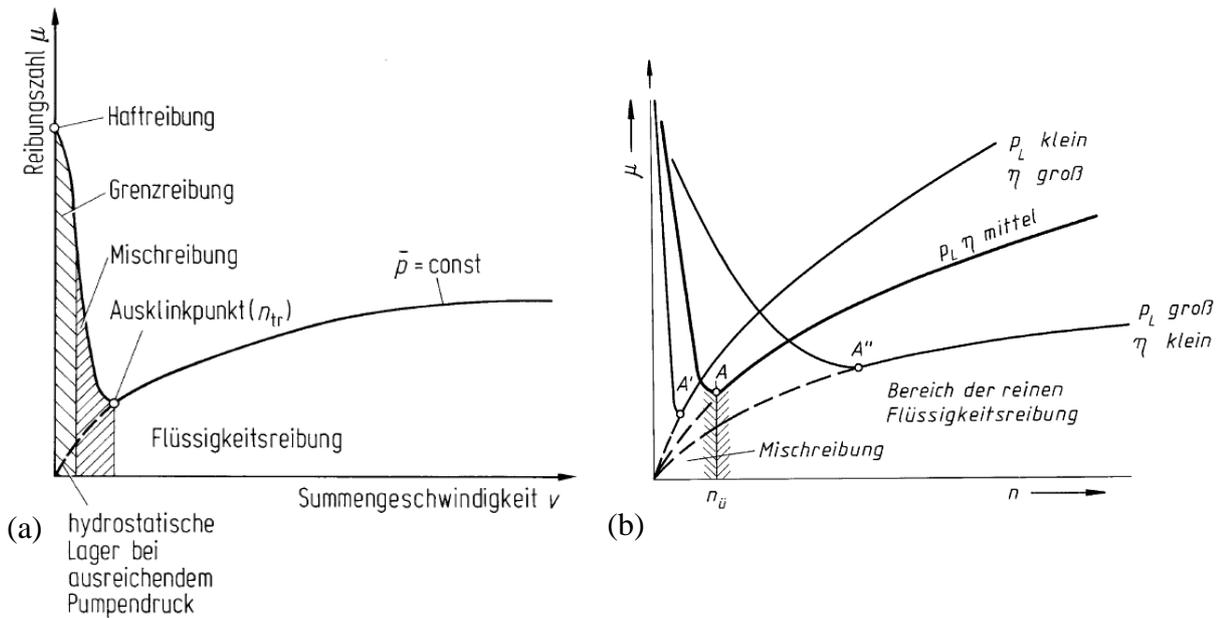
Die am Außenrotor der Pumpe zufolge der Druck- und Zahneingriffskräfte wirkenden resultierenden Lagerkräfte werden im Pumpengehäuse in der Regel durch ein hydrodynamisches Gleitlager aufgenommen. Gleitlager sind durch den Aufbau einer tragenden Schmierfilmschicht gekennzeichnet. Den Schmierfilm kann das Lager entweder selbst im Lagerspalt erzeugen (hydrodynamische Schmierung) oder er wird durch externe Druckölversorgung erzeugt und aufrechterhalten (hydrostatische Schmierung) [87]. Ziel der Lagergestaltung ist die vollständige Trennung der Außenrotor- und Gehäusegleitflächen durch einen Schmierfilm, um somit das Lager betriebssicher auszulegen, ohne dass Reibung und Verschleiß unzulässig hohe Werte annehmen.

In der Literatur findet man umfassende Richtlinien zur verlustarmen und verschleißfreien Gestaltung stationär belasteter hydrodynamischer Radialgleitlager [87-92]. Die Geometrie der Lagerschale bzw. Gehäusebohrung ist nicht auf kreiszylindrische Formen beschränkt und kann zur optimierten Gestaltung verschiedene Formen einnehmen.<sup>11</sup> Zur Gewährleistung des Öldurchflusses im Lagerspalt erfolgt die Schmierölaufuhr über Schmierbohrungen, Schmieraschen oder Schmiernuten. Damit der Druckaufbau im Schmierpalt nicht gestört wird, sollte die Schmierstoffzufuhr am stillstehenden Teil und außerhalb der Druckzonen, im Bereich der größten örtlichen Spalthöhe, erfolgen. Somit wird das Öl an der unbelasteten Seite zugeführt und durch die Drehbewegung in das Lager hineingezogen. Der Aufbau eines hydrodynamischen Schmierfilms erfolgt durch die Drehbewegung des Außenrotors, der abhängig von der Lagerlast und Drehzahl eine exzentrische Position in der Gehäusebohrung einnimmt. Es stellt sich ein Gleichgewichtszustand entsprechend der Lagerlast und dem Druck im konvergierenden Schmierpalt ein [88].

Die in Abbildung 2.9 dargestellten Betriebszustände können sich in gleicher Weise bei einem hydrodynamisch und hydrostatisch geschmierten Gleitlager einstellen, je nachdem, ob weniger oder mehr Flüssigkeit zwischen die Gleitflächen gepresst wird. Beim hydrostatischen Lager ist jedoch bereits ab Geschwindigkeit null ein trennender Schmierfilm möglich (strichlierte Linie in Abb. 2.9), der Ast der Stribeck-Kurve für Grenz- und Mischreibung fehlt.

---

<sup>11</sup> Z. B. Mehrgleitflächen-Lager; schnell laufende Radialgleitlager lassen sich stabilisieren, indem anstelle einer zylindrischen Lagerbohrung zwei oder mehrere umlaufende bogenartige Keilflächen vorgesehen werden.

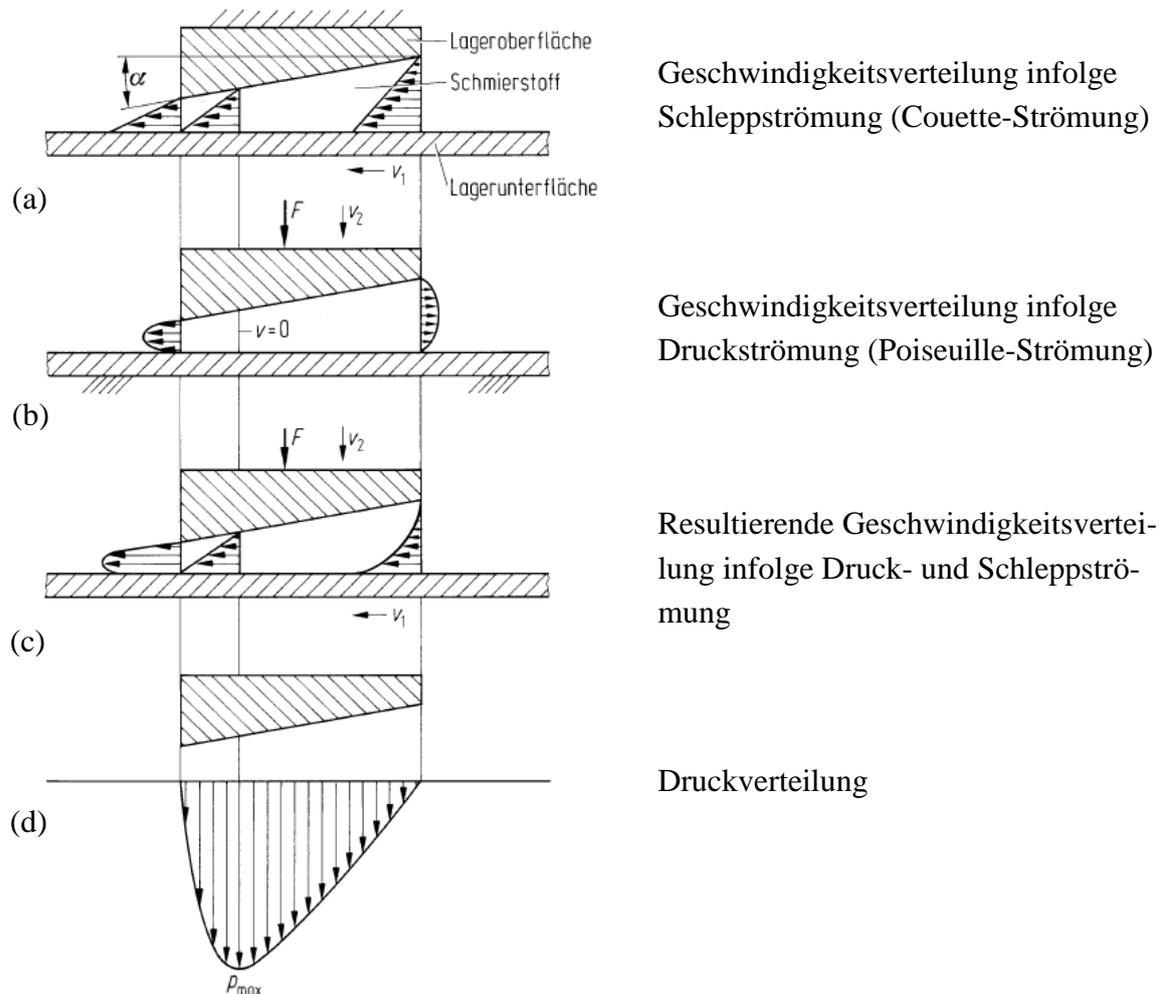


**Abb. 2.9:** Stribeck-Kurven für (a) allgemeine Reibungszustände [87]; (b) unterschiedliche Beanspruchungen [91]

Im Folgenden werden die in der oben angeführten Literatur aufgezeigten und für die Berechnung hydrodynamischer und hydrostatischer Gleitlager maßgeblichen Berechnungsgrundlagen kurz zusammengefasst.

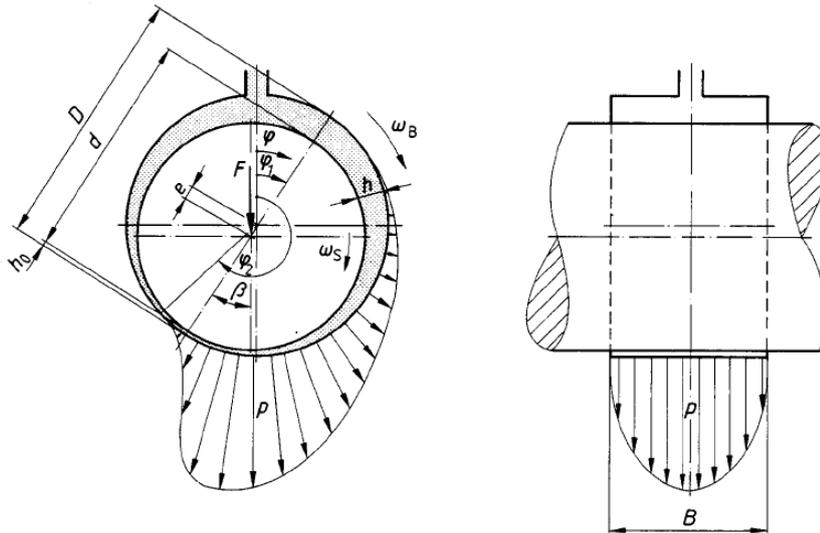
Zur Übertragung der Kräfte durch den Schmierfilm ist ein Druck im Schmierpalt erforderlich. Dieser Druck führt zu einer Strömung der Flüssigkeit, der Druckströmung. Bei einer Relativbewegung zwischen den Gleitflächen überlagert sich eine weitere Strömung, die Schleppströmung. Der maximale Druck  $p_{max}$  tritt in der Mitte der Platte auf, wo  $v(x) = 0$  ist. Die Flüssigkeit wird von dieser Stelle aus symmetrisch nach beiden Seiten herausgedrückt. Man spricht hier vom Polstereffekt (Quetschströmung senkrecht zur Krafrichtung). Ist die Platte wie in Abbildung 2.10 dargestellt um den Winkel  $\alpha$  schräg zur Wand angeordnet, wird das Druckprofil unsymmetrisch, das Druckmaximum ist zum engeren Spalt verschoben. Druckmaximum und resultierende Druckkraft befinden sich nicht mehr in der gleichen Ebene. Der herausgequetschte Volumenstrom an der Seite mit der größeren Spaltdicke ist größer als der auf der gegenüberliegenden Seite. Am Druckmaximum ist weiterhin  $v(x) = 0$ . Dieser Effekt der Verdrängungsströmung wird bei instationären Lagern mit zeitlich variierender Last ausgenutzt. Der Druckverlauf im realen Spalt eines Gleitlagers entspricht dem der Druckströmung. Der Geschwindigkeitsverlauf ergibt sich durch Addition der Anteile aus Druckströmung und Schleppströmung.

Bei hydrostatischen Lagern wird der Druck zwischen den zwei Platten durch Zuführen eines externen Volumenstroms erzeugt. Infolge der Druckströmung wird die Welle angehoben, bis sich ein Gleichgewichtszustand von äußerer Lagerbelastung und Schmieröldruck einstellt. Die Welle läuft exzentrisch und der Wellenmittelpunkt bewegt sich mit zunehmender Schmierfilmdicke nahezu auf einem Halbkreis in Richtung Gehäusezentrum.



**Abb. 2.10:** Geschwindigkeits- und Druckverteilung im Keilspalt [87]

Das Lasttragevermögen des hydrodynamisch geschmierten Gleitlagers wird durch Relativbewegung der Oberflächen von Außenrotor und Gehäusebohrung erzeugt, die durch einen Schmierfilm getrennt sind. Es bildet sich ein Schmierfilm, wenn die sich relativ zueinander bewegend Teile gegeneinander angestellt sind (analog Aquaplaning-Effekt). Aufgrund der in Abbildung 2.11 dargestellten exzentrischen Position des Außenrotors in der Gehäusebohrung wird ein Druck im konvergierenden Schmierpalt erzeugt, in dem eine überlagerte Couette- und Poiseuille-Strömung wirkt. Der Schmierstoff wird durch seine Haftung an der Welle mitgerissen und in den sich keilförmig verengenden Spalt gepresst. Dadurch schwimmt die Welle durch den Druck im Schmierstoff auf, bis sich ein Gleichgewichtszustand mit der äußeren Lagerkraft einstellt. Dieser Effekt kann mithilfe der Reynolds-Gleichung beschrieben werden. Analytische Lösungen der Reynolds-Gleichung sind nach *Hamrock et al.* [88] jedoch nur unter bestimmten Prämissen möglich und führen zu einer zweidimensionalen Lösung.



**Abb. 2.11:** Druckverteilung am hydrodynamischen Radialgleitlager nach [89]

Beim Anlaufen werden verschiedene Reibungszustände durchlaufen. Entsprechend verändert sich die Exzentrizität des Außenrotors zur Lagerbohrung. Der Reibungskoeffizient  $\mu$  im Schmierpalt ist, wie im Stribeck-Diagramm in Abbildung 2.9 dargestellt, eine Funktion der Relativgeschwindigkeit zwischen den Gleitflächen. Er sinkt beim Anlauf aus dem Stillstand von der Festkörperreibung mit zunehmender Drehzahl im Gebiet der Mischreibung weiter bis zum Minimum bei der Übergangsdrehzahl. Im Gebiet der Übergangsdrehzahl steigt er wieder leicht an. Nur in diesem Bereich ist ein verschleißfreier Betrieb zu erwarten. Im Gebiet der Flüssigkeitsreibung findet die Reibung nur im Flüssigkeitsspalt statt ( $\mu = 0,005 \dots 0,01$ ). An den Grenzflächen ist die Relativbewegung zum jeweiligen Partner null. Es entsteht eine Scherkraft im Schmierfilm und damit eine Schubspannung, die von der Viskosität des Schmierstoffes und somit kaum vom Druck, jedoch stark von der Temperatur abhängig ist. Im Gebiet der Flüssigkeitsreibung arbeitet das Lager praktisch verschleißfrei. Somit sollte das Lager so dimensioniert sein, dass der Betriebspunkt weit genug oberhalb der Übergangsdrehzahl liegt.

### Berechnungsgrundlage der Flüssigkeitsschmierung

Die Grundlage der Flüssigkeitsschmierung bilden die vollständigen Navier-Stokes Gleichungen mit Berücksichtigung von Trägheits-, Massen-, Druck- und viskosen Termen, diese sind jedoch für die meisten praktischen Anwendungen analytisch nicht mehr lösbar. Bei Anwendungen im Bereich der Flüssigkeitsschmierung, welche der Kategorie langsamer viskoser Bewegungen zugeordnet werden können, dominiert der Einfluss von Druckterm und viskosem Term. Die mathematische Beschreibung der Druckverteilung im Schmierpalt basiert somit auf der Reynolds'schen Differenzialgleichung (Dgl). Diese kann von den Navier-Stokes Gleichungen und der Kontinuitätsgleichung oder auch direkt über die Gesetzmäßigkeiten der viskosen Strömung und dem Prinzip der Massenerhaltung abgeleitet werden. Gleichung 2.17 zeigt die physikalische Bedeutung der einzelnen Terme der Reynolds'schen Dgl. Für die Herleitung derselben wird auf die Literatur [88] verwiesen.

$$\begin{aligned}
& \underbrace{\hspace{10em}}_{\text{Poiseuille Term}} \qquad \underbrace{\hspace{10em}}_{\text{Couette Term}} \\
0 = & \frac{\partial}{\partial x} \left( -\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( -\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h(u_a + u_b)}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\rho h(v_a + v_b)}{2} \right) \\
& + \underbrace{\rho(w_a - w_b) - \rho u_a \frac{\partial h}{\partial x} - \rho v_a \frac{\partial h}{\partial y}}_{\text{Squeeze Term}} + \underbrace{h \frac{\partial p}{\partial t}}_{\text{Local expansion Term}}
\end{aligned} \tag{Gl. 2.17}$$

Bei Vernachlässigung der seitlichen Leckagen:

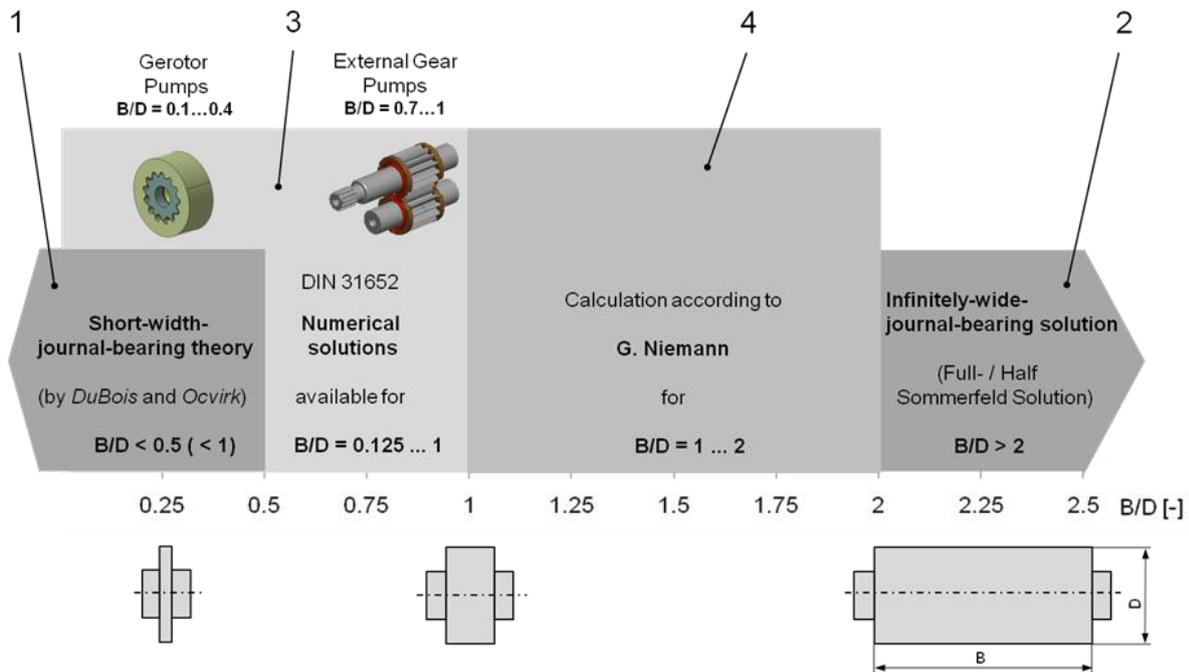
$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{\rho h(u_a + u_b)}{2} \right] + \rho \left( w_a - w_b - u_a \frac{\partial h}{\partial x} \right) + h \left( \frac{\partial p}{\partial t} \right) \tag{Gl. 2.18}$$

Bei reiner tangentialer Gleitbewegung und konstanter Dichte:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 12\tilde{u}\eta \frac{\partial h}{\partial x} \tag{Gl. 2.19}$$

Der Couette Term kann dabei drei unterschiedliche Ausprägungen aufweisen, wobei für die hydrodynamischen Effekte im Gleitlager vor allem der Physical-Wedge Term von Relevanz ist. Die zwei bedeutendsten physikalischen Mechanismen zur Druckerzeugung in hydrodynamischen Gleitlagern sind der Physical-Wedge und der Normal-Squeeze Effekt.

Die Lösung der Reynolds'schen Dgl (Gl. 2.18) erfolgt durch approximierete analytische oder durch numerische Berechnungsverfahren unter Berücksichtigung entsprechender Randbedingungen für die Druckentwicklung. Abbildung 2.12 gibt einen Überblick über bekannte Berechnungsmethoden für hydrodynamisch geschmierte Radialgleitlager und zeigt die Gültigkeitsbereiche hinsichtlich der relativen Lagerbreite.



**Abb. 2.12:** Übersicht der Berechnungsmethoden für hydrodynamisch geschmierte Radialgleitlager

### 2.3.1 Approximierte analytische Lösungen

Wird die Druckverteilung im Schmierpalt als Funktion der Ortskoordinaten  $x$  und  $y$  betrachtet, so ist eine analytische Lösung der Differenzialgleichung nur selten möglich. Daher wird die Reynolds'sche Dgl häufig auf eine gewöhnliche Form reduziert. Dies erfolgt, unter Berücksichtigung der jeweiligen Problemstellung, z. B. durch die Einschränkung auf reine tangentielle Bewegung bei Vernachlässigung der seitlichen Leckagen und durch die Annahme konstanter Dichte. Zwei von *Hamrock et al.* [88] vorgestellte analytische Lösungsansätze basieren auf einer approximierten Lösung der Reynolds'schen Dgl. Dabei werden folgende Prämissen zugrunde gelegt:

- Für große Lagerbreiten ( $b/d_L > 2$ , Bereich „2“ in Abb. 2.12) wird eine konstante Druckverteilung in axialer Richtung angenommen und die seitlichen Leckagen werden vernachlässigt. Durch diese Beschränkung auf ein zweidimensionales Problem wird eine analytische Lösung möglich.
- Bei schmalen Lagern ( $b/d_L < 1/2$ , Bereich „1“ in Abb. 2.12) führt die seitliche Leckage zu einer beträchtlichen Reduzierung der theoretisch ermittelten Tragfähigkeit. Die vollständige Lösung der Reynolds'schen Dgl für dreidimensionale Strömung erfordert jedoch einen erheblichen Aufwand. Somit wird für schmale Lager die vereinfachende Annahme getroffen, dass die druckinduzierte Strömung in Umfangsrichtung verhältnismäßig klein gegenüber der Couette Strömung ist. Somit kann unter der Prämisse, dass die Poiseuille'sche Druckströmung in axialer Richtung mehr Bedeutung hat als in Umfangsrichtung, wieder eine approximierte analytische Lösung ermittelt werden.

### 2.3.2 Numerische Lösungen

Durch Anwendung numerischer Lösungsmethoden können Ergebnisse unter Berücksichtigung der seitlichen Leckagen für Gleitlager mit praktisch beliebigen relativen Lagerbreiten  $b/d_L$  erzielt werden.

**Tab. 2.1:** Übersicht numerischer Rechenmethoden

Berechnungsgrundlage	DIN 31652 Teil 1-3 [89, 93, 94]	G. Niemann [87]
gut geeignet für	langsam laufende Lager	schnell laufende Lager
Art der Schmierung	drucklos geschmierte Lager und druckgeschmierte Lager	druckgeschmierte Lager
Richtwert für die relative Lagerbreite	$b/d_L = 0,125 \dots 1$	$b/d_L = 1 \dots 2$

Die Gleitlagerberechnung nach DIN 31652 erfasst, ausgehend von den bekannten Lagerabmessungen und Betriebsdaten, die Beziehung zwischen Tragfähigkeit und Schmierfilmdicke, die Reibleistung, den Schmierstoffdurchsatz und die Wärmebilanz, die alle in einer Wechselbeziehung stehen.

Für die Berechnung von stationären, drucklos geschmierten oder druckgeschmierten hydrodynamischen Radialgleitlagern bei kleinen und mittleren Drehzahlen bietet die DIN 31652 [89] eine detaillierte Berechnungsmethode. Berechnet werden die relevanten Betriebsdaten wie minimale Schmierspaltbreite, Öldurchsatz, Verlustleistung sowie eine komplette Wärmebilanz und die Kontrolle der Betriebssicherheit. Die Art der Schmierstoffzufuhr, über Schmierlöcher, Schmiernuten oder Schmiertaschen, findet darin ebenfalls Berücksichtigung. Die Anwendung des Ähnlichkeitsprinzips in der hydrodynamischen Gleitlagertheorie führt zu dimensionslosen Ähnlichkeitsgrößen für die relevanten Kennwerte wie relative Lagerbreite, Tragfähigkeit, Reibungsverhalten oder Schmierstoffdurchsatz und reduziert die Anzahl der notwendigen numerischen Lösungen der Reynolds'schen Dgl. Diese sind für relative Lagerbreiten  $b/d_L = 0,125 \dots 1$  (Bereich „3“ in Abb. 2.12) in DIN 31652, Teil 2 [93] enthalten.

Die Berechnung erfolgt in einem iterativen Verfahren [89] und beschränkt sich auf den stationären Betrieb, d. h. auf konstante Betriebszustände der Pumpe mit nach Größe und Richtung konstanter Belastung und Winkelgeschwindigkeit. Sie umfasst die Ermittlung der Funktionsfähigkeit anhand bei unterschiedlichen Betriebszuständen ermittelter Betriebskennwerte, die gegenüber den Betriebsrichtwerten zulässig sein müssen. Es sind somit die Betriebskennwerte in allen anhaltend gefahrenen Betriebszuständen zu ermitteln – was voraussetzt, dass diese auch bekannt sind – und jene Betriebszustände zu überprüfen, bei denen die spezifische Lagerbelastung, minimale Schmierfilmdicke und Lagertemperatur am ungünstigsten sind.

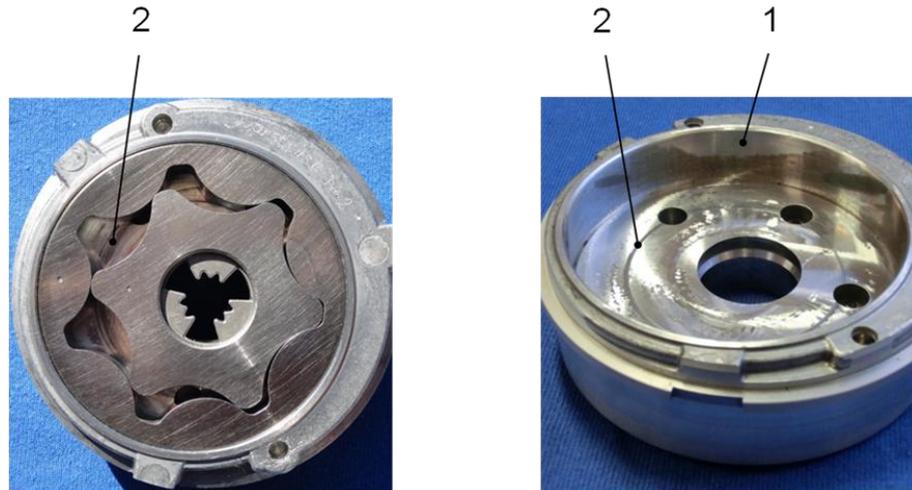
Nicht erfasst werden instationäre Belastungen, die z. B. aus Schwingungserscheinungen infolge des diskontinuierlichen Verdrängerprinzips der Pumpe resultieren. Solche zusätzlichen Störeinflüsse sind durch einen entsprechenden Sicherheitsabstand zwischen den ermittelten Betriebskennwerten und den zulässigen Richtwerten zu berücksichtigen. Entsprechende Betriebsrichtwerte zur Vermeidung von Verschleiß sowie mechanischer und thermischer Überbeanspruchung sind in DIN 31652, Teil 3 [94] enthalten.

Die Methode nach *Niemann* ist besonders für schnell laufende, druckumlaufgeschmierte Lager und relative Lagerbreiten  $b/d_L = 1 \dots 2$  geeignet (Bereich „4“ in Abb. 2.12); sie umfasst ebenfalls die Berechnung von Öldurchsatz, Ölerwärmung, Verlustleistung und die Kontrolle der Betriebssicherheit. Für Details zum Berechnungsablauf wird auf die Literatur [87] verwiesen.

### 2.3.3 Einflussgrößen auf die hydrodynamische Lagergestaltung

Hydrodynamische Schmierung, die einen verschleißfreien Betrieb garantiert, setzt grundsätzlich Dauerbetrieb mit einer Mindestdrehzahl (Übergangsdrehzahl) voraus. Diese Verhältnisse liegen im Bereich der automotiven Anwendungen jedoch nicht immer vor. Die Betriebsverhältnisse sind vorwiegend instationär und durch eine Vielzahl von Anlauf- und Einregelvorgängen oder konstant langsamen Drehzahlen bei Aufrechterhaltung eines geforderten Kuppungsdrucks durch Nachfördern der Pumpenleckagen gekennzeichnet (siehe Kollektivanalyse, Anhang C1 und C2). Man befindet sich bei diesen Betriebszuständen somit häufig im Gebiet der Grenz- und Mischreibung und muss zwangsläufig Mangelschmierung mit Festkörperkontakt und Verschleiß in Kauf nehmen. Durch entsprechende konstruktive Maßnahmen sowie eine geeignete Werkstoffpaarung und Oberflächenqualität kann man die Reibungszahlen und den Verschleiß reduzieren, die Wärme wird jedoch nur über den Außenrotor und die Gehäusebohrung abgeführt.

Beim Anlaufen des hydrodynamischen Radiallagers wird das Festkörper- und Mischreibungsgebiet durchlaufen. Entsprechend verändert sich die Exzentrizität des Rotors, und erst bei genügend hoher Drehzahl entsteht ein geschlossener Schmierfilm. Da es sich bei Zahnringpumpen vorwiegend um schmale Lager mit kleinen relativen Lagerbreiten ( $b/d_L < 0,4$ ) handelt, wird der Schmierdruckaufbau zusätzlich von starkem seitlichem Ölfluss beeinträchtigt. Problematisch ist zusätzlich der Verschleiß durch häufiges Anfahren der Pumpe. Abbildung 2.13 zeigt ein Pumpengehäuse mit Verschleißerscheinungen. Man erkennt deutliche Anlaufspuren am Gleitlager-Innendurchmesser sowie an den Gehäuse-Seitenflächen. Aufgrund der gegenüber Industrieanwendungen deutlich reduzierten Lebensduranforderungen für automotive Anwendungen (siehe Lastenheftangaben, Abschnitt 1.3) werden diese Verschleißerscheinungen gelegentlich bewusst in Kauf genommen.



**Abb. 2.13:** Al-Pumpengehäuse (Referenzpumpe 2b) mit Verschleißerscheinungen; 1 – radiale Anlaufspuren, 2 – Fressspuren an den Gehäuse-Seitenflächen

Die Einflussgrößen der hydrodynamischen Lagergestaltung sind in Tabelle 2.2 zusammengefasst, wobei das radiale Lagerspiel der empfindlichste Parameter ist. Neben den erforderlichen Fertigungstoleranzen ist auch eine verschleißbedingte Zunahme des radialen Lagerspiels während der Lebensdauer zu berücksichtigen. Zusätzlich ändert sich das Lagerspiel im Betrieb bei unterschiedlichen Temperaturen von Außenrotor und Gehäuse bzw. bei unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten. Da das relative Lagerspiel quadratisch in die Sommerfeldzahl eingeht, können sich deutlich unterschiedliche Betriebszustände einstellen. Zu kleine Radialspiele führen zu hohen Lagertemperaturen, bei Unterschreitung der geringsten zulässigen Schmierfilmdicke kommt es zu Festkörperreibung und Verschleiß. Schmutzpartikel können im Schmierpalt hängen bleiben und zu Fresserscheinungen führen. Zu große Lagerspiele führen wiederum zu instabilem Verhalten und Geräuschentwicklung, die minimale Schmierfilmdicke nimmt mit zunehmendem Radialspiel wieder ab [88].

**Tab. 2.2:** Einflussgrößen der hydrodynamischen Lagergestaltung

Parameter	Formelzeichen	Einheit
relatives Lagerspiel	$\psi$	[-]
Wellendurchmesser (Durchmesser Außenrotor)	$d_w$	[mm]
Bohrungsdurchmesser (Durchmesser Gehäusebohrung)	$d_L$	[mm]
tragende Lagerbreite	$b$	[mm]
dynamische Viskosität des Schmierstoffs [95]	$\eta$	[Pa · s]
Mindestschmierfilmdicke	$h_0$	[mm]
Lagerbelastung	$F_L$	[N]

## 2.4 Grundlagen der Modellbildung und Simulation fluid-dynamischer Systeme

Wie bereits von anderen Autoren [69-71] aufgezeigt, stellt die dynamische Simulation hydraulischer Systeme sehr hohe Anforderungen an die Numerik. Insbesondere wird der stabile Umgang des Solvers mit numerisch steifen Systemen und Unstetigkeiten gefordert. Probleme mit sehr kleinen Zeitkonstanten und solche mit hohen Frequenzen und geringer Dämpfung werden als numerisch steif bezeichnet und erfordern zur Lösung äußerst stabile Solver.<sup>12</sup> Beispiele für Unstetigkeitsstellen sind etwa der Übergang von laminarem zu turbulentem Strömungsverhalten oder Stick-Slip Effekte zufolge von Reibungseinflüssen. An diesen Unstetigkeitsstellen können sich die Eigenschaften von Gleichungssystemen schlagartig ändern, was wiederum dazu führen kann, dass Gleichungen mit zuvor nicht steifem Verhalten plötzlich ein extrem steifes Verhalten aufweisen.

Beim Erstellen von Simulationsmodellen müssen in jedem Fall Prämissen angenommen und Vereinfachungen getroffen werden. Bei Modellen mit hohem Detaillierungsgrad sind die zu ermittelnden Größen Funktionen von Zeit und Ort. Die Zustandsgröße Druck  $p$  ist somit nach Gleichung 2.20 eine Funktion von vier Variablen und wird in der Regel über ein Netz mit einer endlichen Anzahl an Knoten im dreidimensionalen Raum ermittelt. Dazu wird eine Matrix mit einer großen Anzahl an Variablen erstellt und deren Werte durch Lösen von partiellen Differenzialgleichungssystemen ermittelt. Beispiele dafür sind die im Rahmen dieser Arbeit erstellten Modelle zur numerischen Strömungsberechnung (CFD-Simulation, Kapitel 4.24.3) sowie zur numerischen Strukturmechanikanalyse (FEM-Simulation, Kapitel 4.7).

$$p \equiv p(t, x, y, z) \quad (\text{Gl. 2.20})$$

Für eine dynamische Gesamtsystembetrachtung ist es jedoch im Allgemeinen erforderlich, partielle Differenzialgleichungen (PDE) auf gewöhnliche Differenzialgleichungen (ODE) oder differenzial-algebraische Gleichungen (DAE) zu reduzieren, die in impliziter oder expliziter Form vorliegen können [96]. Dies führt zu Modellen mit örtlich konzentrierten Parametern, die auch als sogenannte Lumped-Parameter Modelle bezeichnet werden. Dabei wird z. B. die Zustandsgröße Druck  $p$  als eine ausschließlich von der Zeit  $t$  (Gl. 2.21) oder zusätzlich

---

<sup>12</sup> Die gängigen Methoden zur Lösung gewöhnlicher Differenzialgleichungen sind explizite Runge-Kutta-Verfahren oder lineare Multistep-Verfahren. Da der für die Integration numerisch steifer Probleme sehr gut geeignete Gear's Algorithmus für nicht steife Systeme weniger gut geeignet ist, wird der LSODA Algorithmus verwendet. Zur Lösung differenzial-algebraischer Gleichungen wird üblicherweise der DASSL Algorithmus verwendet. Für weiterführende Informationen zu den jeweiligen Algorithmen sowie den Umgang mit Unstetigkeitsstellen wird auf weiterführende Literatur [96, 156] verwiesen.

von der Ortsgröße  $x$  (Gl. 2.22) abhängige Größe angenommen. Somit kann beispielsweise der Tatsache Rechnung getragen werden, dass bei langen Hydraulikleitungen ( $L \gg d$ ) Variationen der Zustandsgröße Druck über die Leitungslänge relevant, Änderungen des Querschnitts dagegen vernachlässigbar sind.

$$p \equiv p(t) \quad (\text{Gl. 2.21})$$

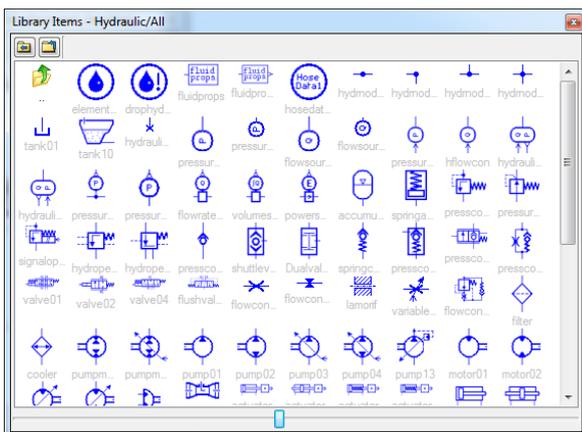
$$p \equiv p(t, x) \quad (\text{Gl. 2.22})$$

Da diese vereinfachten analytischen Ansätze der Fluidmechanik die realen Verhältnisse in bestimmten Aspekten, wie z. B. hinsichtlich Strömung oder viskoser Reibung in den axialen Seitenspalten, nicht hinreichend genau erfassen oder aber die präzise Beschreibung der sich über den Drehwinkel kontinuierlich ändernden Parameter, wie Länge und Höhe der radialen Dichtspalte, nur über numerische Verfahren möglich ist, war für die dynamische Gesamtsystembetrachtung die Festlegung einer geeigneten Simulationsmethode erforderlich. Dies wurde durch die Verknüpfung von Teilmodellen in unterschiedlichen Domänen und mit unterschiedlichen Detaillierungsgraden realisiert und umfasst die in Tabelle 2.3 dargestellten Verfahren, die über entsprechende Schnittstellen in optimaler Weise miteinander interagieren. Durch die Kombination von 0D-, 1D-, 2D- und 3D-Berechnungsmethoden können die für die jeweilige Problemstellung am besten geeigneten Verfahren und die entsprechenden Solver angewendet werden. Dieser Ansatz erschließt somit neue Potenziale im Bereich der Pumpensimulation und stellt ein effizientes Entwicklungswerkzeug zur Auslegung und dynamischen Simulation von Zahnringpumpen dar, ohne für die Gesamtsystemfunktionalität wesentliche Aspekte vernachlässigen zu müssen. Die in Tabelle 2.3 dargestellten Modelle werden in Kapitel 4 detailliert beschrieben.

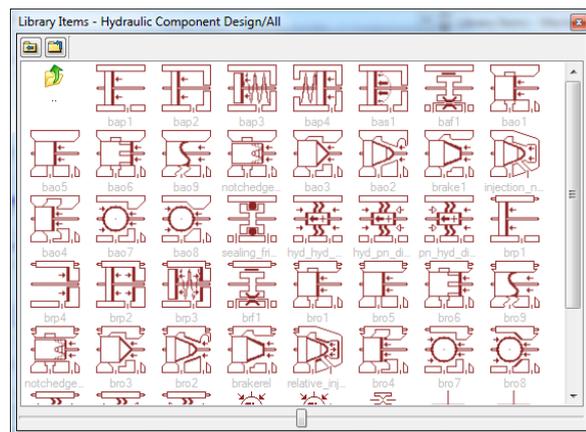
Um im Sinne einer Gesamtsystemanalyse die Randbedingungen und dynamischen Interaktionen der Komponenten richtig abbilden zu können, wurde ein Gesamtmodell in der Simulationsumgebung *LMS Imagine.Lab AMESim* erstellt. Dies ist eine in der automotiven Branche weitverbreitete 1D-Plattform zur Modellbildung und Simulation komplexer, multidisziplinärer Systeme [97]. Die einzelnen Komponenten der Modelle werden durch Gleichungen analytisch beschrieben, oder es wird auf kennfeldbasierende Daten zurückgegriffen. Spezifische Anwendungsbibliotheken umfassen bereits vordefinierte Elemente, beispielsweise zur Abbildung mechanischer, hydraulischer, elektrischer oder steuerungstechnischer Komponenten. Diese verfügbaren Basis-Bibliotheken können um anwendungsspezifische Komponenten erweitert werden, wobei für jede Komponente Submodelle in unterschiedlicher Modellierungstiefe festgelegt werden können [98]. Abbildung 2.14 zeigt die Standard-Bibliotheken für hydraulische Komponenten. Somit kann das entwickelte Pumpenmodell durch beliebige Systemkomponenten erweitert und die Interaktionen der Pumpe im Gesamtsystem können analysiert werden. Für weitere Informationen wird auf entsprechende Programmdokumentationen [99, 100] verwiesen.

**Tab. 2.3:** Übersicht und Eigenschaften der angewendeten Simulationsverfahren

	0D- und 1D-Simulation	2D-Simulation	3D-Simulation
Beschreibung	Analytische Beschreibung	Analytische Beschreibung oder numerische Verfahren	Numerische Verfahren
Dimension	Zustandsgrößen als Funktion von Zeit (0D) bzw. Zeit und Ort (1D)	Zweidimensionale Geometriedaten	Zustandsgrößen werden im dreidimensionalen Raum ermittelt
Modellbildung	Parametrierte Modelle; Lumped-Parameter-Ansatz	Parametrierte Modelle	Detaillierte Geometrie (CAD-Daten) für Vernetzung erforderlich
Gleichungssystem	Gewöhnliche Differentialgleichungen (ODE) oder differenzial-algebraische Gleichungen (DAE)	Numerische Algorithmen	Partielle Differentialgleichungen (PDE)
Plattform	<i>AMESim</i>	<i>Matlab/Simulink</i>	Spezielle FEM-, CFD-Solver in <i>Abaqus</i> , <i>ANSYS CFX</i>



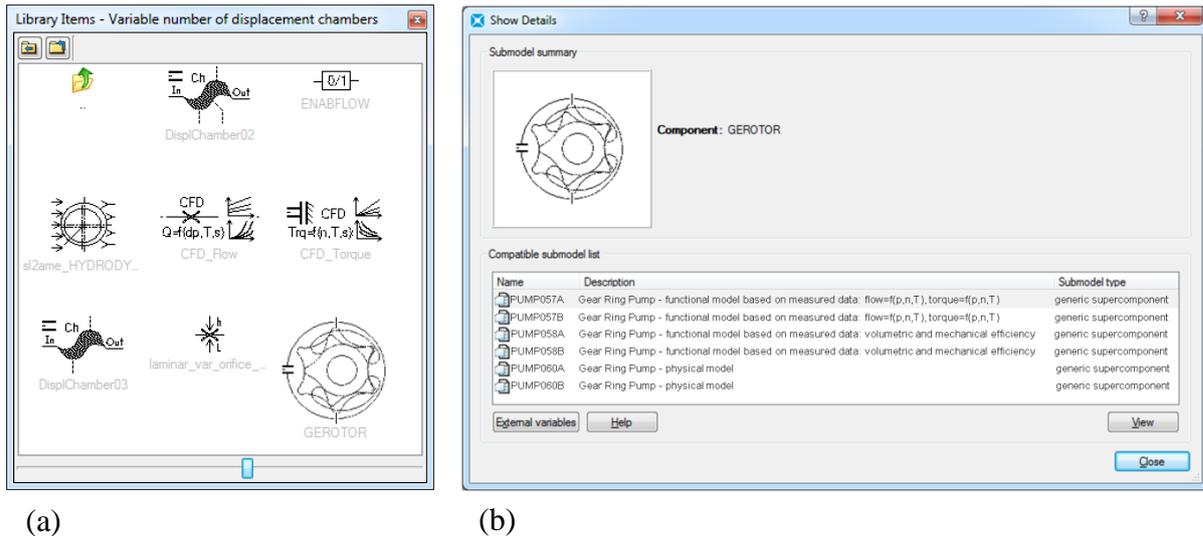
(a)



(b)

**Abb. 2.14:** AMESim Standard Bibliotheken für die Modellierung hydraulischer Systeme: (a) Hydraulic Library; (b) Hydraulic Component Design Library

In Abbildung 2.15a ist eine benutzerspezifisch erstellte Bibliothek mit Submodellen der Zahnringpumpe dargestellt. Die Pumpenmodelle sind in unterschiedlichen Detaillierungsgraden als Superkomponenten in dieser Bibliothek verfügbar. Abbildung 2.15b zeigt das gesamte Pumpenmodell mit Submodellen in unterschiedlicher Modellierungstiefe. Es kann zwischen einfachen funktionalen Modellen (signal- oder kennfeldbasierende Modelle) und detaillierten physikalisch orientierten Modellen ausgewählt werden.



**Abb. 2.15:** (a) Benutzerspezifische Bibliothek mit Submodellen der Zahnringpumpe;  
(b) Gesamtes Pumpenmodell mit Submodellen in unterschiedlicher Modellierungstiefe

Da ein Vorliegen vollständiger 3D-CAD-Daten nicht erforderlich ist, werden diese Modelle auch als 0D- bzw. 1D-Modelle, als physikalische Modelle oder als Lumped-Parameter Modelle bezeichnet. Damit kann bereits in der frühen Konzeptphase, noch vor Beginn der Detailkonstruktion, das Systemverhalten vorhergesagt werden, und die für die Funktion relevanten Designparameter können festgelegt und optimiert werden. Somit kann das multidisziplinäre Verhalten von Systemen mit komplexen Interaktionen von mechanischen, hydraulischen und elektrischen Komponenten und Subsystemen analysiert werden, noch bevor detaillierte CAD-Geometriedaten zur Verfügung stehen. Durch die kurzen Rechenzeiten kann man Parametervariationen rasch durchführen.

Bei der physikalisch orientierten Modellierung werden die mathematischen Beschreibungen der physikalischen Gesetze in Form von differenzial-algebraischen Gleichungen auf Grundlage der Massen-, Impuls- und Energiebilanz in Submodellen abgelegt. Dabei sind drei für die dynamischen Eigenschaften des Systems ursächliche Haupteffekte von Bedeutung: Kapazität, Trägheit und Dissipation [101]. Ein weiteres Kennzeichen physikalischer Modellierung sind die Verbindungen der Komponenten untereinander, über die Informationen über Fluss- ( $f$  bzw. flow) und Potenzialvariablen ( $e$  bzw. effort) in bidirektionaler Richtung ausgetauscht werden.

Jedes Submodell hat Ports mit definierten Ein- und Ausgängen, und unter Berücksichtigung der Kausalität können die Eingänge eines Submodells mit den Ausgängen eines anderen Submodells verbunden werden. So kann durch Aneinanderreihung und entsprechende Verbindung des Submodells einer einzelnen Verdrängerkammer (Abb. 4.11a) und mittels Ergänzung mit weiteren Komponenten, z. B. für radiale und laterale Dichtspalte, ein vollständiges Pumpenmodell erzeugt werden (Abb. 4.12a, b). Über die Ports wird durch bidirektionale Variablen mit physikalischen Größen ein Leistungsfluss ausgetauscht, und somit können auch Submodelle aus unterschiedlichen physikalischen Domänen, z. B. Modelle mit mechanischen, hydraulischen, elektrischen oder thermischen Effekten, miteinander verbunden werden.

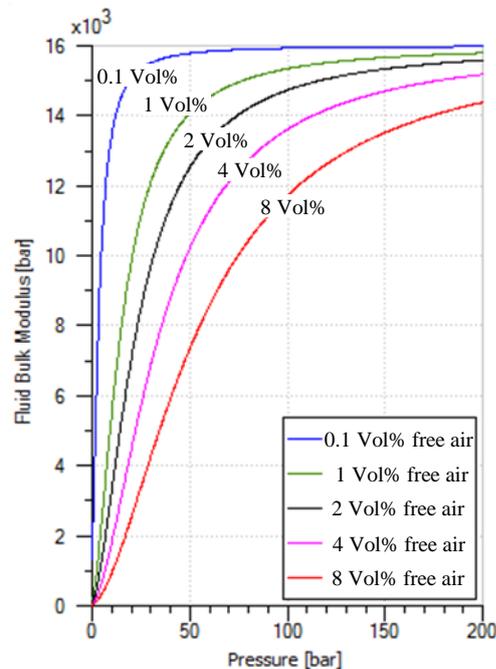
Die Modellbildung umfasst die im Folgenden beschriebenen Schritte, die der Reihe nach abgehandelt werden:

Im *Sketch-Mode* werden die für das abzubildende System benötigten Komponenten aus den verfügbaren Bibliotheken ausgewählt und die entsprechenden Symbole über das grafische User-Interface eingefügt und miteinander verbunden. Daraus resultiert eine leicht verständliche und logische Darstellung des betrachteten Systems. Im *Submodel-Mode* erfolgt die Zuordnung der jeweiligen physikalischen Submodelle, d. h. der mathematischen Beschreibung. Die Submodelle enthalten die analytische oder kennfeldbasierende Beschreibung und den entsprechenden Berechnungscode für die einzelnen Komponenten, wobei zwischen unterschiedlichen Detaillierungsgraden ausgewählt werden kann. Dabei kann man aus vordefinierten Standardkomponenten und Submodellen auswählen, oder es können eigene, selbst erstellte Komponenten oder Submodelle verwendet werden. Anschließend wird das Modell kompiliert und der Berechnungscode erstellt. Das Gesamtmodell enthält das Gleichungssystem zur Beschreibung des dynamischen Systemverhaltens und die Implementierung des entsprechenden Codes. Im *Parameter-Mode* werden anschließend die Parameterwerte festgelegt und im *Run-Mode* wird nach Eingabe der Simulationsparameter (Toleranzen, Einschränkung der Schrittweite, Print-Intervall etc.) die Simulation gestartet. Die Wahl des Solvers erfolgt automatisch und dynamisch entsprechend den jeweiligen Anforderungen und führt, in Verbindung mit der variablen Schrittweite, zu einem sehr guten Verhalten bei Unstetigkeiten. Die Variablen der Submodelle können anschließend mit den Post-Processing-Tools ausgewertet werden.

Im zugrunde liegenden Fluidmodell wird nach Tabelle 2.4 zwischen Luftausscheidung (Aeration) und Kavitation unterschieden. Alle Vorgänge sind isotherm, die Öltemperatur bleibt konstant. Der Luftgehalt ist als Parameter festgelegt und wird nach Gleichung 2.23 auf atmosphärischen Druck und eine Temperatur von 273°K bezogen. Durch den in Abhängigkeit vom Druckniveau vorhandenen Anteil an freier Luft wird der Kompressionsmodul entsprechend reduziert.

$$air\ cont = \frac{V_{air}(p_{atm,273K})}{V_{liq}(p_{atm,273K}) + V_{air}(p_{atm,273K})} \quad (Gl. 2.23)$$

Der Anteil an lösbarer Luft nimmt mit steigendem Druck nach dem Henry'schen Gesetz zu.<sup>13</sup> Das Fluid-Modell berücksichtigt den Kompressionsmodul sowie dessen Abhängigkeit von Betriebsdruck und Luftgehalt. Somit können Aeration/Kavitationseffekte berücksichtigt werden. Der Kompressionsmodul fällt drastisch ab, wenn der Druck gegen null bar sinkt. Die hydraulische Steifigkeit geht gegen null.



**Abb. 2.16:** Einfluss ungelöster Luft auf den Kompressionsmodul

**Tab. 2.4:** Berücksichtigung von Luftausscheidung und Kavitation [102]

Nr.	Druckniveau	Phasen	physikalischer Vorgang
1	$p > p_{sat}$	Luft vollständig in der Flüssigkeit gelöst	-
2	$p_{vap,high} < p < p_{sat}$	Luft teilweise gelöst und teilweise frei	Luftausscheidung
3	$p_{vap,low} < p < p_{vap,high}$	Luft vollständig ungelöst, teilweise Dampf	Kavitation
4	$p < p_{vap,low}$	Dampf und Luft, keine Flüssigkeit	-

<sup>13</sup> Luftausscheidung ist ein langsamerer Vorgang als Kavitation. Für Aktuatorikanwendungen mit kurzen Stellzeiten steht meist nicht genügend Zeit zur Verfügung, damit die freie Luft in Lösung gehen kann. Daher wird der Sättigungsdruck auf einen höheren Wert gesetzt (z. B. 1200 bar). Damit kann jedenfalls ein Anteil freier Luft bei der Simulation berücksichtigt werden.

## 3 Grundlagen und Eigenschaften der Zahnringpumpe

Innenverzahnte Pumpen weisen gegenüber außenverzahnten Pumpen systembedingte Vorteile auf. Durch die Anordnung der Zahnräder ergibt sich eine äußerst kompakte Ausführung mit vorteilhaften Bauraumabmessungen. Die zentrische Lage der Antriebswelle unterstützt die einfache Integrierbarkeit, was insbesondere bei Anwendungen im Getriebebereich einen wesentlichen Vorteil darstellt. Die Kombination von Ritzel und Hohlräder führt - im Vergleich zur Außenverzahnung - zu einer günstigeren Überdeckung mit einem deutlich längeren Zahn-eingriff, woraus eine gute Dichtwirkung und ein großer Saug- und Druckwinkel resultieren. Je nach Verzahnungsart erfolgt das Füllen und Entleeren der Zahnücken, welche die Verdränger-kammer bilden, über einen Winkel von bis zu  $180^\circ$ . Daraus resultiert ein gutes Ansaugverhalten mit geringen Strömungs- und Füllverlusten in der Pumpe. Durch die günstigen Eingriffsverhältnisse erreichen Innenzahnradpumpen einen reduzierten Schallpegel im Vergleich zu Außenzahnradpumpen. Ein weiterer Vorteil sind die deutlich geringeren Förderstrompulsationen [84, 103].

Diese Vorteile treffen auch auf die Ausführung als Zahnringpumpe zu [103]. Hier erfolgt die Abdichtung zwischen Druck- und Saugseite nicht durch ein sichelförmiges Füllstück, sondern durch eine entsprechende Gestaltung der Zahnform, im Allgemeinen basierend auf den Gesetzmäßigkeiten der Trochoidenverzahnung [84]. Die Anzahl der Zähne des außenverzahnten Innenrotors  $z_1$  ist um eins geringer als die des innenverzahnten Außenrotors  $z_2$ . Durch die exzentrische Lage von Innen- zu Außenrotor stehen zu jedem Zeitpunkt alle Zähne des Innenrotors mit den Zähnen des Außenrotors in ihren Wälzpunkten in Berührung<sup>14</sup>, die beiden Zahnräder bilden somit ein konjugierendes Paar [104]. Die Trennung von Saug- und Druckraum erfolgt gegenüber dem Zahneingriffsbereich über einen Radialspalt (Zahnkopfspiel), der von den aneinander gleitenden Zahnköpfen von Innen- und Außenrotor gebildet wird [80]. Somit gibt es jedoch auch meist keine Dichtelemente, die eine radiale Kompensation ermöglichen<sup>15</sup>; dies führt zu einer beträchtlichen Reduzierung des Wirkungsgrades [25]. Die Verdrängerwirkung entsteht dadurch, dass beim Abwälzvorgang die Zähne des außenverzahnten Rotors abwechselnd in die Zahnücken des innenverzahnten Zahnringes eingreifen, wodurch die Verdrängerräume verkleinert und vergrößert werden [84]. Füll- und Verdrängerzone erstrecken sich über ein sehr großes Eingriffsfeld; besonders niedrige Füllgeschwindigkeit und hohe Saugfähigkeit sind mit Laufruhe und guter Füllung im oberen Drehzahlbereich verbunden [80]. Weitere Vorteile der Zahnringpumpe sind die minimale Anzahl der Bauteile und die kompakte Bauweise. Indem man die Lage der parallelen Rotorachsen variiert, lassen sich

---

<sup>14</sup> Dies gilt im idealisierten Fall ohne Berücksichtigung des Kopfspiels.

<sup>15</sup> Abgesehen von Sonderbauformen; siehe Kapitel 7.2

aus der Grundbauart Varianten mit unterschiedlicher Kammervolumenbildung ableiten. In der Literatur [84] werden drei grundlegende kinematische Anordnungen von Zahnringmaschinen unterschieden:

- Der außenverzahnte Innenrotor (Zähnezahl  $z_1$ ) wird über eine Antriebswelle angetrieben, der innenverzahnte Außenrotor (Zähnezahl  $z_2 = z_1 + 1$ ) wird mitgenommen und besitzt eine um das Übersetzungsverhältnis ( $i = z_2 / z_1$ ) geringere Drehzahl. Die Achsen des Läuferpaares sind in ihrer Lage bestimmt und um eine halbe Zahnhöhe exzentrisch gelagert. Bei einer Ausführung mit  $z_1 = 6$  und  $z_2 = 7$  Zähnen werden sechs Verdrängerkammern gebildet [80]. Die sich bei jeder Umdrehung des Innenrotors füllende bzw. entleerende Anzahl an Verdrängerkammern entspricht somit der Zähneanzahl des Innenrotors.<sup>16</sup> Das Pumpengehäuse wird einseitig von einem seine Lage nicht ändernden Druckfeld beaufschlagt. Die Flüssigkeit wird über nierenförmige Ein- und Auslassöffnungen axial zu- und abgeführt. Diese Bauart mit raumfesten Rotorachsen wird als *Gerotor-Prinzip* bezeichnet [84].
- Der Innenrotor wird bei stillstehendem innenverzahntem Zahnring über eine Gelenkwelle angetrieben und bewegt sich, zusätzlich zu seiner Rotationsbewegung, planetenartig auf einer Kreisbahn mit dem Radius  $e$  um die Achse des gehäusefesten Zahnringes. Dabei ändert die Exzentrizität ihre Lage. Bei einer Ausführung mit  $z_1 = 6$  und  $z_2 = 7$  Zähnen durchläuft das Ritzel bei einer Umdrehung des Steges (Antriebswelle) sechsmal die sieben Kammern des Zahnringes. Somit wird während einer Wellenumdrehung das Volumen von  $6 \times 7 = 42$  Verdrängerkammern gefördert und das erreichbare Verdrängervolumen im Vergleich zum *Gerotor-Prinzip* um die Außenrotorzähnezahl vervielfacht [80]. Die Verbindung der Zahnluken mit dem jeweiligen Saug- bzw. Druckanschluss erfolgt über eine mitumlaufende Steuerhülse. Dieses Prinzip wird als *Orbit-Prinzip* bezeichnet und kommt vorwiegend bei langsam laufenden Hydromotoren zwecks Erreichung eines hohen Drehmomentes bei gleichzeitig kleinen Abmessungen und langsamer Drehzahl des Abtriebes zur Anwendung [18].
- In einer möglichen weiteren Ausführung wird der Innenrotor bei gehäusefestem Außenrotor über eine Exzenterwelle angetrieben. Innenrotor und Exzenterwelle rotieren in entgegengesetzter Richtung. Eine Steuerhülse, analog zum *Orbit-Prinzip*, ist erforderlich. Gegenüber dem *Gerotor-Prinzip* gewinnt man mit dieser Konstruktion jedoch lediglich das Verdrängungsvolumen einer Zahnluke [84], weshalb diese Bauform in der Praxis eher selten anzutreffen ist.

---

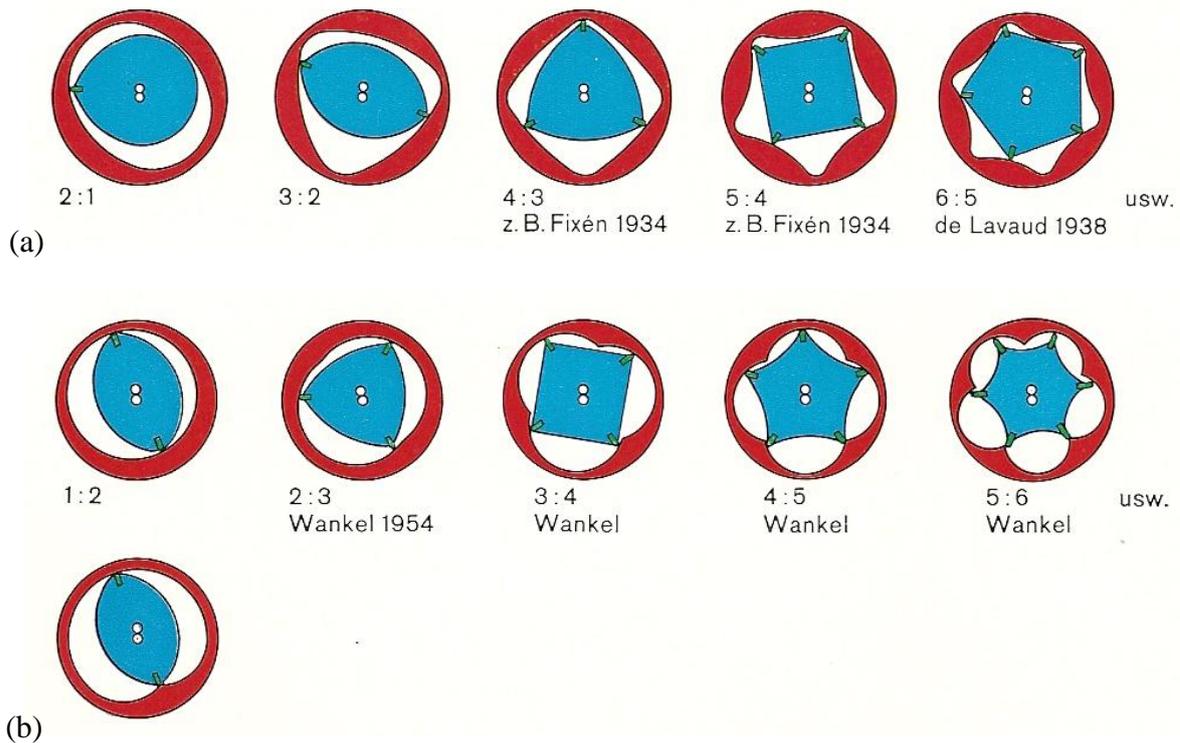
<sup>16</sup> Wird als Winkelbezug eine Umdrehung des Außenrotors verwendet, entspricht die geförderte Anzahl an Verdrängerräumen der Außenrotor-Zähnezahl  $z_2$ .

In einer grundlegenden Einteilung der Rotationskolbenmaschinen (RKM) nach *Wankel* [5] werden Zahnringmaschinen mit trochoidenverzahnten Rotoren der Gruppe der innenachsigen Dreh- bzw. Kreiskolbenmaschinen mit Kämmeingriff zugeordnet. Der Kämmeingriff<sup>17</sup> entspricht den Gesetzmäßigkeiten und den Übersetzungs- bzw. Zähnezahlverhältnissen der üblichen kraftübertragenden Zahnräder. Dementsprechend muss bei innenachsigen Maschinen mit Kämmeingriff der größere und langsamer drehende Außenläufer mindestens einen Zahn mehr haben als der kleinere, schneller drehende Innenläufer (Abb. 3.1a). Maschinen, die exzentrisch gelagerte Rotoren besitzen und somit nach dem *Gerotor-Prinzip* arbeiten, werden demnach den Drehkolbenmaschinen (DKM) zugeordnet; Maschinen, die nach dem *Orbit-Prinzip* arbeiten, werden als Kreiskolbenmaschinen (KKM) eingeordnet [5]. Die Rotationskolbenmaschine wurde erstmals 1799 als Drehkolben-Dampfmaschine gebaut und um 1945 als Kreiskolben-Verbrennungskraftmaschine unter dem Namen Wankelmotor bekannt (siehe Kapitel 1.1). Unterschiedliche Ausführungsformen der innenachsigen DKM mit Kämmeingriff sind in Abbildung 3.1a, Bauformen mit Schlupfeingriff in Abbildung 3.1b dargestellt.

Während das *Orbit-Prinzip* typischerweise in langsam laufenden Hydromotoren Anwendung findet, wird das *Gerotor-Prinzip* mit ortsfesten Drehachsen im Allgemeinen bei schneller laufenden Gerotorpumpen angewendet. Gerotorpumpen kommen heute in allen Sparten der Industrie sowie bei zahlreichen automotiven Anwendungen zum Einsatz und werden in einer Vielzahl von Zahnformen, Größen und Herstellungsverfahren produziert [105-109]. Die Gerotorpumpe benötigt, im Vergleich zu allen anderen Pumpentypen, den geringsten Aufwand an maschineller Bearbeitung und die wenigsten Komponenten. Sie kann in den meisten Anwendungen mit maximalen Drücken – abhängig von Ausführungsform und Pumpenspiel – bis etwa 50 ... 100 bar eingesetzt werden. Im folgenden Kapitel werden die Funktionsweise und die besonderen Eigenschaften der Gerotorpumpe näher erläutert.

---

<sup>17</sup> Die von Wankel eingeführte Unterscheidung zwischen Kamm- und Schlupfeingriff ist darauf zurückzuführen, dass für die arbeitsraumbildenden Läufer der RKM die Gesetzmäßigkeiten der kraftübertragenden Zahnräder keine unbedingte Geltung haben. Werden die Rotoren außerhalb des Arbeitsraumes durch übliche Zahnräder gekoppelt, können die RKM auch mit umgekehrten Übersetzungsverhältnissen betrieben werden. Somit kann der größere Außenläufer auch schneller drehen als der kleinere Innenläufer und einen Zahn weniger haben als dieser (Abb. 3.1b). Dieser von Wankel so bezeichnete Schlupfeingriff eignet sich gut für arbeitsraumbildende, aber nicht oder nur sehr schlecht für kraftübertragende Verzahnungen [5].



**Abb. 3.1:** Bauformen der innenachsigen Drehkolbenmaschine: (a) mit Kämmeingriff; (b) mit Schlupfeingriff [5]

### 3.1 Das Gerotor-Prinzip

Die nach dem Gerotor-Prinzip arbeitende Zahnringpumpe (im Folgenden als Gerotor- oder Zahnringpumpe bezeichnet) besteht aus einem Rädersatz mit einem Innen- und einem Außenrotor sowie einem meist dreiteiligen Gehäuse. Dabei kann der Rädersatz mittels einer Welle über den Innenrotor (= übliche Konfiguration) oder über den Außenrotor angetrieben werden.<sup>18</sup> Dieser einfache Aufbau bewirkt eine kompakte Bauweise und spart Baulänge und Gewicht. Die, im Gegensatz zu herkömmlichen Außenzahnrادpumpen, axial zur Antriebswelle angeordneten Saug- und Druckanschlüsse unterstützen ferner die kompakte Bauweise. Die Gerotorpumpe ist durch eine stabile Zahnform widerstandsfähig gegen hydraulische und mechanische Stoßlasten. Die Langlebigkeit dieser Pumpenart begründet sich in der geringen relativen Gleitgeschwindigkeit zwischen Innen- und Außenrotor. So beträgt beispielsweise bei einem Innenrotor mit der Zähnezahl  $z_1 = 5$ , der mit  $1200 \text{ min}^{-1}$  angetrieben wird, die Differenzdrehzahl zum Außenrotor mit der Zähnezahl  $z_2 = 6$  nur  $200 \text{ min}^{-1}$ . Darüber hinaus zeichnet sich die Gerotorpumpe durch eine sehr gute Laufruhe und einen geringen Geräusch-

<sup>18</sup> In einer weiteren Konfiguration, bei der Anwendung als differenzdrehzahlführende Pumpe, erfolgt der Antrieb durch die Drehzahldifferenz von umlaufendem Pumpengehäuse und Rotorwelle (Abb. 1.4 und Abb. 5.9).

pegel aus. Dies wird durch die gleichförmige, annähernd sinusförmig verlaufende Änderung der Kammervolumina erreicht (Abb. 3.3) und führt zu einem ruhigen, gleichmäßigen Förderhub mit minimalen Schwankungen im Fördervolumenstrom (Abb. 2.4) [104, 110]. Die Komponenten und das Arbeitsprinzip werden im Folgenden anhand Abbildung 3.2 beschrieben.

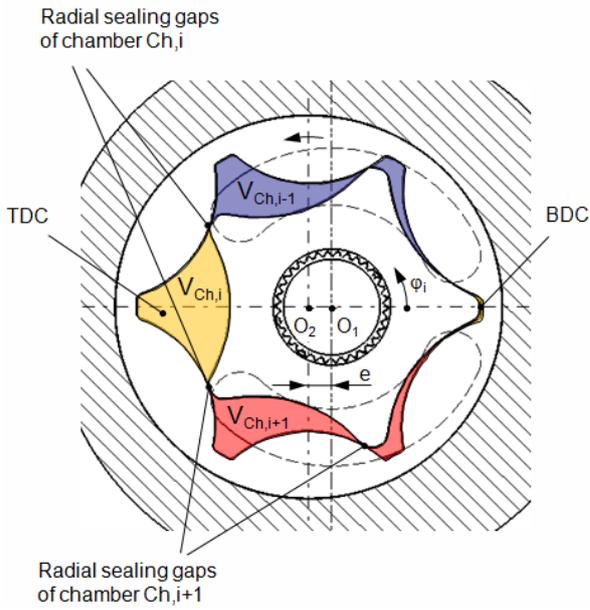
Wird der Innenrotor über eine Welle angetrieben, so wird der Außenrotor über das Übersetzungsverhältnis  $i = z_2/z_1$  mitgenommen. Zuzufolge der um die Exzentrizität  $e$  versetzten Anordnung der Drehachse des Innen- und Außenrotors werden Verdrängerkammern zwischen innerem und äußerem Zahnrad gebildet. Die Verdrängerkammern sind zu den angrenzenden Kammern durch radiale Dichtspalte und zu den Gehäuseseitenwänden durch laterale Dichtspalte abgedichtet. Während einer Rotorumdrehung erfolgt eine stetige Änderung des Kammervolumens und die Verdrängerkammer nimmt eine minimale und eine maximale Größe ein.

Der Kontakt an den Zahnflanken beginnt im Bereich des unteren Totpunktes (BDC = Bottom Dead Center in Abb. 3.2a); hier stellt sich ein minimales Kammervolumen ein. Bei Drehung in Richtung  $\varphi_i$  vergrößert sich das Kammervolumen und erreicht den maximalen Wert im oberen Totpunkt (TDC = Top Dead Center). Dieser Bereich ist mit der Einlassniere verbunden und bildet die Saugseite (bzw. Niederdruckseite) der Pumpe. In diesem Abschnitt des Verdrängervorganges ist der Kammerdruck negativ<sup>19</sup> und bewirkt ein Füllen der Verdränger-kammern. Nach Überschreiten von TDC verkleinert sich das Kammervolumen; dieser Bereich ist mit der Auslassniere verbunden und bildet die Druckseite der Pumpe. Diese permanente Volumenänderung erfolgt im Wesentlichen sinusförmig (Abb. 3.3) und führt zu einem ruhigen, gleichmäßigen Förderhub mit geringen Schwankungen im Förderstrom [104].

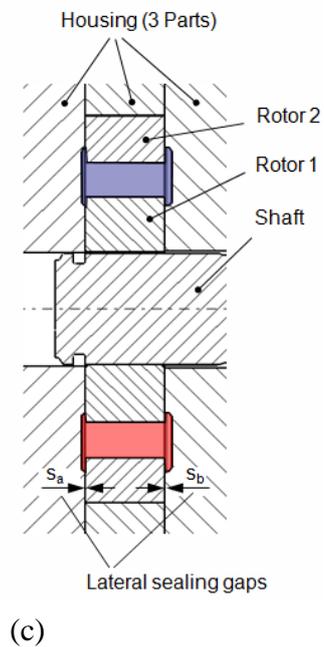
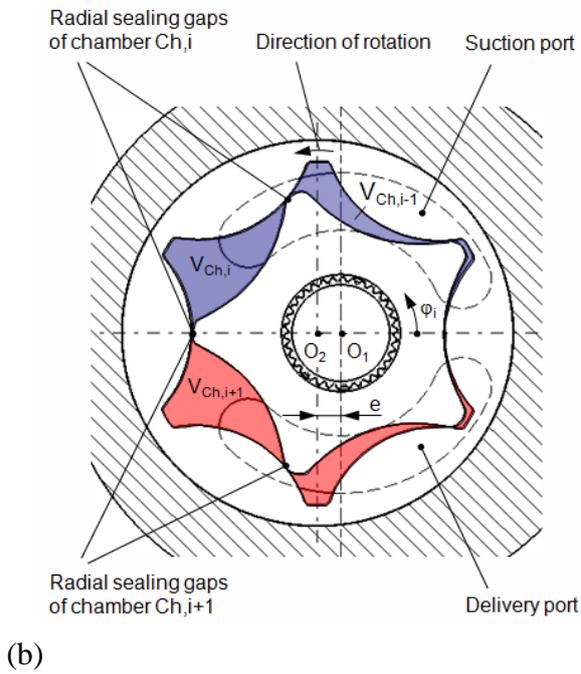
Beispiele typischer Ausführungsformen von Rotorsätzen für Anwendungen im automotiven Antriebsstrang sind in Abbildung 3.5 dargestellt. Dabei wurde eine Einteilung nach folgenden Kategorien vorgenommen: mit Absolutdrehzahl betriebene Pumpen (z. B. mit Kurbelwellen-, Getriebeeingangswellen- oder Kardanwellendrehzahl betrieben), differenzdrehzahlführende Pumpen (z. B. mit Drehzahldifferenz zwischen Vorder- und Hinterachse betrieben), elektromotorisch betriebene Pumpen.

---

<sup>19</sup> Ausgenommen bei nicht selbstansaugenden Pumpen; hier wird der saugseitige Druck durch den Vorspanndruck bestimmt.



**Abb. 3.2:** Zahnringpumpe mit  $z_1/z_2 = 5/6$  (Referenzpumpe 2b):  
 (a)  $0^\circ$  Position  
 (b)  $72^\circ$  Position  
 (c) Schnitt



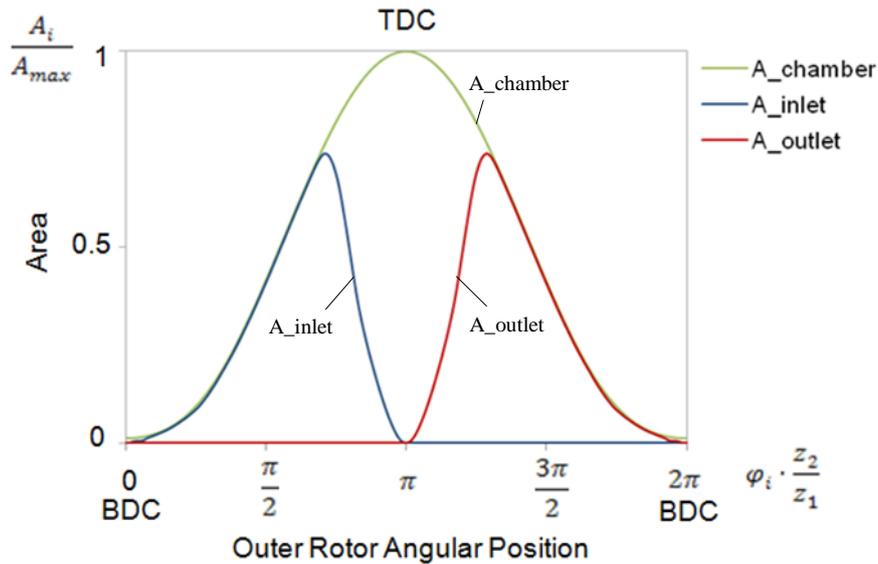


Abb. 3.3: Verlauf von Kammerfläche und Ein-Auslassquerschnitt

### 3.2 Grundlagen zur Auslegung und Berechnung von Gerotorpumpen

Bei der Auslegung und Gestaltung von Zahnringpumpen sind die in Abbildung 3.4 dargestellten Einflussfaktoren hinsichtlich der zu erwartenden Betriebsbedingungen, der Pumpengeometrie, der konstruktiven Umsetzung und der Spiele sowie der zulässigen Toleranzen zu berücksichtigen. Die wichtigsten dieser Einflussfaktoren sowie ihre Wechselwirkungen werden im folgenden Abschnitt näher erläutert.

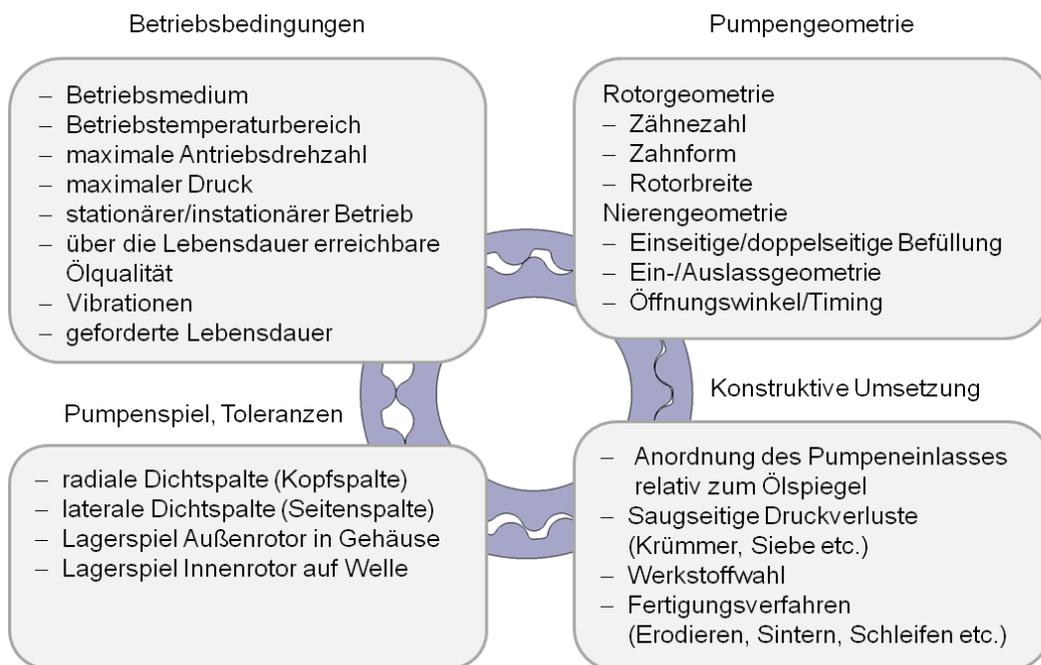


Abb. 3.4: Einflussfaktoren auf die Auslegung von Gerotorpumpen

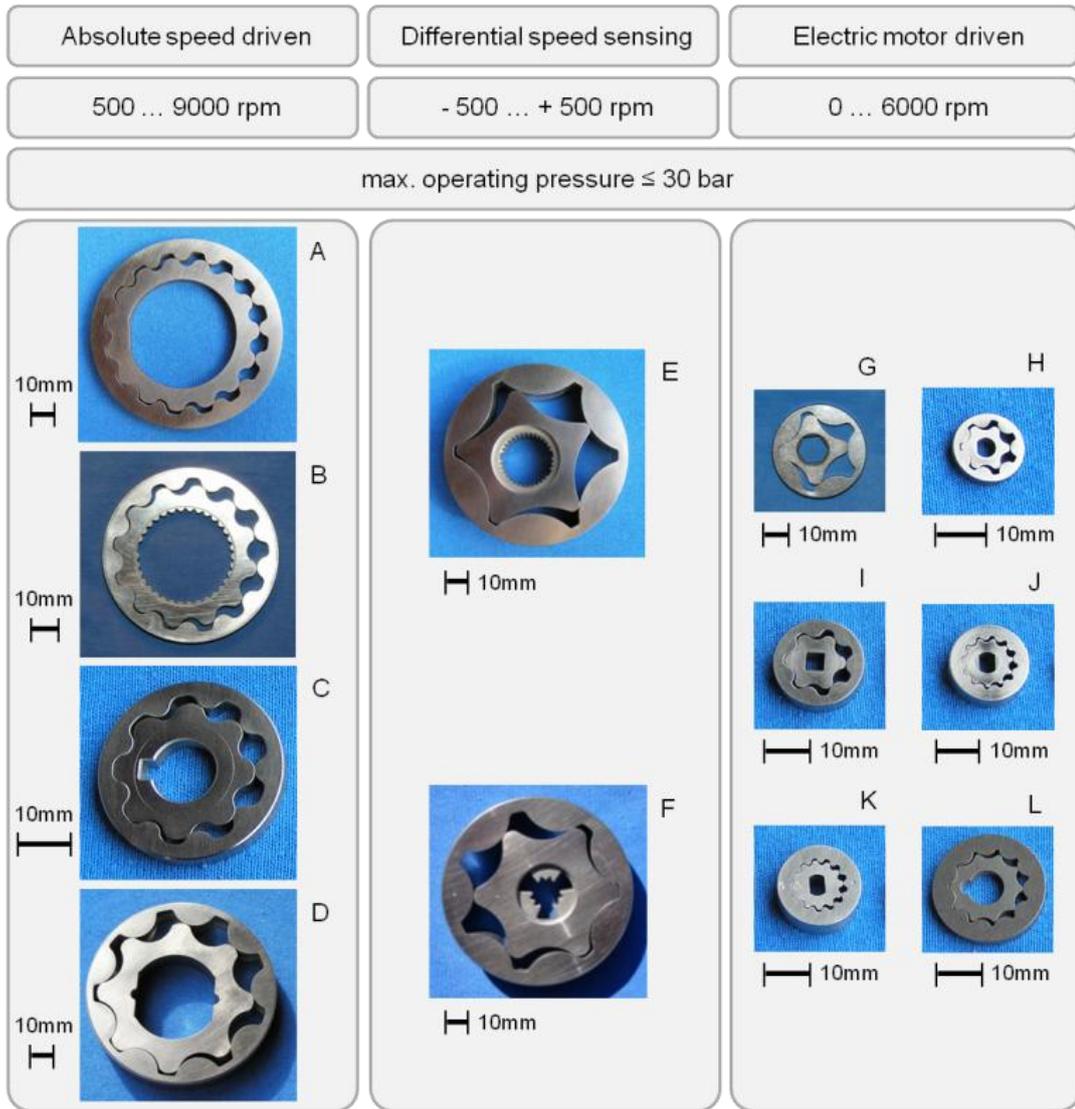


Abb. 3.5: Ausführungsformen von Zahnringpumpen in automotiven AWD-Anwendungen

Tab. 3.1: Geometriedaten zu Abb. 3.5

Einteilung nach Funktion		mit Absolutdrehzahl betrieben				differenzdrehzahl-führend		elektromotorisch betrieben					
Bezeichnung	Einheit	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
Verdrängervol.	[cm³/U]	6.2	4	0.84	n. g.	39.45	22	n. g.	n. g.	0.4	0.251	0.245	n. g.
Exzentrizität	[mm]	n. g.	n. g.	n. g.	n. g.	5.591	3.937	n. g.	n. g.	0.87	0.5	0.5	n. g.
Zähnezah IR	[-]	16	12	8	8	5	6	4	6	6	11	12	10
Zähnezah OR	[-]	17	13	9	9	6	7	5	7	7	12	13	11
Übersetzung	[-]	1.063	1.083	1.125	1.125	1.200	1.167	1.250	1.167	1.167	1.091	1.083	1.100
Durchmesser OR	[mm]	84.9	64.5	34.9	84.2	94.0	81.3	40.6	14.4	20.4	19.0	19.0	25.3
Rotorbreite	[mm]	6.9	6.5	4.5	14.5	19.0	17.0	7.0	3.0	5.4	7.5	7.5	6.35
Zentrierdurchm. IR	[mm]	50.0	n. g.	12.0	39.1	26.2	23.3	11.5	4.0	□ 4.25	5.0	5.0	8.0
Lagerspiel OR	[mm]	0.397	0.252	0.119	0.290	0.203	0.275	0.112	0.061	0.088	0.069	0.068	-
Seitenspalt	[mm]	0.123	0.154	0.023	0.033	0.022	0.014	0.058	0.029	0.016	0.020	0.020	-
Spiel IR auf Welle	[mm]	0.020	-	0.025	-	0.010	0.010	0.300	0.060	-	0.030	0.030	-

### 3.2.1 Saugverhalten

Damit ein Absinken des örtlichen Drucks unter den Luftlösedruck vermieden wird, sind die eingangsseitigen Druckverlustanteile jedenfalls klein zu halten. Wird für die Energiebilanz, unter der Voraussetzung stationärer Strömung von reibungsfreier, inkompressibler Druckflüssigkeit (Gl. 3.1), das Volumen  $V = m/\rho$  als Bezugsgröße verwendet, erhält man als anteilige Energiedichten die Druckanteile für kinetischen, geodätischen und statischen Druck, deren Summe dem Gesamtdruck entspricht (Gl. 3.2). Am Pumpeneinlass ist – wie bereits in Kapitel 2.1 erläutert – der statische Druck die kennzeichnende hydraulische Größe; sie folgt für die ideale Verdrängerpumpe aus Gleichung 3.3.

$$m \frac{v^2}{2} + mgh + pV = E = \text{konst.} \quad (\text{Gl. 3.1})$$

$$\rho \frac{v_1^2}{2} + \rho gh_1 + p_1 = p_{1t} \quad (\text{Gl. 3.2})$$

$$p_1 = -\rho \frac{v_1^2}{2} - \rho gh_1 \quad (\text{Gl. 3.3})$$

Der eingangsseitige kinetische Druck ist klein zu halten, indem die Strömungsgeschwindigkeit am Pumpeneinlass durch ausreichende Dimensionierung der Einlassquerschnitte begrenzt wird, und indem sie die in der Fachliteratur [80] empfohlenen Grenzwerte (Gl. 3.6 und Gl. 3.7) nicht überschreitet.

Der geodätische Druck ist – je nach Lage des Pumpeneinlasses zum Flüssigkeitsspiegel – ein positiver oder negativer Anteil. Befindet sich der Flüssigkeitsspiegel unter dem Einlassbereich der Pumpe, ist das Fluid in der Saugleitung um die geodätische Höhe  $h_0$  anzuheben; der geodätische Druckanteil  $\rho gh_1$  ist negativ. Liegt der Einlassbereich der Pumpe im Ölsumpf, also unterhalb des Flüssigkeitsspiegels ( $h_1 < 0$ ), entsteht ein positiver geodätischer Druckanteil  $\rho gh_1$ . Dabei ist jedenfalls sicherzustellen, dass auch bei Tiefstand des Flüssigkeitsniveaus im Ölsumpf der Einlass ständig unterhalb des Flüssigkeitsspiegels liegt und aus einem beruhigten Bereich angesaugt werden kann.<sup>20</sup> Somit ist kein Dichtungsaufwand erforderlich; Außenluft kann nicht angesaugt werden, eine Entlüftung des Behälters ist jedoch vorzusehen.

---

<sup>20</sup> Ölspiegelschwankungen durch die Betätigung von Schaltelementen oder zufolge bestimmter Betriebszustände sind dabei zu berücksichtigen. Dazu zählen etwa Einflüsse infolge möglicher Neigung sowie Längs- und Querschleunigung des Fahrzeuges, Effekte zufolge der Fliehkraftwirkung in rotierenden Systemen etc.

In der verlustbehafteten Pumpe ist zusätzlich der eingangsseitige Druckverlust  $\Delta p_{1S}$  (Ansaug- bzw. Einlassverlust), der sich aus den Reibungsverlusten  $\Delta p_{1R}$  und den Verwirbelungsverlusten  $\Delta p_{1V}$  im Saugbereich zusammensetzt, zu berücksichtigen. Aufgrund der Viskositätsabhängigkeit von Reibungs- und Verwirbelungsverlusten steigt dieser Verlust mit zunehmender Viskosität der Druckflüssigkeit. Die eingangsseitigen Druckverluste sind durch entsprechende konstruktive Maßnahmen zu minimieren: Die Reibungsverluste werden durch ausreichende Dimensionierung der Einlassquerschnitte reduziert; die Verwirbelungsverluste werden durch einen günstigen Strömungsverlauf im Saugbereich und Vermeidung von Krümmern und Einbauteilen gering gehalten. Der effektive Eingangsdruck berechnet sich somit nach Gl. 3.4 mit den nach Gl. 3.5 ermittelten saugseitigen Verlustanteilen.

$$p_{1,eff} = -\rho \frac{v_1^2}{2} - \rho g h_1 - \Delta p_{1S} \quad (\text{Gl. 3.4})$$

$$\Delta p_{1S} = \Delta p_{1R} + \Delta p_{1V} \quad (\text{Gl. 3.5})$$

Wird die statische Druckdifferenz im Pumpeneintritt zu groß, tritt vor Unterschreiten des Verdampfungsdrucks<sup>21</sup> die in der Druckflüssigkeit gelöste Luft in größerer Menge aus, was Luftausscheidung (Aeration) bzw. Pseudokavitation zur Folge hat. Das schlagartige Auslösung-Gehen von gelöster Luft und das Komprimieren und die Zündung von Luftblasen bei nachfolgendem Druckanstieg führen zu Geräuschemissionen und Schäden, die durch Relativschwingungen zwischen Bauteil und Flüssigkeit hervorgerufen werden (Kavitationserosion). Als Richtwerte für den Mindest-Eingangsdruck und für die mittlere Saugeschwindigkeit im Einlass werden in der Fachliteratur [80] – in Abhängigkeit von der Ansaug- bzw. Zulaufhöhe sowie der Pumpenbauart und den Regelzeiten – die in Gl. 3.6 und Gl. 3.7 angeführten Werte genannt.

$$p_1 \geq p_{1,min} = (-0,4 \dots -0,2) \text{ bar} \quad (\text{Gl. 3.6})$$

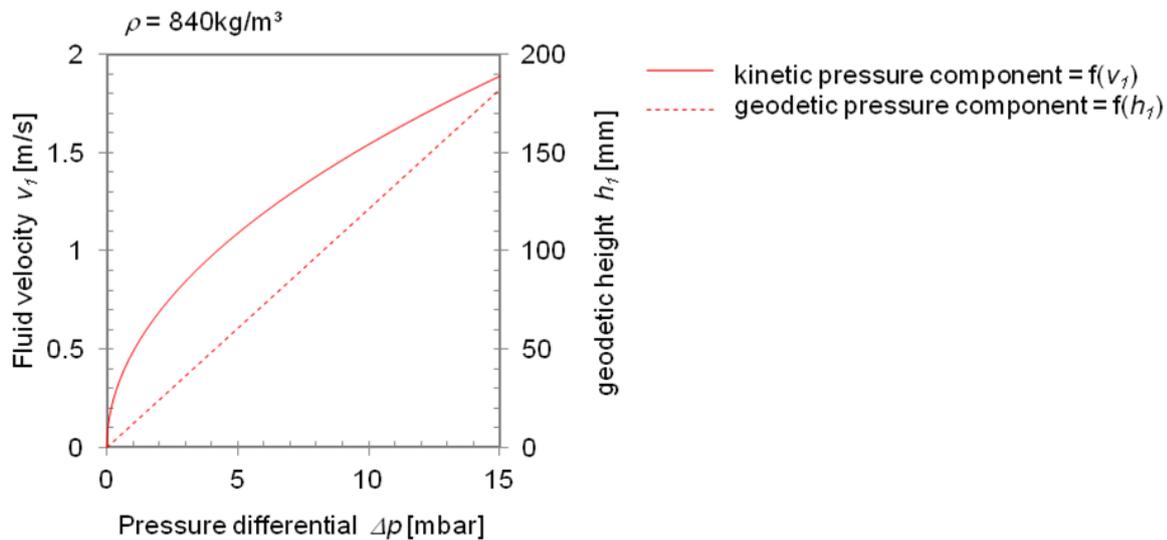
$$v_1 \leq v_{1,max} = (0,5 \dots 1,5) \text{ m/s} \quad (\text{Gl. 3.7})$$

Eine weitere Reduzierung der Befüllung am Pumpeneinlass kann durch Füllungsverluste infolge Ansaugens von Luft durch Undichtheiten im Saugbereich, Verschäumung der Hydraulikflüssigkeit oder durch zu geringes Füllstandsniveau im Ölsumpf auftreten. Der Eingangsdruck  $\rho g h_1$  zufolge der geodätischen Zulaufhöhe  $h_1$  von im Ölsumpf liegenden Pumpen ist bei den üblichen automotiven Anwendungen aufgrund der Bauraumbeschränkungen meist

---

<sup>21</sup> Der Verdampfungsdruck von Hydraulikölen liegt im Mittel bei 0,53  $\mu\text{bar}$  bei 50°C und ist neben der Temperatur auch von der Viskosität abhängig [80].

vernachlässigbar klein. So beträgt – wie in Abbildung 3.6 dargestellt – der geodätische Druck  $\rho gh_1$  bei einer 30 mm unter dem Flüssigkeitsspiegel angeordneten Einlassöffnung<sup>22</sup> etwa 2,5 mbar. Der kinetische Druckverlust ist unter Berücksichtigung der empfohlenen Grenzwerte für die maximale Strömungsgeschwindigkeit im Einlassbereich mit etwa 9,5 mbar bei  $v_1 = 1,5 \text{ m/s}$  ebenfalls gering, steigt jedoch quadratisch mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit (bzw. Pumpendrehzahl). Bei einem Einlassdruck von  $p_1 = -0,2 \text{ bar}$  beträgt der relative kinetische Druckanteil bei einer mittleren Einlassgeschwindigkeit  $v_1 = (0,5 \dots 1,5) \text{ m/s}$  etwa  $(0,5 \dots 5) \%$ ; der relative geodätische Druckanteil bei einer angenommenen Saughöhe  $h_0 = (25 \dots 50) \text{ mm}$  etwa  $(1 \dots 2) \%$ . Der größte Verlustanteil wird somit durch eingangsseitige, viskositätsabhängige Druckverluste (Reibungs- und Verwirbelungsverluste) hervorgerufen.



**Abb. 3.6:** Kinetischer und geodätischer Druckanteil

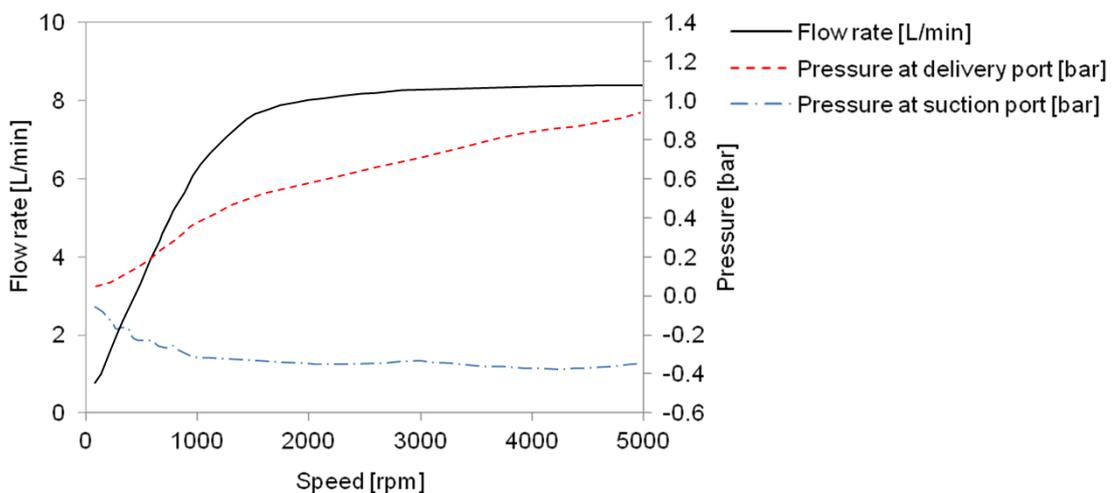
Die maximale Strömungsgeschwindigkeit im Einlassbereich (Saugstutzen, Ansaugkrümmer, Einlassquerschnitt) sollte die in Gleichung 3.7 genannten Werte nicht überschreiten und jedenfalls nicht größer als 2 m/s sein. Lässt sich eine im Ölsumpf angeordnete Pumpe nicht realisieren, sollte die Saugleitung möglichst kurz und gerade gestaltet werden. Krümmer und andere Einbauteile sind nach Möglichkeit zu vermeiden, ansonsten mit ausreichender Nenngröße und günstigem Strömungsverlauf auszuführen; Siebelemente sind möglichst großflächig anzuordnen. Das Saugverhalten der Pumpe hat darüber hinaus auch Einfluss auf die Förderstimpulsationen, die neben der Verdrängergeometrie und den Fluideigenschaften auch von den saugseitigen Widerständen beeinflusst werden [34].

<sup>22</sup> Diese Anordnung entspricht der betrachteten Referenzpumpe 1 (Abb. 1.1a bzw. Kap. 5.10).

## Drehzahlgrenzen

Die maximale Drehzahl basiert auf dem Einsetzen von Kavitation. Kavitation tritt dann auf, wenn der örtliche Druck am Einlass niedriger ist als der Dampfdruck des Fluids. Im Einlassbereich bilden sich Hohlräume (Vakuumblasen), welche das Fluid verdrängen und den Volumenstrom der Pumpe reduzieren. Wenn diese Blasen die Bereiche höheren Drucks auf der Auslassseite der Pumpe erreichen, implodieren sie und erzeugen Geräusche und Vibrationen. Diese Kavitationsblasen können die Pumpe durch Erosion am Gehäuse und an den Rotoren schädigen. Die drei größten Einflussfaktoren hinsichtlich der Kavitation sind Pumpendrehzahl, Eintrittsgeschwindigkeit des Fluids sowie Druckverluste auf der Ansaugseite [104]. Kavitation sollte jedoch keinesfalls mit Luftanreicherung (Aeration, was die Anwesenheit von Luftblasen bedeutet) verwechselt werden.

Für eine optimale Funktionserfüllung mit Mineralöl im Viskositätsbereich von 6 bis 118 mm<sup>2</sup>/s sollten die Umfangsgeschwindigkeit an den Zahnköpfen unter 15,3 m/s und die Einlassgeschwindigkeit des Fluids unter 2 m/s gehalten werden [104]. Der Betrieb des Gerators oberhalb dieser Maximaldrehzahl ohne korrigierende Maßnahmen (z. B. vorgespannte Saugleitung) beeinträchtigt die Funktionserfüllung der Pumpe erheblich. Bei mit Absolutdrehzahl betriebenen Pumpen wird dieser Effekt der Saugdrosselung häufig bewusst zur Begrenzung der Verlustleistung im oberen Drehzahlbereich angewandt. In Abbildung 3.7 sind die gemessene Förderstrom-Charakteristik einer saugdrosselten Schmierölpumpe sowie die zugehörigen Druckverläufe am Pumpen-Ein- und Auslass dargestellt. Man erkennt die ab etwa 1000 U/min beginnende Saugdrosselung am Einbruch der Förderstromkennlinie.



**Abb. 3.7:** Kennlinie einer Schmierölpumpe mit Saugdrosselung

### 3.2.2 Förderverhalten

Analog zu den Betrachtungen zum Pumpeneinlass berechnet sich nach der Energiegleichung am Auslassquerschnitt (Gl. 3.8) der Ausgangsdruck nach Gleichung 3.9. In der verlustbehafteten Pumpe ist zusätzlich der austrittsseitige Druckverlust  $\Delta p_{2S}$  zu berücksichtigen, der sich wiederum aus Reibungsverlusten  $\Delta p_{2R}$  und Verwirbelungsverlusten  $\Delta p_{2V}$  auf der Druckseite zusammensetzt. Der effektiv zur Verfügung stehende Pumpendruck wird somit nach Gleichung 3.10 um die ein- und austrittsseitigen Druckverluste reduziert.

$$\rho \frac{v_2^2}{2} + \rho g h_2 + p_2 = p_{2t} \quad (\text{Gl. 3.8})$$

$$p_2 = p_{2t} - \rho g h_2 - \rho \frac{v_2^2}{2} \quad (\text{Gl. 3.9})$$

$$p_{2,eff} = p_{2t} - \rho g h_2 - \rho \frac{v_2^2}{2} - \Delta p_{1S} - \Delta p_{2S} \quad (\text{Gl. 3.10})$$

Bei Verdrängermaschinen sind, im Gegensatz zu Strömungsmaschinen, die kinetischen und geodätischen Druckanteile im Allgemeinen vernachlässigbar klein (Abb. 3.6), womit typischerweise der statische Druckanteil überwiegt.<sup>23</sup> Somit genügt es bei den betrachteten Anwendungen, in der Energiebilanz die statische Druckdifferenz  $\Delta p = p_2 - p_1$  zu berücksichtigen. Die nutzbare effektive Betriebsdruckdifferenz  $\Delta p_{eff}$  der realen, verlustbehafteten Pumpe berechnet sich somit unter Berücksichtigung der Ein- und Auslassverluste nach Gleichung 3.11.

$$\Delta p_{eff} = p_2 - p_1 - \Delta p_{1S} - \Delta p_{2S} \quad (\text{Gl. 3.11})$$

### 3.2.3 Pumpenspiel

Der wichtigste Faktor für die Effizienz einer Gerotorpumpe ist das Pumpenspiel, das wesentlich durch die Bauteiltoleranzen beeinflusst wird. Bei einer zwischen Saug- und Druckseite der Pumpe anliegenden Druckdifferenz  $\Delta p$  treten über die funktionsbedingten Dichtspalte Leckölströme auf. Die größten internen Pumpenleckagen treten zwischen den Zahnköpfen und an den Seitenflächen auf. Beide sind proportional zum Druck und zur dritten Potenz der Dichtspalthöhe. Die Leckagerate verhält sich ebenso umgekehrt proportional zur Dichtspalt-

---

<sup>23</sup> Nicht bei geregelten Pumpen und in langen Saugleitungen sowie bei Dichten  $> 1000 \text{ kg/m}^3$ .

länge und zur Viskosität. Entsprechend dem Gesetz von Hagen-Poiseuille für laminare Rohrströmung beschreibt Gleichung 3.12 die Spaltformel für den parallelen ebenen Spalt.

Der Leckagefluss zwischen Hochdruck- und Niederdruckseite der Pumpe verursacht an den Drosselstellen der Dichtspalte hohe Strömungsgeschwindigkeiten; Bereiche mit lokal niedrigem Druckniveau sind die Folge. Wird der Luflösedruck unterschritten, kommt es zu Luftausscheidung und Blasenbildung, bei lokaler Unterschreitung des Flüssigkeitsdrucks unter den Dampfdruck des Fluids können neben unerwünschter Geräuschentwicklung auch Schäden durch Kavitationserosion hervorgerufen werden [11]. Aus der Kontinuitätsgleichung folgt nach Gleichung 3.13 die mittlere Strömungsgeschwindigkeit des Leckölstroms, die sich nach Gleichung 3.14 mit 2/3 der maximalen in der Kanalmittelebene herrschenden Geschwindigkeit berechnet [80].

$$q_{vd} = \frac{h^3 b}{12\eta l} \Delta p \quad (\text{Gl. 3.12})$$

$$v_d = \bar{v} = \frac{q_{vd}}{A} = \frac{q_{vd}}{bh} = \frac{h^2}{12\eta l} \Delta p \quad (\text{Gl. 3.13})$$

$$v_d = \frac{2}{3} v_{max} \quad (\text{Gl. 3.14})$$

Erfolgt die Relativbewegung paralleler Wände an Funktionsspalten und die Druckbeaufschlagung an den Spaltenden gemeinsam, stellt sich ein aus Schlepp- und Leckstrom überlagerter Spaltstrom nach Gleichung 3.15 ein. Je nach Schlepprichtung der bewegten Wand zum Druckgradienten überlagern sich die Strömungsanteile positiv oder negativ. Der überlagerten Spaltströmung entspricht die additiv ermittelte mittlere Geschwindigkeit im Spaltquerschnitt (Gl. 3.16).

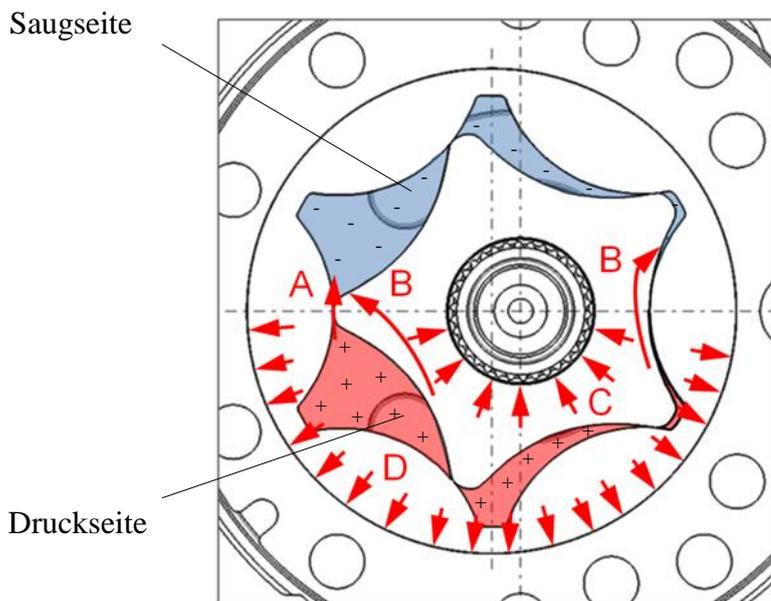
$$q_{vt} = q_{vd} \pm q_{vc} = \frac{h^3 b}{12\eta l} \Delta p \pm bh \frac{v_K}{2} \quad (\text{Gl. 3.15})$$

$$v = v_d \pm v_c \quad (\text{Gl. 3.16})$$

Generell lassen sich Dichtspalte zwischen den bewegten Rotoren und dem Gehäuse sowie Dichtspalte an den Zahnköpfen der Rotoren unterscheiden. In der Literatur [13] werden die in Tabelle 3.2 und Abbildung 3.8 dargestellten Leckagepfade unterschieden, die auch in geeigneter Weise in den Modellen Berücksichtigung finden (Kapitel 4.24.3 und 4.4). Durch die radialen Kopfspalte hervorgerufene Leckölströme (A) sowie an den Rotor-Stirnflächen von der Druck- zur Saugseite auftretende Leckölströme (B) stellen innere Leckagen dar. Dagegen handelt es sich bei den im Seitenspalt radial nach innen und radial nach außen entweichenden Leckölströmen um äußere Leckagen (C und D).

**Tab. 3.2:** Leckagepfade in der Gerotorpumpe

Bezeichnung	Symbol (Abb. 3.8)	Leckage-Pfad	Kategorie
Kopfspaltleckage	A	Entlang der Zahnflanken und Zahnköpfe der aneinander abwälzenden Zähne; von der Druck- zur Saugseite.	Innere Leckagen
Seitenspaltleckage	B	Entlang der Rotor-Stirnflächen in Umfangsrichtung zwischen zwei benachbarten Verdrängerkammern; von der Druck- zur Saugseite.	
	C	Entlang der Rotor-Stirnflächen radial nach innen zum Innendurchmesser des Innenrotors; zwischen den eingeschlossenen Kammervolumina und der drucklosen Umgebung.	Äußere Leckagen
	D	Entlang der Rotor-Stirnflächen radial nach außen zum Außendurchmesser des Außenrotors; zwischen den eingeschlossenen Kammervolumina und der drucklosen Umgebung.	



**Abb. 3.8:** Leckagepfade in der Gerotorpumpe (Skizze zu Tab. 3.2)

## Kopfspalte

Für eine gute Dichtwirkung sollte das radiale Kopfspiel an den Zahnköpfen der Rotoren möglichst gering gehalten werden, es muss aber jedenfalls ausreichend Spiel gewährleistet sein, damit sich ein Schmierfilm zwischen den Kontaktflächen ausbilden kann. Messungen haben gezeigt, dass die Kopfspaltleckagen in den meisten Anwendungen den überwiegenden Anteil ausmachen (siehe Kapitel 6).

Die auftretenden Leckölströme üben jedoch auch Einfluss auf die Dämpfung des Systems aus. So steht die Minimierung der Kopfspalte zur Erzielung eines optimalen volumetrischen Wirkungsgrades im Widerspruch zu guter Systemdämpfung infolge der Kopfspaltleckagen. Dagegen leisten Seitenspaltleckagen zufolge des axialen Spiels nur einen sehr geringen Beitrag zur Dämpfung [14]. Dies lässt sich durch die im Vergleich zu den Kopfspalten relativ geringen lateralen Spalthöhen begründen (Tab. 3.5). Die Kopfspalte beeinflussen aber auch das Kavitationsverhalten der Pumpe. Mit zunehmenden Dichtspalthöhen wird die Befüllung der Verdrängerkammern durch das von der Druckseite über die Dichtspalte rückströmende Fluid erhöht und das Auftreten von Kavitation verzögert.<sup>24</sup> Dies wurde von *Türk* und *Verhülsdonk* [61] am Beispiel von Drehkolbenpumpen experimentell nachgewiesen.

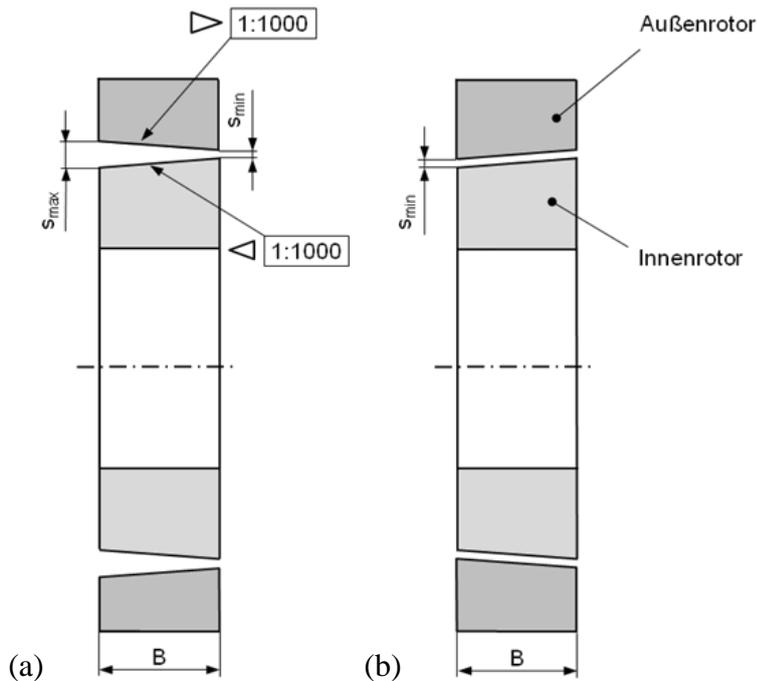
Tabelle 3.3 enthält vom Autor definierte Größen, die sich in der praktischen Anwendung zur Beurteilung der Zahnkopfspalte bewährt haben. Die verwendeten Bezeichnungen sind aus Abbildung 3.10 ersichtlich. Das Zahnfußspiel  $s_F$  ist für die Dichtfunktion nicht relevant und wird nachfolgend nicht näher behandelt; es wird jedoch – zur Minimierung des schädlichen Raumes im Bereich des tiefsten Zahneingriffes [80] – annähernde Spielfreiheit empfohlen.

---

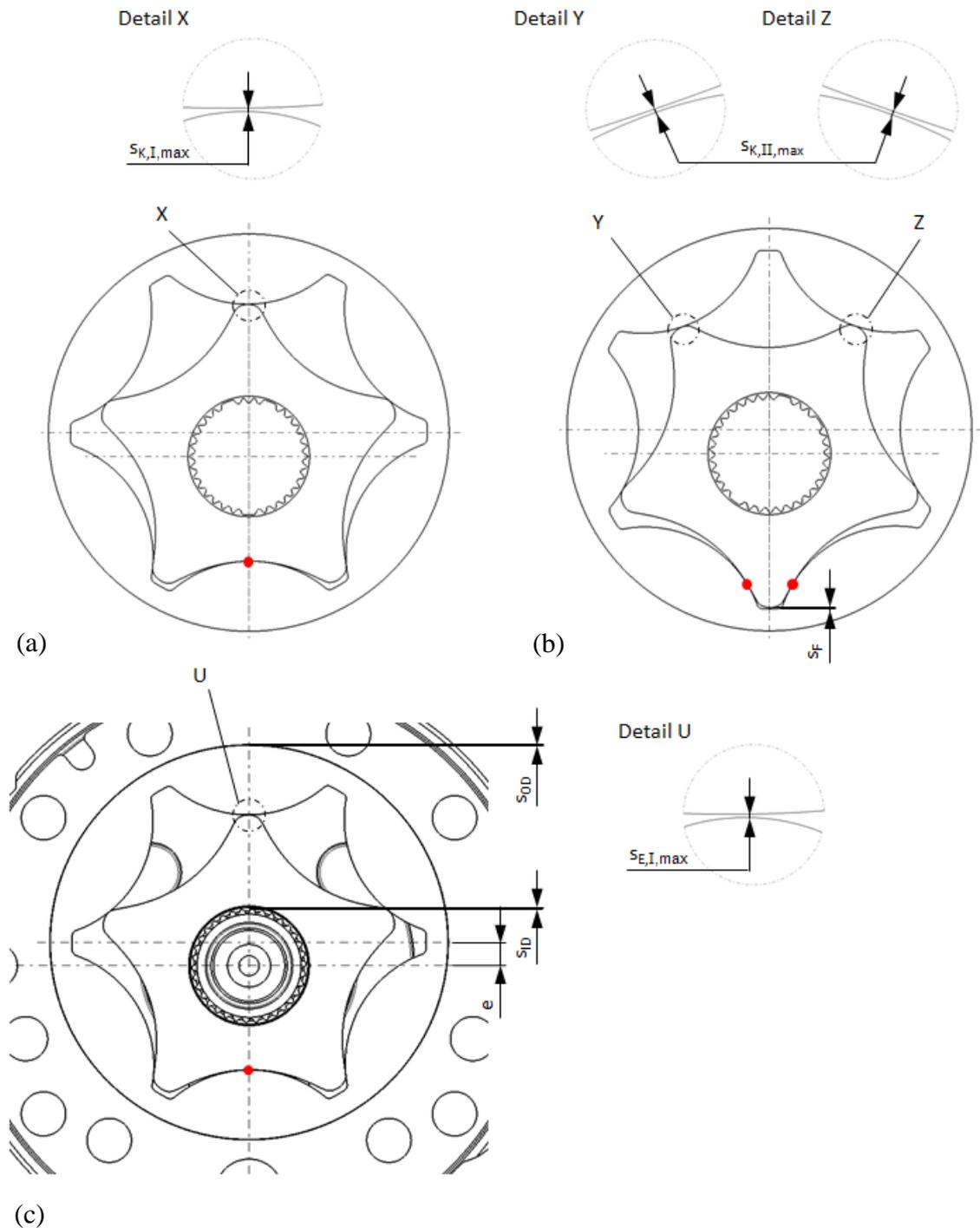
<sup>24</sup> Nach *Türk* und *Verhülsdonk* [61] wird zwischen Kavitation im Dichtspalt und Kavitation in der Verdrängerkammer unterschieden. Während Erstere als beginnende Kavitation zu zischenden Geräuschen führt, bewirkt die Zweite als vollständige Kavitation heftige Druckstöße und den vollständigen Einbruch des Förderstromes.

**Tab. 3.3:** Definition Kopfspiel

Bezeichnung		Symbol	Abb.	Einflussfaktoren	Ermittlung
max. Kopfspiel	1 wirksamer Dichtspalt	$s_{K,I,max}$	Abb. 3.10a	Toleranzlage (Maß-, Form-, Lagetoleranzen) von Innen- und Außenrotor	Messbar (mit Lehre bzw. über Vermessung der Rotorprofile ermittelbar)
	2 wirksame Dichtspalte	$s_{K,II,max}$	Abb. 3.10b		
Einbau-Kopfspiel	1 wirksamer Dichtspalt	$s_{E,I,max}$	Abb. 3.10c	siehe oben, zusätzlich Positionstoleranzen der Lagerstellen, nominelle Lagerspiele	Messbar (mit Lehre) im Verbund mit Antriebswelle und Pumpengehäuse
	2 wirksame Dichtspalte	$s_{E,II,max}$	-		
max. Betriebs-Kopfspiel		$s_{B,max}$	-	siehe oben, zusätzlich Verschiebungen und elastische Verformungen zufolge max. Betriebsdrucks	Wert aus FEM-Simulation; nicht messbar; verifizierbar über volumetrischen Pumpenwirkungsgrad



**Abb. 3.9:** Beispiel für Formschräge: (a) max. Kopfspalt durch ungleichen Verbau; (b) Kompensation durch gerichteten Verbau



**Abb. 3.10:** Definition Kopfspiel: (a) max. Kopfspiel (1 wirksamer Dichtspalt); (b) max. Kopfspiel (2 wirksame Dichtspalte); (c) Einbau-Kopfspiel (1 wirksamer Dichtspalt)

#### Seitenspalte

Zwischen Rotorsatz und dem umgebenden Gehäuse ist einerseits ausreichend Spiel für den Aufbau eines hydrodynamischen Schmierfilms erforderlich, andererseits sind die entstehenden Leckölströme gering zu halten. Zu groß bemessenes Spiel verursacht hohe Leckagen mit gleichzeitig reduzierten viskosen Reibungsverlusten. Das optimale Spiel ergibt sich somit als ein Kompromiss zwischen viskosen Reibungsverlusten und volumetrischen Verlusten. Dabei ist die große Oberfläche, an der das unter Druck stehende Fluid entweichen kann, zu berücksichtigen. Die Leckölströme am hydrodynamischen Gleitlager des Außenrotors werden vom vorhandenen Lagerspiel beeinflusst, sind jedoch gegenüber den Seitenspaltleckagen verhältnismäßig gering [13].

Der Literatur entnommene, typische Spaltmaße für Innenzahnradpumpen unterschiedlicher Ausführungsform sind in Tabelle 3.4 zusammengefasst. Dabei ist jedoch anzumerken, dass die erzielbaren Spaltmaße mehr vom Herstellungsverfahren als vom Pumpentyp abhängig sind. Insbesondere für den Einsatz im automotiven Bereich besteht die Forderung nach kostengünstigen, für die Großserienproduktion geeigneten Fertigungsverfahren. Dabei kommen fast ausschließlich in Sinterverfahren produzierte Rotorsätze mit plan geschliffenen Stirnflächen zum Einsatz. Hierbei sind fertigungs- und prozesstechnisch bedingte Form- und Lagetoleranzen zu berücksichtigen, die unter Umständen neben einer Paarung der Rotoren auch eine gerichtete Verbauung zur Kompensation von Formschrägen erfordern.<sup>25</sup> In Tabelle 3.5 sind übliche Spaltmaße von Gerotorpumpen für unterschiedliche automotiv Anwendungen enthalten. Die Spaltmaße der im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Referenzpumpen sind in Tabelle 5.1 auf Seite 132 zusammengefasst.

---

<sup>25</sup> Formschrägen sind durch den Sinter- und Kalibrierungsprozess bedingt; als Richtwert für eine prozesssichere Herstellung kann eine maximale Formschräge von 1:850 ... 1:1000 herangezogen werden. An den Referenzpumpen durchgeführte Messungen (siehe Anhang A4 und A5) zeigten jedoch, dass auch Werte von 1:2000 auftreten können.

**Tab. 3.4:** Typische Spaltmaße für Innenzahnradpumpen (Datenquelle: [13])

Ausführungsform	Seitenspalt [mm]	Lagerspiel Außenrotor [mm]	Kopfspalt [mm]
Evolventenverzahnte Innen- zahnradpumpe (mit Füllstück)	0,020 - 0,046	0,045 - 0,140	0,160 - 0,180
Hypozykloidenverzahnte Innenzahnradpumpe (mit Füll- stück)	0,020 - 0,050	0,070 - 0,150	0,110 - 0,140
Gerotorpumpe	0,010 - 0,060	0,089 - 0,190	0,089 - 0,190
Duocentric Pumpe	0,035 - 0,050	0,080 - 0,120	0,120 - 0,140

**Tab. 3.5:** Typische Spaltmaße für Gerotorpumpen (Datenquelle: [104])

Einsatzbereich	Seitenspalt [mm]	Lagerspiel Außenrotor [mm]	Kopfspalt [mm]
Motorschmierölpumpe $p = (2 \dots 8)$ bar $n = (400 \dots 16000)$ U/min $q_v = (6,5 \dots 65,6)$ cm <sup>3</sup> /U	0,050 - 0,100	0,100 - 0,200	0,080 - 0,200
Ölpumpe in Automatikgetriebe $p = (4 \dots 21)$ bar $n = (500 \dots 7000)$ U/min $q_v = (16,5 \dots 41)$ cm <sup>3</sup> /U	0,020 - 0,051	0,100 - 0,180	max. 0,150
Hochdruckpumpe $p = (55 \dots 83)$ bar $n = (1800 \dots 3600)$ U/min $q_v = (8,2 \dots 24,5)$ cm <sup>3</sup> /U	0,005 - 0,030	0,080 - 0,130	max. 0,080

#### 3.2.4 Nierengeometrie

Die Befüllung und Entleerung der umlaufenden Verdrängerkammern erfolgt axial zur Drehachse über in den Gehäuseseitenteilen angeordnete Ein- und Auslassnieren, die auch als Ports bezeichnet werden. Der Gesamtwirkungsgrad und die Pumpenpulsationen werden neben der Rotorgeometrie und dem Pumpenspiel auch von der Form und der Anordnung der Ports beeinflusst. Die bei Verdrängerpumpen mit einer endlichen Anzahl an Verdrängerelementen vorhandenen Pumpenpulsationen (Abb. 2.4) werden bei hohen Drehzahlen aufgrund von Förderstromschwankungen, die durch unvollständige Befüllung der Verdrängerkammern hervorgerufen wurden, verstärkt. Wird die unvollständig befüllte Kammer mit der druckseitigen Niere verbunden, kommt es zur Nachbefüllung der Kammer durch schnelle Rückströmung von der Druckseite. Bei vollständiger Füllung auftretende Druckspitzen führen zu Druckschwingungen [15]. Diese internen Druckpulsationen führen wiederum zu Vibrationen des Pumpengehäuses und bilden letztlich die Quelle für die Entstehung von Körperschall. Den größten Einfluss auf Förderstromungleichförmigkeiten und damit einhergehende Druckpulsationen hat der Füllfaktor  $\lambda$ , der nach Gleichung 3.17 das Verhältnis von tatsächlich enthaltenem Ölvolumen  $V_c$  und theoretischem Kammervolumen  $V_o$  darstellt. Bei  $\lambda < 1$  spricht man von unvollständiger Füllung.

$$\lambda = \frac{V_o}{V_c} \quad (\text{Gl. 3.17})$$

Diese Förderstrompulsationen können durch Maßnahmen zur verbesserten Befüllung der Verdrängerkammern wie verzögertes Öffnen der Drucknieren oder Kombination von Öffnungsverzug und einer Druckausgleichsnut<sup>26</sup> verringert werden. Durch den bei maximalem theoretischem Kammervolumen  $V_o$  beginnenden, anfangs sehr kleinen Öffnungsquerschnitt der Druckausgleichsnut wird ein teilweises Nachbefüllen der Kammer ermöglicht. Bei Erreichen vollständiger Befüllung ( $\lambda = 1$ ) öffnet sich die Druckniere gänzlich. Somit ist ein geringerer Öffnungswinkelverzug realisierbar als ohne Druckentlastungsnut. Die Auslegung des Verzugswinkels kann jedoch nur für einen bestimmten Betriebszustand erfolgen und ist abhängig von Drehzahl, Druckniveau und Betriebsmedium (Luftgehalt, Öltemperatur). Unter besonders ungünstigen Betriebsbedingungen, beispielsweise bei stark mit Luft angereichertem Fluid, ist eine unvollständige Füllung auch bereits bei geringeren Drehzahlen möglich. Durch Gestaltung einer Druckentlastungsnut können ein hoher Druckgradient und damit verbundene Geräusche und Vibrationen vermindert werden [111]. Die Vorsteuerkerbe ermöglicht einen gleichmäßigeren Druckanstieg. Um bei hohen Drehzahlen und entsprechend kurzen Übergangszeiten wirksam zu sein, reicht die Vorsteuerkerbe teilweise soweit an den Totpunkt

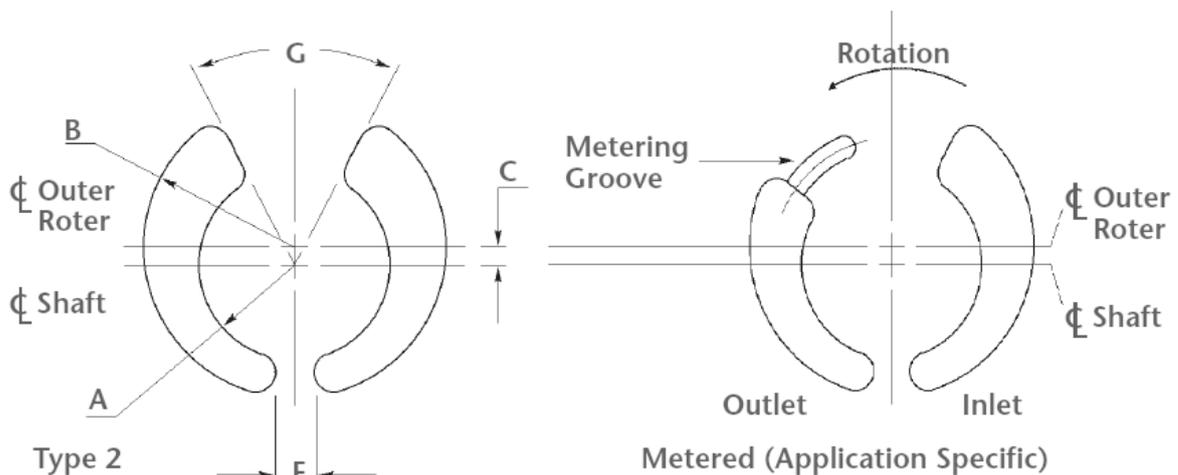
---

<sup>26</sup> Auch als Vorsteuerkerbe bezeichnet. Im engl. auch *pressure relief groove* oder *silence groove* benannt.

heran, dass kurzzeitig eine Verbindung der Drucknieren über die Verdrängerkammer zur Saugniere gegeben ist [83].

Das Vorhandensein ungelöster Luft im Öl und hohe Drehzahlen sind die Hauptursachen für die Entstehung von Betriebsgeräuschen und frühzeitige Ölalterung. Am effektivsten sind daher Maßnahmen, die von vornherein eine vollständige Befüllung der saugseitigen Kammern gewährleisten [15]. Folgende Maßnahmen tragen zu einer Verbesserung der Befüllung bei:

- Öffnungswinkel und Flächenbereich der Saugniere maximieren: Typische Öffnungswinkel für die Saugnieren liegen im Bereich von  $140^\circ$ , für die Drucknieren im Bereich von  $110^\circ$  [13]. Der Öffnungsquerschnitt sollte an das Verzahnungsprofil der Rotoren angepasst sein (Fußkreis von Innen- und Außenrotorverzahnung).
- Doppelseitige Befüllung der Pumpe: Dabei wird über die an beiden Gehäuseseitenteilen angeordneten Einlassnieren angesaugt und somit die Einlassgeschwindigkeit im Bereich der Saugniere halbiert.



**Abb. 3.11:** Nierengeometrie nach Nichols Portland [104]

Zur Vermeidung axialer Kräfte und erhöhter Reibung an den Rotor-Stirnflächen muss ein axialer Druckausgleich möglich sein. Durch Lecköl über der Rotor-Stirnfläche kann sich, sofern keine ausreichende Entlüftungsbohrung vorgesehen ist, ein Staudruck aufbauen. Wenn der Staudruck auf beiden Rotor-Seitenflächen unterschiedlich groß ist, entsteht eine axiale Last, die den Rotor gegen eine Seitenfläche drückt und zu erhöhten Reibmomenten oder sogar zum Verklemmen bzw. Fressen des Rotors führen kann [104]. Um einen axialen Druckausgleich zu gewährleisten und die viskosen Reibungsverluste an den Rotor-Stirnflächen zu reduzieren, werden gegenüber den aktiven Ports Ausgleichsnuten, sogenannte Schattenports, mit einer Tiefe von 0,5 bis 2,5 mm vorgesehen (Abb. 3.12) [111].

Die durch die prinzipbedingten Volumenstrompulsationen hydrostatischer Verdrängerpumpen hervorgerufenen Geräusche stellen insbesondere im automotiven Bereich ein wesentliches

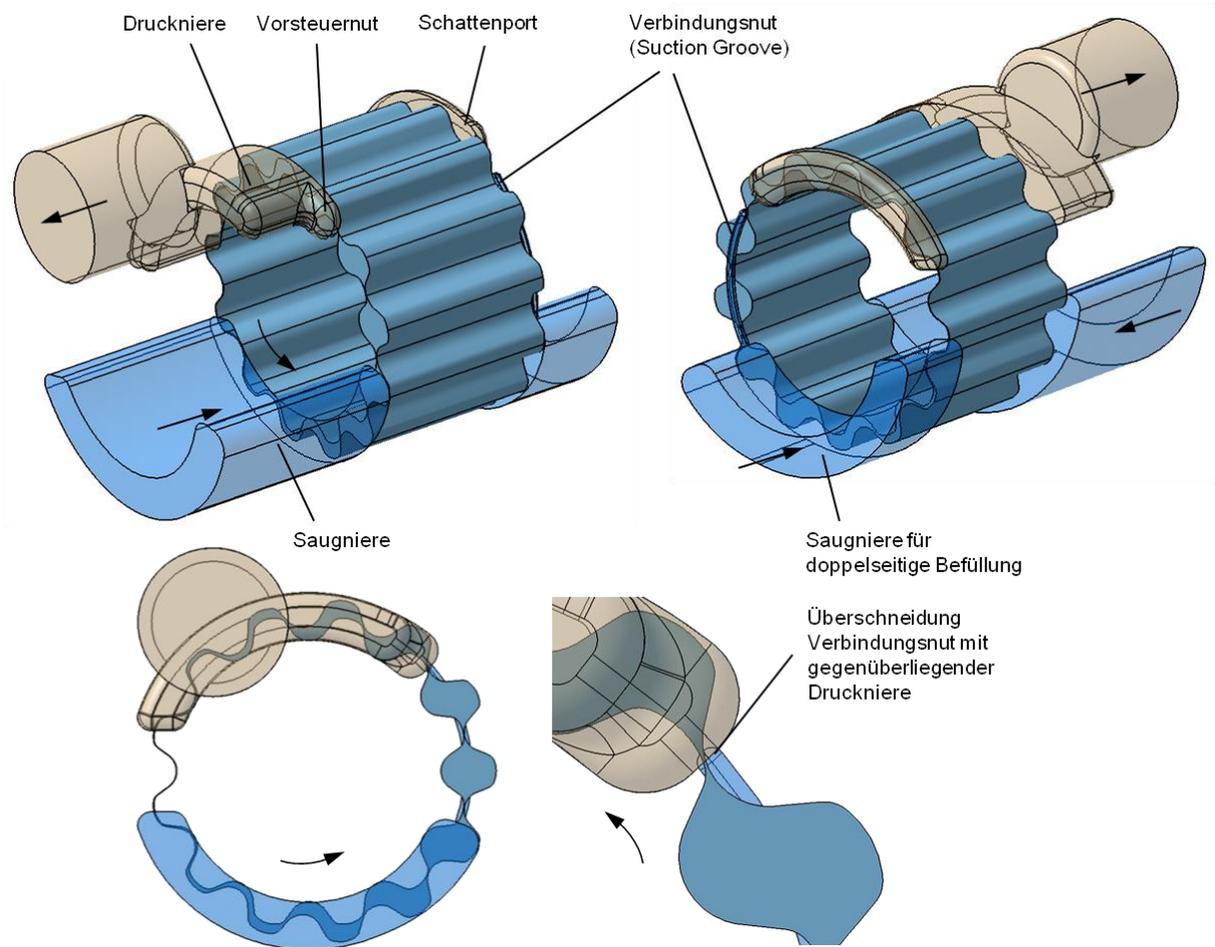
Kriterium dar und sind durch entsprechende konstruktive Maßnahmen weitgehend zu vermeiden. Maßgeblich für die Amplitude der Pulsationen ist der Gradient des Druckanstieges. Durch konstruktive Maßnahmen werden die Druckübergänge möglichst gleichmäßig gestaltet. Das allmähliche Öffnen und Schließen der Verdrängerkammern über die Nierengeometrie minimiert Druckstöße und Verwirbelungsverluste. Beim Übergang der Verdrängerkammer von der Saug- zur Druckniete ist die Kammer über einen bestimmten Winkelbereich vollständig durch einen Steg verschlossen. Dessen Breite und Lage werden so bemessen, dass die Verdrängerkammer in jenem Winkelbereich, in dem die Verdrängerkammer angeschlossen ist, bereits einen positiven Hub (Vorkompression) erfährt. Durch die Volumenänderung der Verdrängerkammern über den Drehwinkel wird das in den Verdrängerkammern eingeschlossene Öl bereits vorkomprimiert, bevor die Druckniete erreicht wird und eine Verbindung zwischen Druckseite und Verdrängerkammer freigegeben wird. Dieser Winkel wird als Vorkompressionswinkel bezeichnet und ist somit von der Steigung der Hubkurve und dem Druckverhältnis zwischen Saug- und Druckseite abhängig. Diese Maßnahmen vermindern als passive Primärmaßnahmen die kompressionsbedingten Pulsationen, können jedoch nur für einen Betriebspunkt optimiert werden [83].

In Abbildung 3.12 ist die Ein- und Auslassniergeometrie am Beispiel von Referenzpumpe 1 (Kapitel 5.1) mit doppelseitiger Befüllung, Schattenport an der Druckseite, Vorsteuernut und „Suction-Groove“ dargestellt. Der zugehörige Verlauf der Kammerfläche einer einzelnen Verdrängerkammer sowie der entsprechende Ein- und Auslassquerschnitt sind aus Abbildung 3.13 ersichtlich.

#### **3.2.5 Rotorgeometrie**

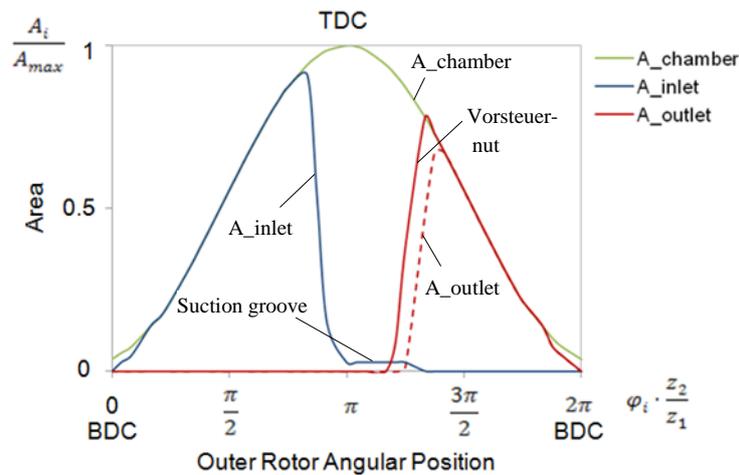
Rotorbreite, Durchmesser, Zähnezahl und Zahnform haben einen Einfluss auf die Eigenschaften und das Betriebsverhalten der Pumpe, wie z. B. auf das geometrische Verdrängervolumen, den volumetrischen bzw. hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad sowie die Geräuschentwicklung. Das von einer Zahnradpumpe verursachte Geräusch wird wesentlich durch die Pulsation des Förderstroms beeinflusst (Kapitel 2.2.1). Die kinematische Förderstromungleichförmigkeit kann grundsätzlich durch eine Erhöhung der Zähnezahl verringert werden, welche jedoch eine Erhöhung der Frequenz mit sich bringt und sich wiederum negativ auf die Geräuschentwicklung auswirkt. Zudem bewirkt eine Erhöhung der Zähnezahl bei Beibehaltung des Raddurchmessers eine Verringerung des Kammervolumens, wodurch das Verdrängervolumen der Pumpe absinkt. Bei gleichem Fördervolumen wird somit ein größeres Bauvolumen erforderlich [112]. Übliche Zähnezahlen von Innenrotoren liegen in der Größenordnung von  $z_1 = 4 \dots 16$  (Abb. 3.5), wobei auch die gewählte Verzahnungsart einen Einfluss

auf die optimale Zähnezahl hat. Eine gerade Zähnezahl des Innenrotors<sup>27</sup> führt typischerweise zu geringeren Förderstimpulsationen im Vergleich zu einem Innenrotor mit einer um eins größeren, ungeraden Zähnezahl [111].



**Abb. 3.12:** Ein- und Auslassniergeometrie (Referenzpumpe 1)

<sup>27</sup> Anm.: mit konventionellem epitrochoidem Profil (siehe Abb. 2.6b). Bei hypotrochoidem Profil bringt die gerade Zähnezahl des Außenrotors Vorteile. Bei gleicher Zähnezahl ergibt sich bei epitrochoidem Profil eine geringere Förderstimpulsation (siehe Tab. 3.6).



**Abb. 3.13:** Verlauf von Kammerfläche und Ein-/Auslassquerschnitt (Referenzpumpe 1)

Das geometrische Verdrängervolumen  $V_g$  gibt den Zusammenhang zwischen den Konstruktionsparametern wieder und ist die geometrisch berechnete Summe aller Kammervolumina, die durch Bewegung der Verdrängerelemente während einer Wellenumdrehung ausgefüllt werden, ohne Toleranzen, Spiele und Verformungen zu berücksichtigen. Das theoretische Fördervolumen  $V_i$  unterscheidet sich vom geometrischen Fördervolumen  $V_g$  um den Schlepplvolumenstrom an den bewegten Wänden in den Dichtspalten. Im Allgemeinen sind diese Schlepplvolumina bei Gerotorpumpen – bedingt durch die zufolge der kleinen Übersetzungsverhältnisse geringen Relativgeschwindigkeiten – gegenüber dem geometrischen Fördervolumen vernachlässigbar klein. Da das geometrische Verdrängervolumen von Teilkreisdurchmesser und Zahnbreite abhängig ist, wird bei einem gegebenen Außendurchmesser das größte Verdrängervolumen erreicht, wenn die Zähnezahl minimiert wird [13]. Das beste Füllverhalten wird hingegen bei geringer Zahnbreite erzielt. Das Fluid muss während der Saugphase entlang der Zahnkontur in die von den Zahnflanken gebildeten Verdrängerkammern strömen, was einen Widerstand hervorruft; größere Zahnlücken bewirken somit einen geringeren Widerstand bei der Befüllung der Kammern. Ein weiterer geometrischer Parameter zur Verbesserung des Füllverhaltens bei gegebenem Bauraum ist die Zähnezahl. Um bei einer Verringerung der Rotorbreite das Verdrängungsvolumen beizubehalten, muss die Zähnezahl reduziert werden. Nach *Mancò et al.* [15] wird beispielsweise eine durch Verringerung der Rotorbreite um 1 mm erforderliche Reduzierung der Zähnezahl von 9 auf 8 bedingte Erhöhung der Förderstromungleichförmigkeit durch das verbesserte Füllverhalten wieder kompensiert. Einen Einfluss auf das Füllverhalten der Pumpe hat neben Rotorbreite und Zähnezahl auch die Zahnform. Bei Gestaltung großer Zahnlücken kann die Zahnbreite klein gehalten werden, woraus ebenfalls ein besseres Füllverhalten resultiert.

Die über die Rotorgeometrie beeinflussbaren mechanischen Verluste werden, neben den Wälzverlusten der im Eingriff stehenden Zähne, durch viskose Reibungswiderstände am Außenrotor-Außendurchmesser sowie an den lateralen und radialen Dichtspalten hervorgerufen. Die geringsten viskosen Reibungsverluste werden mit dem im Durchmesser kleinstmög-

lichen Rotorsatz erzielt [111]. Größere Kontaktflächen führen zu längeren Leckölpfaden und besserer Dichtheit, im Gegenzug steigen die viskosen Reibungsverluste. Viskose Verluste sind proportional zu den Stirnflächen der Rotoren und dem hydrodynamischen Spalt zwischen Rotor und Gehäuse.

### Zahnform

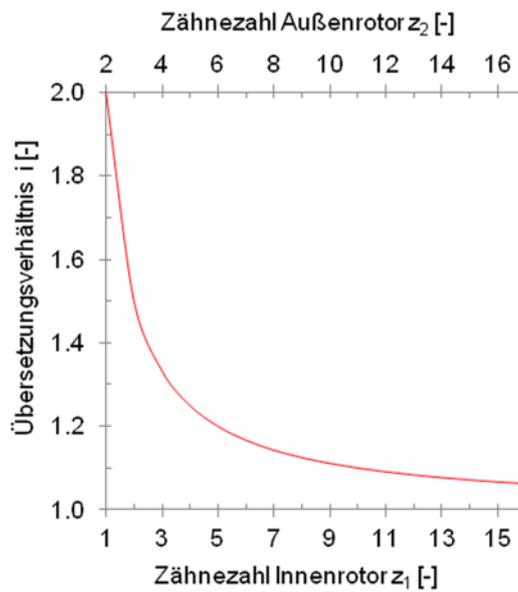
Das Prinzip der Gerotorpumpe mit der für Innenzahnradpaare kleinstmöglichen Zähnezahldifferenz von  $|z_2| - z_1 = 1$  überschreitet die Grenzen profilverschobener Evolventenverzahnungen [80] und erfordert eine von der Evolvente abweichende Profilform. Die anzustrebende stetige Änderung des Kammervolumens während eines Umlaufs lässt sich durch verschiedene Ausführungsformen der Trochoidenverzahnung realisieren. Die Benennung ist jedoch keine einheitliche. Man findet in der deutsch- und englischsprachigen Literatur für die in der Mathematik und Geometrie gewöhnlich als Radlinien [113] bekannten Kurven die Bezeichnungen Epi- und Hypozykloide [11] oder Epi- und Hypotrochoide [20]. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Bezeichnung Trochoide<sup>28</sup> gewählt. Für eine anschauliche Beschreibung der kinematischen Grundlagen von Radkurven und möglicher Ausprägungen derselben wird auf die Literatur [113] verwiesen. Darüber hinaus werden modifizierte, von der Trochoidenverzahnung abweichende Zahnformen mit herstellereigenen Bezeichnungen wie Duocentric<sup>®</sup>, Duocentric-IC<sup>®</sup> oder Trochocentric<sup>®</sup> verwendet [114]. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird jedoch von diesen großteils patent- und markenrechtlich geschützten Varianten abgesehen, und es werden ausschließlich trochoidenverzahnte Rotorprofile betrachtet und deren Grundlagen nachfolgend näher erläutert.

Aufgrund gleicher Drehrichtung der beiden Rotoren ist die Übersetzung  $i$  stets positiv. Je mehr sich diese dem unteren Grenzwert  $i = 1$  nähert, desto günstiger werden die Zahneingriffsverhältnisse (verbunden mit geringen relativen Gleitgeschwindigkeiten), und umso kleiner werden die Förderstimpulsationen [80], was wiederum positive akustische Eigenschaften mit sich bringt. Wie aus Abbildung 3.14 ersichtlich, kommt man bereits mit kleinen Zähnezahlen, wie etwa bei einem Übersetzungsverhältnis von  $i = 7/6 = 1,17$ , dem unteren Grenzwert  $i = 1$  sehr nahe.<sup>29</sup> Da die korrekte Beschreibung der Verzahnungsgeometrie die Basis für die Modellbildung und Simulation des Betriebsverhaltens der Gerotorpumpe darstellt und das in Kapitel 4.1 vorgestellte geometrische Modell darauf aufbaut, werden die wesentlichen theoretischen Grundlagen nachfolgend näher erläutert.

---

<sup>28</sup> Entspricht dem griechischen Wort  $\tau\rho\omicron\chi\acute{o}\zeta$  (trochos) für Rad.

<sup>29</sup> Übersetzung ins Langsame ( $i \geq 1$ ), gültig für Innenrotor als treibendes Rad.



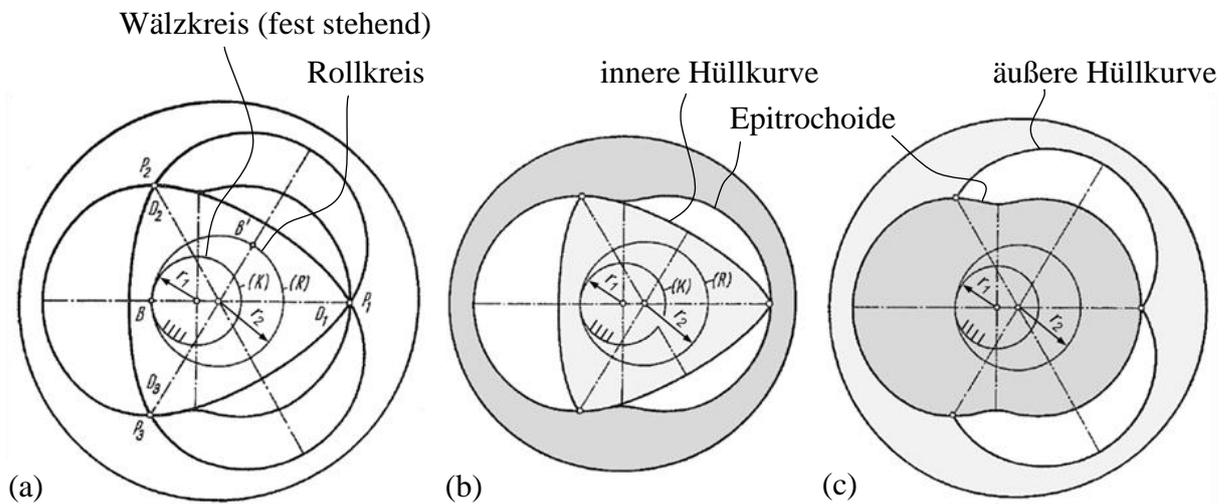
**Abb. 3.14:** Übersetzungsverhältnisse in der Zahnringpumpe

Trochoidenverzahnte Rotoren bestehen aus zwei konjugierten Profilen. Beim Innenradpaar können sowohl das Verzahnungsprofil des Innenrotors als auch jenes des Außenrotors als Bezugsprofil für das jeweilige Gegenprofil verwendet werden. Die Basisgeometrie des ersten Rotors ist die Hüllkurve einer Trochoide, gesteuert von der Abrollbewegung eines Rollkreises (Radius  $r_2$ ) auf oder in einem fest stehenden Wälzkreis (Radius  $r_1$ ) [80]; der zweite Rotor besteht aus dem konjugierten Profil mit einer Zähnezahldifferenz von einem Zahn. Lässt man den Rollkreis, mit dem ein Punkt  $P$  fest verbunden ist, am fest stehenden Wälzkreis abrollen, dann beschreibt der Punkt  $P$  eine Trochoide. Liegt der abrollende Kreis außerhalb des fest stehenden Wälzkreises ( $r_2 > r_1$ , Abb. 3.15), so ist die resultierende Kurve eine Epitrochoide. Liegt der abrollende Kreis innerhalb des fest stehenden Wälzkreises ( $r_2 < r_1$ , Abb. 3.16), entsteht eine Hypotrochoide [20]. Details zur Geometrieerzeugung siehe Kapitel 4.1. Denkt man sich in den Mittelpunkten der beiden Kreise raumfeste, parallele Achsen, so ergibt sich der Bewegungsablauf der Drehkolbenmaschine. Die Kreise  $r_1$ ,  $r_2$  sind die Teil- oder Wälzkreise und die Bewegung eines Läufers erzwingt die des anderen, und zwar so, dass die Kreise durch den Berührungspunkt (Momentanpol), der seinen Ort nicht wechselt, mit gleicher Geschwindigkeit hindurchlaufen. Um den schädlichen Raum der Verdrängerräume minimal zu halten, werden die von einer Trochoide gebildeten äußeren oder inneren Hüllkurven als Rotorprofile verwendet [113]. Die Trochoide und ihre innere bzw. äußere Einhüllende bewegen sich gegeneinander wie die Flanke und Gegenflanke einer Verzahnung. Innere und äußere Hüllkurve liegen ständig an der Trochoide an und trennen die Verdrängerräume bzw. dichten sie gegeneinander ab.

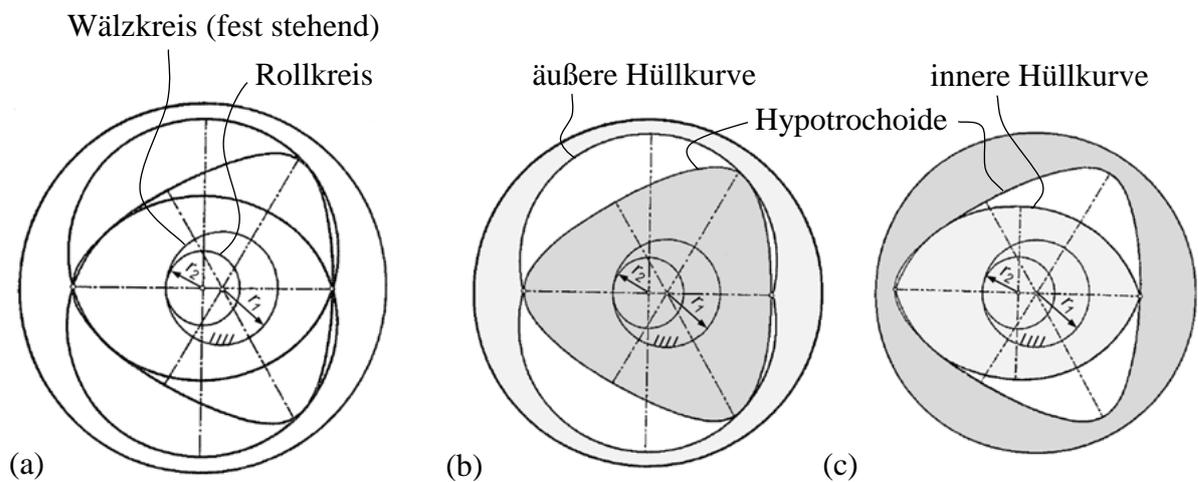
Für jedes gewählte Übersetzungsverhältnis, welches aufeinanderfolgenden ganzen Zahlen entsprechen muss ( $r_1:r_2 = 1:2, 2:3, 3:4$ , etc.), kann die Trochoide durch Wahl des Abstan-

des  $a$  innerhalb bestimmter Grenzen verändert werden, woraus unendlich viele Kurven mit unterschiedlich tiefen – oder auch keinen – Einbuchtungen hervorgehen [113]. Die so generierten Kurven weisen an ihren Spitzen jedoch sehr kleine Krümmungsradien auf; dies würde zu starkem Verschleiß und zu schlechten Dichteigenschaften führen und ist daher für die Anwendung in Verdrängermaschinen unerwünscht. Folglich verwendet man zur Trochoide bzw. zu ihrer Hüllkurve äquidistante Kurven [22, 34].

In den Abbildungen 3.15 und 3.16 wird zur Veranschaulichung der einfache Fall mit dem Übersetzungsverhältnis  $r_1:r_2 = 2:3$  betrachtet. Es ist in Abbildung 3.15a die generierte Epitrochoide ( $r_1 < r_2$ ) mit ihren Hüllkurven dargestellt. Abb. 3.15b zeigt die Trochoide mit ihrer inneren Umhüllenden, in Abb. 3.15c ist die Trochoide mit ihrer äußeren Umhüllenden dargestellt. Aus den Abbildungen 3.16a-c sind die entsprechenden Konfigurationen für Hypotrochoide ( $r_1 > r_2$ ) ersichtlich.



**Abb. 3.15:** Epitrochoide: (a) mit innerer und äußerer Hüllkurve; (b) mit innerer Hüllkurve; (c) mit äußerer Hüllkurve [113]



**Abb. 3.16:** Hypotrochoide: (a) mit innerer und äußerer Hüllkurve; (b) mit äußerer Hüllkurve; (c) mit innerer Hüllkurve [113]

Trochoiden, die als Basis für die Generierung der Rotorprofile geeignet sind, müssen folgende Bedingungen erfüllen:

- Die Kurve muss in sich geschlossen sein und eine endliche Anzahl von Bögen aufweisen; nur dann können die Rotoren eine ganzzahlige Zähnezahl aufweisen [34]. Die dafür notwendige und hinreichende Bedingung kann folgendermaßen formuliert werden: Nach einer gewissen Anzahl an Umläufen muss wieder die Ausgangslage eingenommen werden, bzw. die Winkelgeschwindigkeiten der Rotoren müssen sich wie ganze Zahlen verhalten [113].
- Die Kurve darf keine Schleifen aufweisen, dies würde zu Durchdringungen der Rotoren führen [34]. Dies erfordert einerseits die Bedingung, dass sich das Verhältnis der Radien  $r_1/r_2$  entsprechend  $n/(n+1)$  für  $n = (1, 2, 3, \dots)$  verhalten muss, und wird um zusätzliche Bedingungen für die Länge des Punktabstandes  $a$  ergänzt (z. B.  $a < r_2$  für Epitrochoide) [113].

Tabelle 3.6 zeigt spezielle Eigenschaften, die den jeweiligen Trochoidenformen zugeordnet werden können. Demnach weisen epitrochoide Rotoren gegenüber hypotrochoiden Rotoren ein größeres Verdrängungsvolumen und ein höheres Kompressionsverhältnis auf [28]. Hinsichtlich Förderstrompulsationen bringt bei epitrochoider Zahnform eine gerade Zähneanzahl des Innenrotors und bei hypotrochoider Zahnform eine gerade Zähneanzahl des Außenrotors Vorteile; bei gleicher Zähnezahl ergeben sich bei der Epitrochoide geringere Förderstrompulsationen. Auch in Bezug auf das Kompressionsverhältnis (Verhältnis zwischen maximalem und minimalem Kammervolumen) erhält man für die Epitrochoide mit innerer Hüllkurve vorteilhafte Werte. Während – infolge der genannten Vorteile – in der praktischen Anwendung, insbesondere bei kleinen Zähnezahlen, die Zahnform als Epitrochoide mit innerer Hüllkurve bevorzugt wird [20], zeigt Tabelle 3.6, dass die Hypotrochoide mit äußerer Hüllkurve durchaus eine alternative Lösung darstellen kann [21].

**Tab. 3.6:** Einteilung und Eigenschaften der Trochoide [20]

Merkmale / Gruppe	Epitrochoide ( $K = + 1, r_2 > r_1$ )		Hypotrochoide ( $K = - 1, r_2 < r_1$ )	
	mit innerer Hüllkurve ( $\rho > 0$ )	mit äußerer Hüllkurve ( $\rho < 0$ )	mit innerer Hüllkurve ( $\rho > 0$ )	mit äußerer Hüllkurve ( $\rho < 0$ )
Darstellung	Abb. 3.15b	Abb. 3.15c	Abb. 3.16c	Abb. 3.16b
Spezifischer Förderstrom	ähnlich der Hypotrochoide mit externer Hüllkurve	maximale Werte	minimale Werte	ähnlich der Epitrochoide mit interner Hüllkurve
Förderstropmpulsationen	Epitrochoide mit $n_1$ Zähnen liefert ähnliche Pulsationen wie Hypotrochoide mit $n_1 + 2$ Zähnen		Hypotrochoide mit $n_1 + 2$ Zähnen liefert ähnliche Pulsationen wie Epitrochoide mit $n_1$ Zähnen	
Kompressionsverhältnis	sehr groß	ausreichend	sehr klein	ausreichend
Druckwinkel	ähnlich der Hypotrochoide mit externer Hüllkurve	Synchronisierung erforderlich	Synchronisierung erforderlich	ähnlich der Epitrochoide mit interner Hüllkurve

Die mathematische Beschreibung des Trochoidenprofils wird in Gleichung 3.18 ausgedrückt; es gelten die Zusammenhänge der Gleichungen 3.19 bis 3.21. Dabei sind  $\Phi_1$  der polare Referenzwinkel und  $r_1, r_2$  die Radien von Wälz- und Rollkreis, die zueinander um die Exzentrizität  $e$  versetzt sind. Weiters sind  $n_1, n_2$  die Zähnezahlen von Innen- und Außenrotor ( $n_2 = n_1 + K$ ). Über die Wahl des Parameters  $K$  ( $K = \pm 1$ ) wird entweder eine Epitrochoide oder eine Hypotrochoide generiert. Der Parameter  $a$  bestimmt als Erzeugungsradius den Abstand von einem Punkt  $P$  der Trochoidenkurve zum Mittelpunkt des Rollkreises. Der Abstand zu einer der Basistrochoide äquidistanten Kurve wird über den Parameter  $\rho$  festgelegt. Ist  $\rho > 0$ , wird die innere Hüllkurve erzeugt, im anderen Fall ( $\rho < 0$ ) wird die äußere Hüllkurve der Trochoide erzeugt. Die Gleichung zur Beschreibung der Hüllkurve des konjugierten Profils ist etwas aufwändiger und kann der einschlägigen Literatur [11, 19, 20] entnommen werden. Prinzipiell kann das konjugierte Profil auch aus Kreisbogen generiert werden, wodurch neben optimalen Eingriffsverhältnissen häufig reduzierte Fertigungskosten erzielt werden [34].<sup>30</sup> Das im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelte numerische Verfahren zur Erzeugung

<sup>30</sup> Siehe auch Ausführungsform als Geroller-Maschine, Abb. 7.2a, Seite 180.

der Trochoiden-Basiskurve, einer dazu äquidistanten Kurve sowie ihrer Hüllkurven wird in Kapitel 4.1 beschrieben.

$$r_1 = \begin{bmatrix} x_{t1} \\ y_{t1} \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K \cdot e \cdot \cos(K \cdot n_2 \cdot \Phi_1) + a \cdot \cos(\Phi_1) - \rho \cdot \cos(\Phi_1 + \delta) \\ K \cdot e \cdot \sin(K \cdot n_2 \cdot \Phi_1) + a \cdot \sin(\Phi_1) - \rho \cdot \sin(\Phi_1 + \delta) \\ 1 \end{bmatrix} \quad (\text{Gl. 3.18})$$

$$\delta = \arctan \frac{\sin(n_1 - 1) \cdot \phi_1}{\frac{a \cdot e}{n_2} + \cos(n_1 - 1)} \quad (\text{Gl. 3.19})$$

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (\text{Gl. 3.20})$$

$$e = r_2 - r_1 \quad (\text{Gl. 3.21})$$

Zusammenfassend können für das optimale Pumpendesign folgende Ziele benannt werden:

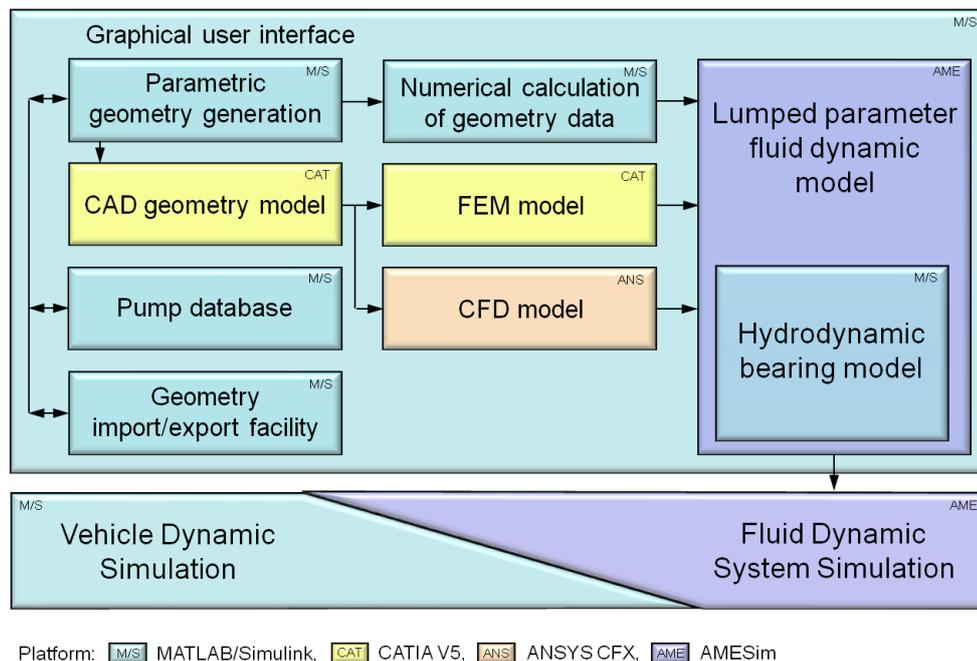
- Maximaler spezifischer Förderstrom bei gegebenen Bauraumabmessungen [34]
- Minimierung der Förderstropulsationen [14, 15, 34]
- Kleine Kurvenkrümmungsdifferenz zwischen Innen- und Außenrotor Profil zur Erzielung optimaler Dichteigenschaften [11, 21]
- Minimierung der Kontaktkräfte [24, 31] und Kontaktspannungen [25, 27]
- Minimierung der Gleitgeschwindigkeiten [22]
- Minimierung der Druckverluste am Pumpeneinlass [14, 15]

Nicht nur für die Auslegung neuer Pumpen, sondern auch für die Simulation bestehender Pumpen sind exakte Kenntnisse der Geometrie erforderlich. Auf eine genaue Bestimmung des geometrischen Hubvolumens muss nach *Schlösser* [85] und anderen Autoren [14, 41, 115] größter Wert gelegt werden. Dem wird mit einem in Kapitel 4.5 vorgestellten Submodell zur numerischen Ermittlung der Geometriedaten Rechnung getragen. Das Vorliegen präziser Geometriedaten der Rotorprofile ist aber auch für die Ermittlung der in den Berührungspunkten wirkenden Kontaktkräfte und Kontaktspannungen [25, 27] unumgänglich. Aufgrund des gleichzeitigen Kontaktes der Zähne und der zusätzlich wirkenden Druckkräfte erweist sich dies ohnehin als eine sehr komplexe Aufgabenstellung. Eine detaillierte numerische Betrachtung, mit Berücksichtigung der Lagersituation von Innen- und Außenrotor, wird im folgenden Kapitel vorgestellt.

Die nun beschriebenen Berechnungsmodelle basieren auf den in Kapitel 2 und 3 ausführlich erläuterten Grundlagen. Neben einer Beschreibung der entwickelten Modellierungsmethodik werden die jeweiligen Submodelle mit den entsprechenden Berechnungsalgorithmen vorgestellt. Im Anschluss (Kapitel 5) werden die zur Validierung herangezogenen Referenzpumpen beschrieben und ausgewählte Ergebnisse der einzelnen Submodelle sowie des gesamten Pumpenmodells präsentiert (Kapitel 6).

## 4 Berechnungsmodelle

Der im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Modellierungsansatz umfasst eine Reihe von Submodellen, die in unterschiedlichen Bereichen miteinander interagieren. Die Modellstruktur ist modular aufgebaut, die implementierten Berechnungsmodelle, der Datenfluss und die jeweils verwendete Simulationsumgebung sind aus Abbildung 4.1 ersichtlich.



**Abb. 4.1:** Modellstruktur

Der Ansatz umfasst zweidimensionale, numerische Modelle zur vollständig parametrisierten Erzeugung der Rotor- und Nierengeometrie sowie zur Berechnung von sich über den Drehwinkel ändernden Geometriedaten, wie z. B. den Kammerflächen, den druck- und saugseitigen Öffnungsquerschnitten oder den radialen Dichtspaltabmessungen. Darüber hinaus wurde ein 3D-CAD-Geometriemodell implementiert, das – neben der Möglichkeit zur Ableitung von Fertigungszeichnungen – die Grundlage für ein 3D-FEM-Modell zur Analyse von Spannungen und Verformungen sowie für ein 3D-CFD-Modell zur Berechnung der hydromechanischen Effekte im Seitenspalt darstellt. Die dynamische Simulation der Strömungsvorgänge in der Pumpe wird von einem 1D-Fluid-Dynamic-Modell ausgeführt. Ein weiteres Modell zur Berücksichtigung der hydrodynamischen Effekte am Radialgleitlager des Außenrotors ist in das Fluid-Dynamic-Modell integriert.

Für die Umsetzung wurden die in Abbildung 4.1 dargestellten Plattformen verwendet. Dabei handelt es sich um, im industriellen wie auch im automotiven Bereich, weit verbreitete Softwarepakete. Die parametergesteuerte Geometrieerzeugung sowie die numerische Ermittlung

von Geometriedaten, die im weiteren Berechnungsablauf benötigt werden, erfolgen in *MATLAB/Simulink*. Die CAD- und FEM-Modelle werden vollständig parametrisiert in *CATIA V5* unter Verwendung der Arbeitsumgebungen *Part-Design*, *Assembly-Design*, *DMU-Kinematics* und *Structural-Analysis* erstellt. Die Vernetzung und CFD-Berechnung des Strömungsgebietes im Seitenspalt, begrenzt durch die zwei Rotoren und das Pumpengehäuse, werden in *ANSYS Workbench* und *ANSYS CFX* durchgeführt. Für die Umsetzung der Fluid-Dynamic-Simulation wurde die *LMS Imagine.Lab AMESim* Plattform als physikalische multi-domain Simulationsumgebung gewählt. Diese bietet einfache Möglichkeiten zur Ergänzung des Pumpenmodells mit hydraulischen, mechanischen oder elektrischen Komponenten und gestattet eine Einbindung desselben in eine dynamische Gesamtsystems simulation (Kap. 2.4). Alle relevanten Pre- und Post-Processing Operationen können über eine in Abbildung 4.2 dargestellte, einfach zu bedienende, grafische Benutzeroberfläche ausgeführt werden. Diese basiert auf *Matlab*-Skripten [116] und steuert den Datenfluss zwischen den jeweiligen Submodellen sowie deren Interaktionen. Die wesentlichen Funktionen der Benutzeroberfläche werden im Folgenden kurz erläutert.

Ein Design-Parameter-Panel (I in Abb. 4.2) ermöglicht den zentralen Zugriff auf die für den Berechnungsablauf maßgeblichen und in unterschiedlichen Submodellen verwendeten Konstruktionsparameter von Rotorsatz und Nierengeometrie, inklusive der für das Pumpenspiel relevanten Toleranzwerte. Das (der aktuellen Parameterkonfiguration entsprechende) geometrische Verdrängervolumen wird ausgegeben, und über ein integriertes 2D-Layout Fenster (IV) erfolgt die unmittelbare grafische Plausibilitätsprüfung der eingegebenen Parameterwerte. Die Auflösungen von Rotor- und Nierengeometrie können unabhängig voneinander festgelegt werden, und der Rotorsatz lässt sich, in beiden Drehrichtungen und mit frei wählbarer Winkelschrittweite, relativ zur Nierengeometrie rotieren. Darüber hinaus sind Schnittstellen sowohl für den Import als auch für den Export von Geometriedaten vorgesehen. So können die über ein Import-Panel (VI) geladenen Verzahnungsprofile von Innen- und Außenrotorverzahnung den numerisch generierten Profilen überlagert werden, womit ein grafischer Vergleich der aktuellen Parameterkonfiguration mit Messdaten oder mit bereits vorliegenden 2D-CAD-Profildaten möglich wird. Zusätzlich können im weiteren Berechnungsablauf modifizierte, von der Trochoidenform abweichende Zahnprofile oder komplexe Nierenkonturen berücksichtigt werden. Auf diesem Wege wird Einschränkungen, die aus der begrenzten Anzahl an Designparametern resultieren, entgegengewirkt. Parameterkonfigurationen neuer Pumpenvarianten lassen sich in einer integrierten Pumpendatenbank (V) speichern und verwalten. Diese enthält bereits vordefinierte Parametersätze von analysierten Referenzpumpen, die für Vergleichszwecke oder auch als Startkonfiguration für ein neues Pumpendesign herangezogen werden können. Zusätzlich besteht die Möglichkeit, die erzeugte Geometrie der Rotorprofile sowie der Ein-/Auslassnieren in Form von Punktkoordinaten mit festgelegter Auflösung über ein Export-Panel (VII) zu exportieren. Über ein Simulation-Parameter-Panel (II) werden, neben der Auswahl des Betriebsmediums, die Randbedingungen für Öltemperatur, Antriebsdrehzahl und Lastdruck festgelegt und die Fluid-Dynamic-Simulation gestartet.

Design Parameter Simulation Parameter CAD / FEM Parameter Help

**Design Parameter**

**Rotor Profile**

K 1 (I)  
z1 5  
e 57.2 mm  
rho 26.9 mm  
e 5.591 mm

Porting  
A 25.0 mm  
B 42.5 mm  
F1 6 mm  
F2 6 mm  
G1 33 deg  
G2 33 deg

**Tolerance Settings**

Inner Rotor Offset 0 mm  
Outer Rotor Offset 0.053 mm  
Lateral Clearance 0.025 mm  
OD-Housing Clear. 0.040 mm  
IR-Shaft Clearance 0.020 mm  
Tip-Clearance 0 mm

Outer Rotor OD 93.911 mm  
Inner Rotor ID 28.5 mm  
Rotor Width 19.0 mm  
Pump Displ. 39.448 cc/rev

Update Parameter  Animate   
Calculate Area  ?

**Simulation Parameter**

Pump Operating conditions  
Fluid Type SHELL TF 0870 (II)  
Final Time 5 s  
Print Interval 0.001 s  
Tol 90 degC  
n1 0 rpm p1 20 bar  
n2 6000 rpm p2 20 bar

Run Simulation

Simulation Result Plot Options  
 Speed Characteristics  
 Rotation Angle Characteristics

**CAD / FEM Parameter**

Const. Pump Load 30 bar  
Meshing Parameter (III)  
Inner Rotor element size: global 0.5 mm local 0.25 mm  
Outer Rotor element size: global 0.5 mm local 0.25 mm  
Shaft element size: 0.5 mm

Material Properties  
Rotor Set Shaft  
Young Modulus 122500 200000 N/mm<sup>2</sup>  
Poisson Ratio 0.26 0.26

Update CAD Model

**Pump Layout**

Plot Options  
 Inner Rotor  
 Outer Rotor  
 Inlet Port  
 Delivery Port  
 Inner Rotor Import  
 Outer Rotor Import

Rotate CCW Step Size 1 deg  
Rotate CW  
Reset Pos  
Gear Resolution 0.001  
Porting Resolution 0.1

**2D Layout (IV)**

**Analysis Window**

**Flow Rate - Speed Characteristic**

**Torque - Speed Characteristic**

**Pump Library**

Load predefined Pump Parameter Set (V)  
CCero

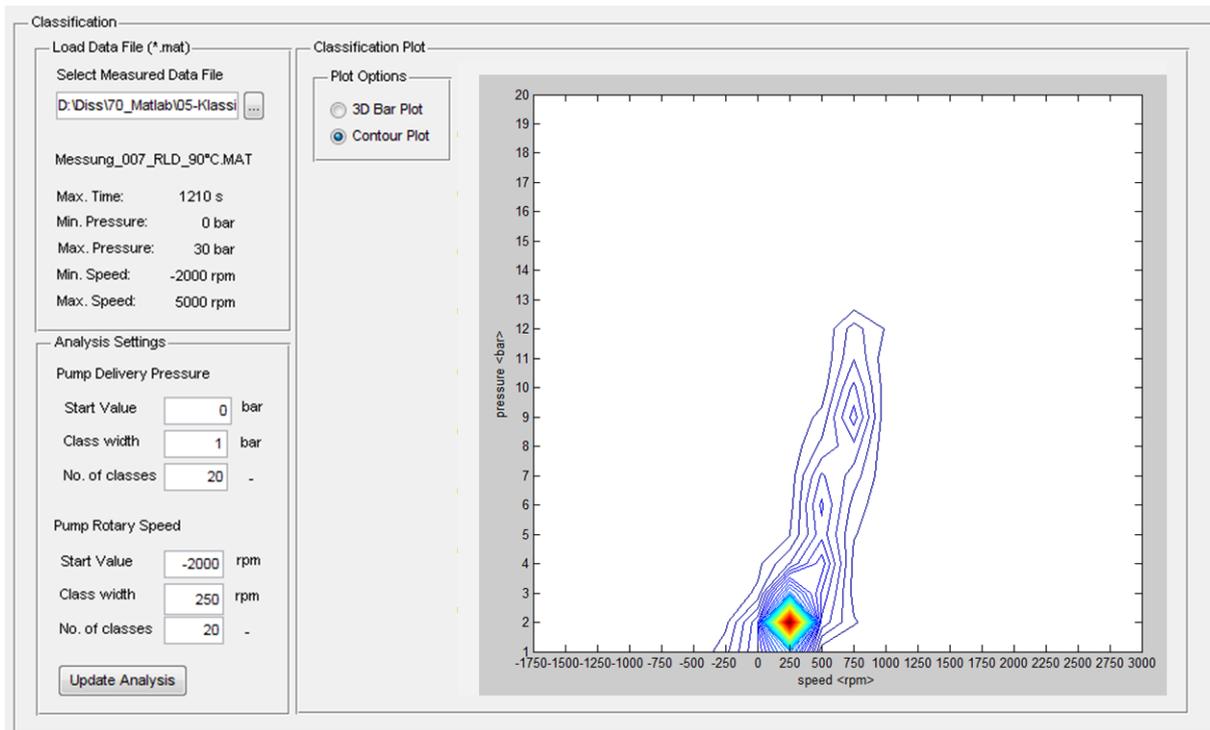
Load Parameter Save Parameter  
Import Data (\*.txt, \*.dxf) (VI)  
Inner Rotor Data File  
Outer Rotor Delta File

Export Data (\*.txt) (VII)  
Export Inner Rotor Export Suctl  
Export Outer Rotor Export Delivery Port

Classification Analysis  
Start Classification (IX)

**Abb. 4.2:** Grafische Benutzeroberfläche: (I) Design-Parameter-Panel; (II) Simulation-Parameter-Panel; (III) CAD/FEM-Parameter-Panel; (IV) 2D-Layout Fenster; (V) Pumpendatenbank; (VI) Import-Panel; (VII) Export-Panel; (VIII) Analyse-Fenster; (IX) Klassierungs-Panel

Das CAD/FEM-Parameter-Panel (III) bildet die Schnittstelle zum 3D-CAD Modell sowie zur Strukturmechanikanalyse. Es ermöglicht das automatische Anpassen der 3D-Geometriemodelle und enthält Steuerungsmöglichkeiten der Netzeigenschaften sowie Angaben zu den erforderlichen Materialkennwerten. Die im Fluid-Dynamic-Modell berechneten und für das Betriebsverhalten der Pumpe wesentlichen Variablen können am Ende des Berechnungsablaufes durch konfigurierbare Analyse-Fenster (VIII) dargestellt und ausgewertet werden. Ein Klassierungs-Panel (IX) ermöglicht den Zugang zu einem in Abbildung 4.3 dargestellten Analysefenster, das neben einer Auswertung der über die Messdauer ermittelten Grenzwerte von Pumpendruck und Pumpendrehzahl die automatische Klassierung der Daten (Messdaten oder Daten aus der Gesamtfahrzeugsimulation) ermöglicht. Die Klasseneinteilungen können beliebig festgelegt werden. Dies erlaubt einen schnellen Überblick über die Beanspruchung (Belastung und Häufigkeit) der Pumpe, beispielsweise beim Befahren bestimmter Fahrzyklen.<sup>31</sup>



**Abb. 4.3:** Klassierungs-Utility

<sup>31</sup> Fahrzyklen definieren die Randbedingungen (Starttemperatur, Beladung, Schaltpunkte) und das Geschwindigkeitsprofil, mit dem ein Fahrzeug bei der Ermittlung von Energieverbrauch und Abgasemissionen betrieben wird. Sie werden in der Gesamtfahrzeugsimulation simuliert und in der Praxis auf einem Prüfstand (z. B. Rollenprüfstand) nachgefahren. Z. B. Neuer Europäischer Fahrzyklus (NEFZ) mit einer Gesamtdauer von 1180 s (ca. 20 min.), bestehend aus einem City-Zyklus (780 s) und einem Überland-Zyklus (400 s).

## 4.1 Submodell zur Geometrieerzeugung

Zunächst wird in einem Pre-Processing Schritt die 2D-Geometrie der Zahnräder sowie der Ein- und Auslassnieren generiert. Das Verfahren zur numerischen Ermittlung der Rotorprofilgeometrie wird anhand von Abbildung 4.4 erklärt und erfolgt unter Verweis auf die in Kapitel 3.2.5 erläuterten Grundlagen zur Erzeugung zyklischer Radkurven. Zur Beschreibung der Trochoide und ihrer Hüllkurve werden unterschiedliche Koordinatensysteme verwendet. Dabei ist Koordinatensystem 0 ( $O_0, x_0, y_0$ ) das ortsfeste Bezugssystem, ferner Koordinatensystem 1 ( $O_1, x_1, y_1$ ) fest mit Rotor 1 verbunden und Koordinatensystem 2 ( $O_2, x_2, y_2$ ) fest mit Rotor 2 verbunden. Die Basistrochoide  $B$  wird in Koordinatensystem 1 von einem Punkt  $A$  erzeugt, der starr mit einem Rollkreis  $R$  (Radius  $r_2$ ) verbunden ist. Dieser rollt entlang des inneren oder äußeren Umfanges eines zweiten, ortsfesten Wälzkreises  $W$  (Radius  $r_1$ ) ab, ohne dabei zu gleiten. Das Verzahnungsprofil des ersten Rotors ist die innere oder äußere Hüllkurve der Trochoide, den zweiten Rotor bildet das entsprechende konjugierte Profil mit einer Zähnezahldifferenz von einem Zahn. Die mathematische Beschreibung von trochoiden Verzahnungsprofilen wird in der einschlägigen Literatur [11, 19, 20, 22] detailliert erläutert. Nach *Bonandrini et al.* [20] wird die Zahnprofilgeometrie nach dem Verzahnungsgesetz durch die Vorgabe von fünf geometrischen Parametern vollständig definiert. Diese Geometrieparameter ( $K, z_1, a, \rho, e$ ) werden über das Design-Parameter-Panel (Abb. 4.5) gesteuert. Die Geometrieerzeugung erfolgt nach folgendem Ablauf (Abb. 4.4):

- I. Erzeugung einer Basistrochoide ( $B$ ). Diese kann als Epitrochoide (der abrollende Kreis rollt entlang der Außenseite des ortsfesten Kreises,  $K = +1, r_2 > r_1$ ) oder als Hypotrochoide (der abrollende Kreis rollt entlang der Innenseite des ortsfesten Kreises,  $K = -1, r_2 < r_1$ ) ausgebildet sein.
- II. Ermittlung des Verzahnungsprofils des ersten Rotors als Hüllkurve der Basistrochoide. Das Rotorprofil wird als eine zur Basistrochoide äquidistante Kurve ( $I$ ) erzeugt. Dies erfolgt in Koordinatensystem 1 durch den Einheitsvektor  $\vec{n}$  normal auf die Basistrochoide und den Radius der Einhüllenden  $\rho$ . Dabei wird entweder die innere ( $\rho > 0$ ) oder die äußere ( $\rho < 0$ ) Hüllkurve erzeugt.
- III. Numerische Berechnung der Kontaktpunkte und des konjugierten Profils ( $2$ ) für den zweiten Rotor, basierend auf dem Verzahnungsgesetz. Der Einheitsvektor  $\vec{n}$  ist identisch für das konjugierte Profil und die Basistrochoide und enthält die Kontaktpunkte.

Unter Verweis auf Kapitel 3.2.5 besteht das klassische Gerotor-Design aus Epitrochoiden mit innerer Hüllkurve ( $K = +1, \rho > 0$ ), dennoch können Hypotrochoide mit äußerer Hüllkurve ( $K = -1, \rho < 0$ ) eine alternative Lösung darstellen (Eigenschaften siehe Tab. 3.6). In der Folge werden die zur Erzeugung der Rotorprofilgeometrie angewendete numerische Methode sowie die entsprechenden Gleichungen anhand der in Abbildung 4.4 dargestellten Konfiguration einer Epitrochoide mit innerer Hüllkurve beschrieben. Die Mittelpunkte  $O_1, O_2$  der Teilsysteme 1 und 2 sowie der Momentanpol  $P$  sind im Bezugssystem 0 ( $O_0, x_0, y_0$ ) ortsfest und

auf einer Geraden angeordnet. Der Momentanpol  $P$  ist durch die Koordinaten  $\begin{bmatrix} r_2 \\ 0 \end{bmatrix}$  definiert und Vektor  $\vec{p}$  zeigt auf  $P$ . Das Koordinatenzentrum  $O_2$  liegt in der Drehachse von System 2 ( $O_2, x_2, y_2$ ). Vektor  $\vec{e}$  zeigt zum Mittelpunkt des Systems 1 ( $O_1, x_1, y_1$ ), es gilt  $r_2 - r_1 = \|\vec{e}\|$ . Vektor  $\vec{e}$  beschreibt die Exzentrizität der Pumpe und hat die Koordinaten  $\begin{bmatrix} e \\ 0 \end{bmatrix}$ . Die beiden Kreise mit ihren Radien  $r_1$  und  $r_2$  rollen aufeinander ab, ohne zu gleiten. Die Basistrochoide wird durch den Punkt  $A$  beschrieben, der über einen konstanten Abstand  $a$  fest mit dem abrollenden Kreis und Drehwinkel  $\varphi_2$  umläuft. Vektor  $\vec{a}$  zeigt auf  $A$ . Die entsprechenden geometrischen Zusammenhänge werden durch die Gleichungen 4.1 bis 4.8 beschrieben.

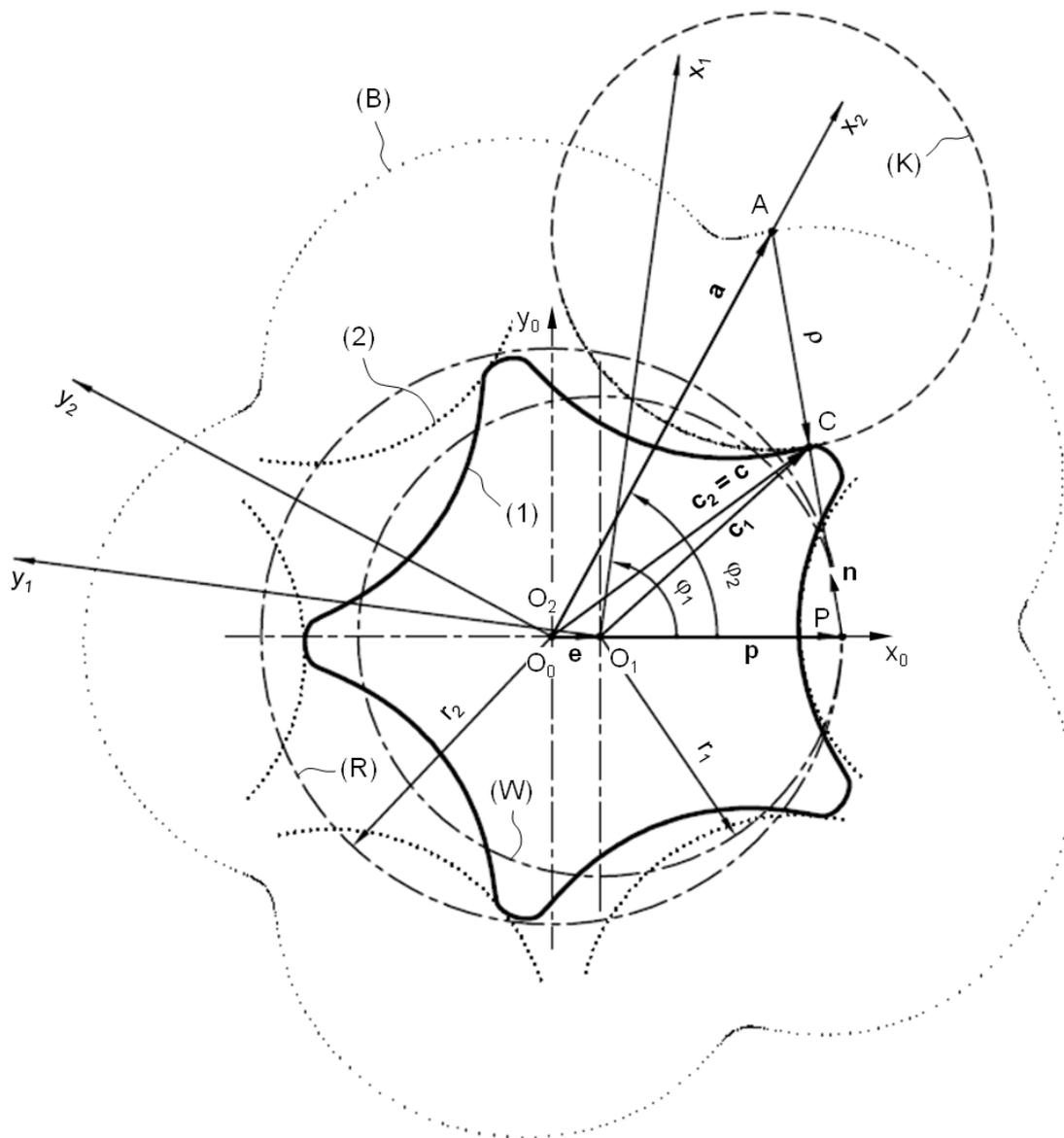


Abb. 4.4: Erzeugung der Trochoidenverzahnung

$$z_1 = z_x + \frac{1}{2} \cdot (1 - K) \quad (\text{Gl. 4.1})$$

$$z_2 = z_1 + K \quad (\text{Gl. 4.2})$$

$$r_1 = \frac{e \cdot \frac{z_1}{z_2}}{1 - \frac{z_1}{z_2}} \quad (\text{Gl. 4.3})$$

$$r_2 = r_1 \cdot \frac{z_2}{z_1} \quad (\text{Gl. 4.4})$$

$$\vec{n} = \frac{\vec{a} - \vec{p}}{\|\vec{a} - \vec{p}\|} \quad (\text{Gl. 4.5})$$

$$\vec{\rho} = -K \cdot \rho \cdot \vec{n} \quad (\text{Gl. 4.6})$$

$$\varphi_1 = \varphi_2 \cdot \frac{r_2}{r_1}, \quad \varphi_2 = [0 \dots 2\pi] \quad (\text{Gl. 4.7})$$

$$\vec{c} = \vec{a} + \vec{\rho} \quad (\text{Gl. 4.8})$$

Der Kontaktpunkt  $C$  ist bestimmt durch Vektor  $\vec{c}$  (Gl. 4.8) und wird in die Koordinatensysteme 1 und 2 transformiert und für die momentane Stellung von  $\varphi_2$  (in Polarkoordinaten  $(r; \varphi)$ ) aufgezeichnet (Gl. 4.9 und 4.10).

$$C_{(1)} = (r(\vec{c} - \vec{e}); \varphi(\vec{c} - \vec{e}) - \varphi_1) \quad (\text{Gl. 4.9})$$

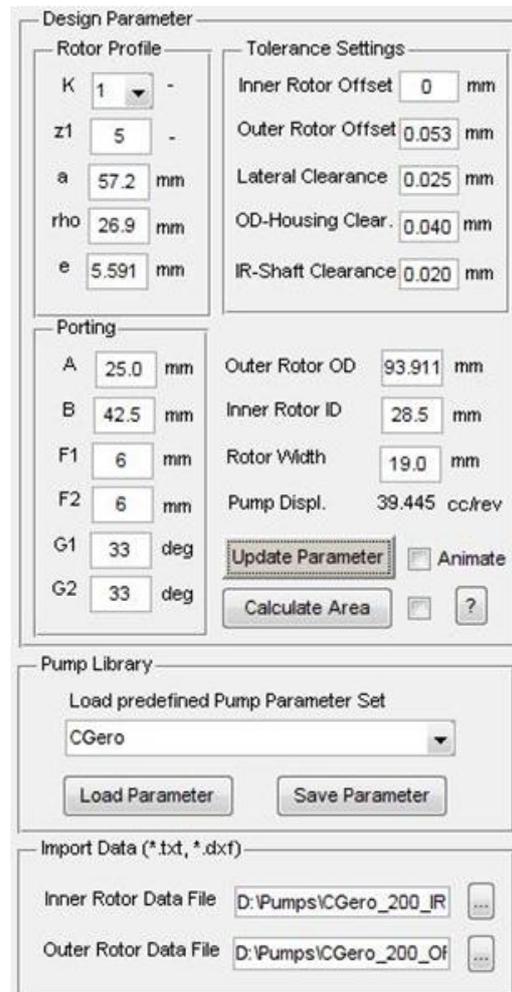
$$C_{(2)} = (r(\vec{c} - \vec{e}); \varphi(\vec{c} - \vec{e}) - \varphi_2) \quad (\text{Gl. 4.10})$$

Ein Umlauf von  $\varphi_2$  erzeugt einen Zahn im System 1, womit zur Erzeugung eines vollständigen, geschlossenen Profils  $z_1$ -Umläufe erforderlich sind. Die derart erzeugte Geometrie ist am Beispiel der betrachteten Referenzpumpen in den Abbildungen 4.6a bis 4.8a dargestellt. Für die Beschreibung der Ein- und Auslassnieren wird eine vereinfachte, über die dargestellten Geometrieparameter  $(A, B, F_1, F_2, G_1, G_2)$  steuerbare Kontur verwendet. Alle zur Erzeugung der Rotor- und Nierengeometrie benötigten und über das Design-Parameter-Panel (Abb. 4.5) steuerbaren Parameterwerte sind in Tabelle 4.1 enthalten. Zur Berücksichtigung von Verzahnungsprofilen, die von der Trochoidenverzahnung abweichen, sowie von komplexeren Nierengeometrien können Messdaten oder CAD-Daten über das Import-Panel der grafischen Benutzeroberfläche (Abb. 4.5) in den Arbeitsspeicher geladen werden. Die aus eingelesenen Messdaten erzeugten Pumpengeometrien sind am Beispiel der betrachteten Referenzpumpen

in den Abbildungen 4.6b bis 4.8b dargestellt.<sup>32</sup> Für weitere Ergebnisse wird an dieser Stelle auf den Anhang A1 bis A3 verwiesen.

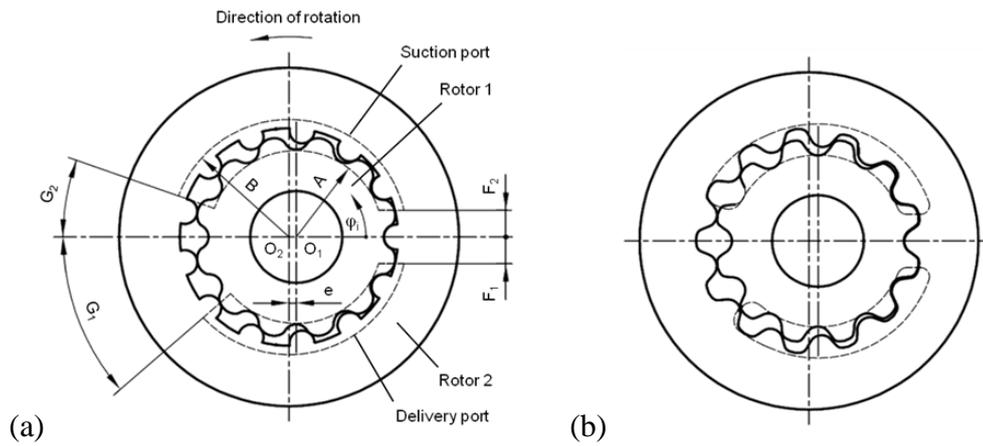
**Tab. 4.1:** Design-Parameter der betrachteten Referenzpumpen

Parameter		Referenzpumpe Nr.		
		1	2a	2b
Rotorprofil	$K$ [-]	1	1	1
	$z_1$ [-]	12	5	6
	$a$ [mm]	6,0	57,2	42,2
	$\rho$ [mm]	0,7	26,9	15,5
	$e$ [mm]	0,400	5,591	4,000
Nierengeometrie	$A$ [mm]	4,85	25,00	21,75
	$B$ [mm]	6,6	42,5	30,5
	$F_1$ [mm]	1,5	6,0	4,9
	$F_2$ [mm]	1,5	6,0	4,9
	$G_1$ [degree]	44,4	33,0	27,2
	$G_2$ [degree]	19,3	33,0	27,2

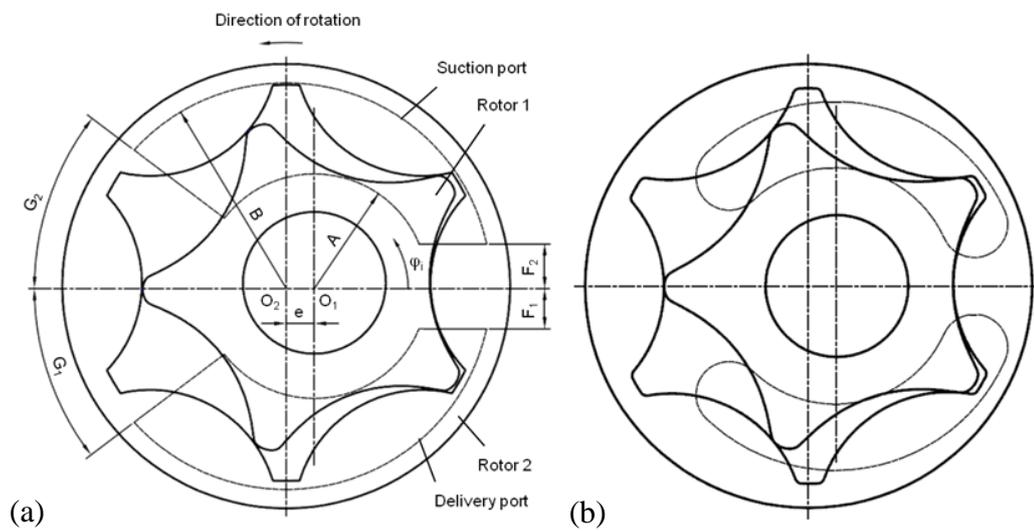


**Abb. 4.5:** Geometriesteuerung über die grafische Benutzeroberfläche

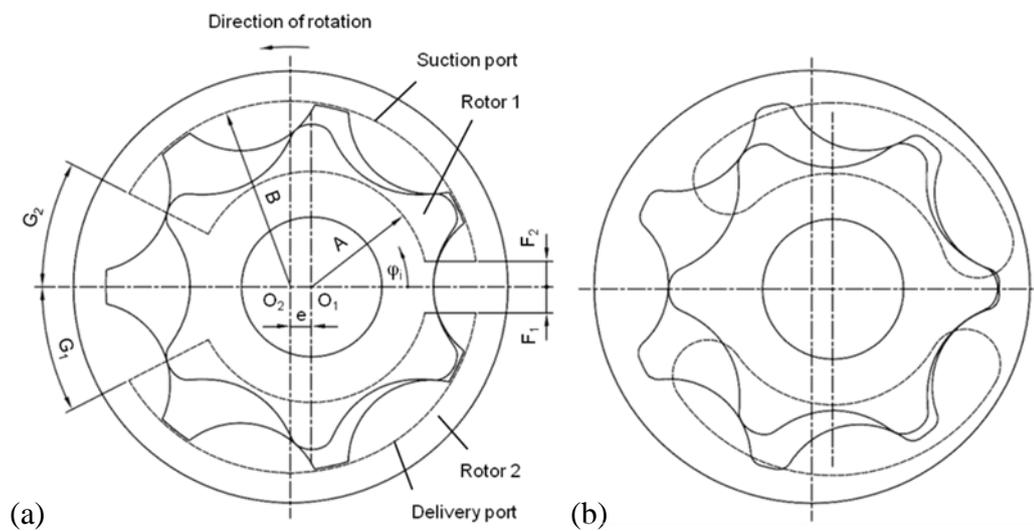
<sup>32</sup> Zur Ermittlung der tatsächlichen Zahngeometrie sowie des vorhandenen Kopfspieles wurden die Oberflächenkonturen von Innen- und Außenrotor mit dem CNC-Video-Messsystem *Nikon Nexiv VMR 3020* [139] optisch vermessen. Die Auswertung der Messdaten erfolgte unter Verwendung der Messsoftware *Zeiss Calypso* [140] der Firma Zeiss Industrielle Messtechnik GmbH. Sämtliche Messungen wurden am Institut für Fertigungstechnik und Hochleistungslasertechnik der TU Wien durchgeführt. Für Details zu den Gerätedaten siehe Anhang A6.



**Abb. 4.6:** Referenzpumpe 1: (a) Numerisch erzeugte Geometrie; (b) Messdaten



**Abb. 4.7:** Referenzpumpe 2a: (a) Numerisch erzeugte Geometrie; (b) Messdaten



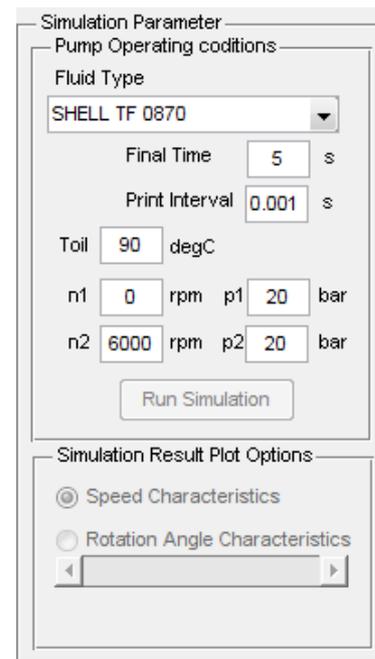
**Abb. 4.8:** Referenzpumpe 2b: (a) Numerisch erzeugte Geometrie; (b) Messdaten

## 4.2 Fluid-Dynamic-Modell

Das Fluid-Dynamic-Modell beschreibt die strömungsmechanischen Vorgänge in der Zahnringpumpe zufolge des Verdrängerprinzips und bildet den zentralen Teil der Pumpensimulation. Die im Fluid-Dynamic-Modell abgebildeten physikalischen Vorgänge und die getroffenen Annahmen haben direkten Einfluss auf die Interaktionen mit weiteren Submodellen zur Bereitstellung von Eingangsdaten (z. B. den geometrischen Informationen) oder zur Weiterverarbeitung von Ergebnissen (z. B. im FEM-Modell zur Ermittlung der Kontaktkräfte). Die für das Betriebsverhalten der Zahnringpumpe wesentlichen Eigenschaften werden mit einem diskreten Parameter Ansatz (Lumped-Parameter Modelle, siehe Kapitel 2.4) berücksichtigt. Dies setzt eine exakte Beschreibung der Rotorprofilgeometrie, der Ein-/ Ausströmquerschnitte (Kap. 4.1) sowie der axialen (Kap. 4.3) und der radialen Dichtspaltgeometrie (Kap. 4.4) voraus und wird durch Interaktionen mit entsprechenden Submodellen realisiert (Abb. 4.1). Die Wahl des Lumped-Parameter Ansatzes ermöglicht – trotz des geringeren Detaillierungsgrades im Vergleich zu rechenzeitintensiven CFD-Simulationen, wie beispielsweise in [50, 52-54] verwendet – die Generierung von Ergebnissen mit hoher Genauigkeit, kurzen Simulationszeiten und die einfache Einbindung des Pumpenmodells in dynamische Gesamtsystemsimulationen. Dies erlaubt sowohl die Vorhersage des Betriebsverhaltens einer Zahnringpumpe in unterschiedlichen Anwendungen als auch die Analyse verschiedener Pumpendesigns in einem gegebenen Gesamtsystem. So können beispielsweise rasch Einflüsse unterschiedlicher Toleranzlagen (Kopfspalt, Seitenspalt) auf das Gesamtsystemverhalten beurteilt werden. Darüber hinaus wird die Simulation ganzer Fahrzyklen möglich.

Der dem Fluid-Dynamic-Modell zugrunde liegende Lumped-Parameter Ansatz wurde bereits mehrfach erfolgreich zur Berechnung des Durchflusses in Außenzahnradpumpen [44, 45] und in anderen positiven Verdrängereinheiten, wie beispielsweise den in [46, 47] beschriebenen Modellen für Flügelzellenpumpen, angewendet. Für die Umsetzung wurde die Simulationsplattform *LMS Imagine.Lab AMESim* ausgewählt. Dabei wurde auf in den Standardbibliotheken verfügbaren Komponenten zurückgegriffen und diese um neue, benutzerspezifische Komponenten ergänzt. Die einzelnen Komponenten beinhalten die entsprechenden mathematischen Gleichungen zur Beschreibung der physikalischen Vorgänge, oder sie bilden wiederum die Schnittstellen zu anderen Submodellen. Die Lösung der Gleichungssysteme erfolgt mit dem AMESim Integrator mit variabler Schrittweite [96]. Dieser hat sich für die dynamische Simulation numerisch steifer Systeme als effizient erwiesen (siehe Kapitel 2.4).

Das Modell soll dem Benutzer eine Pumpenberechnung mit einer begrenzten Anzahl an einfach zu definierenden Parameterwerten (Zähnezahl, Außendurchmesser, Pumpenbreite, Pumpenspiel etc.) ermöglichen und dennoch eine präzise Analyse des Betriebsverhaltens der Pumpe gewährleisten. Die zur Beschreibung der Pumpengeometrie erforderlichen Parameterwerte werden zu Beginn der Simulation über das Design-Parameter-Panel der grafischen Benutzeroberfläche festgelegt (Abb. 4.5). Für die rasche Ermittlung wesentlicher Betriebskenngrößen der definierten Pumpenkonfiguration kann die Fluid-Dynamic-Simulation unmittelbar über das in Abbildung 4.9 dargestellte Simulation-Parameter-Panel mit definierten Betriebsbedingungen gestartet werden. Im Simulation-Parameter-Panel werden, neben der Auswahl des Betriebsmediums aus einer vordefinierten Anzahl an Mineralölen, die Randbedingungen für Öltemperatur, Antriebsdrehzahl und Lastdruck vorgegeben.



**Abb. 4.9:** Simulation-Parameter-Panel

Das Fluid-Dynamic-Modell erlaubt sowohl Betrachtungen hinsichtlich des stationären als auch des instationären Betriebsverhaltens der Pumpe. Es können unter anderem folgende Betriebseigenschaften analysiert werden:

- Befüllung der Verdrängerkammern, Saugverhalten
- Instationäre Druckverläufe in den Verdrängerkammern
- Luftausscheidung und Kavitationseffekte
- Optimierung der Öffnungs- und Schließwinkel von Ein-/Auslassniergeometrie
- Ungleichförmigkeiten von Förderstrom, Druck und Antriebsdrehmoment
- Effektiver Förderstrom, erreichbarer Ausgangsdruck, erforderliches Antriebsmoment
- Wirkungsgradcharakteristik ( $\eta_v, \eta_{mh}, \eta_t$ )

Bei der Einbindung des Pumpenmodells in eine dynamische Gesamtsystems simulation können zusätzliche Aspekte beurteilt werden:

- Anregungen der Zahnringpumpe auf das Gesamtsystem
- Systemdynamik (Zeit für Auf- und Abbau des Drucks)
- Beurteilung der Stabilität des Systems
- Beurteilung von Regelstrategien zur Pumpensteuerung (z. B. Drehzahlregelung)
- Parametereinflussanalysen, Sensitivitätsanalysen

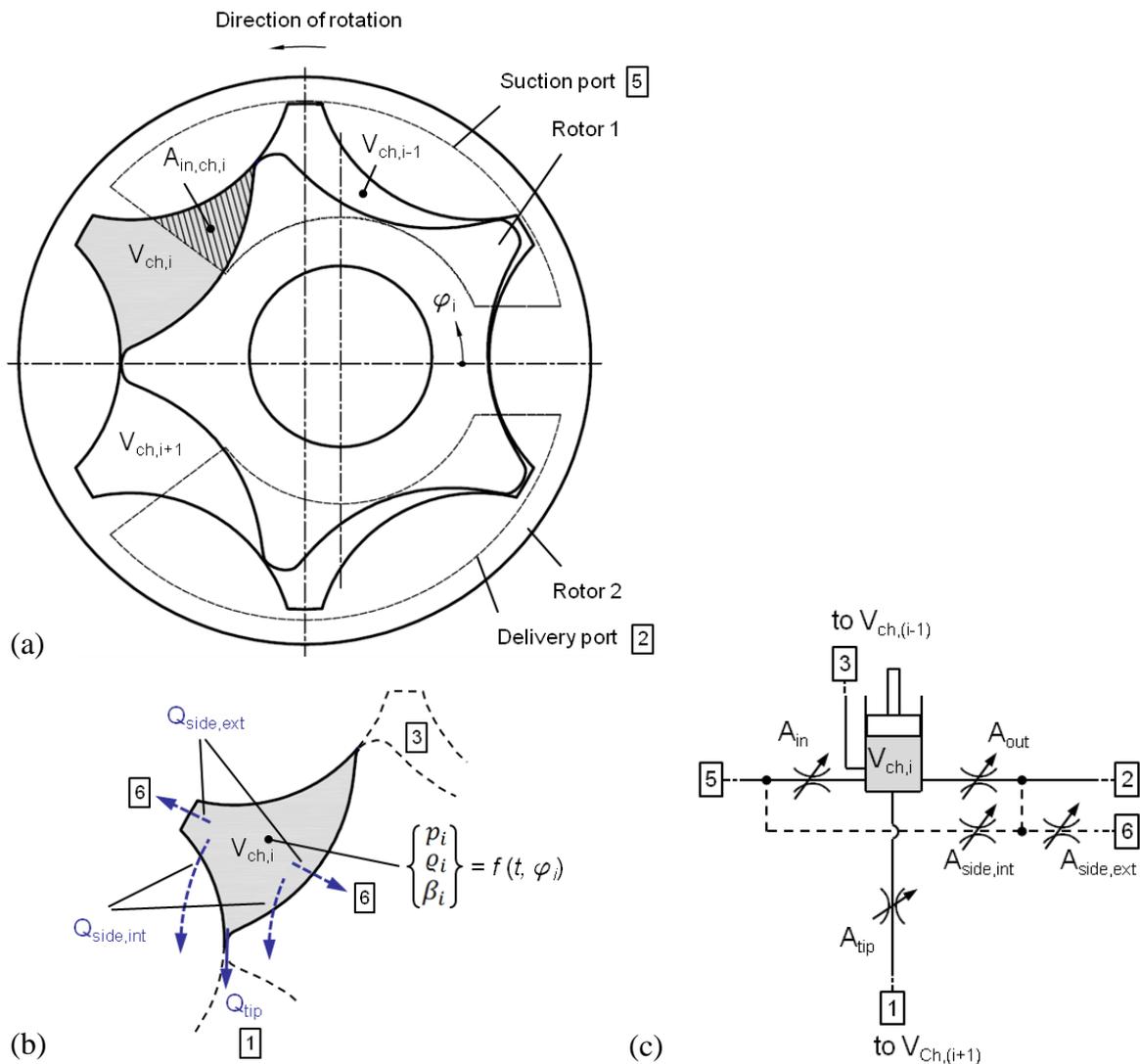
Die Beschreibung des dynamischen Verhaltens der Pumpe erfolgt durch Lumped-Parameter Modelle unter Berücksichtigung drehwinkelabhängiger Größen für Verdrängerkammervolumina, Öffnungsquerschnitte der Saug- und Drucknieren sowie variable Spaltgeometrien der Leckagepfade. Weitere Einflüsse sind Restriktionen im Zu- und Ablauf sowie vorhandene Totvolumina und Kompressibilitätseffekte des Fluids.

Das Modell berechnet die Durchströmung der Pumpe durch Lösen eines Systems aus Gleichungen für Massenerhaltung und laminarer oder turbulenter Strömung zwischen angrenzenden Kontrollvolumina. Dazu wird das Berechnungsgebiet in eine endliche Anzahl an Kontrollvolumina  $V_{Ch,i}$  diskretisiert (Abb. 4.10a). Die Fluideigenschaften innerhalb jedes Kontrollvolumens sind, entsprechend dem gewählten Lumped-Parameter Ansatz (siehe Kap. 2.4), räumlich konstant und ändern sich ausschließlich mit der Zeit  $t$  bzw. mit dem Drehwinkel  $\varphi_i$  (Abb. 4.10b). Jedes Kontrollvolumen repräsentiert das von den Innen- und Außenrotor-Zahnücken eingeschlossene Volumen einer Verdrängerkammer  $V_{Ch,i}$  und steht mit den angrenzenden Kammern, mit dem Seitenspalt sowie mit den Ein- und Auslassnieren über variable Öffnungsquerschnitte in Verbindung.

Die Änderung des eingeschlossenen Zahnücken Volumens über den Drehwinkel wird durch einen äquivalenten Hubkolben berücksichtigt. Abbildung 4.10c zeigt das Ersatzmodell einer einzelnen Verdrängerkammer mit dem augenblicklichen Kammervolumen  $V_{Ch,i}$ . Die Verbindungen über die Ein- und Auslassnieren zur Saug- und Druckseite sind durch variable Öffnungsquerschnitte ( $A_{in}$ ,  $A_{out}$ ) dargestellt, die nur in den entsprechenden Winkelintervallen geöffnet sind. Die erforderlichen Geometrieinformationen werden durch numerische Berechnungsalgorithmen ermittelt (Kap. 4.5). Zusätzlich ist jedes Kontrollvolumen mit den angrenzenden Verdrängerkammern und dem Ölsumpf durch entsprechende äquivalente Drosselquerschnitte ( $A_{tip}$ ,  $A_{side,int}$ ,  $A_{side,ext}$ ), welche die radialen und lateralen Leckölpfade zufolge der Pumpenspiele darstellen, verbunden. Diese Spiele wirken als berührungslose Dichtspalte und beeinflussen das Betriebsverhalten der Pumpe über die variable Höhe, Länge und Breite des Leckagepfades. Dazu ist eine präzise Berechnung der effektiven Dichtspaltgeometrie, die sich kontinuierlich mit der Winkelposition  $\varphi_i$  der Rotoren ändert, erforderlich; die zur Bereitstellung dieser Daten erforderlichen Submodelle werden im Anschluss beschrieben. Somit werden die Volumenänderungen der einzelnen Verdrängerkammern sowie die Interaktionen mit ihrer Umgebung präzise abgebildet.

Nach der Ermittlung der instationären Massenströme über die jeweiligen Verbindungsquerschnitte (Tab. 4.2) wird, ausgehend von der Kontinuitätsgleichung und der Zustandsgleichung für Flüssigkeiten, nach Gl. 4.13 der instationäre Druckverlauf  $p_i$  in jedem Kontrollvolumen  $V_{Ch,i}$  ermittelt. Der instationäre Druckverlauf in einem Kontrollvolumen wird nach Gl. 4.13 als Funktion der Fluideigenschaften, des effektiven Massentransportes zwischen benachbarten Volumina und der geometrischen Volumenänderung zufolge des Verdrängerprinzips beschrieben. Der Summenterm in Gl. 4.13 beschreibt den effektiven, in das Kontrollvolumen ein- oder austretenden Massenstrom unter Berücksichtigung aller mit dem betrachteten Kontrollvolumen in Verbindung stehender Querschnitte. In das Kontrollvolumen eintretende Mas-

senströme sind positiv ( $\dot{m} > 0$ ), aus dem Kontrollvolumen austretende Massenströme sind negativ ( $\dot{m} < 0$ ). Wie bereits von anderen Autoren [117] gezeigt, kann das verwendete Modell sowohl Luftausscheidung (Aeration) als auch Dampfblasenkavitation berücksichtigen, wenn der Druck in den Verdrängerkammern unter den Sättigungsdruck bzw. unter den Dampfdruck der Flüssigkeit fällt. Dies erfolgt in Gl. 4.13 in vereinfachter Weise durch Berücksichtigung der Druckabhängigkeit von Dichte und Kompressionsmodul. Weitere Details zum zugrunde gelegten Fluidmodell<sup>33</sup> können der Literatur [102] entnommen werden.



**Abb. 4.10:** (a) Numerisch erzeugte Pumpengeometrie; (b) Verdrängerkammer mit Leckagepfaden; (c) Schema des Fluid-Dynamic-Modells

<sup>33</sup> Das zugrunde gelegte Fluidmodell entspricht dem für Newton'sche Flüssigkeiten. Nicht Newton'sche Flüssigkeiten, bei denen die Viskosität nicht als reine Stoffeigenschaft definiert werden kann, sondern auch eine Funktion der Schergeschwindigkeit darstellt, werden im Rahmen dieser Arbeit nicht betrachtet.

**Tab. 4.2:** Beschreibung der in Abb. 4.10b dargestellten Strömungsbereiche

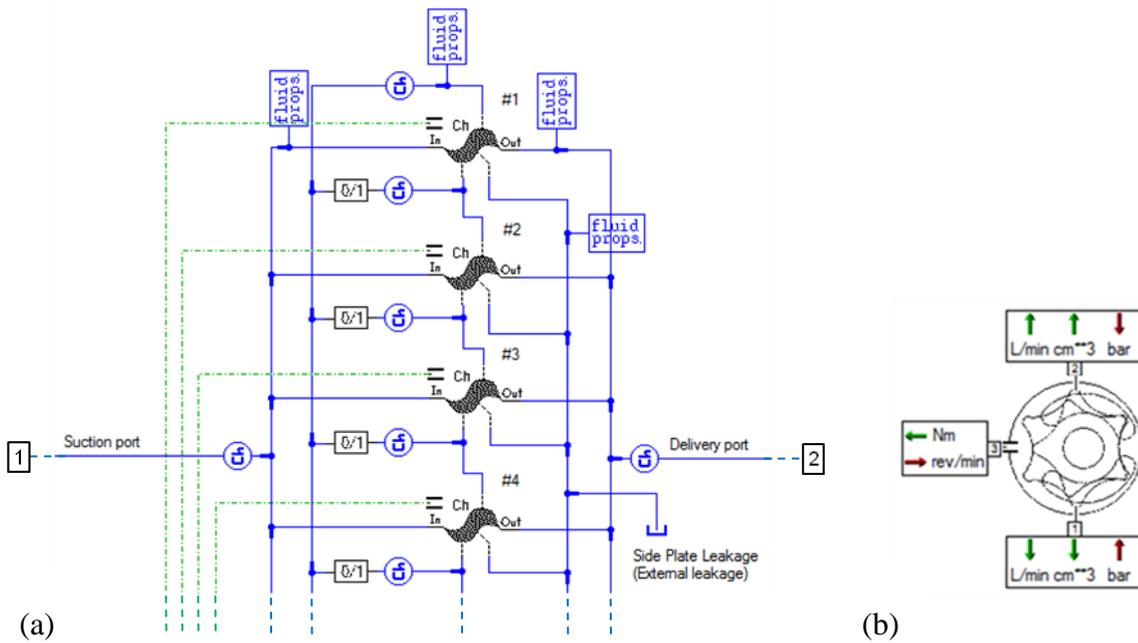
Symbol	Strömungspfad	Berechnungsgrundlage
$A_{in}$	variabler Verbindungsquerschnitt von Einlassniere und Verdrängerkammer	Gleichung für turbulente Strömung in Blenden (Gl. 4.11)
$A_{out}$	variabler Verbindungsquerschnitt von Auslassniere und Verdrängerkammer	
$A_{tip}$	variabler Strömungskanal (Spalthöhe $h$ , Spaltlänge $l$ ) zwischen angrenzenden Verdrängerkammern	Poiseuille'sche Gleichung für voll ausgebildete laminare Strömung (Gl. 4.12)
$A_{side,int}$	variabler Strömungskanal im Seitenspalt (Spalthöhe $s_A, s_B$ ) zwischen den Verdrängerkammern und der Saugseite	als laminare Spaltströmung unter Berücksichtigung der Relativbewegung zwischen den rotierenden Zahnrädern und dem Gehäuse über numerisches CFD-Modell, Kap. 4.5
$A_{side,ext}$	variabler Strömungskanal im Seitenspalt (Spalthöhe $s_A, s_B$ ) zwischen den Verdrängerkammern und der Umgebung	

$$\dot{m}_{i,j} = \frac{p_i - p_j}{|p_i - p_j|} \cdot \varrho(\bar{p}_{i,j}) \cdot A_{i,j}(\varphi) \cdot c_q(\text{Re}_{i,j}) \cdot \sqrt{\frac{2(p_i - p_j)}{\varrho(\bar{p}_{i,j})}} \quad (\text{Gl. 4.11})$$

$$\dot{m}_{i,j} = \varrho(\bar{p}_{i,j}) \cdot \left[ -\frac{h^3(\varphi) \cdot b(\varphi)}{12 \eta l} \cdot (p_i - p_j) \right] \quad (\text{Gl. 4.12})$$

$$\frac{dp_i}{d\varphi} = \frac{\beta_i}{\varrho_i} \frac{1}{V_{ch,i} \varpi_1} \left( \sum \dot{m}_j - \varpi_1 \varrho_i \frac{dV_{ch,i}}{d\varphi} \right) \quad (\text{Gl. 4.13})$$





**Abb. 4.12:** (a) Detail des AMESim Pumpenmodells; (b) Submodell für eine vollständige Zahnringpumpe mit externen Variablen

### 4.3 Submodell zur Berücksichtigung der lateralen Dichtspalte

Die Aufgabe der lateralen Dichtspalte ( $s_A, s_B$  in Abb. 4.13) liegt, neben der axialen Führung der Rotoren und Bildung eines Schmierfilms zwischen den Rotor-Stirnflächen und den Gehäuseseitenflächen, in der berührungslosen axialen Abdichtung der Verdrängerkammern. Grundsätzlich muss die optimale Spaltgeometrie folgenden, sich gegenseitig widersprechenden, Anforderungen genügen:

- Die volumetrischen Verluste durch Leckölströme im Seitenspalt müssen minimiert werden; die Dichtspalthöhe muss klein gehalten werden, ausreichende Dichtspaltlängen sind erforderlich.
- Die Verlustleistung zufolge viskoser Reibmomente im Seitenspalt muss minimiert werden; dies erfordert eine ausreichende Spalthöhe bzw. eine kleine benetzte Fläche.
- Verschleiß muss verhindert werden; es ist eine ausreichende Schmierfilmdicke erforderlich, um Kontakt und in der Folge Mischreibung und Verschleiß zu vermeiden.

Die Ermittlung der für das jeweilige Pumpendesign optimalen nominellen Spalthöhe sowie ihrer zulässigen Toleranzen ist somit eine sensible Aufgabe, deren Bewältigung in der Vergangenheit vorwiegend auf empirischen Methoden beruhte. Die Ermittlung empirischer Daten ist jedoch mit hohem Zeit- und Kostenaufwand verbunden. Auch analytische Modelle erfordern, zufolge der komplexen und sich mit dem Drehwinkel ständig ändernden Spaltgeometrie, eine Abstimmung der Koeffizienten mit Messdaten. Daher wurde zur Beurteilung der hydro-mechanischen Verhältnisse in den lateralen Dichtspalten ein geeignetes numerisches 3D-CFD-Modell des Strömungsquerschnittes entwickelt. Dieses im Berechnungsablauf optional integrierbare Modell unterstützt die Lumped-Parameter Fluid-Dynamic-Simulation mit einer präzisen Ermittlung der Leckölströme sowie der Reibmomente zufolge viskoser Scherkräfte unter Berücksichtigung vollständiger hydrodynamischer Schmierung in den axialen Dichtspalten zwischen den rotierenden Zahnrädern und dem Gehäuse. Somit können die oben genannten Anforderungen in der Simulation entsprechende Berücksichtigung finden, und eine optimale Auslegung im Kompromiss zwischen volumetrischen Leckverlusten und mechanisch-hydraulischen Reibungsverlusten wird unterstützt. Darüber hinaus erlaubt das CFD-Modell die Ermittlung der Druckverhältnisse im Seitenspalt. Neben den geometrischen Toleranzen müssen jedoch auch elastische Verformungen der Gehäuse-Seitenteile infolge der Druckkräfte sowie, bei verschiedenartigen Materialpaarungen von Rotorsatz und Gehäuse, zusätzliche Spaltänderungen zufolge unterschiedlicher Wärmeausdehnung berücksichtigt werden. Wenngleich diese Effekte beim gegenwärtigen Entwicklungsstand noch nicht automatisch abgebildet werden, können sie durch die manuelle Vorgabe der Spalthöhen entsprechend berücksichtigt werden. Das Modell beruht auf der Annahme einer parallelen Spaltgeometrie mit konstanten Spalthöhen  $s_A$  und  $s_B$  (Abb. 4.13). Die Einbindung des CFD-Modells in das Fluid-Dynamic-Modell erfolgt über eigene Submodelle, die auf mehrdimensionale Datentabellen zugreifen (Abb. 4.14).

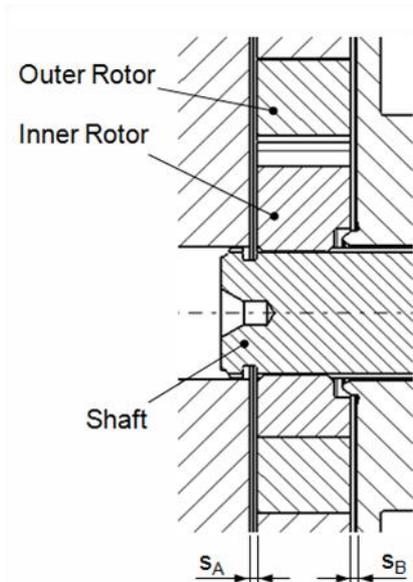


Abb. 4.13: Laterale Dichtspalte

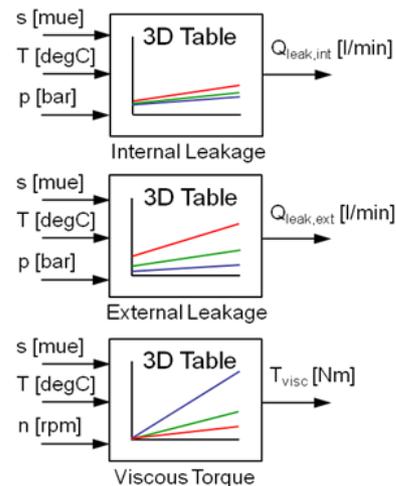


Abb. 4.14: Einbindung des CFD-Modells in das Lumped-Parameter Fluid-Dynamic-Modell

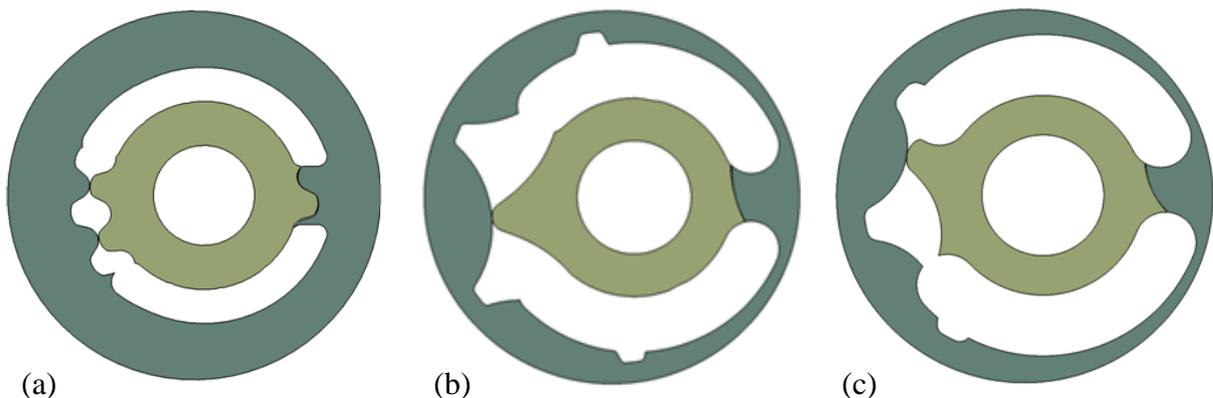
Das CFD-Modell wurde unter Verwendung der Softwarepakete *ANSYS Workbench* [118] sowie *ANSYS CFX* [119] erstellt und verwendet einen dreidimensionalen Ansatz mit numerischem Finite-Volumen Solver zur Lösung der Navier-Stokes Gleichungen.<sup>34</sup> Die Erstellung und Konfiguration der Modelle erfolgen nach folgendem Ablauf:

- Generierung der Berechnungsgebiete (effektiv wirksame axiale Leckagepfade) für unterschiedliche Spalthöhen und Drehwinkelpositionen unter Verwendung des 3D-CAD-Geometriemodells (Abb. 4.15 und 4.16).
- Erzeugung automatisch generierter, unstrukturierter 3D-Netze (Abb. 4.17).
- Sensitivitätsanalyse zur Optimierung der Netzeigenschaften (minimal/maximal zulässige Elementgrößen, Anzahl der Elementschichten in axialer Richtung) in Abhängigkeit von der Spaltgeometrie.
- Festlegung der Randbedingungen zur Ermittlung umfassender Kennfelder von Leckölströmen und viskosen Reibmomenten für verschiedene Betriebszustände (Drücke, Drehzahlen, Öltemperaturen).
- Optimierung der Solver-Einstellungen (Festlegung der zu erreichenden Residuen bzw. der maximal zulässigen Anzahl an Iterationen).

<sup>34</sup> Im Gegensatz zu einem zweidimensionalen Ansatz mit Finite-Volumen Solver zur Lösung der Reynolds Gleichungen, wie dies beispielsweise in [63, 159] zur Berechnung des axialen Druckfeldes von Außenzahnradpumpen in der open source CFD-Software OpenFOAM (Open Field Operation and Manipulation) [164] durchgeführt wurde.

- Ausführen der Batch-Run Konfigurationen im CFX-Solver und Generierung der Result-Files (Datentabellen im ASCII-Format für die Verwendung im Fluid-Dynamic-Modell).

Die Geometrie des effektiven Strömungsquerschnittes des lateralen Leckagepfades ändert sich kontinuierlich über eine gesamte Umdrehung des Innenrotors. Die CFD-Simulation wird, unter Berücksichtigung der exakten axialen Dichtspaltgeometrie, für quasistationäre Zustände in unterschiedlichen Winkelpositionen durchgeführt.<sup>35</sup> Abbildung 4.15 zeigt die Berechnungsgebiete für die im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Referenzpumpen in der Drehwinkelposition  $\varphi_1 = 9^\circ$ . Die Darstellung für andere Winkelpositionen ist am Beispiel von Referenzpumpe 2b aus Abbildung 4.16 ersichtlich. Dabei ist die Überdeckung der Verdrängerkammern mit den Nuten der Saug- und Drucknieren zu berücksichtigen. Jene Bereiche, die von den Nieren überdeckt sind, haben keine Dichtfunktion und werden vom Berechnungsgebiet ausgeschlossen. Das Berechnungsgebiet wird somit auf die effektiv wirksame laterale Dichtfläche beschränkt, also jenen Bereich, welcher den Dichtspalt zwischen den Rotoren und dem Gehäuse in axialer Richtung darstellt (Abb. 4.15 und 4.16). Die Erzeugung der Geometrie erfolgt in festgelegten Winkelschritten im Bereich  $\varphi_1 = (0 \dots 360/z_1)^\circ$  durch das 3D-CAD-Geometriemodell (Kap. 4.7).



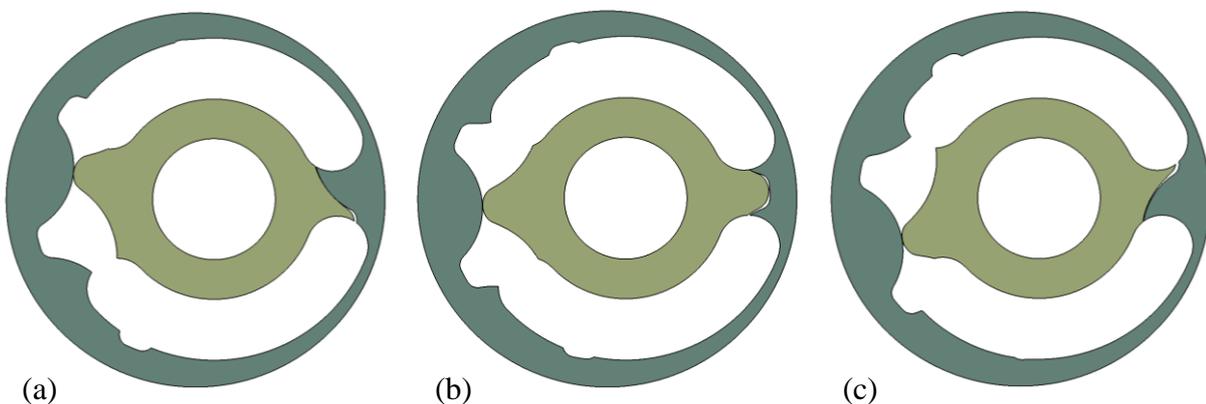
**Abb. 4.15:** Effektive laterale Dichtspaltgeometrie für  $\varphi_1 = 9^\circ$ : (a) Referenzpumpe 1; (b) Referenzpumpe 2a; (c) Referenzpumpe 2b

Ausgehend von der CAD-Geometrie der Berechnungsgebiete von Innen- und Außenrotor werden geometrische Bereiche definiert, in denen im nachfolgenden Pre-Processing Schritt die unterschiedlichen Randbedingungen (Drücke, Winkelgeschwindigkeiten) aufgeprägt wer-

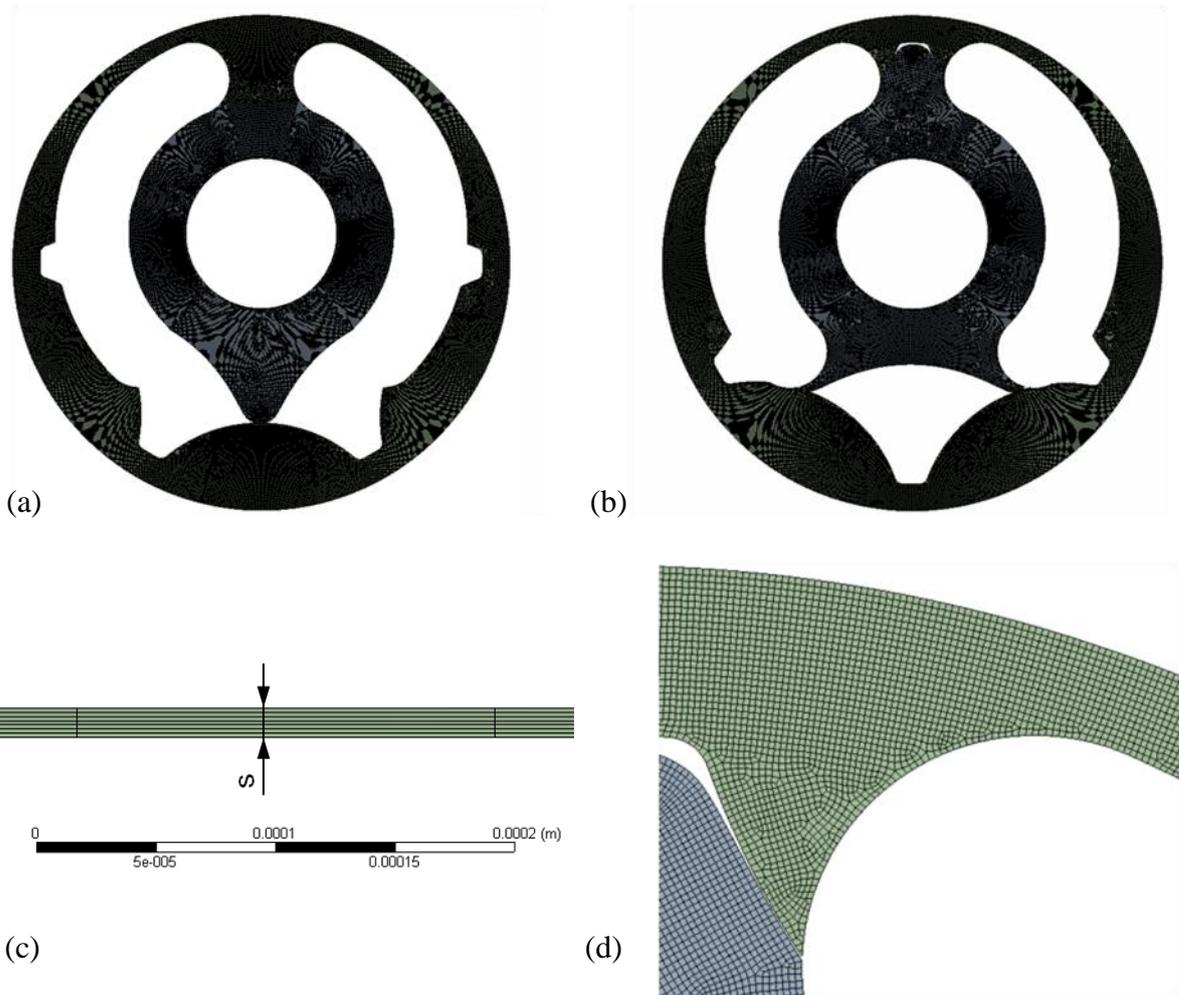
<sup>35</sup> Im Gegensatz zu Verfahren, die mit bewegten Netzen arbeiten. Beispiele sind dynamische 2D-Oberflächennetze [63, 159] oder dynamische 2,5 und 3D-Volumennetze [50, 52-54]. Als weiteres Verfahren kann die Immersed Solid-Methode genannt werden. Dabei wird, als Alternative zur Gitterverformung, dem Fluid-Gitter ein Festkörper-Gitter überlagert [119, 165].

den. Anschließend werden die Berechnungsgebiete durch ein Finite-Volumen-Netz diskretisiert. Dies erfolgt automatisch durch unstrukturierte Hexaederelemente und wird, neben der Anzahl der Layer in lateraler Richtung, durch Angabe der Elementgröße bestimmt. Die Abbildungen 4.17a und b zeigen das vernetzte Berechnungsgebiet für zwei Winkelpositionen  $\varphi_1 = 0^\circ$  und  $\varphi_1 = 36^\circ$ . Dieser Ansatz erlaubt die Vernetzung für praktisch jede beliebige Pumpengeometrie (Wälzkreisdurchmesser, Zähnezahl, Zahnform). Damit im Fluid-Dynamic-Modell beliebige axiale Dichtspalthöhen  $s$  berücksichtigt werden können, erfolgt die CFD-Berechnung für eine Reihe unterschiedlicher Spalthöhen. Dabei hat sich, je nach Spalthöhe, eine Anzahl von 5 bis 9 Elementschichten in lateraler Richtung (Abb. 4.17c) als guter Kompromiss zwischen Ressourcenbedarf und erzielbarer Rechengenauigkeit erwiesen. In Abbildung 4.17d ist eine Detailansicht dargestellt, Angaben über typische Netzeigenschaften können aus Tabelle 4.3 entnommen werden.

Der in ANSYS CFX implementierte kombinierte Finite-Elemente und Finite-Volumen Solver [120] berechnet durch Lösen der diskretisierten Navier-Stokes Gleichungen das Druckfeld im axialen Dichtspalt unter Berücksichtigung vollständiger hydrodynamischer Schmierung. Das Modell berechnet, ausgehend vom Strömungsfeld im Dichtspalt, die effektiven Leckölströme durch Integration des Geschwindigkeitsprofils entlang der Grenzen des Berechnungsgebietes. Über erweiterte Post-Processing Funktionen werden die im Fluid-Dynamic-Modell erforderlichen Informationen wie der interne und externe Leckölstrom sowie das viskose Reibmoment zufolge der zwischen Rotor-Stirnflächen und dem Gehäuse wirkenden Scherkräfte ermittelt. Die Ergebnisse werden in Form von mehrdimensionalen Datentabellen (ASCII-Files) für eine diskrete Anzahl an Toleranzlagen und Betriebszuständen (Lastdrücke, Öltemperaturen, Drehzahlen) dem Fluid-Dynamic-Modell bereitgestellt. In der Fluid-Dynamic-Simulation werden die dem aktuellen Betriebszustand entsprechenden Werte für interne Leckagen, externe Leckagen und viskoses Reibmoment durch Interpolation ermittelt.



**Abb. 4.16:** Effektive laterale Dichtspaltgeometrie für Referenzpumpe 2b: (a)  $\varphi_1 = 15^\circ$ ; (b)  $\varphi_1 = 30^\circ$ ; (c)  $\varphi_1 = 45^\circ$



**Abb. 4.17:** Vernetztes Berechnungsgebiet für Referenzpumpe 2a ( $z_1/z_2 = 5/6$ ): (a)  $\varphi_1 = 0^\circ$ ; (b)  $\varphi_1 = 36^\circ$ ; (c), (d) Netz-Details

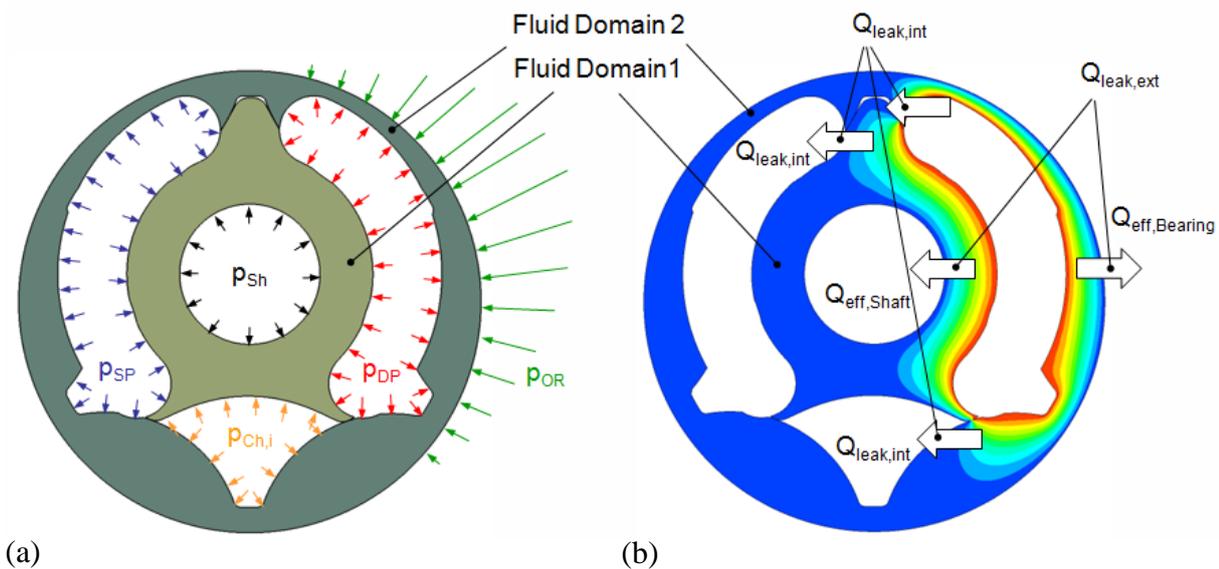
**Tab. 4.3:** CFD-Netzeigenschaften  
(Referenzpumpe 2a)

Element type	Hexahedron
Element size	0,020 mm
Layer in lateral direction	7
Number of nodes	83.500
Number of elements	71.500

Neben der Druckverteilung im Seitenspalt (Abb. 4.18b) werden auch die viskosen Reibmomente an den Stirnflächen der Rotoren ermittelt. Die Ergebnisse für interne und externe Leckölströme und viskose Reibmomente werden in das *AMESim* Fluid-Dynamic-Modell über Datentabellen implementiert (Abb. 4.14). Da die laterale Position der Rotoren a priori nicht bekannt ist, kann diese im Fluid-Dynamic-Modell durch Vorgabe der Parameter  $s_A$  und  $s_B$  festgelegt werden.

Das betrachtete Kontrollvolumen ist in Abbildung 4.18a dargestellt und besteht aus zwei Berechnungsgebieten, die den Seitenspalt von Innen- und Außenrotor zum Gehäuse repräsentieren. Die aufgeprägten Druck-Randbedingungen sind über die definierten Bereiche als konstant angenommen (d. h. keine Berücksichtigung von Druckgradienten an den Nieren bzw. im Kammervolumen).

Leckölströme zufolge der Poiseuille- und Couette Anteile führen, abhängig von der jeweiligen Winkelposition, zu Verlusten im volumetrischen Wirkungsgrad. Für die Leckölströme gelten die Bezeichnungen in Abbildung 4.18b mit den Zusammenhängen nach Gleichungen 4.14 bis 4.16. Es ist  $Q_{leak,ext}$  der gesamte über das Gleitlager am Außenrotor und über den Innendurchmesser am Innenrotor austretende, externe Leckölstrom.  $Q_{leak,int}$  kennzeichnet den zwischen der Druck- und der Saugseite auftretenden, internen Leckölstrom.  $Q_{leak,total}$  stellt die Summe von externen und internen Leckagen dar und errechnet sich als gesamt, über die Auslassniergeometrie in die Berechnungsgebiete 1 und 2 eintretender Leckölstrom.



**Abb. 4.18:** Berechnungsgebiet; (a) Druck Randbedingungen; (b) Druckverteilung und Definition der Leckölströme im lateralen Dichtspalt

$$Q_{leak,ext} = Q_{eff,Shaft} + Q_{eff,Bearing} \quad (\text{Gl. 4.14})$$

$$Q_{leak,int} = Q_{eff,DP} - Q_{leak,ext} \quad (\text{Gl. 4.15})$$

$$Q_{leak,total} = Q_{eff,DP} = Q_{leak,int} + Q_{leak,ext} \quad (\text{Gl. 4.16})$$

Für die im Rahmen der vorliegenden Arbeit präsentierten Ergebnisse gelten folgende Prämissen und Vereinfachungen:

- Konstante Druckverteilung im Bereich der Ein- und Auslassnieren (kein Druckgradient).
- Das Druckfeld im Seitenspalt wird durch das hydrodynamische Gleitlager des Außenrotors im Pumpengehäuse nicht beeinflusst (siehe Anmerkung zu Kap. 6.4, Seite 150).
- Es wird eine theoretisch ideale Rotorposition vorausgesetzt (nominelle Exzentrizitätslage, keine Verlagerungen oder Schiefstellungen der Zahnräder).
- Keine Beeinflussung des Strömungsfeldes im Seitenspalt durch Ein-/Ausströmvorgänge an den Ein-/Auslassnieren.
- Die axiale Orientierung der Rotoren ist konstant und wird über die Dichtspalthöhen  $s_A$  und  $s_B$  definiert (der axiale Gleichgewichtszustand der Rotoren wird nicht ermittelt).
- Das Modell hat keine Gültigkeit im Gebiet der Haft- und Mischreibung (eine minimale Schmier-spalthöhe von  $s_{min} = 4 \mu\text{m}$  darf nicht unterschritten werden).

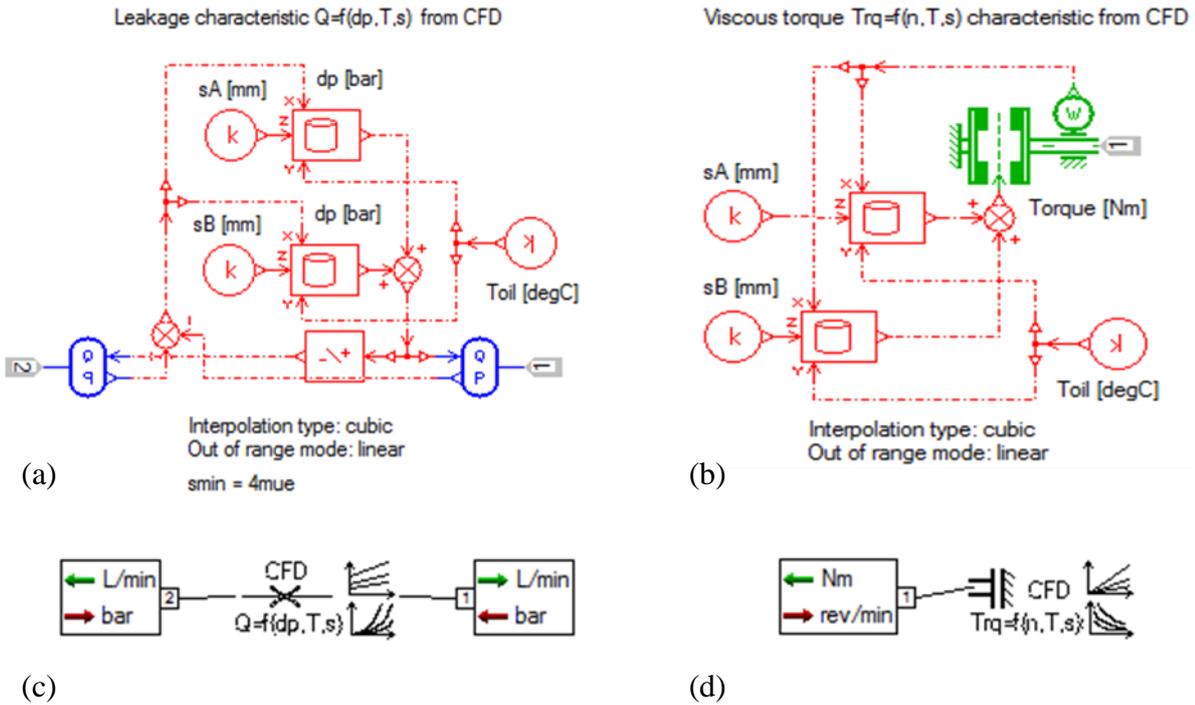
Es wurden folgende Einflüsse untersucht (für Ergebnisse wird auf Kapitel 6.2 verwiesen):

- Einfluss der Drehwinkelposition auf den Leckölstrom
- Einfluss des Lastdrucks auf den Leckölstrom
- Einfluss der Drehzahl auf das viskose Reibmoment
- Einfluss der Spalthöhe auf den Leckölstrom und auf das viskose Reibmoment

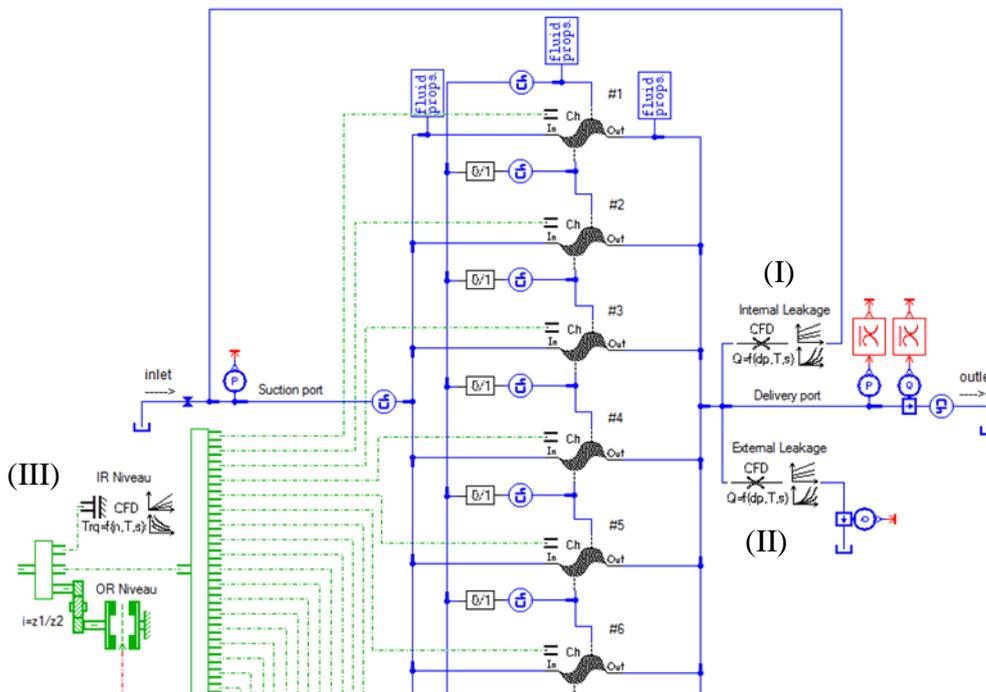
Die Einbindung der CFD-Ergebnisse in das Fluid-Dynamic-Modell erfolgt über eigene, in Abbildung 4.19a und b dargestellte Submodelle. Während in der CFD-Simulation die Berechnung für bestimmte Spalthöhen (z. B. 6, 12, 18, 24  $\mu\text{m}$ ) ausgeführt wird, werden im Fluid-Dynamic-Modell beliebige Spalthöhen durch Interpolationsverfahren berücksichtigt.<sup>36</sup> Die entsprechenden Symbole mit den externen Variablen sind in Abbildung 4.19c und d ersichtlich. Das um die axialen Dichtspalte ergänzte Pumpenmodell zeigt Abbildung 4.20.

---

<sup>36</sup> Im Allgemeinen wird in der Fluid-Dynamic-Simulation bei einem gegebenen lateralen Summenspiel  $s_{total}$  ideale Symmetrie vorausgesetzt ( $s_A = s_B = s_{total}/2$ ) oder eine Worst-Case Betrachtung, z. B.  $s_A = s_{min}$  und  $s_B = s_{total} - s_{min}$ , durchgeführt.



**Abb. 4.19:** AMESim Submodell zur Einbindung der CFD-Ergebnisse (a) für interne und externe Leckverluste; (b) für viskoses Reibmoment im Seitenspalt; (c), (d) entsprechende Symbole mit externen Variablen



**Abb. 4.20:** Detail des AMESim Pumpenmodells mit implementierten Submodellen zur Berücksichtigung von internen Leckagen (I), externen Leckagen (II) und viskosem Reibmoment (III)

## 4.4 Submodell zur Berücksichtigung der radialen Dichtspalte

Dieses Submodell berechnet die an den Zahnköpfen durch funktionsbedingte Dichtspalte hervorgerufenen Leckölströme zwischen den angrenzenden Verdrängerkammern. Dabei werden die Zahnkopfspiele für beliebige Toleranzlagen berücksichtigt. Die Leckagepfade werden im Modell nach Gleichung 4.17 als laminare Strömungswiderstände unter Annahme vollständig ausgebildeter laminarer Strömung berücksichtigt.

$$\dot{m}_{i,j} = \varrho(\bar{p}_{i,j}) \left[ -\frac{h_r^3(\varphi) \cdot b}{12 \cdot \eta \cdot l_r(\varphi)} (p_i - p_j) \right] \quad (\text{Gl. 4.17})$$

Die Abschätzung der Reynoldszahl in der Spaltgeometrie erfolgt nach Gleichung 4.18 in Abhängigkeit von der mittleren Strömungsgeschwindigkeit  $v$ , dem hydraulischen Durchmesser  $d_h$  und der kinematischen Viskosität  $\nu$ . Für den in Abbildung 4.21 dargestellten Strömungskanal mit der Querschnittsfläche  $A$  und dem benetzten Umfang  $U$  errechnet sich als kennzeichnende Größe der hydraulische Durchmesser  $d_h$  nach Gleichung 4.19.

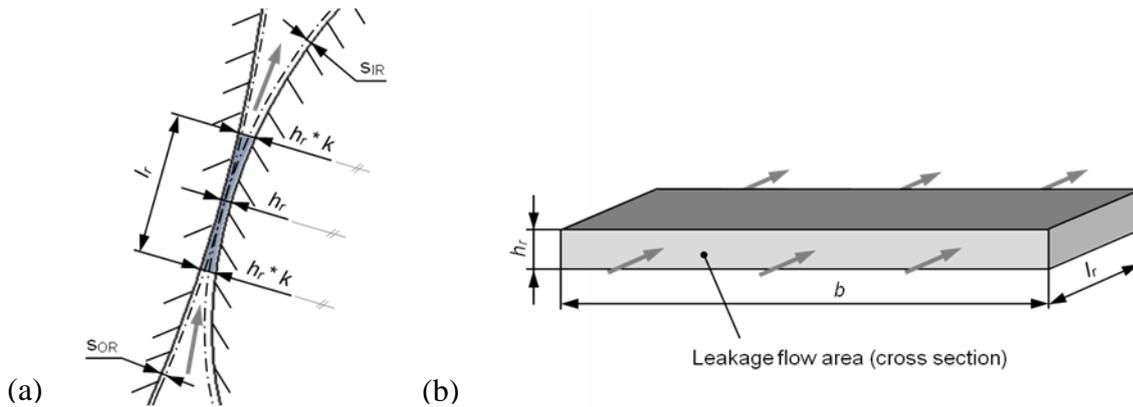
$$Re = \frac{v \cdot d_h}{\nu} \quad (\text{Gl. 4.18})$$

$$d_h(\varphi) = \frac{4 \cdot A(\varphi)}{U(\varphi)} = \frac{4 \cdot b \cdot h_r(\varphi)}{2 \cdot (b + h_r(\varphi))} \approx 2 \cdot h_r(\varphi) \quad \text{wegen } h_r(\varphi) \ll b \quad (\text{Gl. 4.19})$$

Als Richtwert für den Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Strömung kann nach [80] von einer kritischen Reynoldszahl  $Re^* = 200 \dots 400$  ausgegangen werden, wobei diese aufgrund der stetigen Geometrieänderungen und der glatten Oberflächen der trochoiden Zahnprofile vermutlich sogar höher liegen wird. Die bei den ausgewählten Referenzpumpen ermittelten Reynoldszahlen liegen in der Größenordnung von 180, somit kann die Anwendung eines laminaren Modells zur Ermittlung der Leckölströme an den Zahnköpfen bestätigt werden.

Die Berücksichtigung der sich mit dem Drehwinkel ändernden Dichtspaltgeometrie erfolgt über ein numerisches Modell. Das Modell berechnet die Spaltgeometrie (Spalthöhe und Spaltlänge) in Abhängigkeit von der jeweiligen Winkelposition der Zahnräder. Die radiale Spalthöhe  $h_r$  beeinflusst den Leckölstrom mit der dritten Potenz und kann als kürzester Normalabstand zwischen zwei gegenüberliegenden Zahnköpfen direkt mit dem numerischen Modell ermittelt werden. Zur Berücksichtigung der Spaltlänge wurde entsprechend Abbildung 4.21 eine effektive radiale Dichtspaltlänge  $l_r$  als kürzester Abstand, in dem sich die Spalthöhe mit dem Faktor  $k$  ändert, definiert. Für die betrachteten Referenzpumpen wurde als geeigneter Wert  $k = 1,02 \dots 1,05$ , d. h. eine Spaltaufweitung von 2 bis 5 %, für eine gute Korrelation mit den Messergebnissen ermittelt.

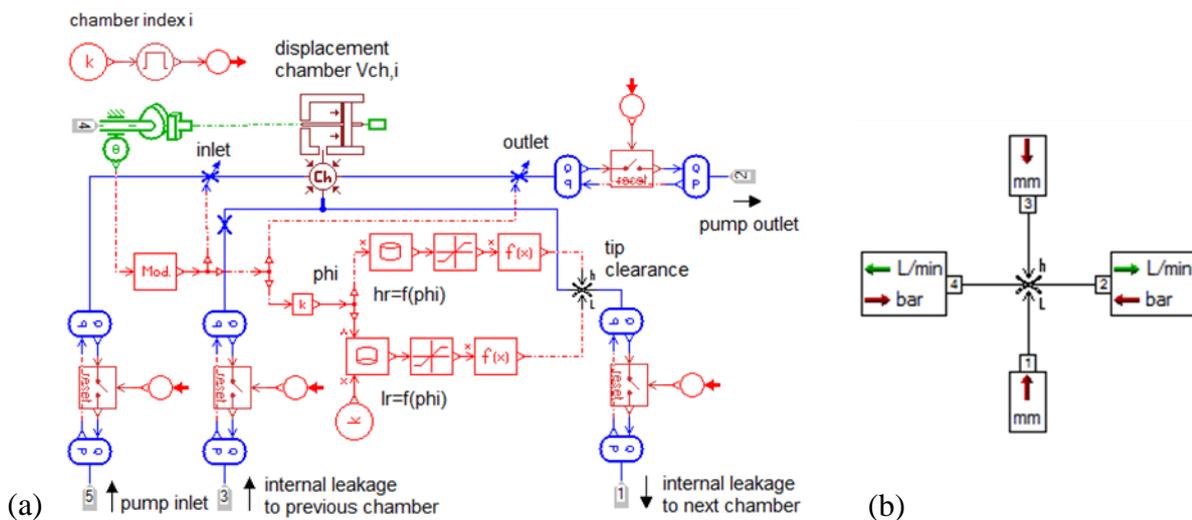
Das Geometriemodell erlaubt auch die Berücksichtigung asymmetrisch verteilter Spalthöhen, die über das Design-Parameter-Panel durch beliebige Offset-Werte für Innen- und Außenrotor ( $s_{IR}$ ,  $s_{OR}$  in Abb. 4.21a) gesteuert werden.



**Abb. 4.21:** (a) Definition der radialen Spaltgeometrie; (b) äquivalentes Spaltmodell

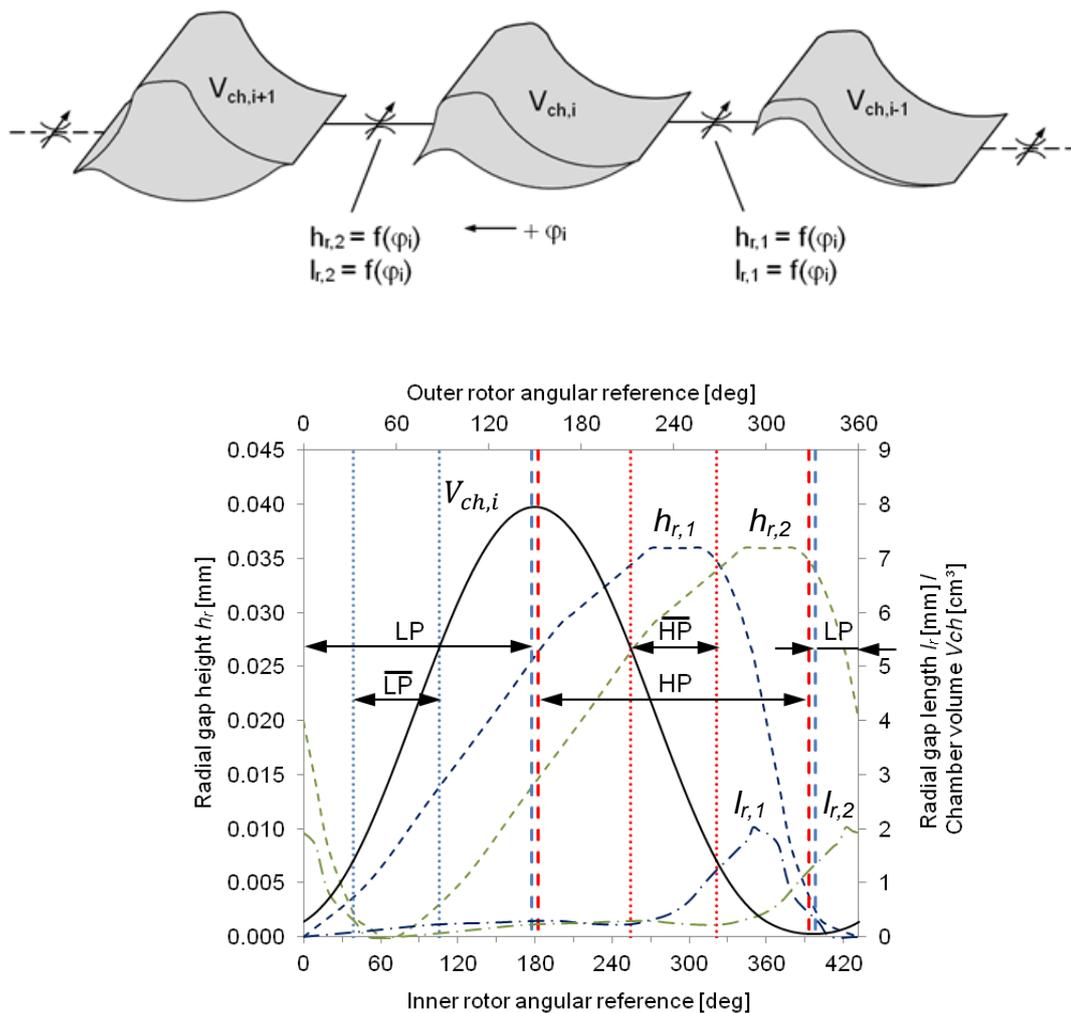
Das Fluid-Dynamic-Modell berücksichtigt die Leckölströme zwischen angrenzenden Verdrängerkammern nach Gleichung 4.17 unter Annahme eines rechteckigen Spaltquerschnittes mit konstanter Breite  $b$  sowie sich mit dem Drehwinkel ändernder Spalthöhe  $h_r = f(\varphi)$  und Spaltlänge  $l_r = f(\varphi)$ .

Abbildung 4.22a zeigt das *AMESim*-Modell einer einzelnen Verdrängerkammer mit dem implementierten Submodell zur Berechnung der Leckölströme zufolge der radialen Dichtspalte an den Zahnköpfen. Zur Berücksichtigung der Interaktionen mit dem Submodell, welches die geometrischen Informationen von Spalthöhe und Spaltlänge berechnet, wurde in der *AMESet*-Umgebung [98] ein eigenes Submodell, basierend auf C-Code, erstellt. Dessen externe Variablen sind aus Abbildung 4.22b ersichtlich.



**Abb. 4.22:** Submodell für den radialen Dichtspalt: (a) Integriert in das Modell einer einzelnen Verdrängerkammer; (b) Externe Variablen

Die Korrelation einer betrachteten Verdrängerkammer (Kontrollvolumen  $V_{ch,i}$ ) mit den radialen Dichtspalthöhen  $h_r$  und den Spaltlängen  $l_r$  in Abhängigkeit von der Winkelposition der Rotoren ist in Abbildung 4.23 am Beispiel von Referenzpumpe 2a dargestellt. Dabei wurde eine symmetrische Aufteilung der nominellen Tip-Clearance  $TC = 0,04 \text{ mm}$  auf das Profil des Innen- und Außenrotors gewählt ( $s_{IR} = s_{OR} = 0,02 \text{ mm}$ ). Die Drehbewegung erfolgt in positiver  $\varphi_i$ -Richtung (CCW). Jener Winkelbereich, in dem die Verdrängerkammer von der saugseitigen Niere überdeckt wird, ist mit  $LP$  (= low pressure) gekennzeichnet, jener Bereich, in dem die Verdrängerkammer (Kontrollvolumen  $V_{ch,i}$ ) von der Auslassniete überdeckt wird, ist mit  $HP$  (= high pressure) gekennzeichnet. Winkelabschnitte, in denen die Verdrängerkammer gänzlich von der Ein- bzw. Auslassniete überdeckt wird, sind mit  $\overline{LP}$  bzw.  $\overline{HP}$  gekennzeichnet. Die im Bereich von unterem und oberem Totpunkt (BDC, TDC, Definition siehe Abb. 3.2a) verbleibenden Winkelabschnitte liegen in der Übergangszone zwischen  $LP$  und  $HP$ .



**Abb. 4.23:** Korrelation von Kammervolumen einer Verdrängerkammer und radialer Dichtspaltgeometrie

Die richtige Zuordnung des Kontrollvolumens  $V_{ch,i}$  der betrachteten Verdrängerkammer mit der korrespondierenden Dichtspaltgeometrie zu den benachbarten Kontrollvolumina  $V_{ch,i-1}$  und  $V_{ch,i+1}$  muss entsprechende Berücksichtigung finden. In Abbildung 4.23 kennzeichnet Index 1 den Dichtspalt zur vorhergehenden und Index 2 den Dichtspalt zur nachfolgenden Verdrängerkammer. Darüber hinaus muss die Abhängigkeit von der Drehrichtung durch Berücksichtigung des Flankenkontaktes der Zahnräder beachtet werden.

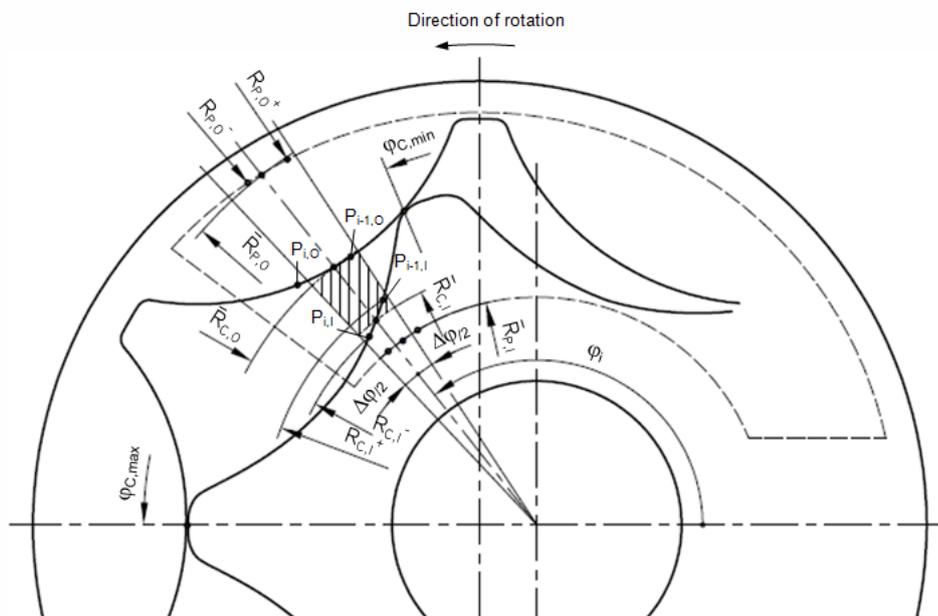
Zur Validierung der numerisch ermittelten Spaltgeometrie wurden für die betrachteten Referenzpumpen die Verläufe von Spalthöhe  $h_r = f(\varphi_i)$  und Spaltlänge  $l_r = f(\varphi_i)$  zusätzlich aus dem 3D-CAD-Kinematikmodell (siehe Kap. 4.7.2) ermittelt. Für eine Gegenüberstellung mit Messdaten wird auf Kapitel 6.3 verwiesen.

Für die im Rahmen der vorliegenden Arbeit präsentierten Ergebnisse gelten folgende Prämissen und Vereinfachungen:

- Interaktionen zwischen den Mikro-Bewegungen der Rotoren (last- und drehzahlabhängige Verlagerungen) und der Spaltgeometrie sind beim derzeitigen Entwicklungsstand nicht berücksichtigt (Annahme: Lagerspiele sind klein im Verhältnis zum Zahnkopfspiel).
- Für kleine Rotorsätze, die mit hohen Drehzahlen und bei hohen Betriebstemperaturen betrieben werden, kann u. U. die Berücksichtigung des Übergangsbereiches von laminarer in turbulente Strömung erforderlich werden. Dies ist mit dem gewählten Modellansatz nicht berücksichtigt.
- Aufgrund der geringen Gleitgeschwindigkeiten zwischen den Rotoren (Zähnezahldifferenz eins) wurden Leckagen infolge des Couette-Terms vernachlässigt und die Leckölströme zwischen den angrenzenden Verdrängerkammern ausschließlich zufolge der Druckdifferenz an den Dichtspalten (Poiseuille-Term) berechnet.

## 4.5 Submodell zur Berechnung der Geometriedaten

Dieses Submodell ermittelt – ausgehend von der in Kapitel 4.1 beschriebenen numerisch generierten Pumpengeometrie – alle für die nachfolgenden Submodelle erforderlichen geometrischen Informationen als Funktion der Drehwinkelposition des Rotorsatzes. Über numerische Algorithmen erfolgen die Berechnung der Kammerflächen sowie die Ermittlung der Überdeckungsbereiche der Verdrängerkammern mit den Ein- und Auslassnieren. Um Einschränkungen durch die begrenzte Anzahl an Designparametern umgehen zu können, gestatten die numerischen Berechnungsalgorithmen grundsätzlich auch die Verwendung jeder beliebigen Geometrie von Verzahnungsprofil und Nierenkontur. Diese können über Messdaten oder 2D-CAD-Daten eingelesen werden. Somit wird z. B. die Berücksichtigung von Zahnfußradien im Außenrotor-Profil oder von komplexen Nierenkonturen möglich.<sup>37</sup> Für eine vollständig parametrisierte Darstellung der Ein- und Auslassniergeometrie über das Design-Parameter-Panel der grafischen Benutzeroberfläche wurde jedoch eine vereinfachte Nierengeometrie gewählt. Diese wird durch die Porting-Parameter  $A$ ,  $B$ ,  $F1$ ,  $F2$ ,  $G1$ ,  $G2$  (siehe Abbildungen 4.6a bis 4.8a) definiert. Die folgende Beschreibung bezieht sich auf die in Abb. 4.24 dargestellte vereinfachte Nierengeometrie.



**Abb. 4.24:** Numerische Berechnung der Kammerflächen und der Schnittflächen mit der Nierengeometrie

<sup>37</sup> Eine Einschränkung besteht darin, dass die Geometrie frei von Hinterschnidungen sein muss.

Der numerische Berechnungsalgorithmus wird im Folgenden für eine in Abb. 4.24 dargestellte und über den Drehwinkel  $\varphi_i$  definierte Winkelposition während des Umlaufs der Pumpe beschrieben.

Das Berechnungsgebiet einer einzelnen Verdrängerkammer (Kontrollvolumen  $V_{ch,i}$ ) wird durch eine innere und äußere Grenzkurve gebildet. Diese Grenzkurven können als Linienzüge zwischen den beiden Kopfspalten der Verdrängerkammer, die in Polarkoordinaten vorliegt und vom Innen- und Außenrotor-Profil abgeleitet wird, dargestellt werden. Die jeweiligen inneren bzw. äußeren Linienzüge liegen als Punkte in Polarkoordinaten mit monoton steigenden Winkelkoordinaten und variabler Schrittweite vor. Die Start- und Endkoordinaten der Winkel sind über den Winkelbereich durch  $\varphi_{C,min}$  und  $\varphi_{C,max}$  festgelegt. Die Geometrie der Ein- und Auslassnieren wird durch  $\varphi_{P,min}$  und  $\varphi_{P,max}$  begrenzt und ebenfalls in eine innere und eine äußere Kontur zerlegt. Für den jeweils inneren und äußeren Linienzug liegen die Punkte in Polarkoordinaten mit monoton steigenden Winkelkoordinaten vor.

Für jede Winkelposition  $\varphi_i$  wird jeweils eine radiale Koordinate für die innere und äußere Kammerkontur sowie für die innere und äußere Nierenkontur durch lineare Interpolation ermittelt. Dazu wird der jeweils nächstliegende Winkelwert der Polarkoordinaten der Linienzüge zu  $\varphi_i$  in Richtung  $\varphi^+$  und  $\varphi^-$  gesucht und der arithmetische Mittelwert  $R_{i,j,k}$  der Radien  $R_{i,j,k}^+$  und  $R_{i,j,k}^-$  nach Gleichung 4.20 berechnet. Die entsprechenden Randbedingungen für die Kammer- und Nierenkontur lauten:  $\varphi_{C,min} \leq \varphi_i \leq \varphi_{C,max}$  bzw.  $\varphi_{P,min} \leq \varphi_i \leq \varphi_{P,max}$ .

$$\bar{R}_{i,j,k} = \frac{R_{i,j,k}^+ + R_{i,j,k}^-}{2} \quad (\text{Gl. 4.20})$$

mit  $j = P$  (port) bzw.  $j = C$  (chamber geometry)  
 $k = I$  (inner) bzw.  $k = O$  (outer boundary curve)

Für jede Winkelposition  $\varphi_i$  werden nun der finite Flächeninhalt und – sofern für die betrachtete Winkelposition zutreffend – der effektiv wirksame Nierenquerschnitt als Schnittfläche von Nieren- und Kammerfläche berechnet. Überschneidungen von Kammer- und Nierenfläche werden durch Auswertung der radialen Koordinaten für die entsprechende Winkelposition festgestellt. Wird eine Überschneidung von Kammer und Niere erkannt, werden die Schnittfläche  $A_i$  sowie die Kantenlänge  $L_i$  berechnet.

Ist für die jeweilige Winkelposition  $\varphi_i$  die Bedingung nach Gleichung 4.21 erfüllt, kann die Schnittfläche  $A_i$  nach Gleichung 4.22 als Kreisringsektor berechnet werden.

$$\min(R_{i,P,O}; R_{i,C,O}) > \max(R_{i,P,I}; R_{i,C,I}) \quad (\text{Gl. 4.21})$$

$$A_i = \frac{\min(R_{i,P,O}; R_{i,C,O})^2 - \max(R_{i,P,I}; R_{i,C,I})^2}{2} \cdot \Delta\varphi \quad (\text{Gl. 4.22})$$

Die effektiven Ein- und Auslassquerschnitte der jeweiligen Ports  $A_{port1}$  und  $A_{port2}$  berechnen sich nach den Gleichungen 4.23 und 4.24 durch Aufsummieren der finiten Teilflächen  $A_i$  über alle Winkelschritte, wobei die gewählte Schrittweite (bzw. Winkelauflösung) gewählt werden kann.

$$A_{port1} = \sum_{i=1}^{\pi/\Delta\varphi} A_i \quad (\text{Gl. 4.23})$$

$$A_{port2} = \sum_{\pi/\Delta\varphi}^{2\pi/\Delta\varphi} A_i \quad (\text{Gl. 4.24})$$

Die Kantenlängen  $L_{port1}$ ,  $L_{port2}$  der Querschnittsöffnung der jeweiligen Ports errechnen sich aus der Summe der Kantenlängen der jeweils inneren und äußeren Kontur  $L_{i,I}$ ,  $L_{i,O}$ . Diese werden nach Gleichung 4.25 durch die Ermittlung des Abstandes der Punktkoordinaten  $P_{i,O}$ ,  $P_{i,I}$  und  $P_{i-1,O}$ ,  $P_{i-1,I}$  im kartesischen Koordinatensystem ermittelt.

$$L_{i,I} = \sqrt{(P_{x_{i,I}} - P_{x_{i-1,I}})^2 + (P_{y_{i,I}} - P_{y_{i-1,I}})^2} \quad (\text{Gl. 4.25})$$

$P_{i,O}$  ist jener Koordinatenpunkt, der die Bedingung nach Gleichung 4.26 im Polarkoordinatensystem erfüllt, Analoges gilt für  $P_{i,I}$ . In gleicher Weise wird auch  $L_{i,O}$  ermittelt.

$$R_{i,j,O} = \min(R_{i,P,O}; R_{i,C,O}) \quad (\text{Gl. 4.26})$$

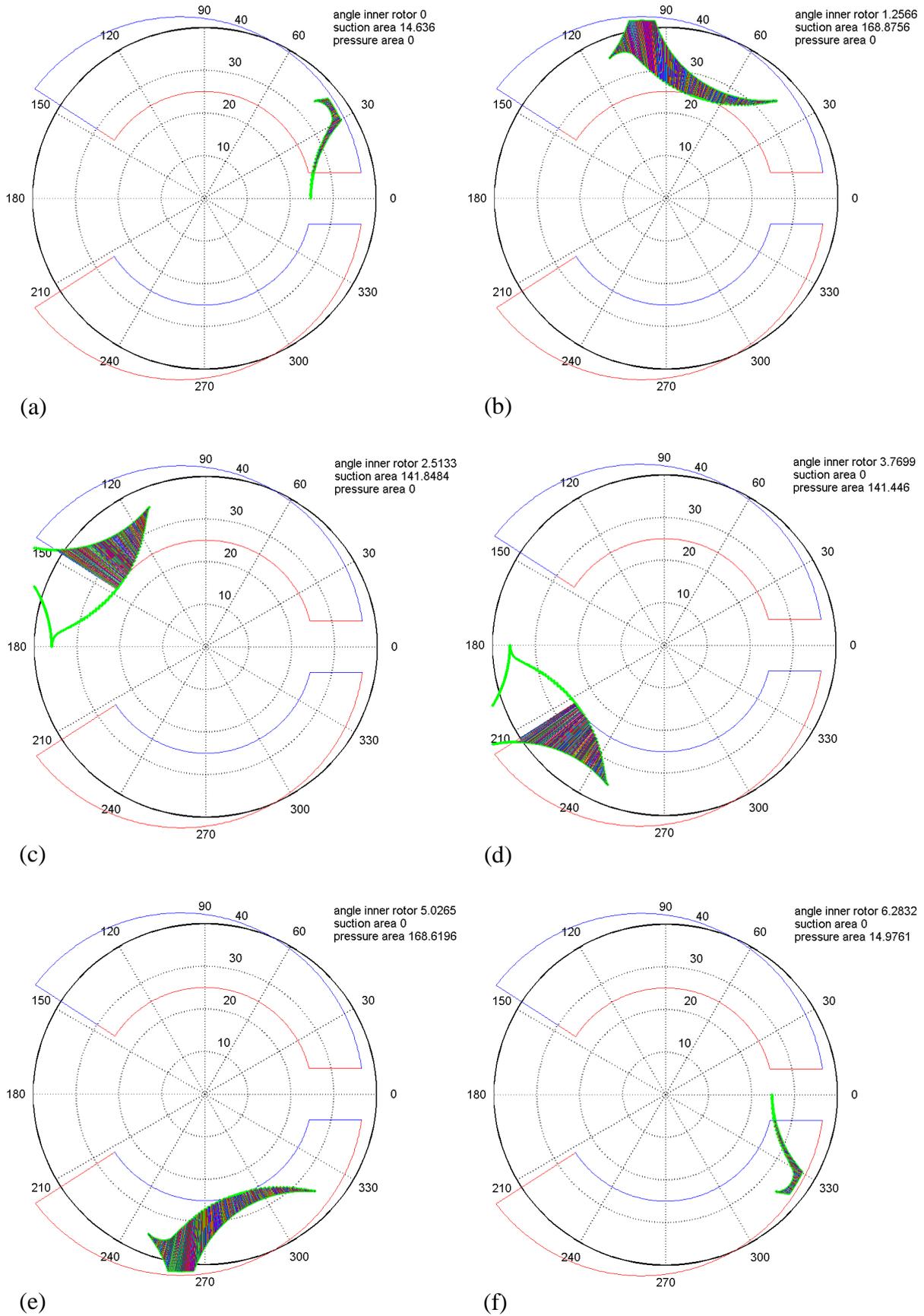
$$L_i = L_{i,I} + L_{i,O} \quad (\text{Gl. 4.27})$$

$$L_{port1} = \sum_{i=2}^{\pi/\Delta\varphi} L_i \quad (\text{Gl. 4.28})$$

$$L_{port2} = \sum_{i=\pi/\Delta\varphi+1}^{2\pi/\Delta\varphi} L_i \quad (\text{Gl. 4.29})$$

Zur Ermittlung der Kammerflächen werden die finiten Flächenabschnitte  $A_i$  in gleicher Weise, jedoch ohne Einschränkung durch die Nierenkontur ermittelt.

## 4 Berechnungsmodelle



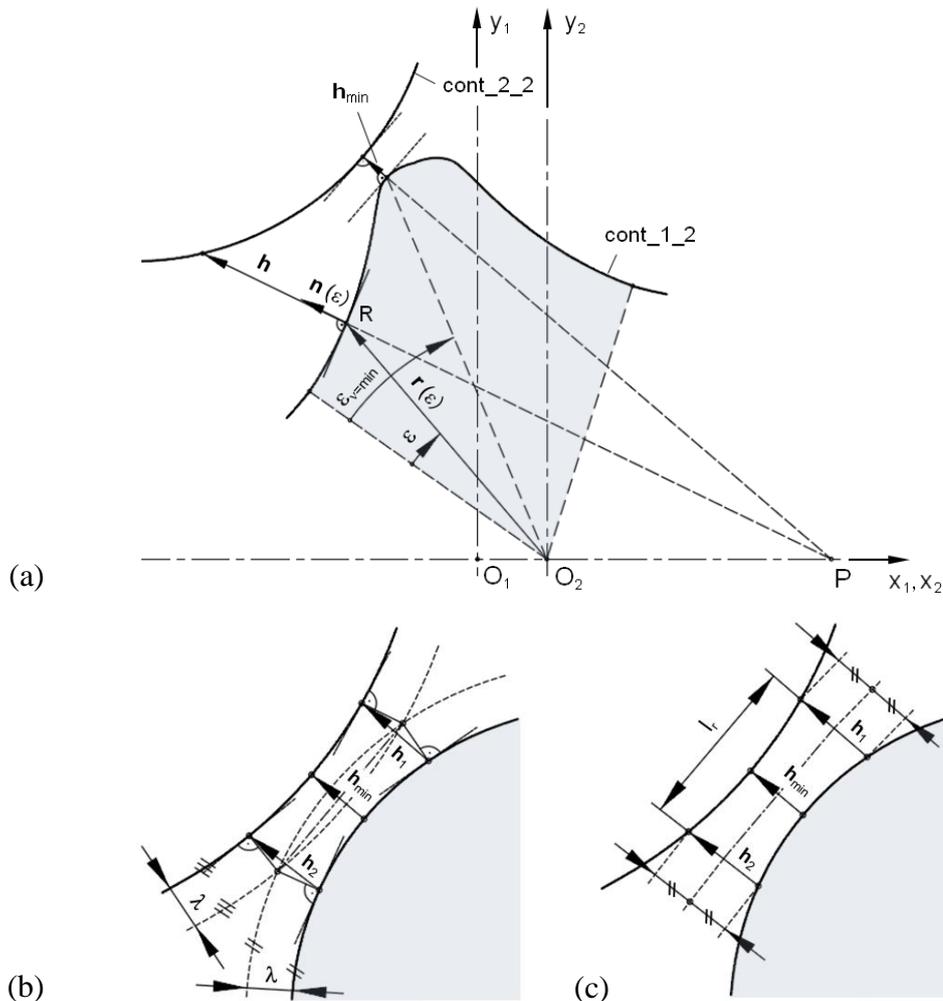
**Abb. 4.25:** Kammerfläche: (a) 0°; (b) 72°; (c) 144°; (d) 216°; (e) 288°; (f) 360°

Die Ermittlung der radialen Dichtspaltgeometrie (Spalthöhe und Spaltlänge) erfolgt für jede Winkelposition und wird anhand von Abbildung 4.26 erklärt. Für den Berechnungsalgorithmus wird die Kontur je eines Zahnes von Innenrotor (Kontur 1) und Außenrotor (Kontur 2) in Koordinatensystem 2 ( $O_2, x_2, y_2$ ) benötigt.

Es gilt folgende Nomenklatur:

Innenrotor: Kontur 1 in Koordinatensystem 2 ( $cont\_1\_2$ )

Außenrotor: Kontur 2 in Koordinatensystem 2 ( $cont\_2\_2$ )



**Abb. 4.26:** Ermittlung der radialen Dichtspaltgeometrie; (a) Spalthöhe; (b), (c) Spaltlänge

In Abbildung 4.26a wird ein beliebiger Punkt  $R$  der Innenrotorkontur ( $cont\_1\_2$ ) im Koordinatensystem 2 betrachtet. Der gesuchte minimale Kopfspalt muss auf einem Normalenvektor  $\vec{n}$  liegen. Dieser wurde bereits in der Geometrieerzeugung (siehe Abb. 4.4) ermittelt, zeigt als Einheitsvektor im Punkt  $R$  normal auf die Kontur des Innenrotors und läuft durch den Momentanpol  $P$ . Es wird der Schnittpunkt von Normalenvektor  $\vec{n}$  mit der Außenrotorkontur ( $cont\_2\_2$ ) gesucht. Vektor  $\vec{h}$  zeigt in Richtung des Normalenvektors und steht somit senkrecht zur Innenrotorkontur. Der kleinste Radialspalt wird durch den kürzesten Vektor

$\vec{h} = \vec{h}_{min}$  bestimmt, und in dieser Position steht der Normalenvektor  $\vec{n}$  auch senkrecht auf die Außenrotorkontur. Diese Optimierungsaufgabe wird im *Matlab* Code unter Verwendung eines Optimierers mit der Zielfunktion nach Gleichung 4.30 gelöst. Der Algorithmus wird für jeden Zahn einmal durchlaufen. Über die Vektoren  $\vec{h}_{min}$  ist sowohl die Lage als auch die Höhe der radialen Dichtspalte  $h_r$  bekannt (Gl. 4.31).

$$\min (\|\vec{h}(\varepsilon)\|)^{38} \quad (\text{Gl. 4.30})$$

$$h_r = \|\vec{h}_{min}\| \quad (\text{Gl. 4.31})$$

Die Ermittlung der Spaltlänge erfolgt nach Abbildungen 4.26b und c. Die Spaltlänge wird in Abhängigkeit von Parameterwert  $k$  berechnet (siehe Abb. 4.21). Dies entspricht nach Gleichung 4.32 einer Zunahme der minimalen Spalthöhe  $\vec{h}_{min}$  um den Faktor  $k$ .

$$\|\vec{h}(\lambda)\| = \|\vec{h}_{min}\| \cdot k \quad (\text{Gl. 4.32})$$

Zur Ermittlung der Richtung der neuen Spalthöhen  $\vec{h}_1$  und  $\vec{h}_2$  wird je eine Hilfskontur in Form einer äquidistanten Kurve im Abstand  $\lambda$  zur Kontur von Innen- und Außenrotor benutzt. In den Schnittpunkten dieser Hilfsgeometrie werden die Normalenvektoren auf die Innen- und Außenrotorkontur gelegt. Über die Verbindung der Schnittpunkte der Normalenvektoren mit der Innen- und Außenrotorkontur werden die Spalthöhen  $\vec{h}_1$  und  $\vec{h}_2$  definiert. Der Wert für  $\lambda$  ist a priori nicht bekannt und somit das Ergebnis einer Optimierungsroutine. Es gilt einen Wert für  $\lambda$  zu finden, der die Bedingung nach Gleichung 4.33 erfüllt.

$$\|\vec{h}_1(\lambda)\| - \|\vec{h}_{min}\| \cdot k = 0 \quad (\text{Gl. 4.33})$$

Die Spalthöhen  $\vec{h}_1$  und  $\vec{h}_2$  müssen nicht symmetrisch zu  $\vec{h}_{min}$  sein und stehen stets senkrecht zur Strömungsrichtung. Dies ist insbesondere bei stark gekrümmten Zahnprofilen oder bei großen Werten von  $k$  vorteilhaft. Die Berechnung der effektiven Dichtspaltlänge  $l_r$  erfolgt nach Abbildung 4.26c näherungsweise durch Ermittlung des kürzesten Abstandes zwischen  $h_1$  und  $h_2$ <sup>39</sup>.

---

<sup>38</sup> Zielfunktion: Minimiere  $h$  als Funktion von Epsilon.

<sup>39</sup> Eine exakte Lösung als Länge eines Kreisbogens durch 3 Punkte wäre bei stark gekrümmten Profilen oder sehr großen Werten für  $k$  erforderlich. Für die Berechnung des laminaren Strömungswiderstandes mit dem Spaltmodell nach Abb. 4.21 müsste für die äquivalente Spalthöhe  $h_r$  ein über der effektiven Spaltlänge  $l_r$  aus den Größen  $h_1$ ,  $h_{min}$  und  $h_2$  errechneter Mittelwert herangezogen werden. Aufgrund der angenommenen geringen Spaltaufweitung ( $k = 1,02 \dots 1,05$ ) konnte dies bei den betrachteten Pumpen vernachlässigt werden.

## 4.6 Submodell für das hydrodynamische Radialgleitlager am Außenrotor

Zur Berücksichtigung der radialen Abstützung des Außenrotors in der Gehäusebohrung wurde ein Modell eines hydrodynamischen Radialgleitlagers implementiert. Für eine allgemeine Gültigkeit und für eine einfache Integration in den Berechnungsablauf basiert das hydrodynamische Lagermodell auf Ergebnissen der numerischen Lösung der Reynolds'schen Differenzialgleichung. Die Betriebskennwerte werden nach DIN 31652 [89] ermittelt, wobei dynamische Effekte zufolge des Squeeze-Terms mit diesem Ansatz nicht berücksichtigt werden.<sup>40</sup> Die berechneten Betriebskenngrößen sind die Sommerfeldzahl  $S_o$ , der Verlagerungswinkel  $\beta$ , die relative Exzentrizität  $\varepsilon$ , die minimale Ölfilmstärke  $h_0$ , die Reibungszahl  $\mu$ , der gesamte durchgesetzte Ölvolumenstrom  $Q$  und die Temperaturerhöhung  $\Delta T$  zufolge der Scherbeanspruchung im Fluid. Diese Variablen werden für quasi-stationäre Betriebsbedingungen ermittelt. Dazu wurden im Modell Schwellenwerte für Rotordrehzahl, Lagerbelastung und Öltemperatur eingeführt. Werden die gesetzten Schwellenwerte von zumindest einer Variablen überschritten, kommt es zu einer Neuberechnung. Es hat sich herausgestellt, dass für die Festlegung der Schwellen zur Neuberechnung Werte in der Größenordnung von  $\pm 5\%$  der jeweiligen Nominalwerte einen sinnvollen Kompromiss zwischen Rechenzeit und Genauigkeit darstellen. Werden alle Schwellenwerte auf null gesetzt, wird standardmäßig ein zeitlicher Trigger von 0,01 s verwendet. Ergänzend zur DIN 31652 wird die Berechnung der radialen Lagersteifigkeit  $c_L$  im Betriebspunkt nach Gleichung 4.34 durchgeführt. Dies folgt dem Ansatz nach *KISSsoft* [56] und entspricht der Steigung der Kurve Radialkraft zu Schmierfilmdicke.

---

<sup>40</sup> An dieser Stelle wird vom Autor darauf hingewiesen, dass bei der im Simulationsmodell implementierten numerischen Lösung „Squeeze Effekte“, z. B. hervorgerufen durch radiale Verlagerungen infolge von Schwingungen, nicht berücksichtigt werden. Dieser Einfluss wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht untersucht. Daraus resultiert die Einschränkung der in der Literatur [87, 89, 93, 94] vorgestellten numerischen Lösungen auf stationäre Betriebszustände mit zeitlich konstanter (oder mit beliebiger Frequenz umlaufender, jedoch konstanter) Belastung. Dies ist bei Anwendungen im Bereich der Verdrängerpumpen jedoch nicht gewährleistet. Zuzufolge der prinzipbedingten Pulsationen, hervorgerufen durch eine endliche Anzahl an Verdrängerelementen, kommt es zur Variation der resultierenden Lagerkräfte. Durchbiegungen oder Verlagerungen der Wellen führen zu einer Bewegung in Normalrichtung. Der „Squeeze-Effekt“ bewirkt dabei einen Dämpfungseffekt.

$$c_L = \frac{F_{r0} - F_{r099}}{h_{099} - h_0} \cdot 10^{-3} = \frac{F_r \cdot 0,01}{h_{099} - h_0} \cdot 10^{-3} \quad (\text{Gl. 4.34})$$

Es ist  $c_L$  radiale Lagersteifigkeit im Betriebspunkt [N/ $\mu\text{m}$ ]  
 $h_{099}$  kleinste Schmierfilmdicke mit 99 % Fr [mm]  
 $h_0$  kleinste Schmierfilmdicke mit 100 % Fr [mm]

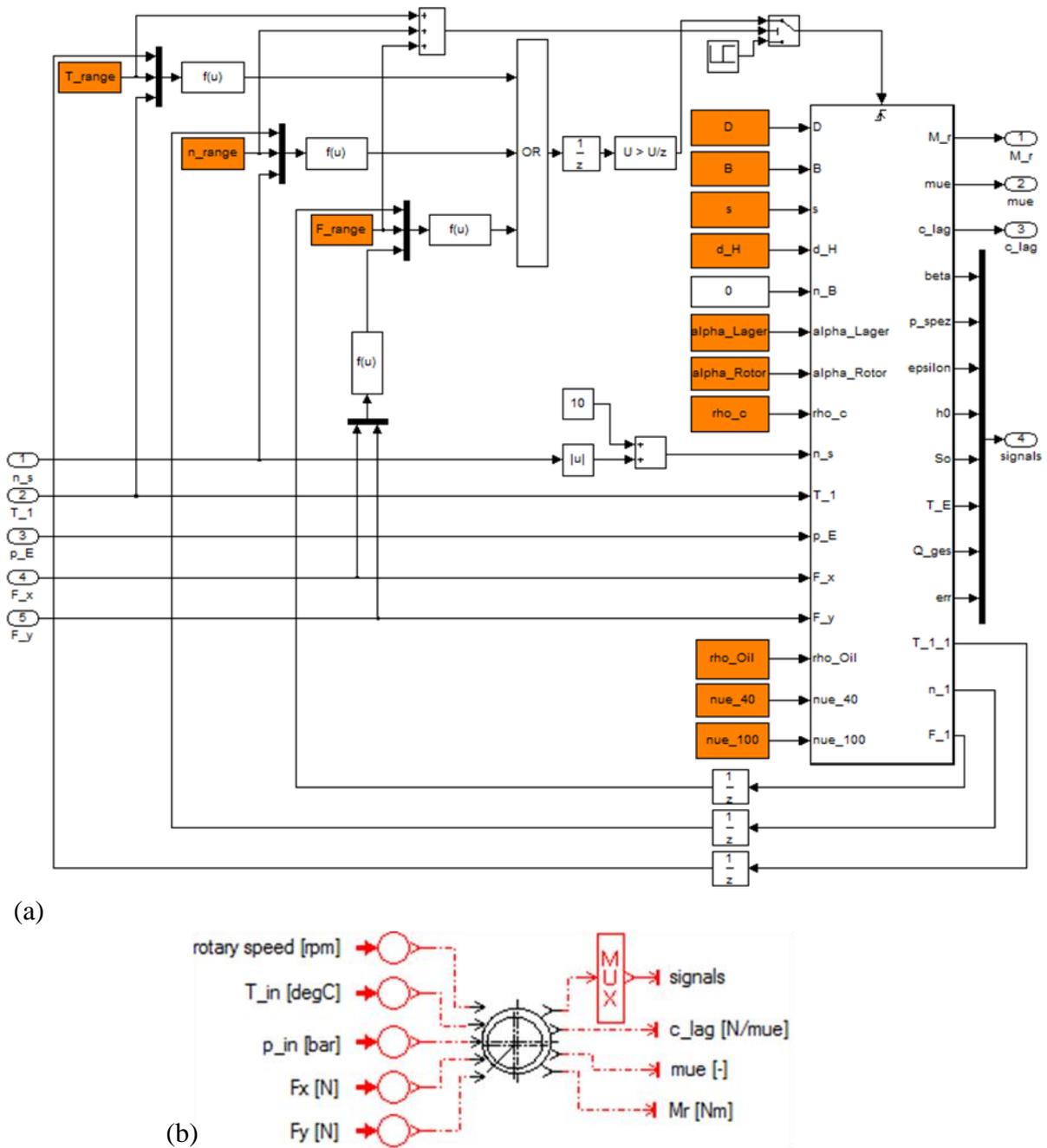
Das Gleitlagermodell wurde in *Matlab/Simulink* [116, 121] erstellt (Abb. 4.27a) und ist als Submodell vollständig in das *AMESim* Fluid-Dynamic-Modell integriert (Abb. 4.27b). Die Lagerbelastung (Betrag und Richtung der resultierenden Lagerkraft) wird mithilfe des FEM-Modells (Kap. 4.7) ermittelt und ist eine Funktion des Lastdrucks (wirksam in allen mit der Auslassnere in Verbindung stehenden Verdrängerkammern) und der jeweiligen Drehwinkelposition der Rotoren. Für das Lagermodell wird eine über die Winkelpositionen gemittelte effektive Lagerkraft verwendet, die Randbedingungen des eintretenden Schmierölstroms entsprechen den Bedingungen an der Saugseite (druckloser Zulauf). Die Temperaturerhöhung infolge der viskosen Reibung wird im Modell berechnet und die Viskositätsänderung zufolge des Temperaturanstieges wird berücksichtigt. Das Fluid-Dynamic-Modell selbst wird jedoch als isotherm betrachtet.<sup>41</sup>

Da sich im Bereich großer relativer Exzentrizitäten die Sommerfeldzahl, und damit das Betriebsverhalten des Lagers, mit weiter zunehmender Exzentrizität nichtlinear ändert, wurde für die Beschreibung der Sommerfeldzahl eine Datentabelle mit logarithmischer Skalierung verwendet. In Abhängigkeit von relativer Exzentrizität und relativer Lagerbreite erfolgt die Ermittlung der Werte durch lineare Interpolation. Die Berechnung ist für relative Lagerbreiten bis  $b/d_L = 1$  möglich. Dies deckt den üblichen Bereich der Lager von Außen- und Innenzahnradpumpen ab.

Zur Berechnung und zum Nachweis der Betriebssicherheit gibt es bereits vielfältige kommerzielle Softwareprogramme [56, 122]. Das im Rahmen der vorliegenden Arbeit erstellte Simulationsmodell umfasst die numerische Berechnung hydrodynamischer Radial-Gleitlager im stationären Betrieb nach DIN 31652 [89, 93, 94]. Dabei werden die Betriebskennwerte nach den Gleichungen 4.35 bis 4.38 ermittelt.

---

<sup>41</sup> Eine Erweiterung, hin zu einem durchgängigen thermalhydraulischen Modell, ist möglich. Aufgrund der bei automotiven Anwendungen stark von der jeweiligen Anwendung, dem Bauraum und den möglichen Betriebszuständen abhängigen und großteils nicht vollständig bekannten Umgebungsbedingungen und äußeren Einflüsse hinsichtlich Wärmeleitung, Wärmestrahlung und Konvektion wurde vorerst – im Sinne einer Rechenzeitverkürzung – darauf verzichtet.



**Abb. 4.27:** Submodell für hydrodynamisches Radialgleitlager (a) Simulink Modell; (b) Submodell zur Verwendung im *AMESim* Fluid-Dynamic-Modell

Das Betriebslagerspiel ergibt sich nach Gleichung 4.35 aus der Passung von Lagerbohrung und Welle (Außenrotor) unter Berücksichtigung des Wärmeausdehnungsverhaltens. Die spezifische Lagerbelastung (Gl. 4.36) und die minimale Schmierfilmdicke (Gl. 4.37) sind mit den Betriebsrichtwerten nach DIN 31652 Teil 3 [94] auf Zulässigkeit hin zu prüfen.

$$\psi = \frac{s}{d_L} = \frac{d_L - d_W}{d_L} \quad (\text{Gl. 4.35})$$

$$p_L = \frac{F}{b d_L} \leq p_{L\text{ zul}} \quad (\text{Gl. 4.36})$$

$$h_0 = 0,5 d_L \psi_B (1 - \varepsilon) \leq h_{0\text{ zul}} \quad (\text{Gl. 4.37})$$

Die Theorie der Reibung in Strömungen stammt im Wesentlichen von Osborne Reynolds. Arnold Sommerfeld wandte sie auf die Vorgänge im hydrodynamischen Gleitlager an. Die Sommerfeldzahl ist eine dimensionslose Kennzahl für die Tragfähigkeit eines hydrodynamischen Radialgleitlagers. Sie beschreibt über den Zusammenhang zwischen Traglast, Geometrie, Viskosität und Drehzahl den Lastzustand des Lagers (Gl. 4.38). Geometrisch ähnliche Lager mit gleicher relativer Lagerbreite  $b/d_L$ , welche die gleiche Sommerfeldzahl aufweisen, haben die gleiche Belastung.

$$So = \frac{p_L \psi^2}{\eta \omega} \quad (\text{Gl. 4.38})$$

Der Wert der Sommerfeldzahl kann theoretisch zwischen  $So = 0$  und  $So = \infty$  liegen. In der Praxis liegt er allerdings zwischen  $0,1 \leq So \leq 150$ . Typische Bereiche sind in Tabelle 4.4 dargestellt. Aus der Sommerfeldzahl und der relativen Lagerbreite  $b/d_L$  ergibt sich die relative Exzentrizität  $\varepsilon$ . Sie beschreibt zusammen mit dem Verlagerungswinkel  $\beta$  die Lage und Größe der kleinsten Schmierpalthe  $h_0$  und damit die Verschleißgefährdung (siehe Abb. 2.11). Bei einem vollumschließenden Lager sollte die Ölzufuhr im weitesten Schmierpalt bzw. in Drehrichtung gesehen kurz davor angeordnet werden. Dazu ist es nützlich, den Verlagerungswinkel  $\beta$  zu kennen [89].

Für die Berechnung gelten folgende Randbedingungen und Prämissen:

- Der Schmierstoff entspricht einer Newton'schen Flüssigkeit, ist inkompressibel und haftet voll an den Gleitflächen.
- Alle Strömungsvorgänge des Schmierstoffs sind laminar.
- Der Schmierpalt ist vollständig mit Schmierstoff gefüllt.
- Der Schmierstoff wird im weitesten Schmierpalt zugeführt; die Höhe des Zuführdrucks ist vernachlässigbar gegenüber den Schmierfilmdrücken selbst.
- Die Bauteile, die den Schmierpalt bilden, sind starr bzw. ihre Verformungen vernachlässigbar und die Krümmungsradien der relativ zueinander bewegten Oberflächen sind groß im Vergleich zu den Schmierfilmdicken.
- Es erfolgt die vollständige Trennung der Gleitflächen durch den Schmierfilm.
- Das Lager ist drucklos geschmiert (Eigenschmierung).
- Die Wärmeabfuhr erfolgt vorwiegend durch den Schmierstoff.

**Tab. 4.4:** Sommerfeldzahl

$So \leq 1$	Schnelllaufbereich (schwach belastete und/oder schnell laufende Lager) [92]
$1 < So < 3$	Mittellastbereich
$So > 3$	Schwerlastbereich (stark belastete und/oder langsam laufende Lager) [92]
$1 < So < 10$	Sollgrenzen in der Praxis [123]
$10 < So \leq \infty$	Mischreibungs- gebiet [91]
$So = \infty$	Stillstand (Haftreibung)

**Tab. 4.5:** Einfluss der Rotorbreite auf die Lagerung  
(Quelle: [91])

Kleine Lagerbreite	Große Lagerbreite
hohe spezifische Lager- belastung	geringe spezifische Lagerbelastung
große Wärmeabfuhr	geringe Wärmeabfuhr
niedrige Lagertemperatur	hohe Lagertemperatur
geringe Empfindlichkeit gegen Verkanten	große Empfindlichkeit gegen Verkanten

**Tab. 4.6:** Mittlere Reibzahlen für ölgeschmierte  
Radialgleitlager (Quelle: [87, 91])

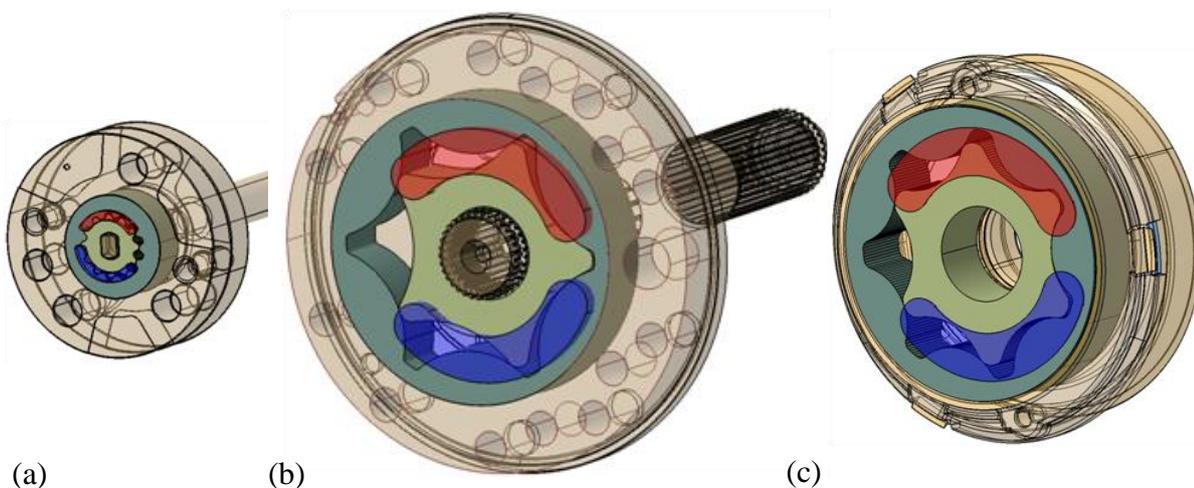
Lagerwerkstoff	Sintermetall, Grauguss, Bronze, Rotguss
Anlaufreibung (Grenzreibung)	0,1...0,2
Mischreibung	0,01...0,1
Flüssigkeitsreibung	0,001...0,01

## 4.7 3D-Geometriemodelle

Ein über entsprechende Schnittstellen [124, 125] im Berechnungsablauf integriertes CAD/FEM-Modul ermöglicht die automatische Erzeugung von 3D-CAD-Geometriemodellen gemäß dem über das Design-Parameter-Panel der grafischen Benutzeroberfläche definierten Pumpendesign. Dies wurde in unterschiedlichen Arbeitsumgebungen des CAE-Systems *CATIA V5* realisiert. Die erzeugten CAD-Geometriemodelle dienen als Basis für die 3D-FEM-Strukturmechanikanalyse wie auch für die 3D-CFD-Fluidmechanikanalyse und ferner für die Ableitung von Fertigungszeichnungen im weiteren Konstruktionsprozess. Darüber hinaus können an einem parametrisierten Kinematikmodell weiterführende kinematische Untersuchungen sowie eine Animation des Bewegungsablaufes der Rotoren ausgeführt werden. Die wichtigsten Eigenschaften und Funktionen des CAD-Geometriemodells, des CAD-Kinematikmodells sowie der FEM-Strukturmechanikanalyse werden im Folgenden kurz beschrieben. Sämtliche Modelle wurden unter Verwendung von *CATIA V5 R20* erstellt.

### 4.7.1 CAD-Geometriemodell

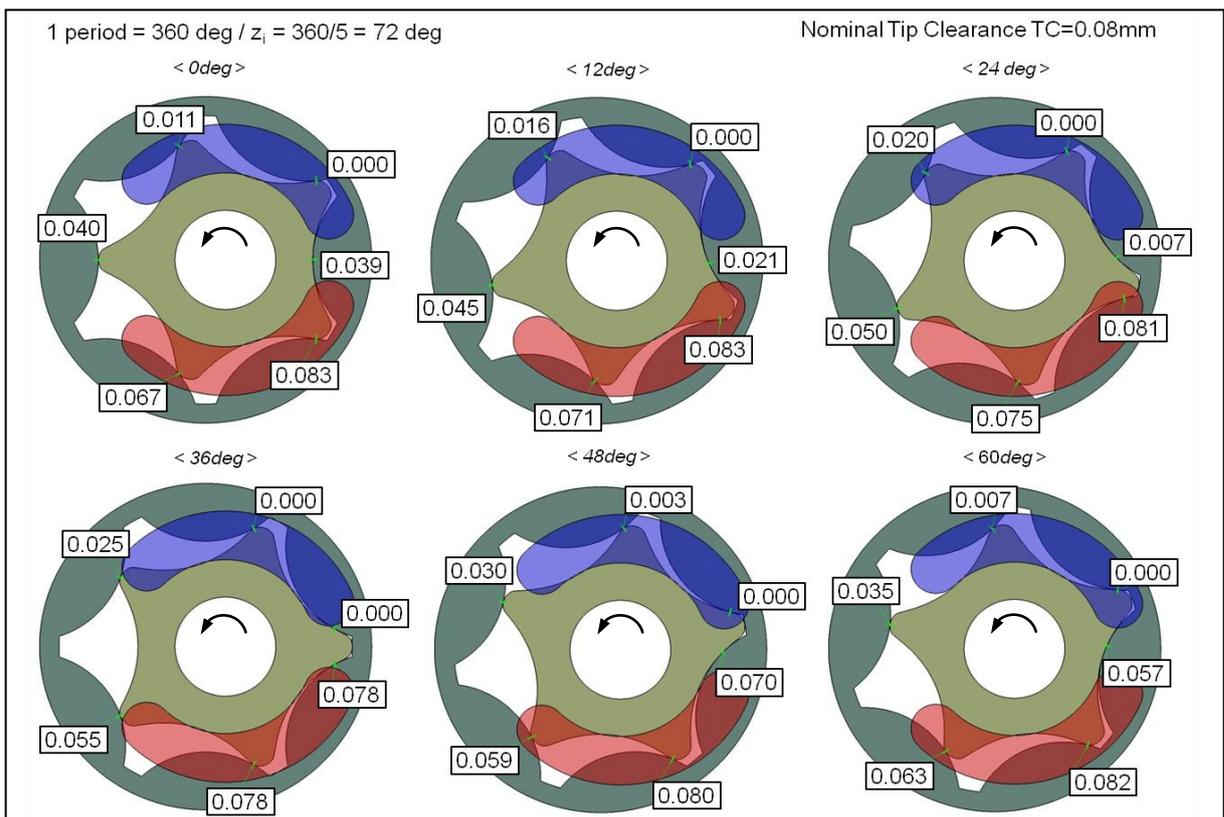
Die Erzeugung der 3D-CAD-Geometrie erfolgt, ausgehend von den numerisch generierten Geometriedaten (Kap. 4.1), unter Verwendung der *CATIA V5* Arbeitsumgebungen *Part-Design* und *Assembly-Design* [126]. Die Verzahnungsprofilgeometriedaten von Innen- und Außenrotor werden über kartesische 2D-Punktkoordinaten in geometrische Sets eingelesen, auf welche die 3D-Geometrie referenziert wird. Auf weitere, über das Design-Parameter-Panel der grafischen Benutzeroberfläche steuerbare, Geometrieparameter (Parameter zur Definition von Ein- und Auslassnieren, Pumpenbreite, Pumpenspiel) wird über Konstruktionstabellen zugegriffen. Dies ermöglicht die automatische Anpassung der CAD-Geometriedaten gemäß den über die grafische Benutzeroberfläche festgelegten Parameterwerten. Parameteränderungen werden durch Betätigen der „Update CAD-Model“-Schaltfläche des CAD/FEM-Parameter-Panels unmittelbar übernommen. Sofern konstruktive Details, wie die Anbringung von Radien, Fasen, Formschrägen oder einer formschlüssigen Drehmitnahme am Innenrotor (Steckverzahnung, Zweiflach, etc.), für den weiteren Berechnungsablauf von Relevanz sind, können diese einfach ergänzt und je nach Aufgabenstellung aktiviert oder deaktiviert werden. Die Positionierung der Teile in einer übergeordneten Baugruppe erfolgt über ein Referenz-Part, das (neben einem ortsfesten Koordinatensystem) Koordinatensysteme als Referenz für die Innen- und Außenrotorgeometrie enthält. Der Rotorsatz kann durch Vorgabe des Innenrotor-Drehwinkels in beliebigen Winkelpositionen dargestellt werden. Wie in Abbildung 4.28 am Beispiel der betrachteten Referenzpumpen gezeigt, kann die Baugruppe ohne Einschränkungen um zusätzliche Bauteile wie Pumpenwelle oder Pumpengehäuse ergänzt werden. Auch der Einsatz von Konstruktionstabellen sowie die Generierung und Verwaltung von Varianten in Bauteilbibliotheken werden möglich. Entsprechende Methoden werden vom Autor in [125] ausführlich erläutert.



**Abb. 4.28:** CAD-Geometriemodelle: (a) Referenzpumpe 1; (b) Referenzpumpe 2a; (c) Referenzpumpe 2b

### 4.7.2 CAD-Kinematikmodell

Zur Visualisierung der Bewegungsabläufe und zur Analyse der kinematischen Verhältnisse in der Zahnringpumpe wurde in der *CATIA V5* Arbeitsumgebung *DMU-Kinematics* eine Bewegungssimulation [126, 127] implementiert. Dabei werden die kinematischen Freiheitsgrade durch winkelgesteuerte Drehgelenkverbindungen an Innen- und Außenrotordrehachse eingeschränkt. Die Steuerung des Bewegungsablaufes erfolgt durch Vorgabe von Drehzahl und Drehrichtung am Innenrotor; die Drehbewegung des Außenrotors entspricht dem Übersetzungsverhältnis  $i = z_2/z_1$ . Über Sensoren können kinematische Größen (Position, Geschwindigkeit, Beschleunigung) ausgewertet werden. Zusätzliche Sensoren wurden für die radialen Zahnkopfspiele als kürzeste Normalabstände von gegenüberliegenden Zahnflanken definiert (Abb. 4.29). Werden – anstelle der numerisch generierten Rotorprofilkoordinaten – über das Import-Panel eingelesene Messdaten von Innen- und Außenrotorverzahnung verwendet, lässt sich auf diesem Weg der Verlauf der Kopfspalte realer Verzahnungsprofile bei theoretisch idealer Position der Drehachsen (nominelle Exzentrizität  $e$ ) ermitteln (siehe Abb. 6.5).<sup>42</sup>



**Abb. 4.29:** CAD-Kinematikmodell mit Sensoren zur Ermittlung des Zahnkopfspiels (Referenzpumpe 2b)

<sup>42</sup> Die unsymmetrische Aufteilung der Kopfspalte resultiert aus der Berücksichtigung des Drehflankenspiels durch Flankenkontakt in Drehrichtung. Kopfspaltänderungen durch Verschiebungen und Verformungen zufolge der wirkenden Kräfte und Momente können mit dem FE-Strukturmechanikmodell (Kap. 4.7.3) ermittelt werden.

### 4.7.3 FE-Strukturmechanik-Modell

Zur Ermittlung der Verschiebungen unter Betriebslast sowie zur Berechnung der resultierenden Lagerkräfte wurde auf Basis der 3D-CAD-Geometrie ein FE-Festkörpermodell implementiert. Da zu jedem Zeitpunkt mehrere Zähne von Innen- und Außenrotor in Kontakt stehen können, ist der Rotorsatz statisch unbestimmt [25]. Die Grenzen der konventionellen analytischen Berechnung sind somit bald erreicht und der Einsatz numerischer Methoden wird erforderlich. Wie bereits von anderen Autoren [25, 27, 29] gezeigt, eignet sich die FE-Strukturmechaniksimulation zur Ermittlung der Reaktionskräfte und Kontaktspannungen, der elastischen Verformungen sowie der relativen Verschiebungen der Rotoren zufolge der wirkenden Betriebslast. Zudem ist, eine entsprechend feine Diskretisierung der Berechnungsgebiete vorausgesetzt, die präzise Berücksichtigung unterschiedlicher geometrischer Toleranzlagen von Rotorprofilgeometrie und Lagerspielen möglich. So kann beispielsweise die gegenseitige Beeinflussung von Zahnkopfspiel und radialen Lagerspielen von Innen- und Außenrotor analysiert werden. Diese durch Freiheitsgrade zufolge der durch die Lagerspiele hervorgerufenen Verschiebungen von Innen- und Außenrotorgeometrie beeinflussen Form und Lage der radialen Dichtspalte an den Zahnköpfen. Auf diese Weise können Toleranzstudien durchgeführt und Einflüsse einzelner geometrischer Parameter analysiert werden.

Die Herausforderung in der Strukturmechanikanalyse bestand in erster Linie darin, einen ressourcensparenden und flexibel adaptierbaren Modellaufbau zu finden, mit welchem die wesentlichen Effekte abgebildet und analysiert werden können. Für eine einfache Einbindung in den Berechnungsablauf wurde auf den Einsatz spezifischer Strukturmechanik-Berechnungsprogramme wie *Nastran*, *Abaqus* oder *Ansys* verzichtet und unter Verwendung der in *CATIA V5* verfügbaren Arbeitsumgebung *Generative Structural Analysis* [126] gearbeitet. Wenngleich die Eingriffs- und Steuermöglichkeiten zur Netzgenerierung in dieser Arbeitsumgebung begrenzt sind, wird, bei Entfall zusätzlicher Schnittstellen, eine einfache Integration in den Berechnungsprozess möglich. Der wesentliche Vorteil besteht in der geometrieorientierten, parametrisch assoziativen Arbeitsweise. Modellerstellung, Berechnung und Auswertung der Ergebnisse erfolgen unter einer einheitlichen Benutzeroberfläche in *CATIA V5*. Die Vernetzung der Volumenkörper wird automatisch unter Verwendung parabolischer Tetraederelemente durchgeführt. Über das in Abbildung 4.30 dargestellte CAD/FEM-Parameter-Panel der grafischen Benutzeroberfläche werden die Materialeigenschaften sowie globale und lokale Ele-

CAD / FEM Parameter			
Const. Pump Load	30 bar		
Meshing Parameter			
Inner Rotor element size:	global: 0.5 mm		
	local: 0.25 mm		
Outer Rotor element size:	global: 0.5 mm		
	local: 0.25 mm		
Shaft element size:	0.5 mm		
Material Properties			
	Rotor Set	Shaft	
Young Modulus	122500	200000	N/mm <sup>2</sup>
Poisson Ratio	0.26	0.26	-
Update CAD Model			

Abb. 4.30: CAD/FEM-Parameter-Panel

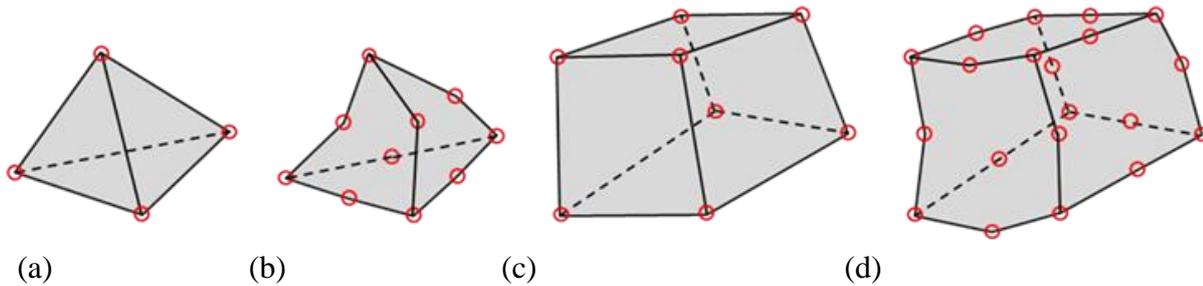
mentgrößen festgelegt. Die Vorgabe des auslassseitigen Druckniveaus ermöglicht weiters eine schnelle Konfiguration für unterschiedliche Lastdrücke.

In erster Linie wurde das Modell zur Ermittlung der relativen Verschiebungen sowie zur Bestimmung der effektiven Kontaktbereiche unter verschiedenen Betriebslasten und Toleranzlagen herangezogen. Wenngleich für diese Betrachtungen ein Starrkörperansatz (Mehrkörpersimulation) ausreichend wäre, hat das Modell zusätzliche Potenziale zur Analyse von Bauteilspannungen und elastischen Verformungen. Diese Vorteile kommen insbesondere bei Anwendungen mit höheren Drücken sowie bei der Verwendung alternativer Werkstoffe (z. B. Al-Legierungen oder technische Kunststoffe wie in [29] betrachtet) zum Tragen.

Die FE-Strukturmechaniksimulation umfasst die drei Arbeitsschritte Pre-Processing, Solver und Post-Processing, die im Folgenden kurz erläutert werden. Die automatische, unstrukturierte Vernetzung von Volumenkörpern ermöglicht eine schnelle Diskretisierung der komplexen Rotorgeometrie, und Geometrieänderungen lassen sich ohne zusätzlichen Aufwand durchführen. Durch die geometrieorientierte Arbeitsweise werden Randbedingungen, Belastungen und Materialeigenschaften direkt der Geometrie zugewiesen. Die Eingaben werden selbstständig den Knotenpunkten oder den Elementen zugeordnet, sobald diese erzeugt werden. Somit kann im Laufe des Berechnungsprozesses die Verteilung von Knotenpunkten und Elementen beliebig geändert werden, ohne dass Randbedingungen oder Lasten neu definiert werden müssen [128]. Ebenso sind Geometrievereinfachungen, beispielsweise durch das Deaktivieren von für die Berechnung nicht relevanten Fasen und Radien, unmittelbar möglich.

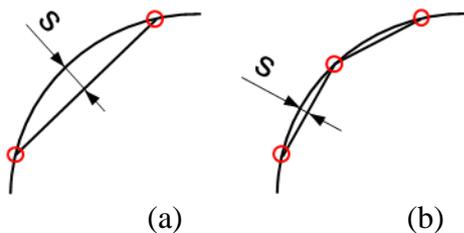
Die Knotenpunkte beschreiben gemeinsam mit den Elementen die geometrische Form des Rotorsatzes und müssen die Geometrie möglichst exakt wiedergeben. In der Arbeitsumgebung *Generative Structural Analysis* stehen dazu lineare und parabolische Tetraederelemente zur Verfügung. Lineare Tetraederelemente (Abb. 4.31a) bestehen aus vier Knoten mit jeweils drei translatorischen Freiheitsgraden. Das Verhalten der Tetraederelemente ist elastisch, und die Verformung innerhalb des Elements verläuft linear, d. h., die zwischen zwei Knoten eines Elements auftretende Verformung wird als Gerade berechnet, wodurch die Struktur zu steif abgebildet wird. Eine quantitative Spannungsaussage ist bei einer Berechnung mit linearen Tetraederelementen somit nicht möglich. Wesentlich genauere Ergebnisse liefert hingegen die Vernetzung mit parabolischen Tetraederelementen (Abb. 4.31b). Diese weisen im Gegensatz zu linearen Elementen zusätzliche Zwischenknoten und eine quadratische Ansatzfunktion auf. Durch die Positionierung der Mittelknoten kann das parabolische Tetraederelement gekrümmte Randflächen der Verzahnungsprofile besser annähern (Abb. 4.32b). Es besteht aus 10 Knoten mit jeweils drei translatorischen Freiheitsgraden. Dadurch kann sich die Spannung innerhalb eines Elements linear ändern, d. h., der Spannungszustand zwischen zwei Knoten wird als Gerade berechnet. Aufgrund der Zwischenknoten kann die Verschiebung zwischen zwei Knoten eine Funktion zweiter Ordnung abbilden, also parabolisch verlaufen [128, 129]. Bei Berechnung mit parabolischen Tetraederelementen und einem globalen Fehler, der unter 10 % liegt, ist eine quantitative Spannungsaussage möglich, in kritischen Spannungsbereichen sollte der lokale Fehler jedoch kleiner als 5 % sein [129]. Durch die bei gleicher Elementlänge

gegenüber linearen Tetraederelementen wesentlich größere Knotenanzahl nimmt der Ressourcenbedarf bei der Berechnung mit parabolischen Tetraederelementen zu. Ein weiterer Nachteil des parabolischen Tetraederelements ist, dass es bei der Annäherung an die wirkliche Spannungsverteilung des Bauteils die Ergebnisse systematisch überzeichnen kann. Damit entsteht ein systematischer Fehler, der sich aus der internen, physikalisch-mathematischen Modellierung dieses Elements ableitet [128].



**Abb. 4.31:** Elementtypen: (a) lineares Tetraederelement; (b) parabolisches Tetraederelement; (c) lineares Hexaederelement; (d) parabolisches Hexaederelement

Die Steuerungsmöglichkeiten der Netzgenerierung beschränken sich auf die Vorgabe von globalen und lokalen Elementgrößen sowie globalen und lokalen Grenzen für die Sekantenabweichung (Sekantenfehler bzw. Durchhang), die bei Annäherung von Kreisbögen durch Elementkanten zulässig ist (Abb. 4.32). Letztere führt dazu, dass stark gekrümmte Geometrien feiner vernetzt werden als der Rest der Struktur. Generell kann in der CATIA V5



**Abb. 4.32:** Sekantenfehler (a) bei linearem Tetraederelement; (b) bei parabolischem Tetraederelement mit gleicher Elementgröße

Arbeitsumgebung *Generative Structural Analysis* jedoch kein Einfluss auf den Übergangsbereich zwischen globalen und lokalen Elementgrößen genommen werden. Mit der Technik der adaptiven Netzverfeinerung steht jedoch ein Verfahren zur Verfügung, bei dem ein Algorithmus unter Angabe einer Fehler-schranke und einer maximalen Anzahl an Iterationen automatisch die Netzanpassung im Bereich starker Spannungsgradienten vornimmt [128, 129].

In der CATIA V5 Arbeitsumgebung *Advanced Meshing Tools* [126] stehen zusätzlich Möglichkeiten zur Erzeugung strukturierter Netze unter Verwendung von Pentaeder- und Hexaederelementen zur Verfügung. Darüber hinaus sind umfangreichere Eingriffs- und Steuerungsmöglichkeiten hinsichtlich der Netzgenerierung gegeben. Dadurch können die genannten berechnungstechnischen Nachteile der Tetraederelemente vermieden werden. Das lineare Hexaederelement (Abb. 4.31c) besteht aus 8 Knoten, das parabolische Hexaederelement (Abb. 4.31d) besteht aus 20 Knoten. Da hierbei jedoch eine Festlegung von lokalen Element-

größen nicht möglich ist, muss das gesamte Berechnungsgebiet fein vernetzt werden. Ein weiterer Nachteil der Hexaederelemente liegt darin, dass eine automatische Vernetzung der Bauteile nicht möglich ist. Somit müssen halbautomatische Verfahren der Netzgenerierung angewendet werden, wodurch bei Geometrieänderungen ein beträchtlicher Aufwand verursacht wird. Dieser Nachteil der wesentlich aufwändigeren teilautomatischen Vernetzung kann zwar durch mögliche Parametrierung entscheidend reduziert werden, dennoch wurde keine zufriedenstellende Lösung für die Vernetzung ganzer Baugruppen gefunden.

Der von *CATIA* verwendete *ELFINI*-Solver legt der Berechnung ein linear-elastisches Werkstoffverhalten zugrunde; eine Simulation des Fließens des Werkstoffes ist nicht möglich. Sollten die ausgewiesenen Spannungen die Streckgrenze des Werkstoffes überschreiten, befindet man sich bereits im plastischen Bereich und in diesem Fall muss ein dazu geeigneter Solver eingesetzt werden.<sup>43</sup>

Die Randbedingungen des FE-Modells modellieren die Interaktion einer Struktur mit ihrer Umgebung. Nachfolgend wird der Modellaufbau am Beispiel von Referenzpumpe 1 (Abb. 4.28 a und Abb. 4.33) beschrieben. Das Strukturmechanikmodell umfasst Außenrotor, Innenrotor und Motorwelle und befindet sich samt zugehöriger Hilfsgeometrie in einer Baugruppe. Die Lagerung der Pumpenwelle in Fest- und Loslagern wird durch je einen virtuellen Kontaktkörper (Contact Virtual Part) und eine benutzerdefinierte Randbedingung (User-defined Restraint) modelliert. Zwischen der Bauteilgeometrie und dem virtuellen Kontaktkörper können ausschließlich Druckkräfte übertragen werden. Die Pumpenwelle wird dadurch im Bereich der Lagerstellen nicht versteift und kann vom virtuellen Kontaktkörper abheben, sich verformen oder entlang des virtuellen Kontaktkörpers gleiten. Der virtuelle Kontaktkörper selbst ist starr und muss mit einer Randbedingung axial und gegen Verdrehung fixiert werden. Diese Methode hat sich nach *Stickler* [130] als bester Kompromiss hinsichtlich Rechengenauigkeit und Ressourcenbedarf erwiesen.

Alternativ dazu können die Lagersteifigkeiten (Radial-, Axial- und Kippsteifigkeit) über Spring Virtual Parts berücksichtigt oder die inneren Lagerschalen der beiden Wälzlager in das FE-Strukturmechanikmodell eingebunden und vernetzt werden. Jedoch steigt in letzterem Fall der Ressourcenbedarf durch die zusätzlichen Kontaktbedingungen, speziell in Verbindung mit den parabolischen Tetraederelementen. Vergleiche hinsichtlich erzielbarer Genauigkeit und erforderlichem Ressourcenbedarf sind in [130] ausführlich beschrieben.

---

<sup>43</sup> Durch den Einsatz des *Abaqus*-Solver können alle Arten von geometrischen Nichtlinearitäten und von nichtlinearem Materialverhalten berücksichtigt werden. Möglich wurde dies durch die Integration von *Abaqus* in die *CATIA*-Umgebung. Durch den Erwerb von *Abaqus* durch *Dassault Systems* ist ab der Release 19-SP3 der *Abaqus*-Solver in *CATIA* verfügbar (erforderliche Lizenz ANL – Abaqus Non Linear) [129].

Außen- und Innenrotorprofil sind an den Zahnflanken durch Analyseverbindungen (General Analysis Connections), denen spezifische Kontakteigenschaften (Contact Connection Properties) zugewiesen werden, miteinander verbunden. Dabei können, entsprechend der Ausgangsstellung, Offset-Werte an jeder Zahnflanke Berücksichtigung finden. Dadurch werden in den Kontaktbereichen ausschließlich Druckkräfte zwischen den Körpern übertragen und es wird verhindert, dass die Bezugsgeometrien der Kontaktkörper einander durchdringen. Die Zentrierung des Innenrotors auf der Pumpenwelle sowie die formschlüssige Drehmitnahme werden unter Berücksichtigung entsprechender Spiele in gleicher Weise modelliert. Die Lagerung des Außenrotors erfolgt analog zur Lagerung der Pumpenwelle über einen virtuellen Kontaktkörper, das radiale Spiel wird als Parameter berücksichtigt. Gleichermaßen erfolgt die axiale Einspannung von Außen- und Innenrotor, wobei das beidseitige Axialspiel je dem halben Seitenspalz entspricht. Weitere Informationen zu Modellierungsmethoden sowie zum verwendeten *ELFINI*-Solver können der entsprechenden Fachliteratur [128, 129] entnommen werden.

Die FE-Strukturmechanikanalyse wird für quasi-stationäre Zustände für unterschiedliche Drehwinkelpositionen im Bereich  $\varphi_1 = (0 \dots 360/z_1)^\circ$  durchgeführt. Die Ermittlung von Drehmoment und Kontaktkräften erfolgt unter der Annahme, dass das durch Druckkräfte wirkende Moment am Außenrotor im Gleichgewicht mit dem über die Verzahnung des Innenrotors übertragenen Antriebsmoment steht.<sup>44</sup> Nach einer Testberechnung zur Überprüfung des Modellaufbaus und der Randbedingungen mit linearen Tetraederelementen erfolgen die weiteren Berechnungsgänge mit parabolischen Tetraederelementen. Bei der Erstellung und Konfiguration der Modelle wird nach folgendem Berechnungsablauf vorgegangen:

- Generierung der Berechnungsgebiete und Positionierung der Rotoren unter Verwendung des 3D-CAD-Geometriemodells (Abb. 4.28).
- Erzeugung automatisch generierter, unstrukturierter 3D-Netze (Abb. 4.33).
- Sensitivitätsanalyse zur Optimierung der Vernetzungsparameter in Abhängigkeit von der Rotorgeometrie (lokale/globale Elementgrößen, zulässige Sekantenabweichung).
- Festlegung der Randbedingungen zur Ermittlung umfassender Kennfelder für verschiedene Betriebsdrücke, Winkelpositionen und Toleranzlagen.
- Durchführung der Batch-Runs und Erstellung der Result-Files (Datentabellen).

Für die im Rahmen der vorliegenden Arbeit präsentierten Ergebnisse gelten folgende Prämissen und Einschränkungen:

---

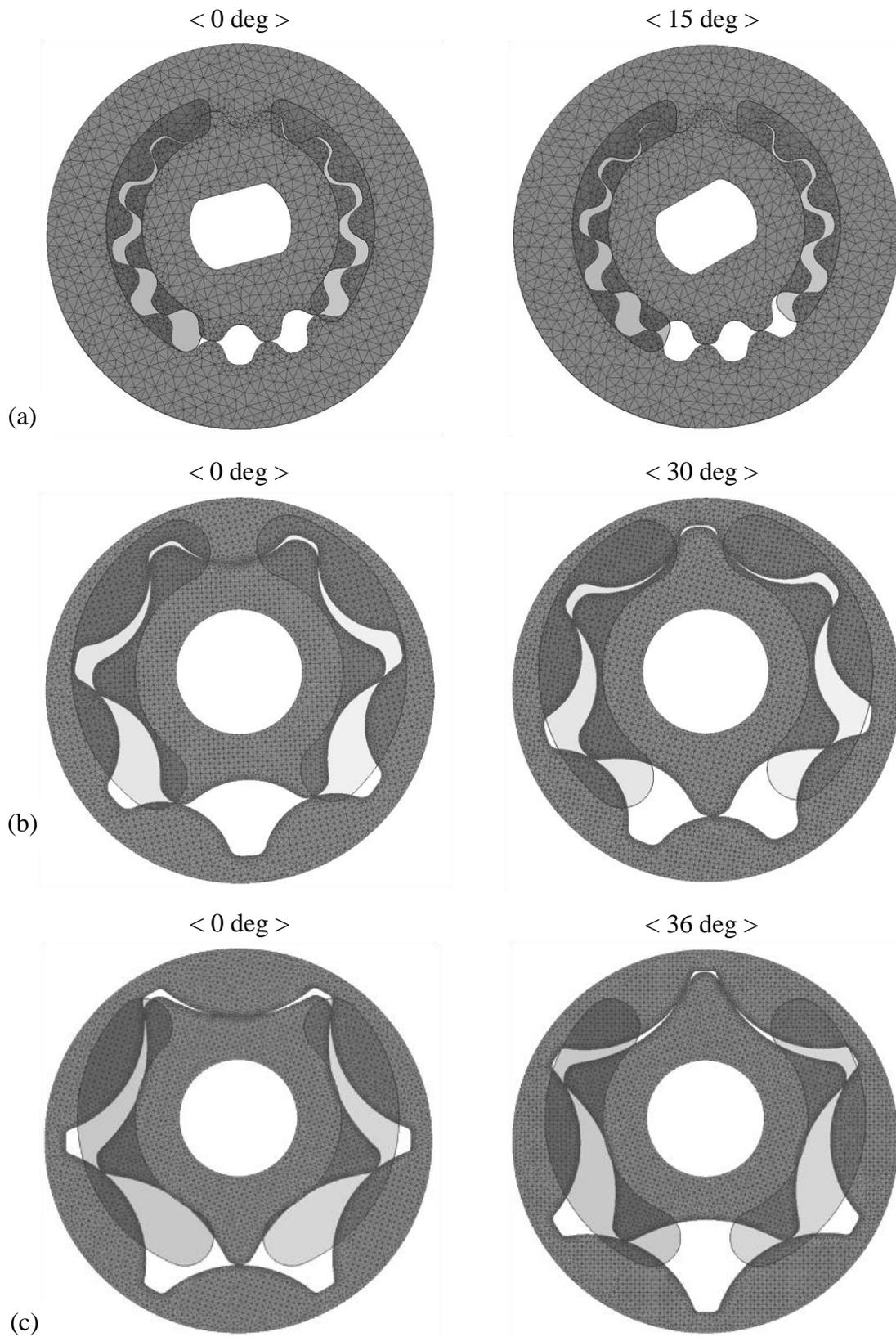
<sup>44</sup> *Ivanović et al.* [27] zeigen, dass bei Berücksichtigung realer Kammerdruckverläufe (Berücksichtigung von Druckgradienten in den Verdrängerkammern) geringfügig größere Antriebsmomente und Lagerreaktionskräfte erreicht werden.

- Die Eingriffs- und Steuermöglichkeiten der Netzgenerierung sind begrenzt und beschränken sich vorwiegend auf die Auswahl von parabolischen oder linearen Tetraederelementen sowie auf die direkte oder indirekte Definition globaler und lokaler Elementgrößen, auf deren Übergang kein Einfluss genommen werden kann.
- Es kann ausschließlich linear-elastisches Materialverhalten abgebildet werden.
- Die Zahnräder werden durch am Radumfang wirkende Druckkräfte und durch das Antriebsdrehmoment belastet.
- Es wird eine gleichmäßige Druckverteilung über den Zahnradumfang in den mit der Druckniete in Verbindung stehenden Bereichen vorausgesetzt.

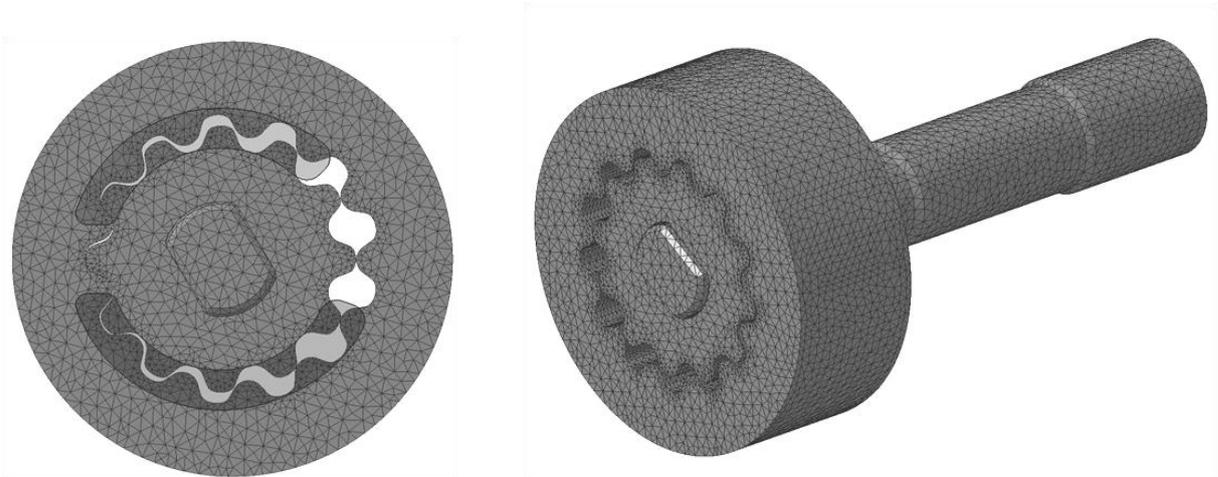
Das automatisch generierte FE-Netz ist für die betrachteten Referenzpumpen in Abb. 4.33a-c in jeweils zwei Winkelpositionen dargestellt. Die zugehörigen Netzeigenschaften sind aus Tabelle 4.7 ersichtlich. Für einen guten Kompromiss zwischen erforderlichem Ressourcenbedarf und erzielbarer Rechengenauigkeit haben sich globale Elementgrößen zwischen 0,5 und 1 mm mit einer lokalen Verdichtung (lokale Elementgrößen 0,25 bis 0,5 mm) an der Oberfläche im Bereich möglicher Kontaktzonen als zielführend erwiesen. Abbildung 4.34 zeigt das um die Antriebswelle ergänzte FE-Modell von Referenzpumpe 1. Dies ermöglicht die zusätzliche Berücksichtigung durch die Lagersituation und das Steifigkeitsverhalten der Antriebswelle hervorgerufener Einflüsse. Zur Reduzierung der CPU-Zeit wurden die Pumpenbreite skaliert und die möglichen Kontaktzonen sinnvoll eingeschränkt. Dazu wurde die Oberfläche der Innen- und Außenverzahnung, wie aus Abbildung 4.35 ersichtlich, in diskrete Segmente unterteilt. In den relevanten Bereichen definiert man über Analyseverbindungen, denen entsprechende Kontakteigenschaften zugewiesen werden, die möglichen Kontaktzonen von Innen- und Außenrotorverzahnung. Bei der anschließenden Vernetzung wird in jeder möglichen Kontaktzone ein Verbindungsnetz zwischen Innen- und Außenrotorgeometrie erstellt.

**Tab. 4.7:** FEM-Netzeigenschaften der betrachteten Referenzpumpen

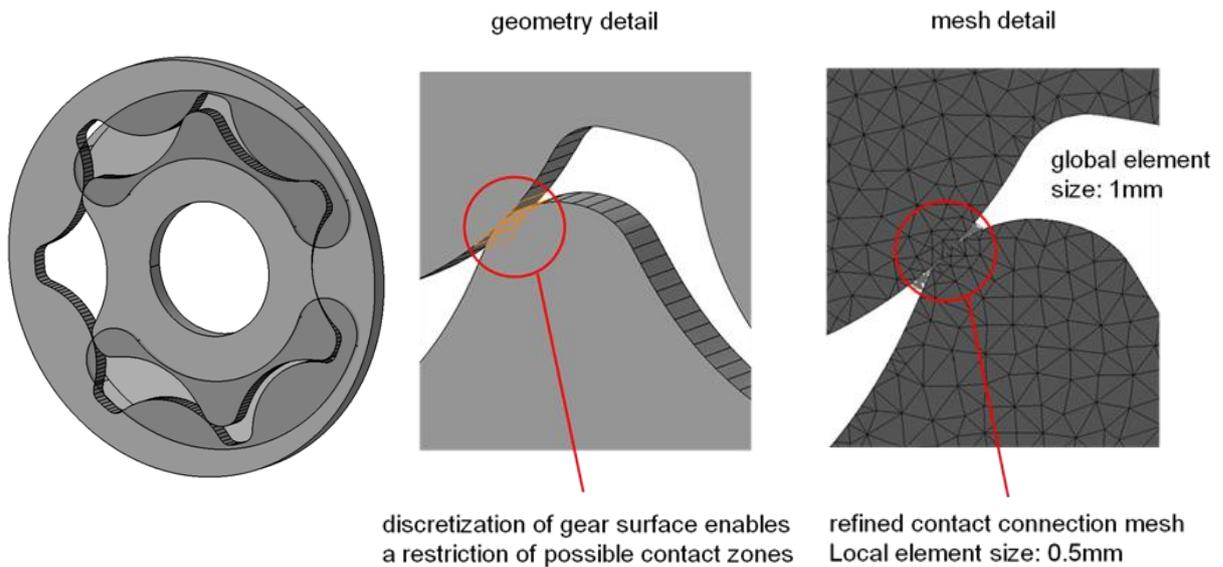
Reference pump	1	2a	2b
Element type	Parabolic Tetrahedron		
Global element size	0,5 mm	1,0 mm	1,0 mm
Local element size	0,25 mm	0,5 mm	0,5 mm
Pump width	$B$	$B/5$	$B/5$
Layer in lateral direction	15	8	7
Number of nodes	353.049	317.650	315.772
Number of elements	236.229	198.192	198.502



**Abb. 4.33:** Vernetzte Rotorgeometrie in unterschiedlichen Winkelpositionen: (a) Referenzpumpe 1; (b) Referenzpumpe 2a; (c) Referenzpumpe 2b



**Abb. 4.34:** Vernetzte Rotorgeometrie: Referenzpumpe 1 mit Teil der Antriebswelle



**Abb. 4.35:** Referenzpumpe 2b: Diskretisierung der möglichen Kontaktzone

Die Verifizierung der mit dem beschriebenen Strukturmechanikmodell erzielten Ergebnisse erfolgte für die betrachteten Referenzpumpen durch Vergleichsberechnungen mit der spezifischen FEM-Software *Abaqus* [30]. Dabei wurde mit strukturierter Vernetzung unter Verwendung von Hexaederelementen und Grenzschicht-Layern an den Zahnprofilen gearbeitet. Generell zeigen die durchgeführten Vergleichsberechnungen ein durchaus übereinstimmendes Ergebnis gegenüber unter Verwendung des *ELFINI*-Solvers und unstrukturierter Tetraedernetze (Parameterkonfiguration nach Tab. 4.7) erzielter Resultate. Für ausgewählte Ergebnisse wird auf Kapitel 6.5 verwiesen.

## 5 Beschreibung der betrachteten Referenzpumpen

Im folgenden Abschnitt werden die zur Verifizierung und Validierung der entwickelten Simulationsmethode und der Rechenmodelle herangezogenen Referenzpumpen beschrieben. Deren wichtigste Kenngrößen und Eigenschaften sind in Tabelle 5.1, die jeweils betrachteten Betriebsbereiche in Tabelle 5.2 vergleichend gegenübergestellt. Durch die getroffene Auswahl wird eine entsprechend große Bandbreite an Pumpendesignvarianten abgedeckt ( $z_1 = 5 \dots 12$ ,  $q_v = 0,25 \dots 39,5 \text{ cm}^3$ ,  $D_a = 19 \dots 94 \text{ mm}$ ). Dabei handelt es sich um Zahnringpumpen, die in aktiven (Referenzpumpe 1) wie auch in semi-aktiven (Referenzpumpen 2a und 2b) Allradssystemen bei *MAGNA Powertrain* in großen Stückzahlen zum Einsatz kommen. Die jeweiligen Systeme und ihre Eigenschaften wurden bereits in Kapitel 1.2 anschaulich erläutert. Die in Tabelle 5.2 dargestellten Betriebsbereiche lassen sich aus der spezifischen Anwendung ableiten (siehe Lastenheftanforderungen, Kapitel 1.3) und repräsentieren jene Betriebszustände, welche für die Ermittlung der Messdaten am Pumpenprüfstand herangezogen wurden. Für diese Betriebszustände wurde anschließend auch die Verifizierung der Modelle durchgeführt (Kapitel 6). Darüber hinaus wurde für die Referenzpumpen 1 und 2b eine Validierung der Gesamtsystemsimulation mit entsprechenden Versuchsergebnissen durchgeführt.

**Tab. 5.1:** Kenngrößen und Eigenschaften der betrachteten Referenzpumpen

Referenzpumpe Nr.		1	2a	2b
Betriebsmodi		Absolutdrehzahl, Druckaufbau in einer Drehrichtung	mit Differenzdrehzahl betrieben, Druckaufbau in beiden Drehrichtungen	
Verdrängungsvolumen [ $\text{cm}^3/\text{U}$ ]		0,245	39,450	22,000
Zähnezahl Innen- / Außenrotor [-]		12 / 13	5 / 6	6 / 7
Exzentrizität [mm]		0,500	5,591	3,937
Lagedurchmesser Außenrotor [mm]		19,0	93,9	81,5
Zentrierdurchmesser Innenrotor [mm]		5,200	26,200	23,283
Pumpenbreite [mm]		7,5	19,0	17,0
Kopfspalt [ $\mu\text{m}$ ]	min.	25	20	20
	nom.	50	40	40
	max.	75	60	60

**Tab. 5.1** (Fortsetzung):

Seitenspalt [ $\mu\text{m}$ ]	min.	15	9	1,6
	nom.	20	22	14
	max.	25	35	26,4
Lagerspiel Außenrotor [ $\mu\text{m}$ ]	min.	50	162	227
	nom.	69	203	275
	max.	88	244	323
Werkstoff Rotorsatz		Sintermaterial FC-0208-50	Sintermaterial NP-9	Sintermaterial FL-4205-45
Werkstoff Pumpengehäuse		Sintermaterial FC-0208-50	Sintermaterial D11	Al-Druckguss EN AC- $\text{AlSi9Cu3(Fe)}$
Werkstoff Gehäuseseitenteil(e)		Sintermaterial FC-0208-50	EN 10083-1.1191 (C45E+QT)	St

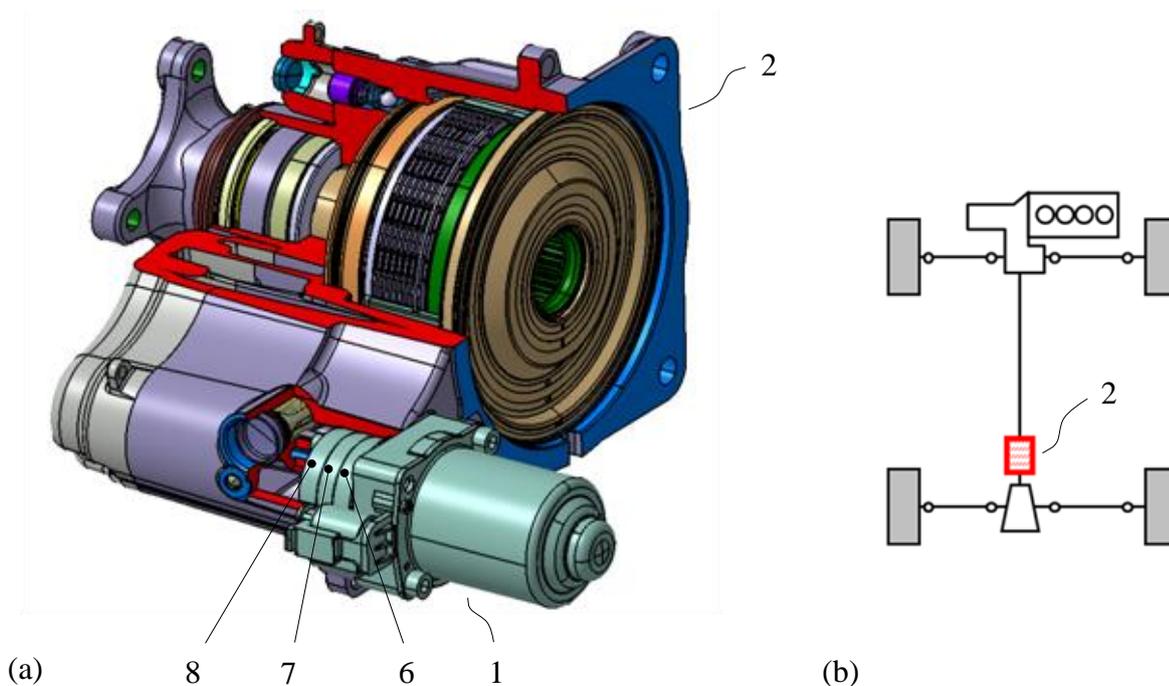
**Tab. 5.2:** Analytierte Betriebsbereiche und Betriebsmedien der betrachteten Referenzpumpen

Referenzpumpe Nr.		1	2a	2b
Öltemperatur [ $^{\circ}\text{C}$ ]		-20/0/25/50/90/125	30/60/90	30/90
Betriebsdruck [bar]		0/5/10/15/20/25/30	0/10/20/30/40/50	0/5/10/15/20
Antriebsdrehzahl [U/min]		100/500/1000/1500/ 2000/2500/3000/ 3500/4000/4500/ 5000/5500/6000	40/100	30/60/90/120
Betriebsmedium		Shell TF 0870	Castrol BOT 190 M1	Castrol BOT 355
Dichte [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]	bei $15^{\circ}\text{C}$	835 [131]	879 [132]	860 [133]
Viskosität [ $\text{mm}^2/\text{s}$ ]	bei $40^{\circ}\text{C}$	27.6 [131]	59.8 [132]	55.0 [133]
	bei $100^{\circ}\text{C}$	5.9 [131]	11.4 [132]	11.4 [133]
Viskositäts-Index [-]		166 [131]	186 [132]	209 [133]

Die einzelnen Pumpen und ihre Komponenten werden im Folgenden anhand diverser Abbildungen näher erläutert. Für eine detaillierte Beschreibung der funktionalen Aspekte der jeweiligen Systeme im Allrad-Antriebsstrang wird auf Kapitel 1.2 sowie auf die entsprechende Fachliteratur [134-137] verwiesen.

## 5.1 Referenzpumpe 1

Referenzpumpe 1 wird als elektromotorisch betriebene Verdrängerpumpe zur aktiv regelbaren Kupplungsbetätigung in momentenübertragenden Systemen im Antriebsstrang eingesetzt. Die Anordnung der Motor-Pumpeneinheit (1) im Kupplungsgehäuse (2) einer Hang-On Allradkupplung ist aus Abbildung 5.1a ersichtlich. Abbildung 5.1b zeigt die Antriebsstrangkonfiguration für ein Fahrzeug mit Front-Quer-Motorisierung und Kupplung zur Hinterachse (Hang-On Rear). Die Motor-Pumpeneinheit und ihre Komponenten sind in den Abbildungen 5.2 und 5.3 dargestellt. Der Innenrotor (4) ist auf der Motorwelle zentriert und wird von dieser über eine formschlüssige Drehmitnahme angetrieben. Das dreiteilige Pumpengehäuse (6, 7, 8) ist mit dem Motorgehäuseflansch über zwei Passstifte positioniert und mit diesem verschraubt. Sowohl Rotorsatz (3) als auch Pumpengehäuse werden im Sinterverfahren hergestellt. Zur Gewährleistung eines minimalen axialen Pumpenspiels werden das mittlere Pumpengehäuse (7) und die Rotoren (4, 5) zusätzlich an den Stirnflächen plan geschliffen. Das Pumpendesign mit einem geometrischen Verdrängervolumen von  $q_v = 0,25\text{cm}^3/U$  bewirkt, dass der DC-Motor in möglichst wirkungsgradoptimalen Betriebsbereichen arbeiten kann. Das Zähnezahlverhältnis von  $z_1/z_2 = 12/13$  gewährleistet einen gleichmäßigen Fördervolumenstrom mit geringen Pulsationen. Die Pumpe ist im Ölsumpf angeordnet, wodurch die Saugleitung entfällt und Befüllungsverluste klein gehalten werden. Die Befüllung wird zusätzlich durch die beidseitige Anordnung der Einlassnieren (9a, b) unterstützt. Zur Gewährleistung des axialen Druckausgleichs an den Rotoren ist im Seitengehäuse (6) eine Druckausgleichsnut (10b) vorgesehen. Die wichtigsten geometrischen Kenngrößen können Tab. 5.1 entnommen werden, die zur Modellierung verwendeten Geometrieparameter sind in Tab.4.1 dokumentiert.



**Abb. 5.1:** Aktive AWD-Kupplung mit Motor-Pumpeneinheit: (a) Schnittdiagramm; (b) Beispiel für die Anordnung im Antriebsstrang

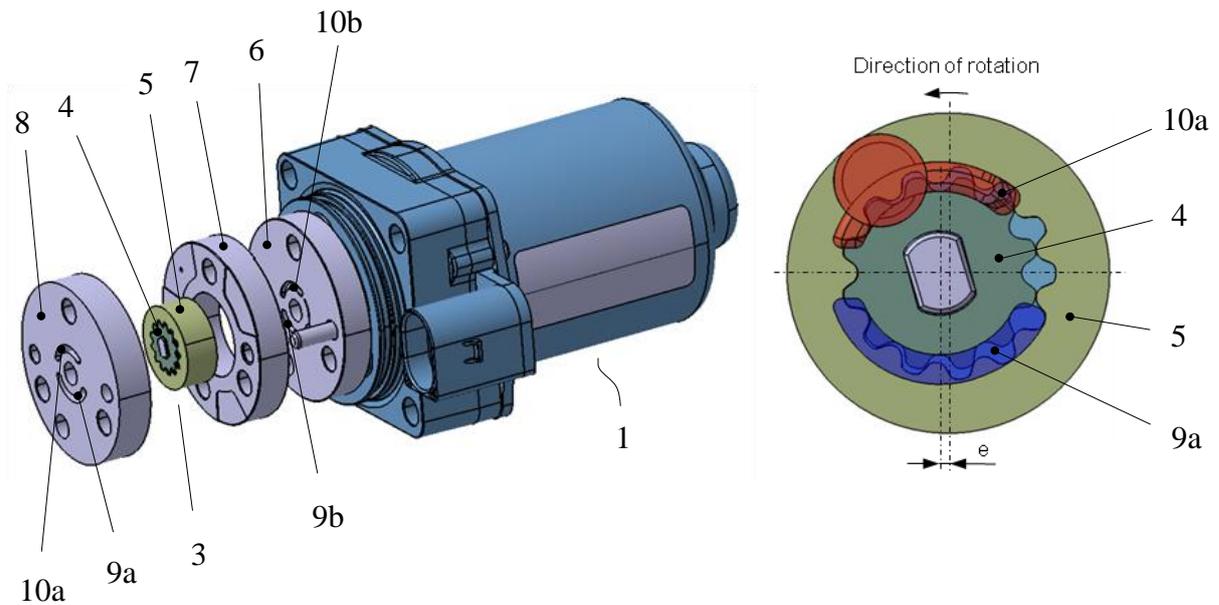


Abb. 5.2: Referenzpumpe 1

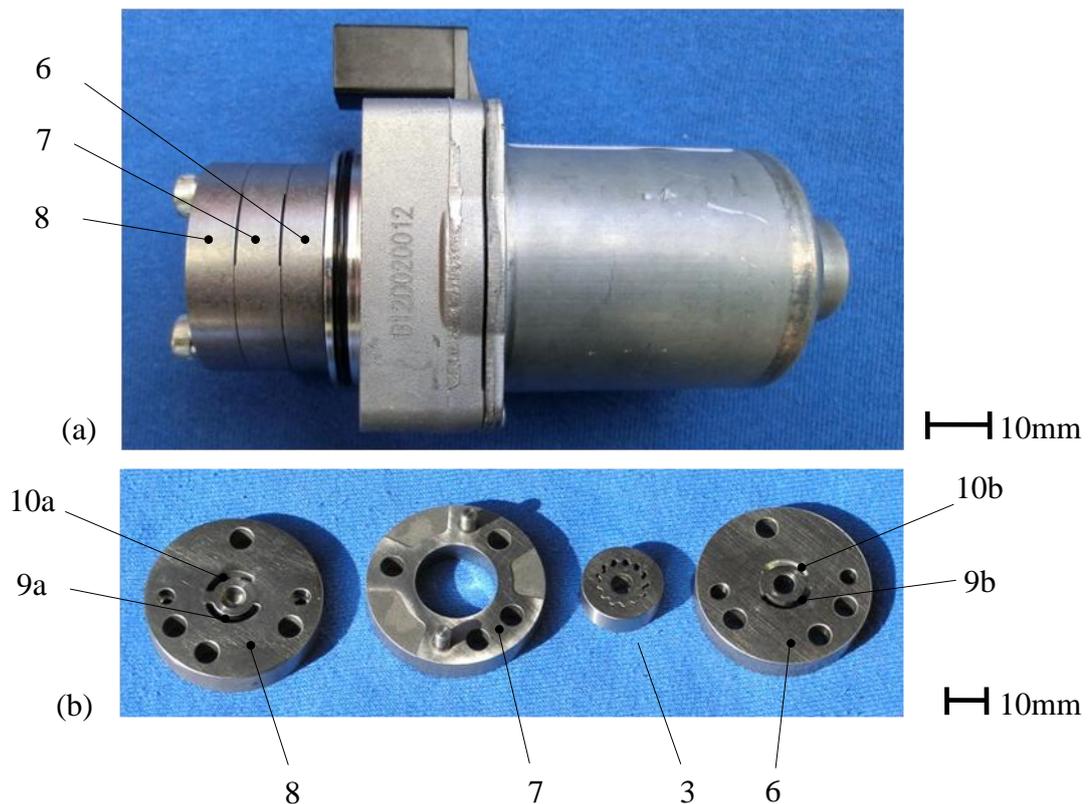
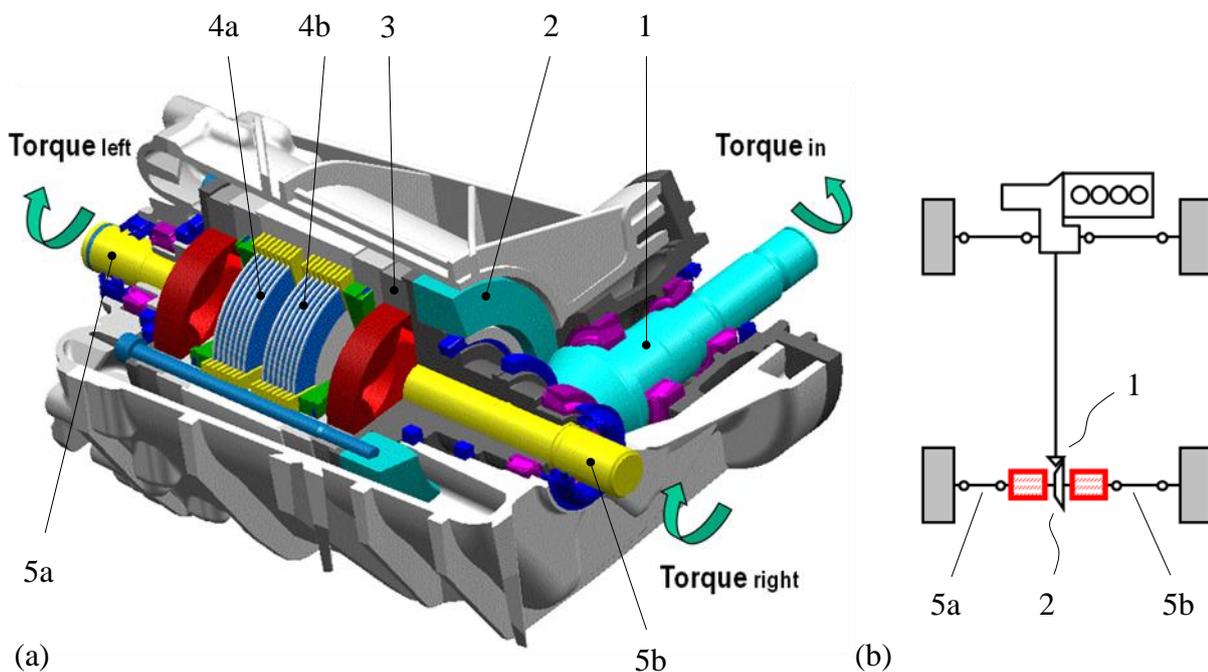


Abb. 5.3: Referenzpumpe 1: (a) Motor-Pumpeneinheit; (b) Komponenten der Pumpe

Neben der in Abbildung 5.1b dargestellten Konfiguration ist bei heckgetriebenen Fahrzeugen mit Längs- oder Mittelmotorkonzept die Anwendung als Kupplung zur Vorderachse (Hang-On Front) möglich. Darüber hinaus kann die Motor-Pumpeneinheit als regelbarer Schaltaktuator für die Betätigung von nass- oder trockenlaufenden Reiblamellenkupplungen in Hybridgetriebeanwendungen eingesetzt werden.

## 5.2 Referenzpumpe 2a

Referenzpumpe 2a wird u. a. unter dem Namen Twin-Geromatic<sup>®</sup> als differenzdrehzahlführende Kupplung zwischen den sekundären Antriebshalbwellen allradgetriebener Fahrzeuge eingesetzt (Abb. 5.4a). Neben der Funktion des Allradantriebs wird bei dieser Ausführung gleichzeitig das mechanische Hinterachsdifferenzial ersetzt, d. h. ein Drehzahlausgleich zwischen linker und rechter Halbwellen ermöglicht und bei Bedarf die Funktion als Quersperre wirksam [138]. Die Funktion und die einzelnen Komponenten werden anhand Abbildung 5.4a und Abbildung 5.5 beschrieben. Der Antrieb erfolgt über die Ritzelwelle (1) und das Tellerrad (2) auf das rotierende Pumpengehäuse (3). Über die Reiblamellenkupplungen (4a, b) wird das Drehmoment bedarfsgerecht an die linke bzw. rechte Halbwellen (5a, b) und zu den Antriebsrädern der Hinterachse weitergeleitet. Die mit der jeweiligen Differenzdrehzahl zwischen Ein- und Abtriebswelle beaufschlagte hydrostatische Verdrängereinheit saugt Öl über die Saugnieren (6) aus dem Getriebeölsumpf an. Die für den Betrieb in beide Relativdrehrichtungen erforderlichen Rückschlagventile sind als Kugelsitzventile ausgeführt (nicht dargestellt). Über eine im Pumpengehäuse (3c) druckseitig angeordnete temperaturkompensierte Blende<sup>45</sup> erfolgt der Druckaufbau am Kupplungskolben der Lamellenkupplung.

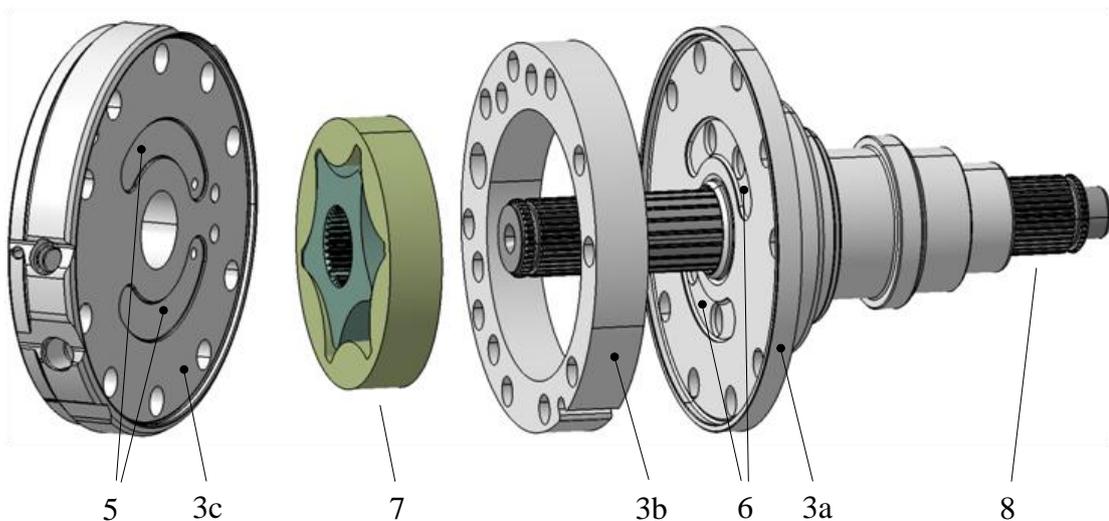


**Abb. 5.4:** Hinterachsgetriebe mit Twin-Geromatic<sup>®</sup>: (a) Schnittmodell; (b) Beispiel für die Anordnung im Antriebsstrang

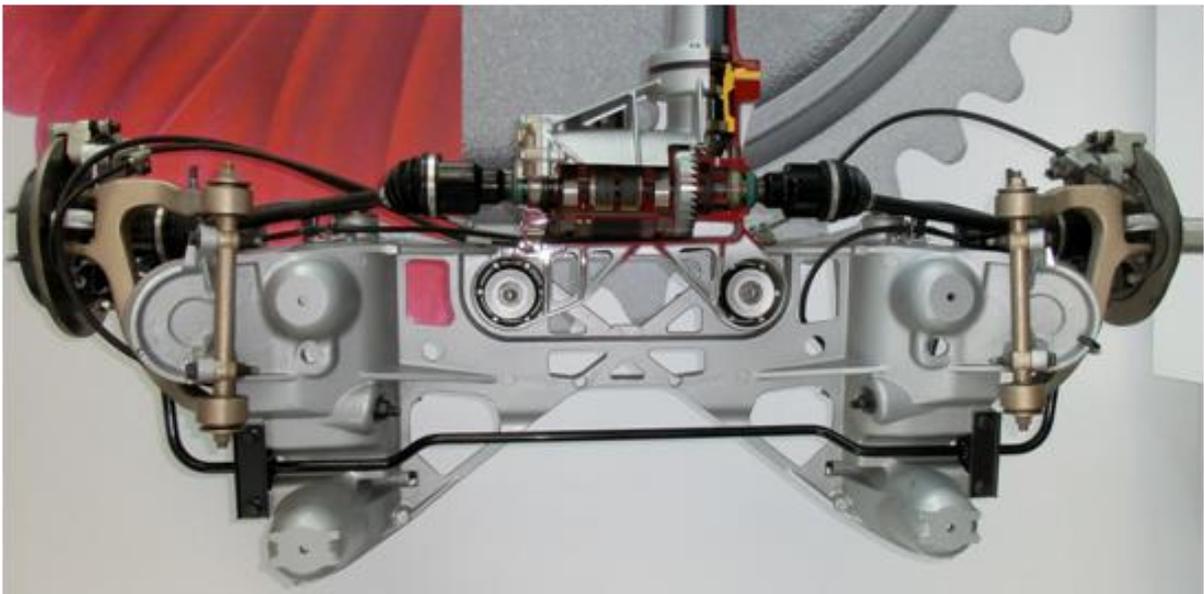
<sup>45</sup> Durch den über ein Expansionselement mit der Temperatur veränderlichen Blendenquerschnitt können Viskositätsänderungen über einen weiten Temperaturbereich kompensiert werden. Die Blende bewirkt einen mit steigender Differenzdrehzahl (bzw. Durchfluss) progressiv ansteigenden Druckaufbau (bzw. Momentenaufbau).

Zur Begrenzung des Drehmoments ist ein Druckbegrenzungsventil vorgesehen (Schutzfunktion vor Überlast). Das dreiteilige Pumpengehäuse (3a, 3b, 3c) ist verstiftet und verschraubt.

Die entsprechende Antriebsstrangkonfiguration für ein Fahrzeug mit Front-Quer-Motorisierung ist in Abbildung 5.4b dargestellt. Abbildung 5.6 zeigt das in die Hinterachse integrierte Getriebe. Darüber hinaus kann die in Abbildung 5.5 dargestellte Pumpeneinheit als Single-Geromatic<sup>®</sup>, neben der Anwendung als Sperre für Achs- und Zentraldifferenziale, auch, entsprechend der aus Abbildung 5.7b ersichtlichen Konfiguration, als differenzdrehzahlführende Kupplung zwischen Vorder- und Hinterachse im Allrad-Antriebsstrang eingesetzt werden [138].



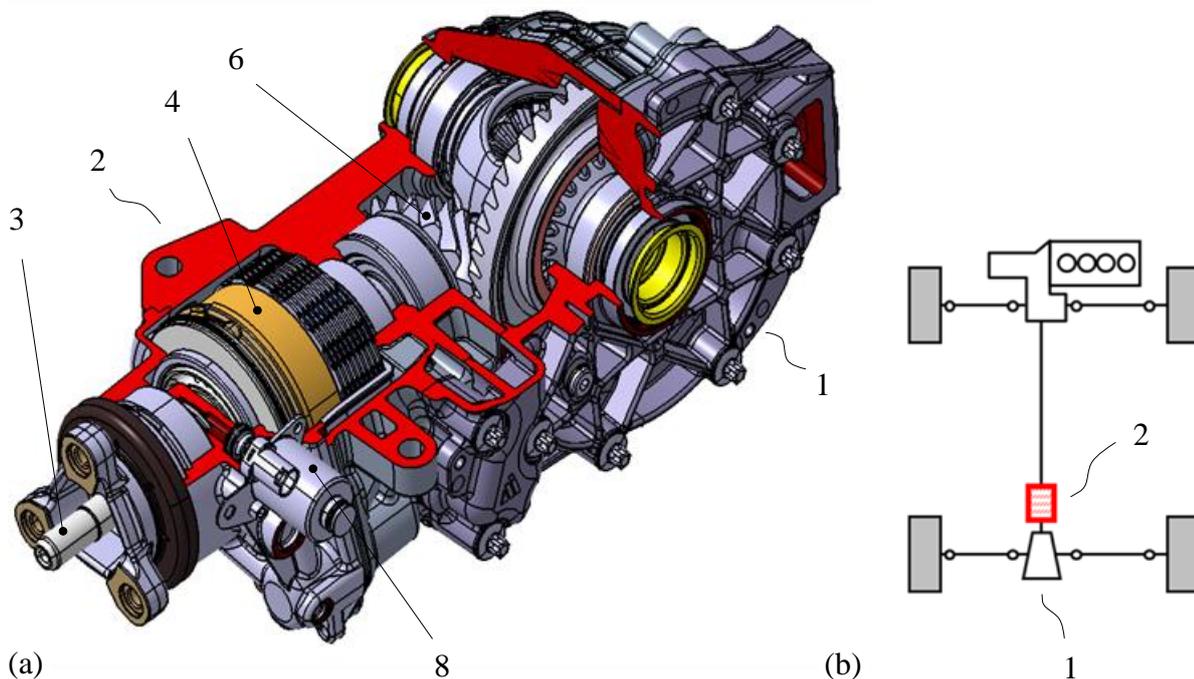
**Abb. 5.5:** Referenzpumpe 2a



**Abb. 5.6:** Hinterachse mit integrierter Twin-Geromatic<sup>®</sup>

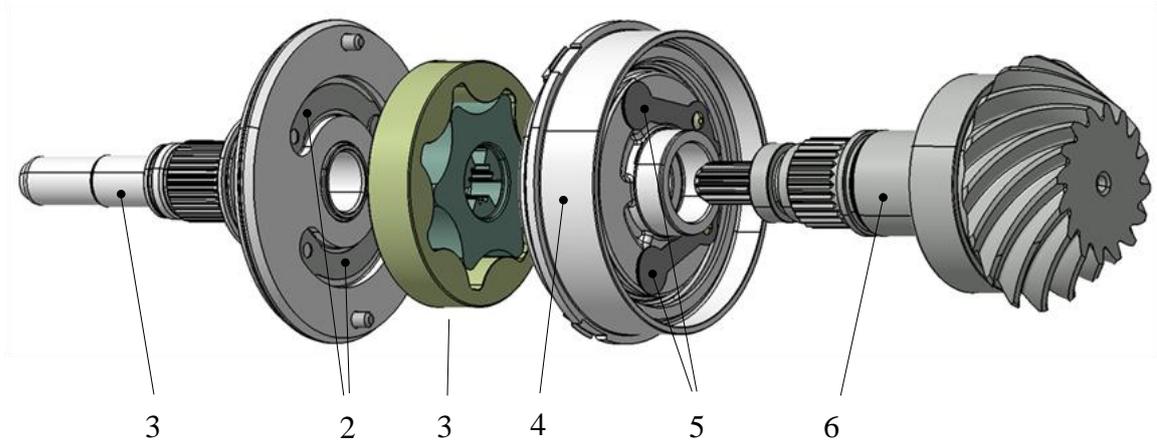
### 5.3 Referenzpumpe 2b

Referenzpumpe 2b wird als differenzdrehzahlführende Verdrängereinheit in semi-aktiv<sup>46</sup> geregelten Allradkupplungen eingesetzt. Abbildung 5.7a zeigt die in das Achsgetriebegehäuse (1) integrierte Kupplungseinheit (2). Eine typische Antriebsstrangkonfiguration für ein Fahrzeug mit Front-Quer-Motorisierung ist in Abbildung 5.7b dargestellt. Die Kupplungseinheit und ihre Komponenten sind aus den Abbildungen 5.8 und 5.9 ersichtlich. Der Eintrieb erfolgt über die Kardanwelle auf die Flanschswelle (3), die mit dem Pumpengehäuse (4) und dem Kupplungskorb drehfest verbunden ist. Das Antriebsmoment wird – in Abhängigkeit vom wirkenden Pumpendruck – über die Reibflächen der Lamellenkupplung und die Kupplungsnabe, welche mit der Ritzelwelle (6) und dem Innenrotor formschlüssig verbunden ist, über das Kegelraddifferenzial auf die Antriebswellen der Hinterräder übertragen. Eine Drehdurchführung (7 in Abbildung 5.9a) sorgt für die Ölzufuhr vom Kupplungsgehäuse in die rotierende Kupplungseinheit. Die für den Betrieb in beide Relativdrehrichtungen erforderlichen Rückschlagventile sind als Membranventile (2, 5) ausgeführt. Der Einfluss der saug- und druckseitigen Widerstände wurde am Pumpenprüfstand ermittelt und ist für die betrachteten Betriebszustände verhältnismäßig klein. Der Pumpendruck wird entsprechend den Erfordernissen über ein Proportional-Druckreduzierventil (8 in Abbildung 5.7a) moduliert.

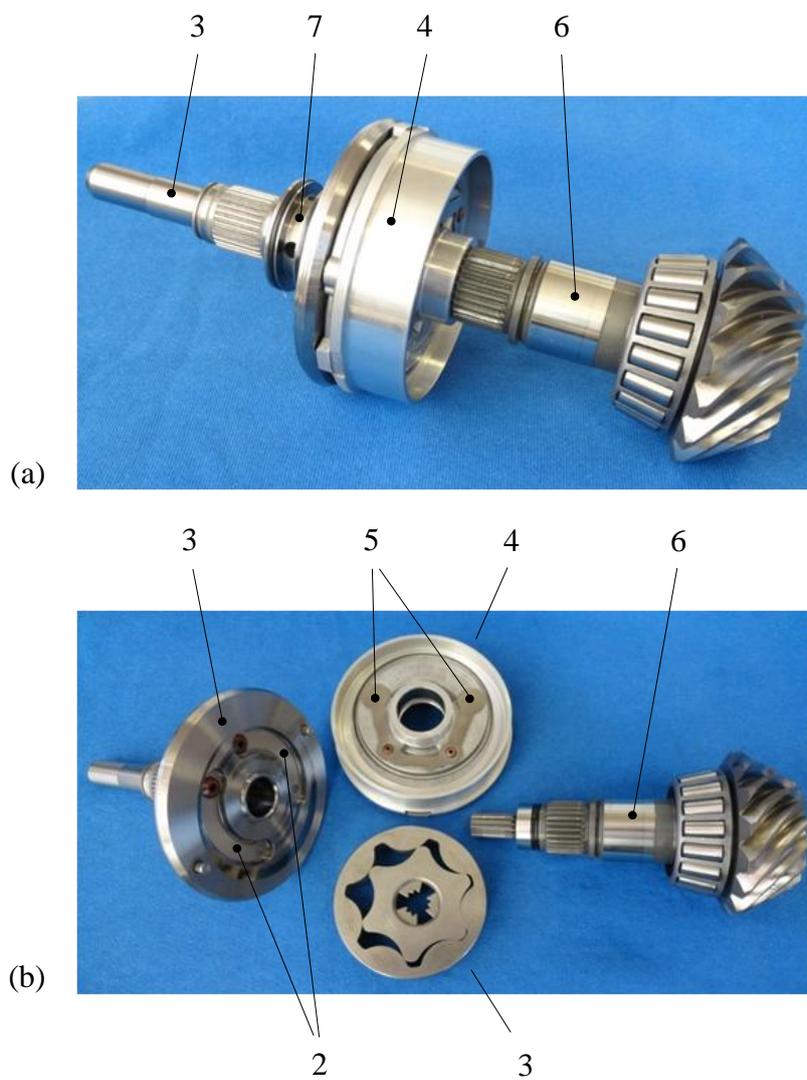


**Abb. 5.7:** Achsgetriebe mit PRO-ACTIVE® Kupplung; (a) Schnittmodell; (b) Beispiel für die Anordnung im Antriebsstrang

<sup>46</sup> Definition siehe Kapitel 1.2.

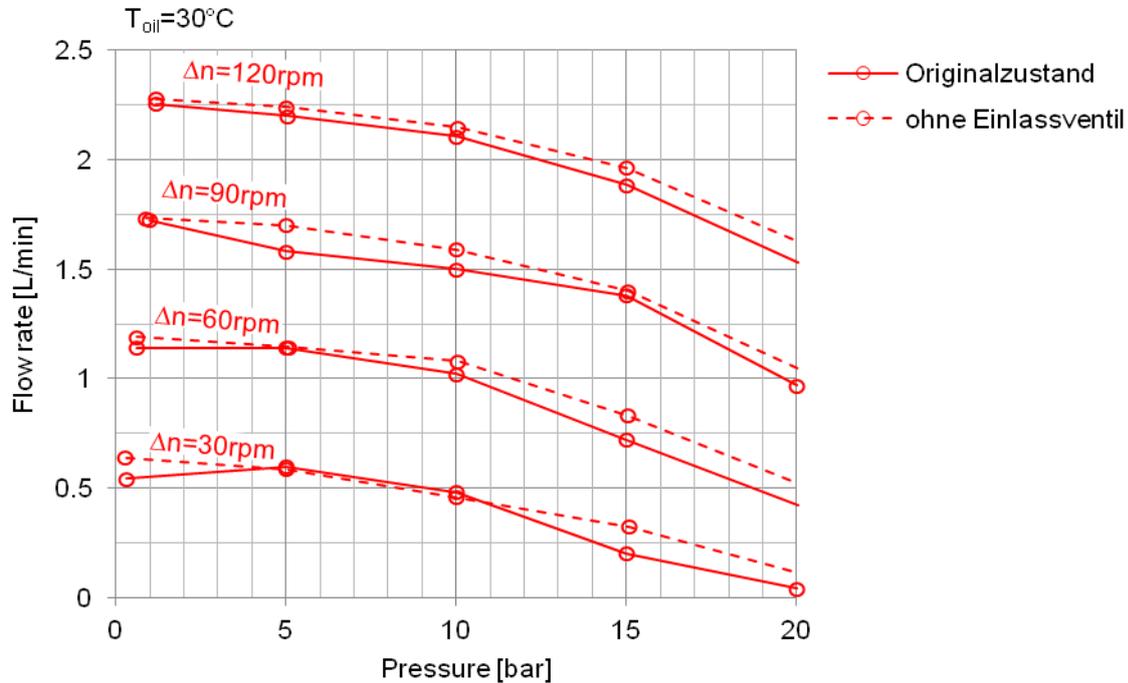


**Abb. 5.8:** Referenzpumpe 2b



**Abb. 5.9:** Referenzpumpe 2b: (a) Kupplungseinheit; (b) Komponenten

Abbildung 5.10 zeigt die am Pumpenprüfstand ermittelten Druck-Durchflusskennlinien bei Ausführung mit und ohne Einlassventile. Für weitere Messdaten wird an dieser Stelle auf den Anhang B7 und B8 verwiesen.



**Abb. 5.10:** Einfluss der Einlassventile in den gemessenen Druck-Durchflusskennlinien

Anmerkung:

In der Serienproduktion werden Flanschwellen (3) und Pumpengehäuse (4) mit dem Kuppelungskorb (in Abbildung 5.8 und Abbildung 5.9 nicht dargestellt) mit einer definierten Anpresskraft von 4500 N vorgespannt und mittels Laserschweißverbindung stoffschlüssig gefügt. Somit lässt sich jedoch die Kupplungseinheit (2) nicht mehr zerstörungsfrei demontieren. Zur Gewährleistung der Zugänglichkeit und Austauschbarkeit der Rotorsätze am Pumpenprüfstand wurde jedoch ein Prüfstandsgehäuse mit Schraubverbindung vorgesehen (Abb. 6.11d) und die in Abbildungen 5.8 und 5.9 dargestellten Komponenten mit definiertem Anzugsmoment vorgespannt. Die Erprobung am Pumpenprüfstand erfolgte bei stillstehendem Pumpengehäuse und Antrieb des Innenrotors über die Ritzelwelle (6). Somit konnten bei Verwendung eines Mastergehäuses und Austausch der Rotorsätze unterschiedliche Toleranzlagen von Kopf- und Seitenspalt dargestellt und Einflüsse aus dem restlichen System weitgehend vermieden werden. Abweichungen gegenüber der in der Serienproduktion geschweißten Ausführung (z. B. hinsichtlich der sich tatsächlich einstellenden Seitenspalte) sowie der im Fahrzeug vorherrschenden Betriebszustände (z. B. Einflüsse zufolge des mit Absolutdrehzahl rotierenden Pumpengehäuses) konnten damit jedoch nicht gänzlich ausgeschlossen werden.

## 6 Ergebnisse und Validierung der Modelle

Im folgenden Kapitel werden die mit dem vorgestellten Simulationsansatz und mit den entwickelten Modellen erzielten Ergebnisse präsentiert und zur Verifizierung Messdaten gegenübergestellt. Für Submodelle, bei denen im Rahmen dieser Arbeit eine Verifizierung anhand experimenteller Daten nicht möglich war, wurden Vergleichsberechnungen unter Einsatz kommerzieller Softwarepakete (z. B. *KISSsoft* [56] für das hydrodynamische Gleitlagermodell oder *Abaqus* [30] für das FE-Strukturmechanikmodell) durchgeführt. Sämtliche Resultate beziehen sich auf die in Kapitel 5 beschriebenen Referenzpumpen; betrachtet werden die in Tabelle 5.2 dargestellten Betriebszustände.

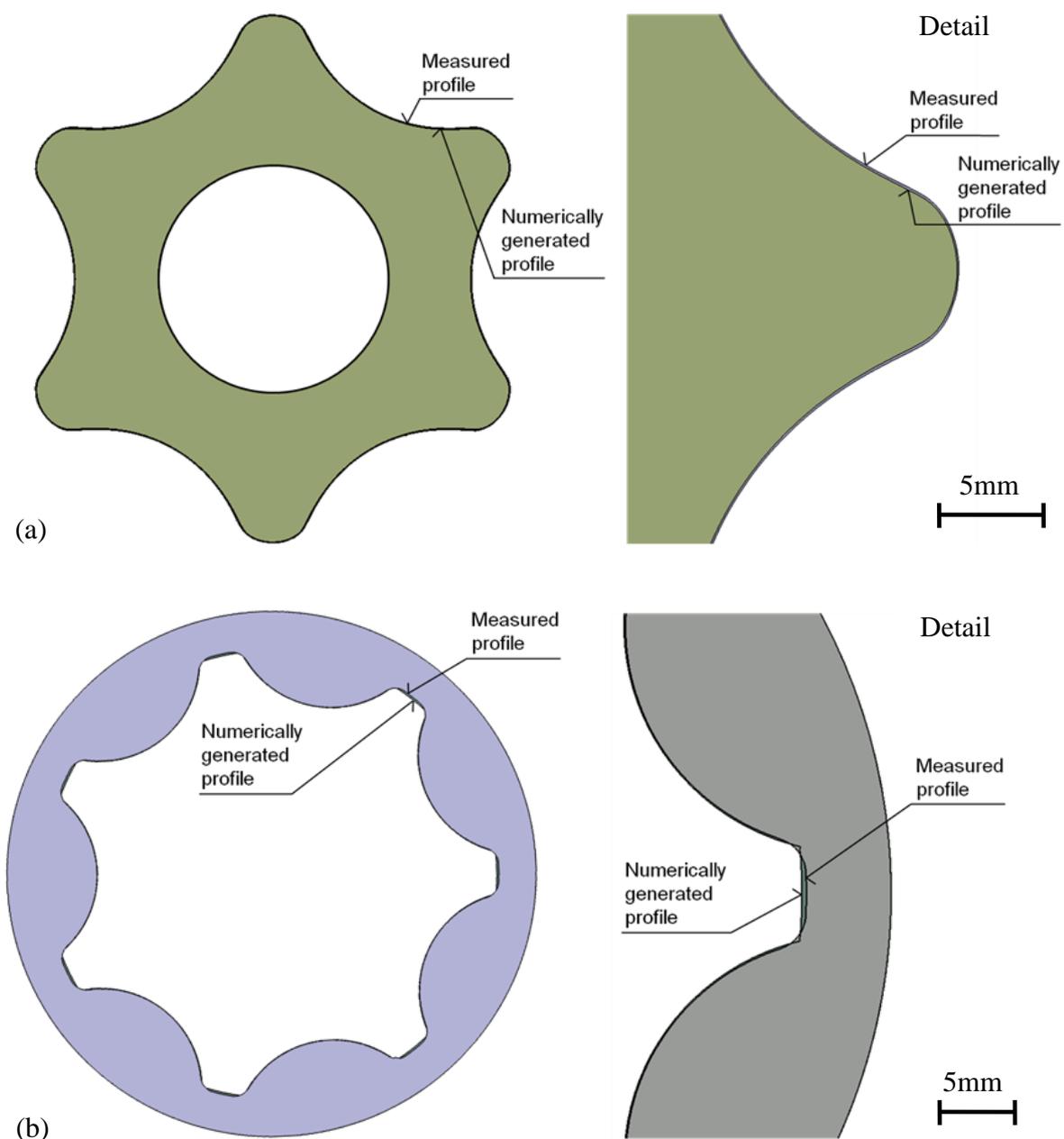
Die zur Verifizierung der fluiddynamischen Größen erforderlichen experimentellen Tätigkeiten wurden an einem geeigneten Pumpenprüfstand im R&D-Center der *MAGNA Powertrain* in Lannach durchgeführt. Die Validierung der Modelle erforderte umfangreiche Messreihen mit unterschiedlichen Toleranzlagen der für das Pumpenspiel relevanten Geometrieparameter. Dabei wurden verschiedene Betriebszustände durch Variation von Lastdruck, Antriebsdrehzahl und Öltemperatur untersucht und neben den stationären Pumpenkennfeldern die Druckschwankungen am Pumpenauslass verifiziert. Ebenso wurden aus dem Prüfstandsaufbau resultierende saug- und druckseitige Einflüsse analysiert und deren Auswirkungen auf das Messergebnis bewertet. Ausgewählte Messdaten können dem Anhang B1-B8 entnommen werden.

Die Vermessung der Verzahnungsgeometrie der betrachteten Referenzpumpen wurde unter Verwendung des CNC-Video-Messsystems *Nikon Nexiv VMR 3020* [139] durchgeführt. Für die Ermittlung fertigungstechnisch bedingter Formschrägen wurde auf eine am Institut für Fertigungstechnik und Hochleistungslasertechnik der TU Wien verfügbare und mit spezieller Sensorik ausgestattete Koordinatenmessmaschine *Zeiss F25* zurückgegriffen. Details zu den Gerätedaten können dem Anhang A6 entnommen werden. Die Auswertung der Messdaten erfolgte unter Verwendung der Messsoftware *Zeiss Calypso* [140] der Firma *Zeiss Industrielle Messtechnik GmbH*. Ausgewählte Messdaten sind dem Anhang A1-A5 beigelegt.

Im Sinne einer kompakten Zusammenfassung und Wahrung der erforderlichen Geheimhaltung (sämtliche Referenzpumpen sind in Serienanwendungen im Einsatz) beziehen sich die im Folgenden dargestellten Ergebnisse auf eine beschränkte Anzahl ausgewählter Betriebszustände. Während in den Unterkapiteln 6.1 bis 6.5 zunächst beispielhaft Ergebnisse, welche mit den einzelnen Submodellen generiert wurden, präsentiert werden, wird in Abschnitt 6.6 das gesamte Pumpenmodell betrachtet, und die Resultate werden den am Pumpenprüfstand ermittelten Messdaten gegenübergestellt. Abschließend erfolgt in Unterkapitel 6.7 eine Validierung der betrachteten Gesamtsysteme im Zuge einer dynamischen Gesamtsystemsimulation, wobei weitere Potenziale des entwickelten Tools durch die Möglichkeit der durchgängigen Integration in den Entwicklungsprozess aufgezeigt werden.

## 6.1 Ergebnisse für das Geometriemodell

Eine Gegenüberstellung der numerisch generierten Pumpengeometrien mit den ermittelten Messdaten wurde bereits in Abschnitt 4.1 (Abbildungen 4.6 bis 4.8) präsentiert. An dieser Stelle wird nochmals auf die hohe Übereinstimmung der numerisch generierten Geometrie mit den Messdaten hingewiesen. Abbildung 6.1 zeigt die übereinander dargestellten Konturen am Beispiel von Referenzpumpe 2b. Abweichungen sind lediglich im Bereich der Zahnfußradialen des Außenrotorprofils erkennbar. Weitere Messdaten sind dem Anhang A1-A3 beigelegt.



**Abb. 6.1:** Numerisch erzeugte und gemessene Rotorgeometrie: (a) Innenrotor; (b) Außenrotor

## 6.2 Ergebnisse für die lateralen Dichtspalte

Nachfolgend werden Ergebnisse, welche mit dem CFD-Submodell zur Berücksichtigung der hydromechanischen Verhältnisse in den lateralen Dichtspalten generiert wurden, präsentiert. Das Modell gestattet, neben der Ermittlung des viskosen Reibmoments als Folge der im Seitenspalt wirkenden Scherkräfte, eine detaillierte Analyse der an den unterschiedlichen Systemgrenzen (Innenrotor/Welle, Außenrotor/Gehäuse, Druckseite/Saugseite) auftretenden effektiven lateralen Leckölströme. Diese werden durch zwei Effekte beeinflusst: die Druckströmung als Konsequenz des Druckgradienten an den Systemgrenzen (Poiseuille Anteil) und die Schleppströmung als Folge der relativ zum Gehäuse bewegten Zahnräder (Couette Anteil). Somit wurde neben den Druck-Randbedingungen auch die Drehzahl der Rotoren – unter Berücksichtigung des Übersetzungsverhältnisses – als Randbedingung variiert (siehe Spalte a in Tabelle 6.1). Für die Einbindung in das Lumped-Parameter Fluid-Dynamic-Modell wurden die im Seitenspalt auftretenden Leckagen zu externen und internen Leckölströmen zusammengefasst; für deren Definition wird auf Abbildung 4.18b sowie auf die Gleichungen 4.14 bis 4.16 verwiesen.

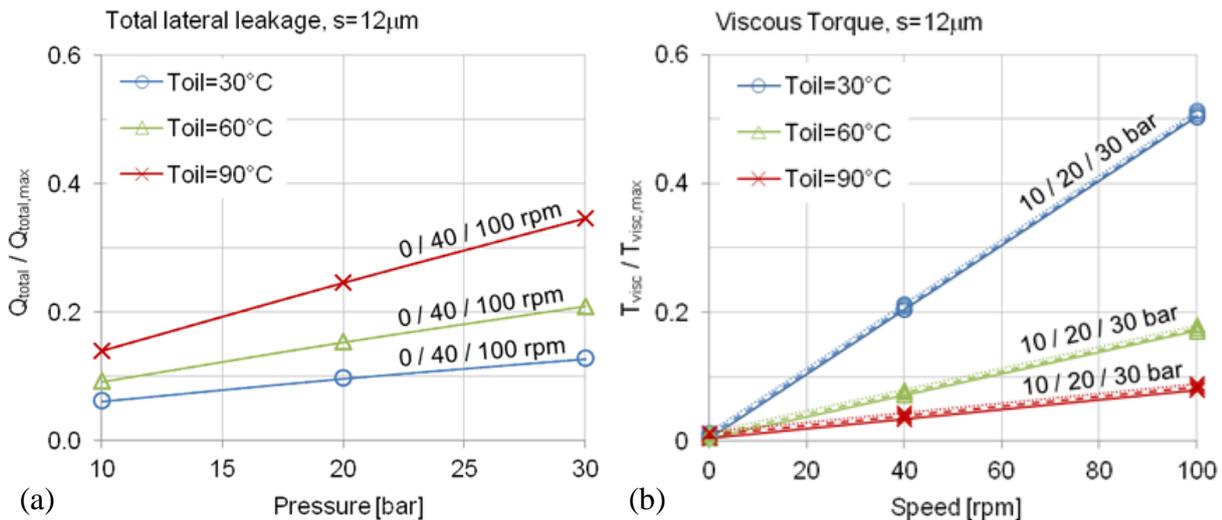
Die folgenden Abbildungen repräsentieren ausgewählte Resultate am Beispiel von Referenzpumpe 2a. Die CFD-Simulationen wurden jeweils für konstante laterale Spalthöhen (im konkreten Beispiel 6, 12 und 18  $\mu\text{m}$ ) durchgeführt.<sup>47</sup> Aus Abbildung 6.2 sind die Ergebnisse für den gesamten (als Summe aus internem und externem) lateralen Leckölstrom sowie für das viskose Reibmoment bei einer konstanten Spalthöhe von  $s = 12 \mu\text{m}$  ersichtlich. In den betrachteten Betriebsbereichen lassen sich vernachlässigbar kleine Einflüsse der Drehzahl auf den lateralen Leckölstrom (Abb. 6.2a) sowie nur geringfügige Einflüsse des Pumpendrucks auf das viskose Reibmoment (Abb. 6.2b) feststellen. Unter Berücksichtigung dieser Zusammenhänge konnten im Folgenden die Anzahl der erforderlichen CFD-Batch-Simulationen und der damit verbundene numerische Aufwand um mehr als 50 % reduziert werden (siehe Spalte b in Tabelle 6.1). Zur Ermittlung der für einen guten Kompromiss zwischen erforderlichem Ressourcenbedarf und erzielbarer Rechengenauigkeit optimal geeigneten Netzeigenschaften wurden die Parameter „Elementgröße“ und „Anzahl der Layer über der Spalthöhe“ im Sinne einer Sensitivitätsanalyse nach Tabelle 6.2 variiert und deren Einfluss auf die Genauigkeit und Rechenzeit beurteilt.

---

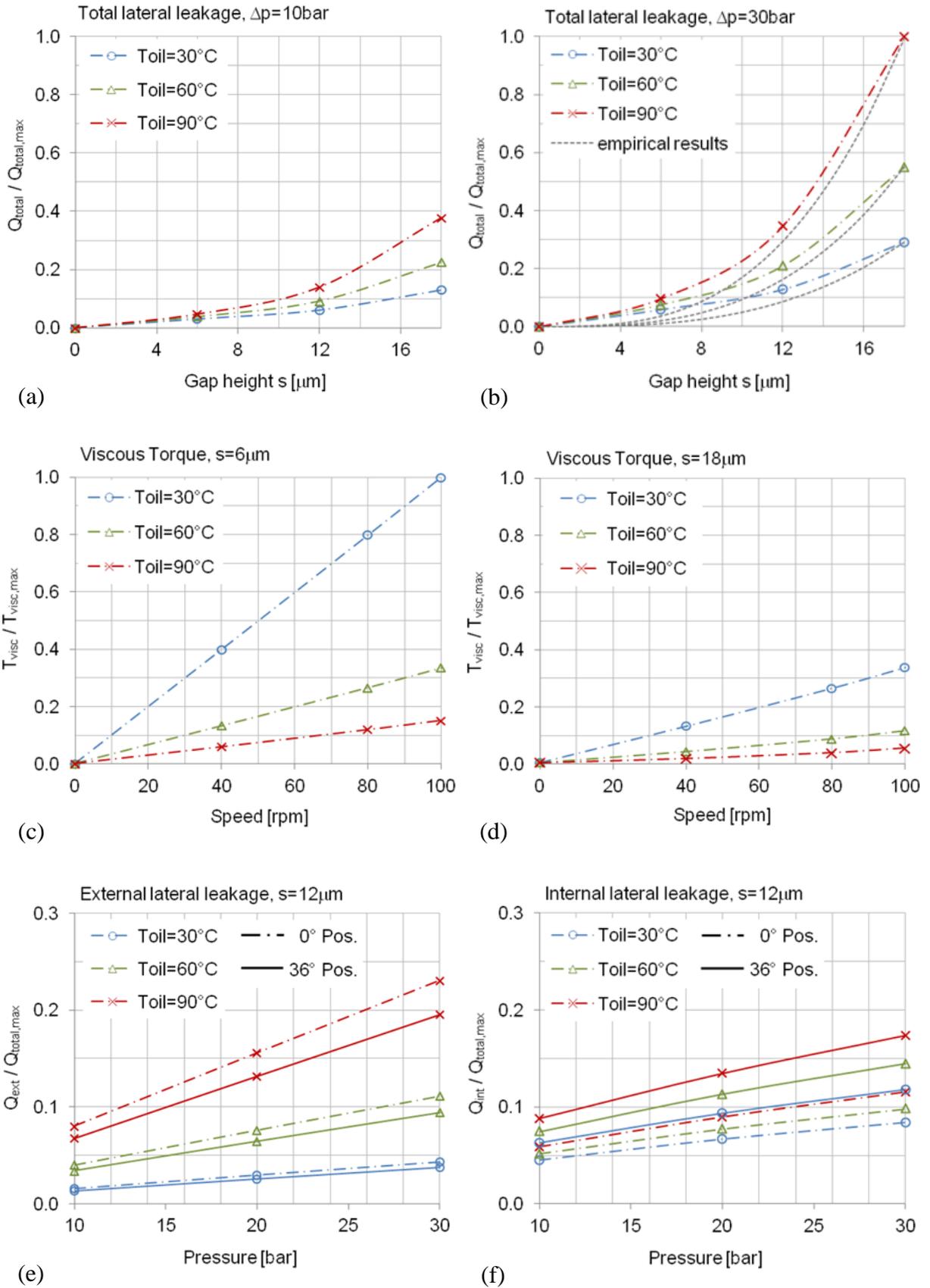
<sup>47</sup> Wie bereits von anderen Autoren aufgezeigt, bewirken Schrägstellungen der Rotoren oder Abweichungen zufolge elastischer Vorformungen der Gehäuseseiteile nur geringe Auswirkungen auf die lateralen Leckölströme und auf den instationären Druckverlauf. So betragen beispielsweise für (seitenspaltkompensierte) Außenradpumpen die lateralen Leckagen eines Kontrollvolumens (Volumen einer Zahnücke) nach *Vacca et al.* [62] etwa 4 % der entsprechenden radialen Leckagen. Bei Zahnringpumpen liegen – trotz der im Allgemeinen nicht vorhandenen Seitenspaltkompensation, jedoch bedingt durch die, im Vergleich zu den lateralen Dichtspalten, deutlich größeren Zahnkopfspiele und kurzen Dichtspaltlängen (siehe Tab. 5.1 bzw. Abb. 4.23) – ähnliche Verhältnisse vor.

**Tab. 6.1:** CFD-Parameterkonfiguration (Referenzpumpe 2a)

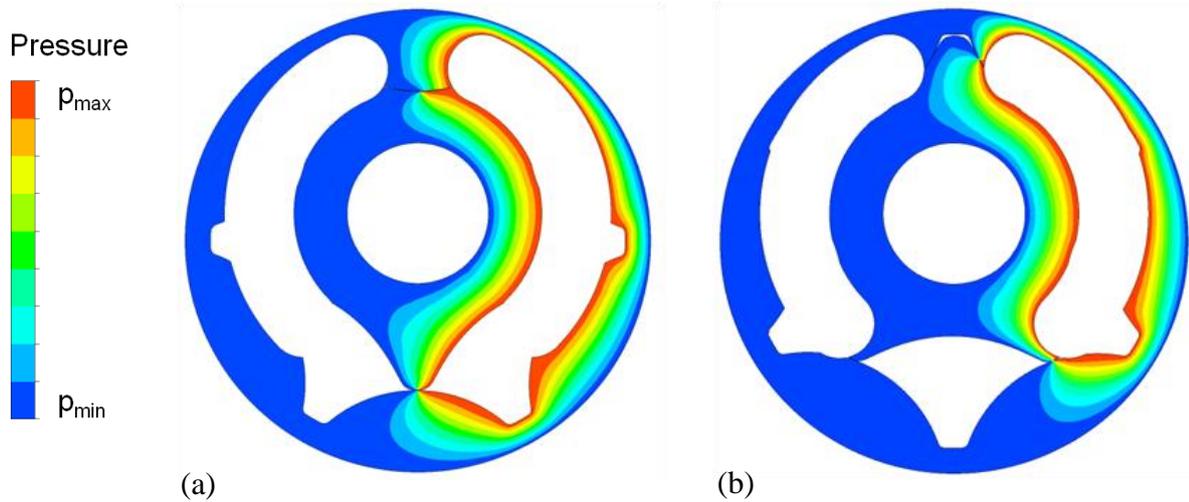
Parameter	(a) w/o optimization	(b) w/optimization
Rotary speed [rpm]	0 / 40 / 100	0 / 100
Oil temperature [°C]	30 / 60 / 90	30 / 60 / 90
Delivery pressure [bar]	10 / 20 / 30	10 / 30
Angular position [°]	0 / 36	0 / 36
Lateral gap height [mm]	6 / 12 / 18	6 / 12 / 18
Total number of simulation runs [-]	162	72

**Abb. 6.2:** Referenzpumpe 2a: (a) Einfluss der Drehzahl auf den gesamten lateralen Leckölstrom; (b) Einfluss des Druckniveaus auf das viskose Reibmoment

Aus den Abbildungen 6.3a und 6.3b ist der Einfluss der Spalthöhe auf die Seitenspaltleckagen für unterschiedliche Öltemperaturen und Lastdrücke ersichtlich. Der Verlauf empirisch ermittelter Daten mit den Zusammenhängen für eine voll ausgebildete laminare Spaltströmung nach Gleichung 4.11 ist, im Vergleich dazu, als strichlierte Kurve in Abbildung 6.3b dargestellt. Der (lineare) Anstieg des viskosen Reibmomentes über der Drehzahl ist für unterschiedliche Öltemperaturen und Spalthöhen aus den Abbildungen 6.3c und 6.3d ersichtlich. Abbildung 6.3e zeigt den externen, Abbildung 6.3f den internen lateralen Leckölstrom in Abhängigkeit von Öltemperatur und Lastdruck für zwei Drehwinkelpositionen ( $\varphi_i = 0^\circ$  und  $\varphi_i = 36^\circ$ ). Eine qualitative Darstellung des Druckfeldes im lateralen Dichtspalt ist für die betrachteten Winkelpositionen aus den Abbildungen 6.4a und 6.4b ersichtlich.



**Abb. 6.3:** Referenzpumpe 2a: (a), (b) gesamter lateraler Leckölstrom; (c), (d) viskoses Reibmoment; (e) externer Leckölstrom; (f) interner Leckölstrom



**Abb. 6.4:** Referenzpumpe 2a: Druckfeld im lateralen Dichtspalt: (a) 0°-Position; (b) 36°-Position

**Tab. 6.2:** Sensitivitätsanalyse des CFD-Netzes (Referenzpumpe 2a)

		(a)	(b)	(c)	(d)	(e)
Mesh parameter	Element size [mm]	0,225	0,2	0,175	0,2	0,2
	Sweep layers [-]	7	7	7	5	9
Mesh properties	Nodes [-]	659.280	834.744	1.058.800	626.124	1.043.540
	Elements [-]	563.983	715.841	910.350	511.420	920.556
	Min. aspect ratio [-]	78	56	47	41	72
	Max. aspect ratio [-]	241	199	185	151	272
	Av. aspect ratio [-]	135	120	106	85	154
Performance indices	Total CPU time [%]	73	100	127	68	114
	Leakage [cm <sup>3</sup> /min]	60,94	56,54	54,72	59,06	55,21

**Anmerkung:**

Die dargestellten Ergebnisse repräsentieren quasistationäre Betriebszustände und beruhen auf der Annahme konstanter Druckverteilung im Bereich der Ein- und Auslassnieren. Weiters wird das Druckfeld im Seitenspalt durch Ein-/Ausströmvorgänge sowie durch das hydrodynamische Radialgleitlager am Außenrotor nicht beeinflusst. Das Modell hat keine Gültigkeit im Gebiet der Haft- und Mischreibung (siehe Prämissen zu Kapitel 4.3).

### 6.3 Ergebnisse für die radialen Dichtspalte

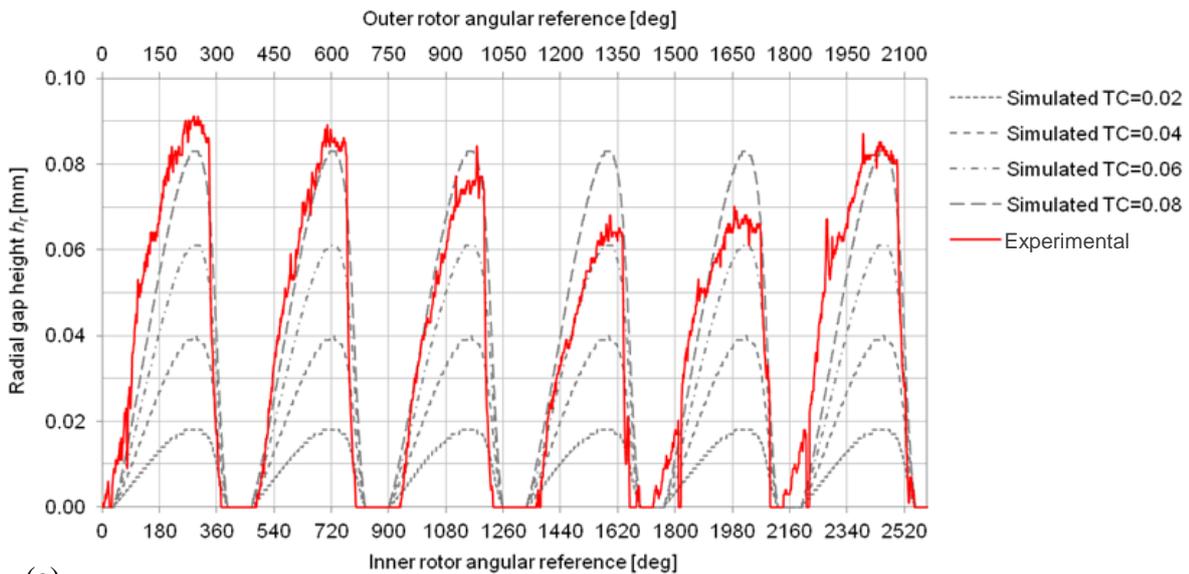
Die in der Pumpe tatsächlich vorhandene Dichtspaltgeometrie an den Zahnköpfen wird neben der Zahnform (Kurvenkrümmungsdifferenz von Innen- und Außenrotorprofil) vom nominalen Zahnkopfspiel (Tip Clearance  $TC$ ) sowie von der Position der Rotoren im Gehäuse (Exzentrizität  $e$ ) beeinflusst und lässt sich messtechnisch nur eingeschränkt ermitteln. Da die Spalthöhe  $h_r$ , gegenüber der Spaltlänge  $l_r$ , nach Gleichung 4.17 mit der dritten Potenz auf die Zahnkopflecken Einfluss nimmt, beschränken sich experimentelle Untersuchungen im Allgemeinen auf die Bestimmung des maximalen Kopfspiels der Zahnradpaarung (Definition siehe Tab. 3.3 und Abb. 3.10). Dabei müssen fertigungstechnisch bedingte Formschrägen und ein zur Kompensation gegebenenfalls erforderlicher gerichteter Verbau berücksichtigt werden (siehe Abb. 3.9).<sup>48</sup> Während in der Praxis vorwiegend die Größenordnung des maximalen Kopfspiels der Radsatzpaarung unter Verwendung fein abgestufter Fühllehren ermittelt wird, ist zur Verifizierung des numerischen Modells die Ermittlung des Einbau-Kopfspiels bei nomineller Exzentrizität der Rotorachsen über eine gesamte Umdrehung des Pumpensatzes erforderlich. Dazu hat sich folgende Vorgehensweise als zielführend erwiesen: Zunächst wird jeweils die Verzahnungskontur von Innen- und Außenrotor mit geeigneten optischen Messmethoden gescannt, und die Messdaten werden anschließend über das Import-Panel der grafischen Benutzeroberfläche (Abb. 4.5) in das CAD-Kinematikmodell geladen.<sup>49</sup> Im Kinematikmodell werden die Zahnräder über entsprechende kinematische Bedingungen in nomineller Exzentrizitätslage positioniert, und es erfolgt die CAD-gestützte Ermittlung der Zahnkopfspiele als kürzester Normalabstand zwischen zwei gegenüberliegenden Zahnflanken, während die Zahnräder miteinander kämmen (siehe Abb. 4.29).

Abbildung 6.5 zeigt eine Gegenüberstellung der mit dieser Methode experimentell ermittelten Verläufe der radialen Spalthöhe  $h_r$  mit vom numerischen Modell berechneten Daten für unterschiedliche nominelle Zahnkopfspiele. Aus Abbildung 6.5a sind die Ergebnisse für Referenzpumpe 2a ( $z_1/z_2 = 5/6$ ), aus Abbildung 6.5b jene für Referenzpumpe 2b ( $z_1/z_2 = 6/7$ ) ersichtlich. Infolge durch fertigungstechnische Toleranzen bedingter Abweichungen der realen von der nominellen (theoretisch idealen) Rotorprofilgeometrie variiert der experimentell ermittelte Verlauf über  $z_1 + 1$  Umdrehungen des Innenrotors. Während in Abbildung 6.5a die numerisch ermittelten Werte mit den experimentell ermittelten Daten einer Pumpe mit maxi-

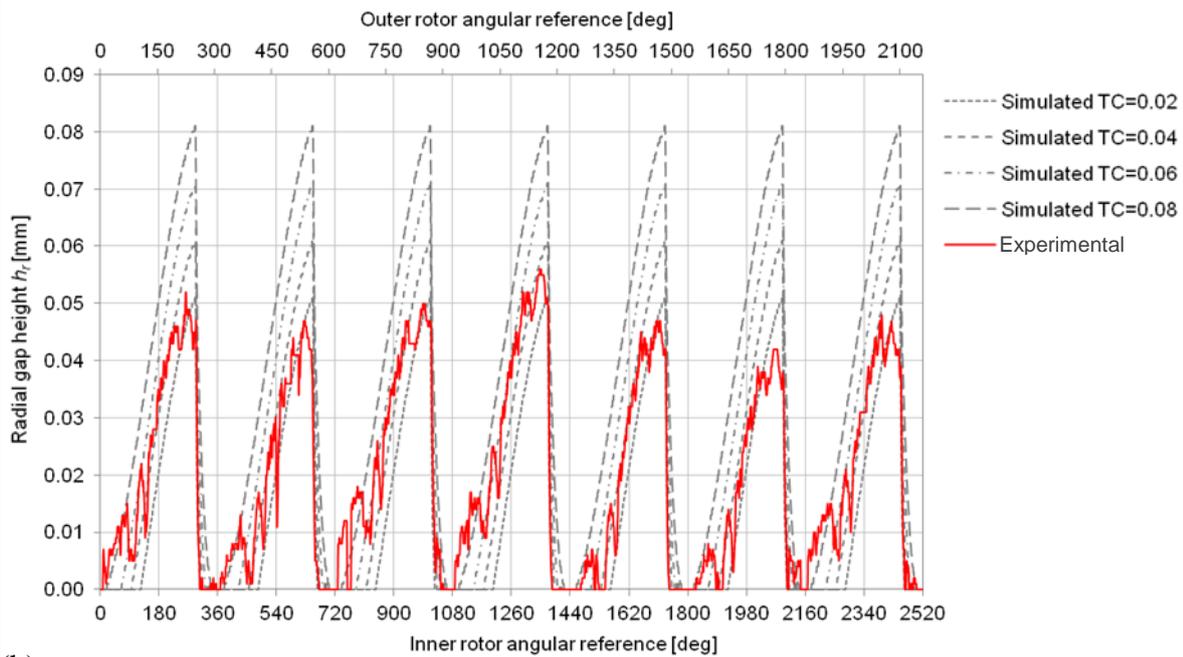
<sup>48</sup> Vgl. Messprotokolle im Anhang A4 und A5 für Referenzpumpe 2b. Die Messungen wurden auf der Koordinatenmessmaschine *Zeiss F25* durchgeführt. Gerätedaten können dem Anhang A6 entnommen werden.

<sup>49</sup> Vgl. Messprotokoll im Anhang A1-A3 für Referenzpumpe 1. Dazu wurde das CNC-Video-Messsystem *Nikon Nexiv VMR 3020* verwendet. Gerätedaten siehe Anhang A6. Unmittelbar vor der Messung ist eine gründliche Reinigung der Teile im Ultraschallbad erforderlich.

malem Zahnkopfspiel gegenübergestellt sind, wird in Abbildung 6.5b eine Pumpe mit minimalem Zahnkopfspiel zum Vergleich herangezogen.



(a)

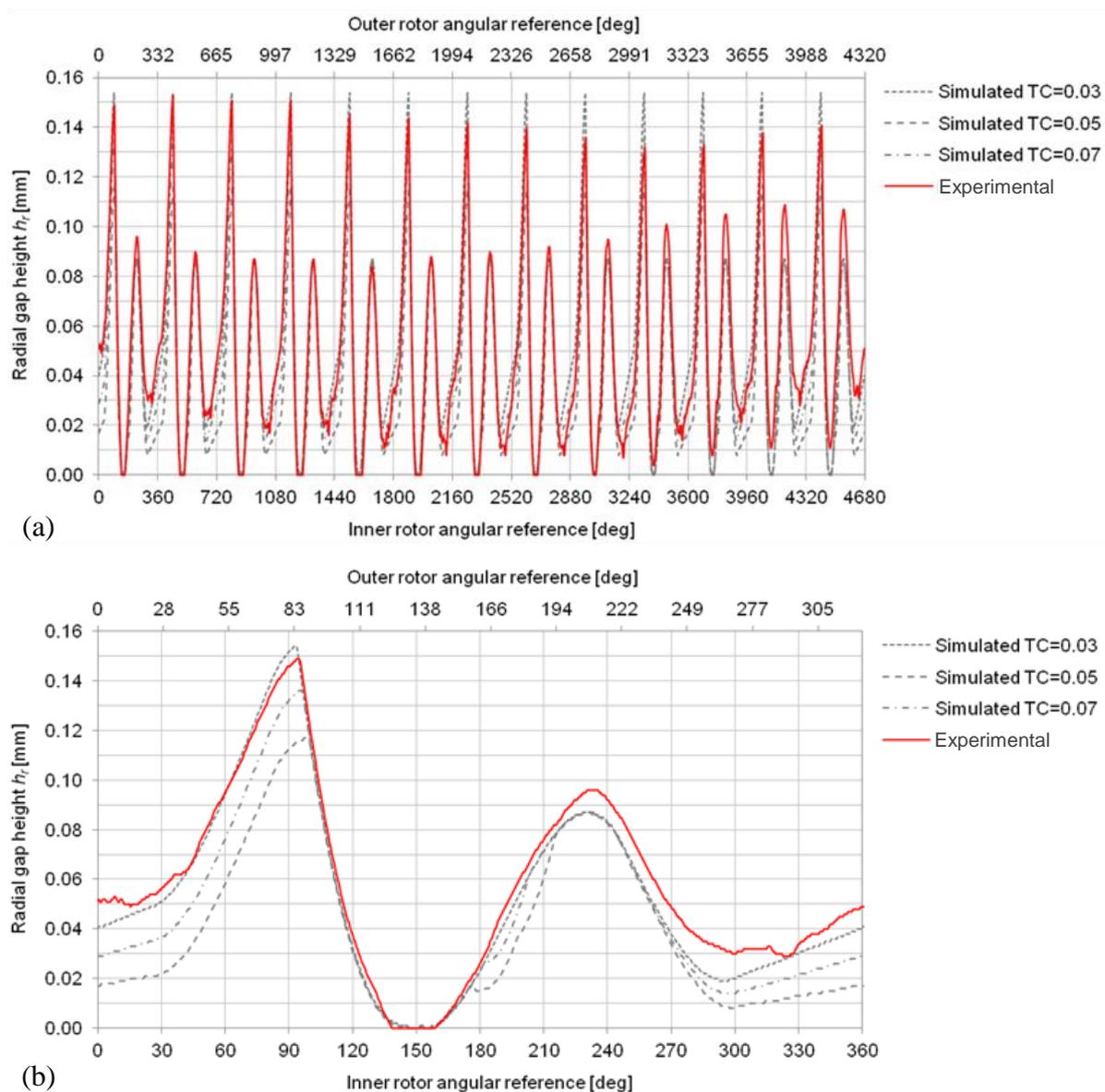


(b)

**Abb. 6.5:** Verlauf der radialen Spalthöhe  $h_r$  über die Drehwinkelposition der Rotoren: (a) Referenzpumpe 2a; (b) Referenzpumpe 2b

Die in Abbildung 6.6 dargestellten simulierten Kopfspalt-Verläufe wurden ausgehend von der über das Import-Panel eingelesenen CAD-Rotorprofilgeometrie (Soll-Geometrie) von Referenzpumpe 1 ermittelt. Dabei handelt es sich um eine aus einer Kombination von Epi- und Hypotrochoide zusammengesetzte Zahnform, die sich mit dem numerischen Geometriemodell (Kapitel 4.1) nicht vollständig darstellen lässt (vgl. Unterschiede im Bereich der Zahnfußbra-

dien des Außenrotorprofils, Abbildungen 4.6a und 4.6b). Abbildung 6.6 zeigt als Detail den entsprechenden Verlauf von  $h_r$  während einer vollständigen Umdrehung.



**Abb. 6.6:** Verlauf der radialen Spalthöhe  $h_r$  über die Winkelposition der Rotoren für Referenzpumpe 1: (a) 13 Umdrehungen; (b) 1 Umdrehung

Für den Verlauf der effektiven radialen Dichtspaltlänge  $l_r$  wird auf Abbildung 4.23 verwiesen. Für die Verifizierung wird analog zu oben beschriebener Methode unter Verwendung des CAD-Kinematikmodells vorgegangen.

Anmerkung:

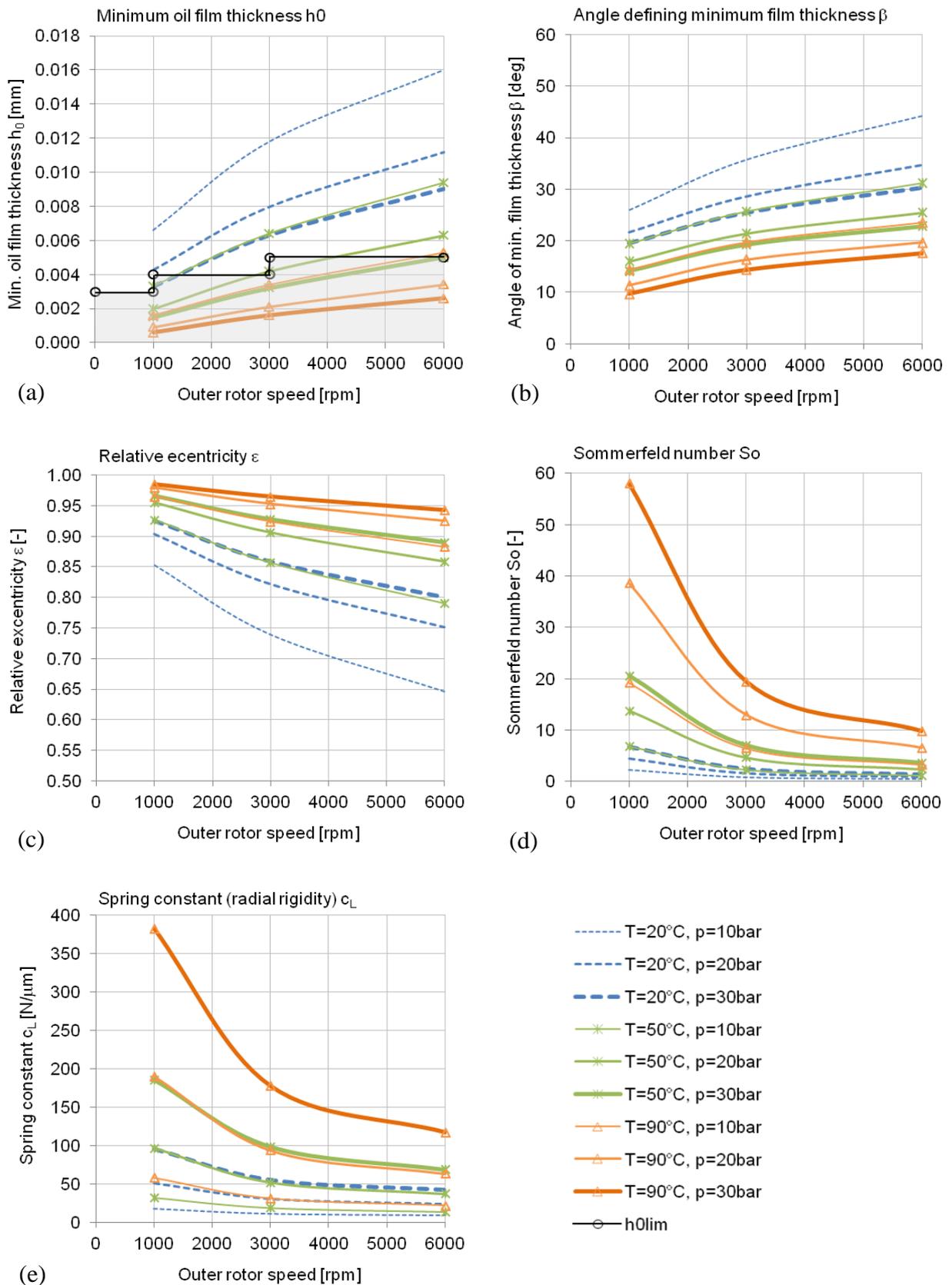
Das Submodell ermittelt die Spaltgeometrie unter der Prämisse idealer Exzentrizitätslage der Rotordrehachsen. Durch Verschiebungen und Verformungen zufolge der wirkenden Betriebslast hervorgerufene Spaltänderungen werden – auf Basis des derzeitigen Entwicklungsstandes – nicht berücksichtigt.

## 6.4 Ergebnisse für das hydrodynamisch geschmierte Radialgleitlager

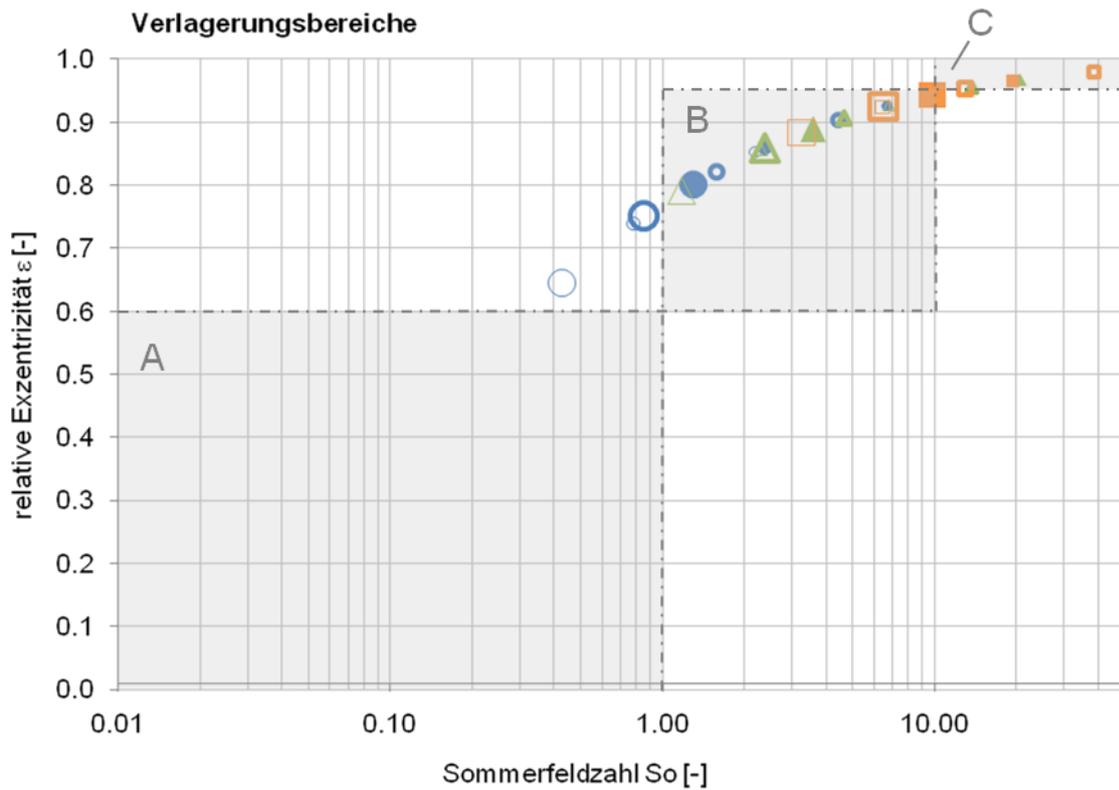
Für eine Verifizierung des Submodells zur Berechnung des hydrodynamischen Radialgleitlagers wurde die kommerzielle Maschinenelemente-Software *KISSsoft* [56] herangezogen. Abbildung 6.7 zeigt, am Beispiel von Referenzpumpe 1, die wichtigsten Kenngrößen für unterschiedliche Öltemperaturen und Betriebsdrücke bei einem konstanten diametralen Lagerspiel von  $s = 90 \mu\text{m}$ . Die zufolge der betrachteten Betriebsdrücke resultierende Lagerbelastung (Betrag und Richtung) wurde mit dem FE-Strukturmechanikmodell (siehe Kapitel 6.5) ermittelt. Der in Abbildung 6.7a grau schattierte Bereich kennzeichnet die, in Abhängigkeit von der Drehzahl, kleinste zulässige minimale Schmierfilmdicke  $h_{0 \text{ lim}}$ , welche nach DIN 31652, Teil 3 [94], zur Gewährleistung einer Vollschmierung und Vermeidung von Verschleiß nicht unterschritten werden sollte. Dabei werden eine gemittelte Rautiefe  $< 4 \mu\text{m}$ , geringe Formfehler sowie eine entsprechende Filtrierung des Schmierstoffes vorausgesetzt [57, 94]. Die in den Abbildungen 6.6a bis 6.6d dargestellten Größen wurden in Anlehnung an DIN 31652 berechnet, die radiale Lagersteifigkeit im Betriebspunkt (Abb. 6.6e) wurde nach Gleichung 4.34 ermittelt. Die für die betrachteten Betriebszustände ermittelten Werte für die Sommerfeldzahl  $So$  und die relative Exzentrizität  $\varepsilon$  sind in Abbildung 6.8 dargestellt. Bereits aus diesen beiden Größen lässt sich ein Einblick in das Betriebsverhalten des Gleitlagers gewinnen. Die mit A, B, und C gekennzeichneten Verlagerungsbereiche repräsentieren unterschiedliche Betriebszustände: Störungsfreier Betrieb ist im Bereich B ( $1 \leq So \leq 10$  und  $0,6 \leq \varepsilon \leq 0,95$ ) gewährleistet, während im Bereich C ( $So > 10$  und  $0,95 \leq \varepsilon \leq 1$ ), zufolge einer zu geringen minimalen Schmierspalthöhe  $h_0$ , Verschleißerscheinungen durch Mischreibung auftreten können. Im Bereich A ( $So < 1$  und  $\varepsilon < 0,6$ ) sind Störungen durch Instabilität aufgrund mangelhafter Radialführung des Außenrotors möglich [91, 92].

### Anmerkung:

Zufolge der bei den betrachteten Referenzpumpen ausgeführten großen Lagerspiele (Tab. 5.1) kommt es in weiten Betriebsbereichen zu keinem nennenswerten Druckerhöhung im Gleitlager. Zur Gewährleistung hydrodynamischer Verhältnisse muss das Lagerspiel entsprechend den in der Literatur [87, 91] genannten Größenordnungen begrenzt werden. Aufgrund des großen Betriebstemperaturbereiches (im Allgemeinen  $-40 \dots 125^\circ\text{C}$ , siehe Tab. 1.1) und den aus wirtschaftlichen sowie fertigungstechnischen Gründen bedingten Toleranzen ist es jedoch erforderlich, ausreichendes Spiel vorzusehen. Es müssen somit Kompromisse wie ein Betrieb im Mischreibungsgebiet und die dabei hervorgerufenen Verschleißerscheinungen (siehe Anlaufspuren in Abb. 2.13) in Kauf genommen werden. Weitere Argumente, die gegen ein kleines Lagerspiel sprechen, sind die damit einhergehenden hohen Anforderungen an die Ölqualität, welche im automotiven Einsatz nicht für alle Anwendungen über die gesamte Lebensdauer gewährleistet werden können; insbesondere dann nicht, wenn die Pumpe im gemeinsamen Ölhaushalt zur Schmierung und Kühlung einer Reiblamellenkupplung oder eines Rädersatzes betrieben wird.



**Abb. 6.7:** Ermittelte Kenngrößen zur Beschreibung des Betriebsverhaltens im hydrodynamisch geschmierten Radialgleitlager (Referenzpumpe 1, Lagerspiel  $s = 0.09$  mm)



Legende:

- |                              |                              |                              |
|------------------------------|------------------------------|------------------------------|
| ○ T=20°C, p=10bar, n=1000rpm | △ T=50°C, p=10bar, n=1000rpm | □ T=90°C, p=10bar, n=1000rpm |
| ○ T=20°C, p=10bar, n=3000rpm | △ T=50°C, p=10bar, n=3000rpm | □ T=90°C, p=10bar, n=3000rpm |
| ○ T=20°C, p=10bar, n=6000rpm | △ T=50°C, p=10bar, n=6000rpm | □ T=90°C, p=10bar, n=6000rpm |
| ● T=20°C, p=20bar, n=1000rpm | △ T=50°C, p=20bar, n=1000rpm | □ T=90°C, p=20bar, n=1000rpm |
| ● T=20°C, p=20bar, n=3000rpm | △ T=50°C, p=20bar, n=3000rpm | □ T=90°C, p=20bar, n=3000rpm |
| ● T=20°C, p=20bar, n=6000rpm | △ T=50°C, p=20bar, n=6000rpm | □ T=90°C, p=20bar, n=6000rpm |
| ● T=20°C, p=30bar, n=1000rpm | △ T=20°C, p=50bar, n=1000rpm | □ T=90°C, p=50bar, n=1000rpm |
| ● T=20°C, p=30bar, n=3000rpm | △ T=20°C, p=50bar, n=3000rpm | □ T=90°C, p=50bar, n=3000rpm |
| ● T=20°C, p=30bar, n=6000rpm | △ T=20°C, p=50bar, n=6000rpm | □ T=90°C, p=50bar, n=6000rpm |

Bereich A: Störungen durch Instabilität möglich

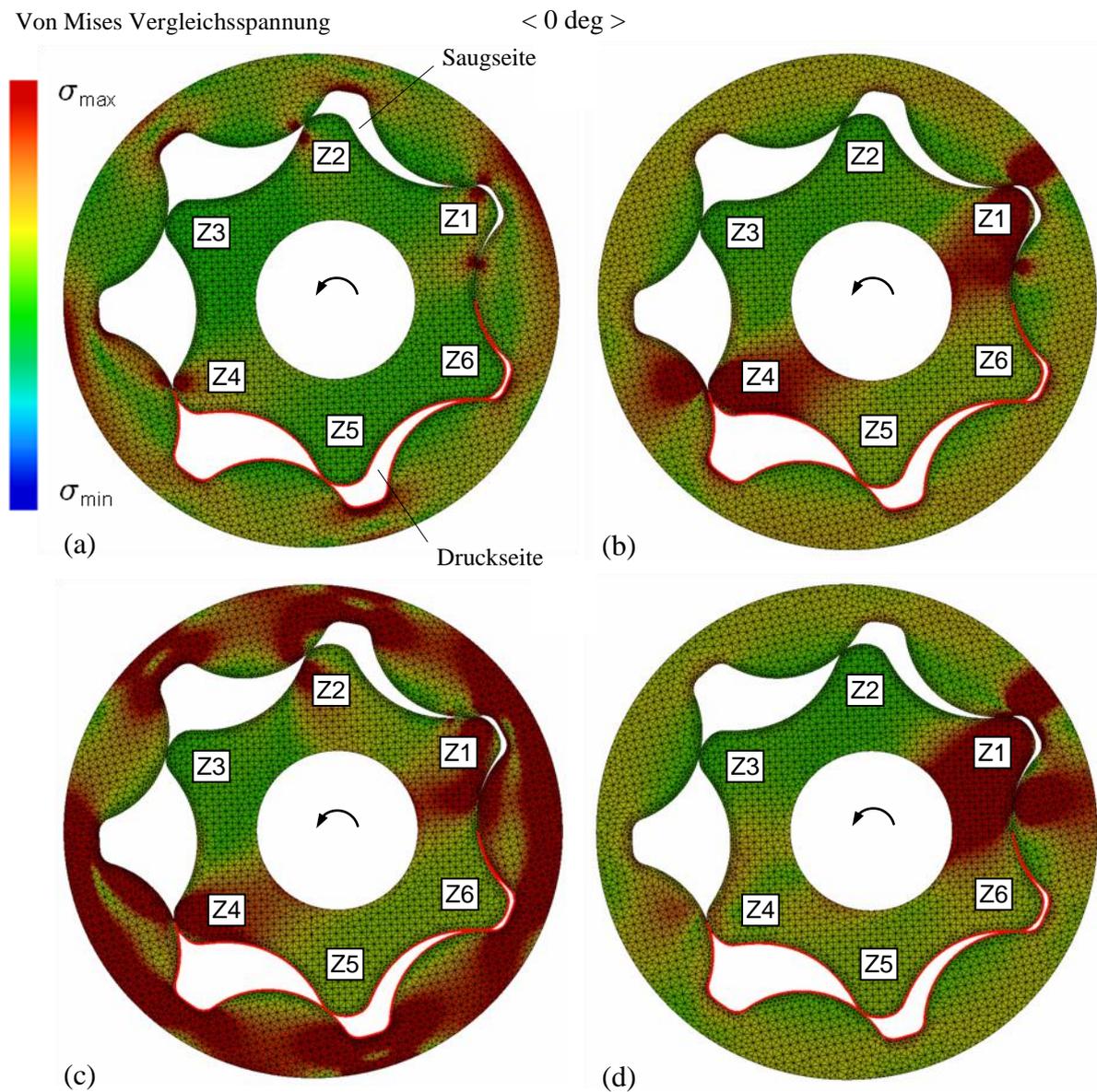
Bereich B: Störungsfreier Betrieb

Bereich C: Verschleißerscheinungen durch Mischreibung möglich

**Abb. 6.8:** Sommerfeldzahl  $So$  und relative Exzentrizität  $\varepsilon$  für die betrachteten Betriebszustände mit Kennzeichnung unterschiedlicher Verlagerungsbereiche (Referenzpumpe 1, Lager-  
spiel  $s = 0.09$  mm)

## 6.5 Ergebnisse für das FE-Strukturmechanik-Modell

Die Auswertung der durch die Betriebslast auftretenden Spannungen und Verformungen wurde mit den in der CATIA V5 Arbeitsumgebung *Generative Structural Analysis* [126] zur Verfügung stehenden Post-Processing Tools durchgeführt. In Abbildung 6.9 sind die am Beispiel von Referenzpumpe 2b ermittelten qualitativen Verläufe der Vergleichsspannungen für unterschiedliche Pumpenspiele nach Tabelle 6.3 in der Drehwinkelposition  $\varphi_i = 0^\circ$  dargestellt. Zur Reduzierung des Ressourcenbedarfs wurde eine reduzierte Pumpenbreite von  $B = 5 \text{ mm}$  betrachtet und ein konstanter Druck von 10 bar in den von den Drucknieren umschlossenen Bereichen angenommen. Die Netzeigenschaften sind aus Tabelle 4.7 ersichtlich.



**Abb. 6.9:** Spannungsverteilung im Rotorsatz für unterschiedliche Pumpenspiele nach Tab. 6.3 (Referenzpumpe 2b,  $p = 10 \text{ bar}$ )

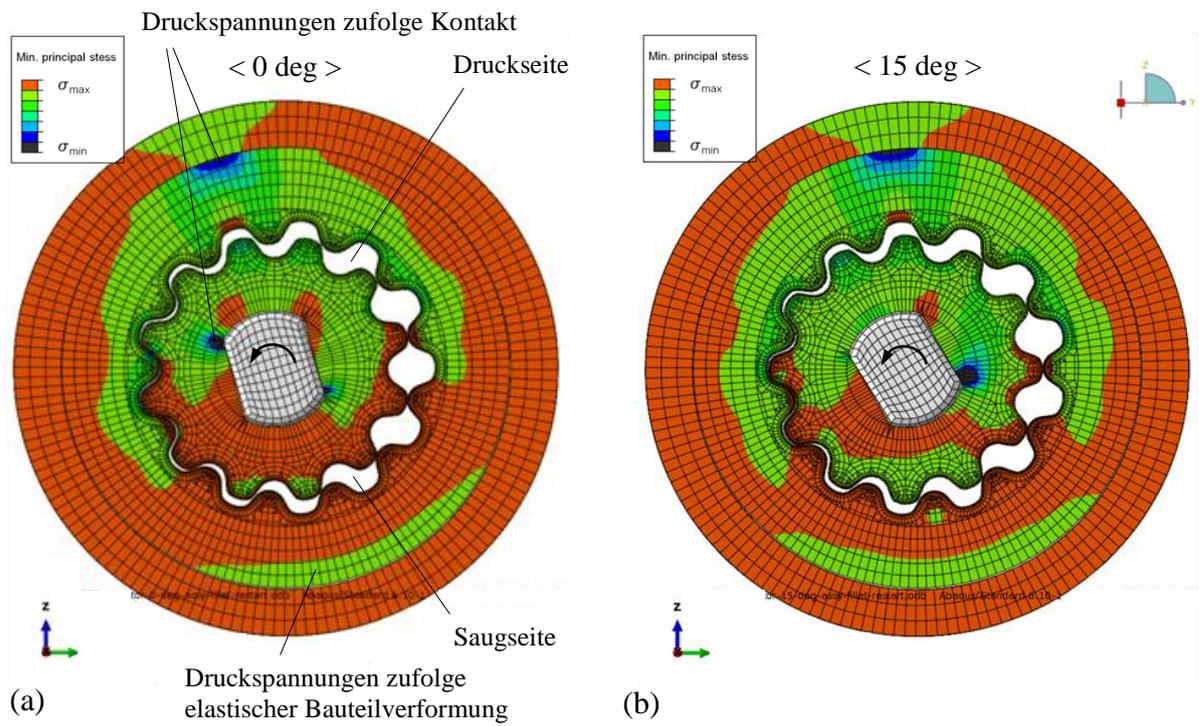
**Tab. 6.3:** Pumpenspiel und Kontaktkräfte (zu Abbildungen 6.9a-d)

	Abbildung	6.9a	6.9b	6.9c	6.9d
Pumpenspiel [mm]	Innenrotor - Welle	0,020	0,020	0,000	0,000
	Außenrotor - Pumpengehäuse	0,020	0,000	0,020	0,000
	Zahnkopfspiel	0,040	0,040	0,040	0,040
Kontaktkräfte [N]	Innenrotor - Welle	0	0	15	243
	Außenrotor - Pumpengehäuse	15	15	0	229
	Zahn 1 (Z1)	154	245	155	294
	Zahn 2 (Z2)	136	0	147	0
	Zahn 3 (Z3)	0	0	0	0
	Zahn 4 (Z4)	183	226	179	157
	Zahn 5 (Z5)	0	0	0	0
Zahn 6 (Z6)	120	41	138	204	

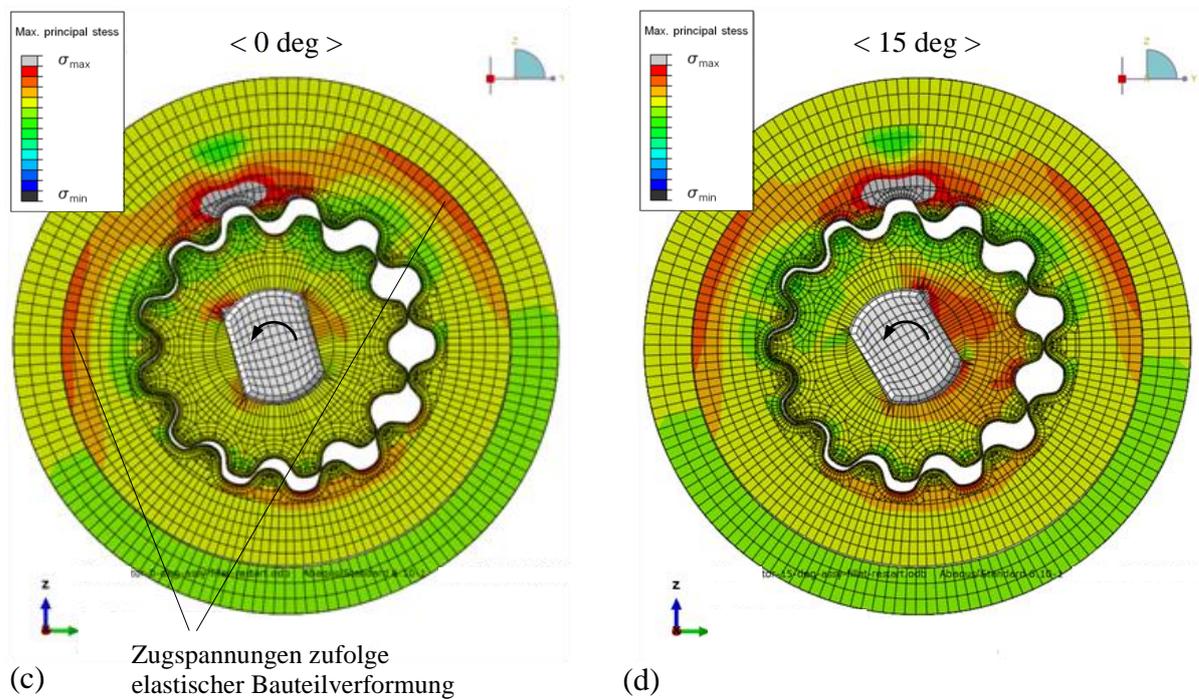
Für die Materialeigenschaften wurden ein E-Modul von 122.500 N/mm<sup>2</sup> und eine Querdehnungszahl von 0.26 für Innen- und Außenrotor festgelegt. Welle und Pumpengehäuse wurden nicht modelliert und sind als virtuelle Teile berücksichtigt. Die ermittelten Kontaktzonen von Außenrotor und Gehäusebohrung decken sich mit den aus Abbildung 2.13 ersichtlichen radialen Anlaufspuren. Wenngleich für die betrachteten Betriebszustände elastische Verformungen zufolge der wirkenden Betriebslast nicht von Relevanz sind, lässt sich dennoch anhand der Spannungsverteilung eine Tendenz zu einer elliptischen Verformung des Außenrotors feststellen (Abb. 6.9c).

Zur weiteren Verifizierung der mit dem in der CATIA V5 Arbeitsumgebung verfügbaren *ELFINI*-Solver erzielten Ergebnisse wurde ein entsprechendes Modell unter Verwendung der FE-Software *Abaqus* erstellt. Abbildung 6.10 zeigt die am Beispiel von Referenzpumpe 1 ermittelten Spannungsverläufe. Das FE-Netz besteht aus strukturierten Hexaederelementen und einer lokalen Netzverfeinerung in den möglichen Kontaktzonen (unstrukturierte Tetraederelemente mit einer Elementgröße von 0,05 mm). Das Gehäuse wurde in vereinfachter Weise als Ring modelliert und die Welle auf die Rotorbreite beschränkt, d. h., Berücksichtigung fanden lediglich die Bereiche der Zentrierung und der Drehmitnahme.

## Druckspannung



## Zugspannung



**Abb. 6.10:** Spannungsverteilung für unterschiedliche Drehwinkelpositionen von Referenzpumpe 1,  $p = 30$  bar: (a), (b) Druckspannungen; (c), (d) Zugspannungen

**Tab. 6.4:** Randbedingungen zu Abb. 6.10

Abbildung	6.10a, c	6.10b, d
Winkelposition [deg]	0	15
Pumpenspiel		
Innenrotor - Welle [mm]	0,020	
Außenrotor - Pumpengehäuse [mm]	0,040	
Zahnkopfspiel [mm]	0,050	
Materialeigenschaften		
E-Modul [N/mm <sup>2</sup> ]	122.500	
Querdehnungszahl [-]	0,26	

**Anmerkung:**

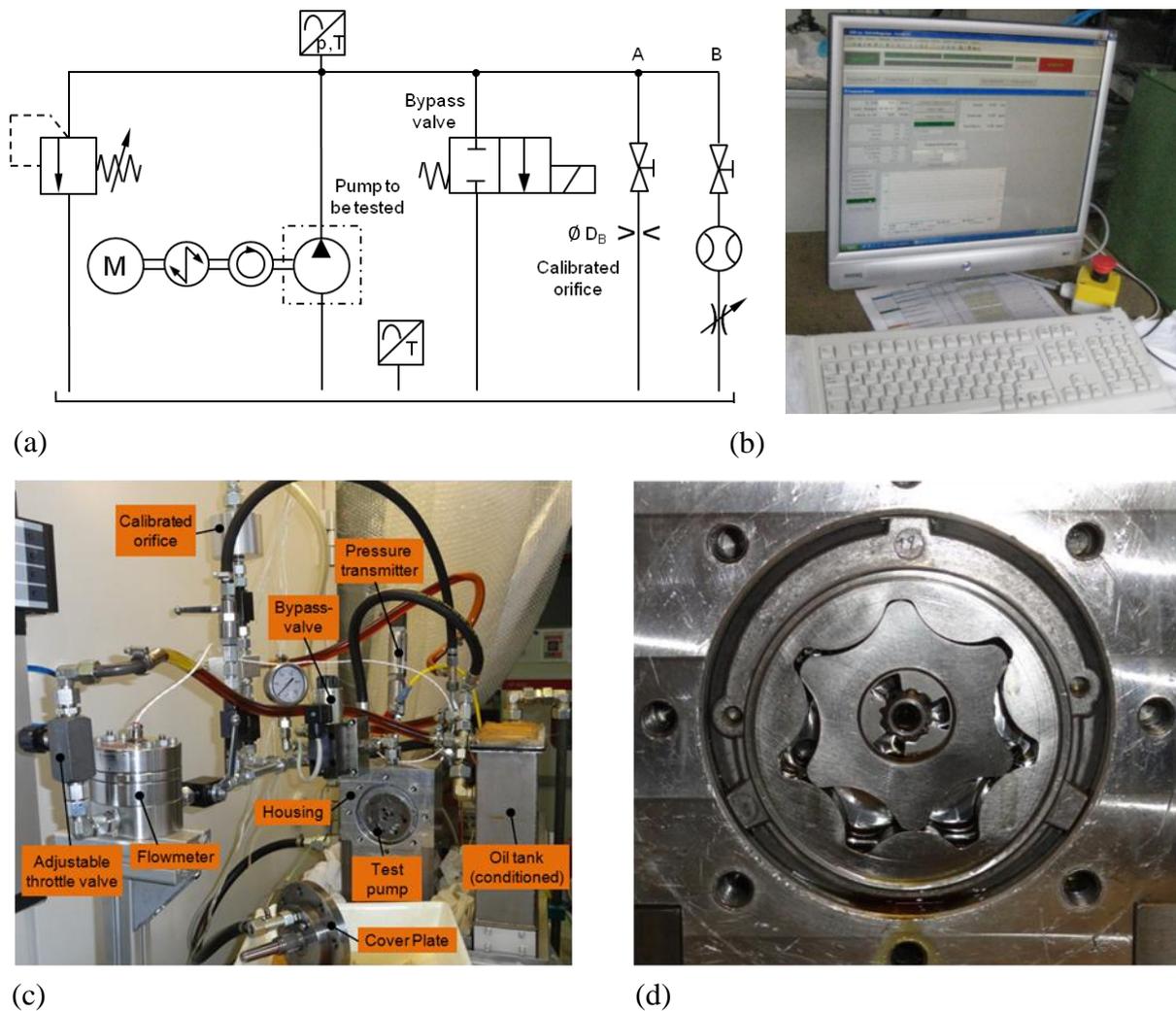
Analysen mit den ausgewählten Referenzpumpen haben gezeigt, dass die elastischen Verformungen – für die in automotiven Anwendungen typischen Betriebszustände mit Drücken bis zu 30 bar – im Verhältnis zu deren relativen Verschiebungen vernachlässigbar sind und für im Rahmen dieser Arbeit beschriebene Anwendungen ein Starrkörperansatz ausreichend wäre. Dennoch hat das Modell zusätzliche Potenziale zur Analyse von Anwendungen mit höheren Drücken oder der Verwendung alternativer Werkstoffe (z. B. Al-Legierungen, technische Kunststoffe).

## 6.6 Ergebnisse mit implementierten Submodellen

Nachfolgend werden ausgewählte Resultate, die mit dem gesamtheitlichen Pumpenmodell generiert wurden, präsentiert und den am Pumpenprüfstand ermittelten Messergebnissen gegenübergestellt. Zur Validierung der Modelle und zur Quantifizierung der Einflüsse der Pumpenspiele (Seitenspalt, Kopfspalt, Lagerspiele) auf das Betriebsverhalten und die Wirkungsgradcharakteristik der Pumpen erfolgten umfangreiche experimentelle Tätigkeiten. Zwecks Minimierung der Einflüsse freier Parameter fand ein Master-Gehäuse Verwendung, und es wurden lediglich die Rotorsätze ausgetauscht, um die gewünschten Toleranzkonfigurationen von lateralen und radialen Dichtspalten sowie die Lagerspiele zu definieren. Die Amplitude der Druckpulsationen wird neben den Leckagen stark vom vorhandenen druckseitigen Volumen beeinflusst; je kleiner das Volumen, desto größer sind die Druckschwingungen. Für die Validierung der instationären Druckverläufe war es somit erforderlich, wie auch in anderen Arbeiten [44, 117, 141] aufgezeigt, Einflüsse wie z. B. die Gestaltung der Druckleitung, die Art der Lastaufbringung, die Anordnung der Drucksensoren etc. im Fluid-Dynamic-Modell zu berücksichtigen. Zum Einsatz kam daher ein in der Fluid-Dynamic-Simulation zuverlässig reproduzierbarer Prüfstandsaufbau, um zusätzliche aus dem Prüfstand resultierende Einflüsse weitgehend zu minimieren.

Für die betrachteten Referenzpumpen wurden umfangreiche Messreihen von stationären und instationären Betriebszuständen bei verschiedenen Lastdrücken, Antriebsdrehzahlen und Öltemperaturen durchgeführt. Bei elektromotorisch betriebenen Pumpen mit prinzipbedingt kleineren Pumpenabmessungen sind vorwiegend die statische Pumpencharakteristik (Druck und Durchfluss über Drehzahl) in einem großen Drehzahlbereich (in Abhängigkeit vom DC-Motor, z. B. bis 6.000 U/min) bzw. die entsprechenden Wirkungsgrade von Interesse. Dagegen sind bei mit Differenzdrehzahl betriebenen Pumpen, die bauartbedingt größere Verdrängervolumina aufweisen, neben der Dichtheit (der bei einer definierten Antriebsdrehzahl bei verschlossener Druckleitung erreichbare Mitteldruck) die Pumpenpulsationen bei verhältnismäßig kleinen Absolutdrehzahlen (abhängig von der Anwendung, z. B. 50 ... 120 U/min) von Relevanz. Durch die getroffene Wahl der Referenzpumpen konnten – unter Berücksichtigung der vorhandenen messtechnischen Einrichtungen – sowohl für die Validierung stationärer als auch instationärer Betriebszustände geeignete Pumpentypen herangezogen werden. Somit war es möglich, die Einflüsse der Saug- und Druckleitungen auf das Messergebnis klein zu halten.

Der Aufbau des Pumpenprüfstandes ist aus Abbildung 6.11 ersichtlich. Die zu prüfende Pumpe wird in einem Aufnahmeblock montiert, der Innenrotor wird über eine drehzahlgeregelte E-Maschine angetrieben. Der saugseitige Zulauf erfolgt aus einem Ausgleichsbehälter mit einstellbarem Füllstandsniveau, der über eine Umwälzpumpe an den über Heizelemente konditionierbaren, thermoisolierten Öltank gekoppelt ist. Die Filtrierung erfolgt im Nebenstrom. Im Rücklauf ist ein Luftabscheidesieb angeordnet.<sup>50</sup> Die Komponenten der Druckseite umfassen ein Druckbegrenzungsventil, ein Bypass-Ventil für drucklosen Umlauf und zwei Messpfade (A, B), die wahlweise über Kugelhähne aktiviert werden können.



**Abb. 6.11:** Pumpenprüfstand: (a) Schema des Hydraulikkreises; (b) Messrechner; (c) Prüfstands Aufbau; (d) Detailansicht Rotorsatz

<sup>50</sup> Umwälzpumpe, Filter, Heizelemente und Luftabscheidesieb sind in Abb. 6.11 nicht dargestellt. Deren Einsatz variiert je nach zu prüfendem Pumpentyp und Temperaturbereich. Optional kann der gesamte Prüfaufbau in einer Klimakammer untergebracht werden (z. B. für Tieftemperaturuntersuchungen).

Pfad A wird durch eine kalibrierte Messblende<sup>51</sup> beschränkt und dient, bei verschlossenem Pfad B, zur Messung des gemittelten Lastdrucks sowie der dynamischen Druckpulsationen am Pumpenauslass. Pfad B enthält ein einstellbares Drosselventil und dient zur Ermittlung der stationären Druck-Durchfluss-Kennlinien, während Pfad A geschlossen ist. Abbildung 6.11c gibt einen Überblick über die Anordnung der Komponenten am Pumpenprüfstand. Abbildung 6.11d zeigt den Rotorsatz im Master-Gehäuse bei entferntem Deckel.

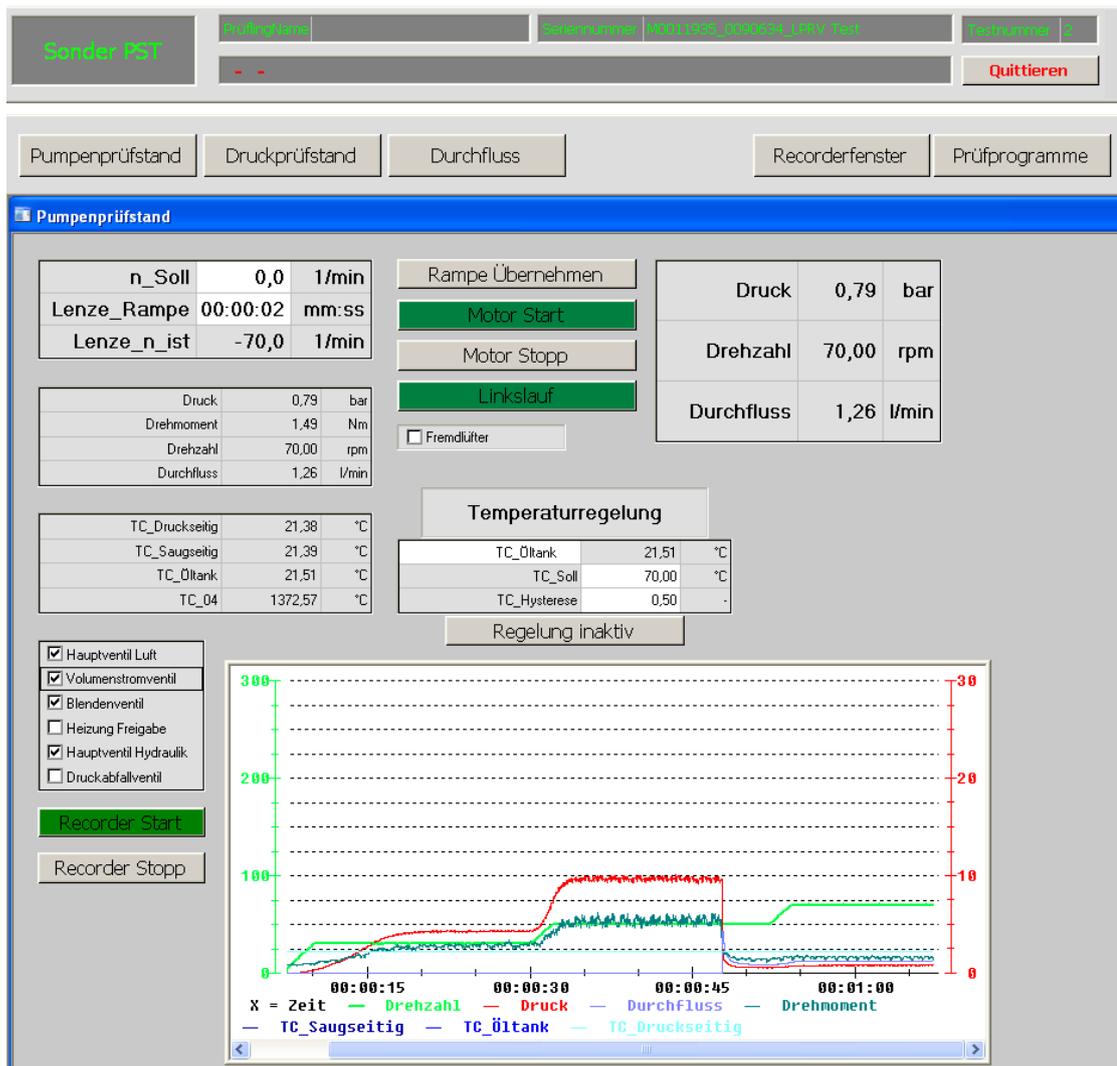


Abb. 6.12: Software zur Prüfstandssteuerung und Messdatenerfassung

<sup>51</sup> Der Blendenquerschnitt ( $\varnothing D_B$  in Abb. 6.11a) ist klein im Verhältnis zu den anderen Strömungsquerschnitten ( $D/D_B > 10$ ).

Zur Aufnahme der Messdaten wurde nach folgendem Ablauf vorgegangen:

### **i. Messung der stationären Pumpencharakteristik**

Nach Einbau der zu prüfenden Rotor-Konfiguration in das Mastergehäuse wird das System in einer kurzen Einlaufzeit (ca. 10 Minuten) durch Spülen auf die erforderliche Öltemperatur konditioniert und der Lastdruck bei konstanter Antriebsdrehzahl am Innenrotor über eine verstellbare Drossel (Pfad B in Abb. 6.11a) moduliert. In stabilisierten stationären Betriebspunkten werden die zeitlichen Verläufe der in Tabelle 6.5 dargestellten Messgrößen über die Messdatenerfassung aufgezeichnet. Für die anschließende Auswertung und die Erstellung der stationären Pumpenkennfelder werden die zeitlich gemittelten Werte von 10 Wellenumdrehungen je Betriebspunkt herangezogen. Da das geometrische Verdrängervolumen bekannt ist, können die Leckvolumenströme und der volumetrische sowie der mechanisch-hydraulische Pumpenwirkungsgrad anschließend berechnet werden.

### **ii. Messung der Pumpenpulsationen**

Im konditionierten Zustand (Ablauf siehe oben) wird das System gegen das Druckbegrenzungsventil mit maximalem Systemdruck entlüftet (Bypassventil sowie Pfad A und Pfad B sind leckölfrei geschlossen). Anschließend wird bei einer konstanten Pumpenantriebsdrehzahl der Pumpendruck über eine kalibrierte Messblende (Pfad A in Abb. 6.11a) abgebaut, und die zeitlichen Verläufe der Messgrößen werden aufgezeichnet.

### **iii. Dichtheitsprüfung (Einfluss des Pumpenspiels)**

Konditionieren und Entlüften siehe oben. Anschließend wird der DBV-Einstellwert erhöht, und die Pumpe fördert mit einer definierten Antriebsdrehzahl gegen den verschlossenen Auslass. Dabei werden lediglich die systembedingten (internen und externen) Leckagen nachgefördert, und der bei einer bestimmten Drehzahl erreichbare Druck wird als Maß für die Dichtheit der Pumpe herangezogen.<sup>52</sup> Somit lässt sich der Einfluss unterschiedlicher geometrischer Toleranzlagen auf die Pumpenperformance nachvollziehbar beurteilen.

Zur Prüfstandssteuerung und Aufzeichnung der Messdaten wurde eine speziell für den automotiven Prüfstandsbereich entwickelte Software vom Typ *TORNADO* der Firma *Kristl, Seibt & Co GmbH* [142] herangezogen (Abb. 6.12). Für die Messdatenerfassung kam ein *Dewetron DEWE-Rack* [143] mit den für die entsprechenden Messgrößen benötigten Verstärkern zum Einsatz. Die anschließende Sichtung und Auswertung der Daten wurde unter Verwendung der Messdatensoftware *DIAdem* [144] der Firma *National Instruments* durchgeführt.

---

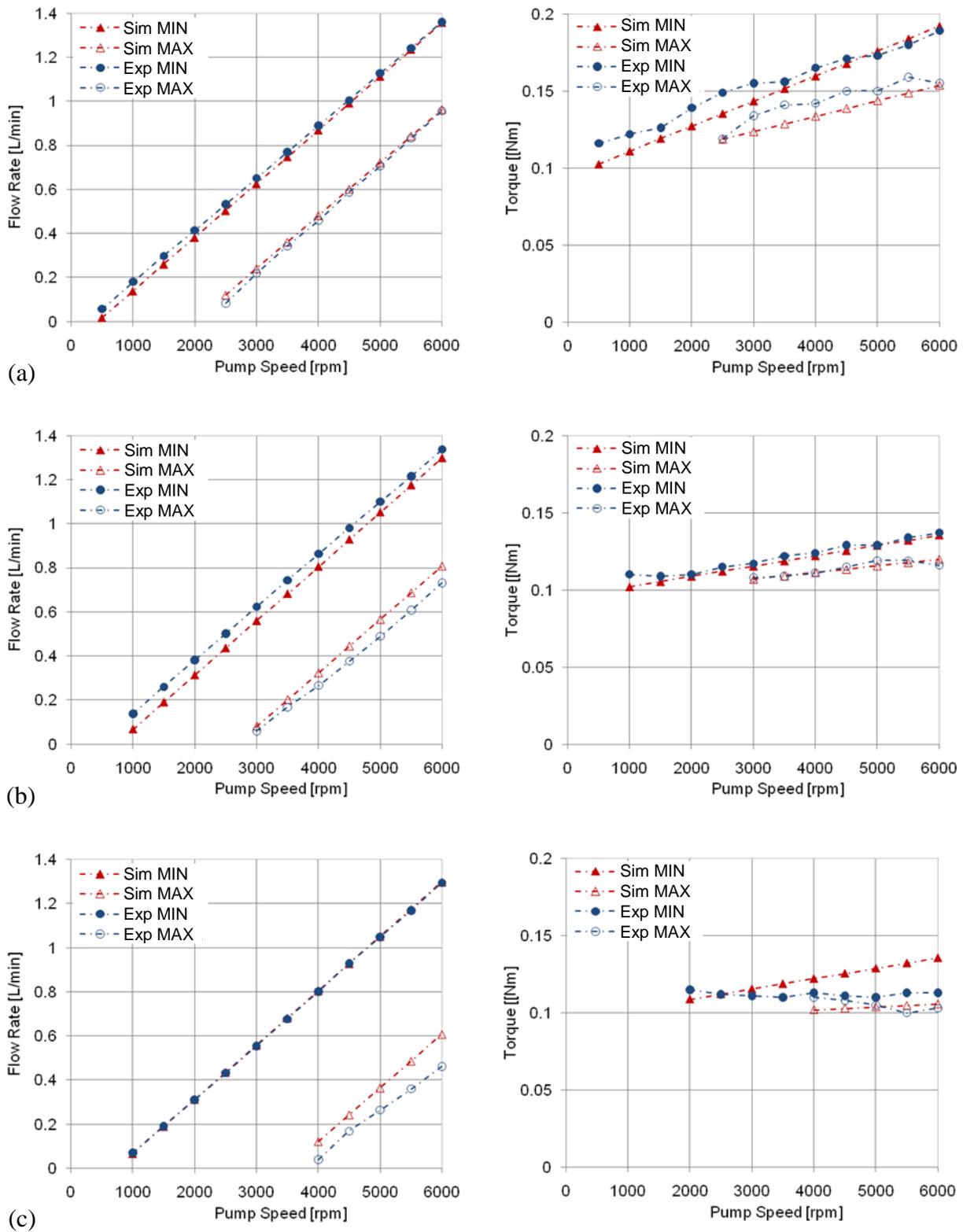
<sup>52</sup> Dabei handelt es sich generell um kleine Drehzahlen in der Größenordnung von 30 bis 50 U/min. Diese sind – in Abhängigkeit vom maximal zulässigen Systemdruck und der Öltemperatur – so festzulegen, dass bei einer Konfiguration mit minimalem Pumpenspiel das DBV nicht öffnet.

**Tab. 6.5:** Messgrößen am Pumpenprüfstand

Messgröße	Einheit	Messbereich	Messgenauigkeit	Auflösung des Sensors	Abtastrate
Temperatur (Tank)	°C	-200 ... 1.300	0,15	0,2	100
Temperatur (Druckseite)	°C	-200 ... 1.300	0,15	0,2	100
Druck (Druckseite)	bar	0 ... 40	0,1%	0,08	100
Drehzahl	U/min	0 ... 10.000			100
Volumenstrom	l/min	0,02 ... 18	0,3 %	1.500 Hz	100
Druck (Saugseite)	bar		0,1 %	0,01	100
Temperatur (Saugseite)	°C	-200 ... 1300	0,15	0,2	100
Drehmoment	Nm	0 ... 200	0,05 %	0,1	100

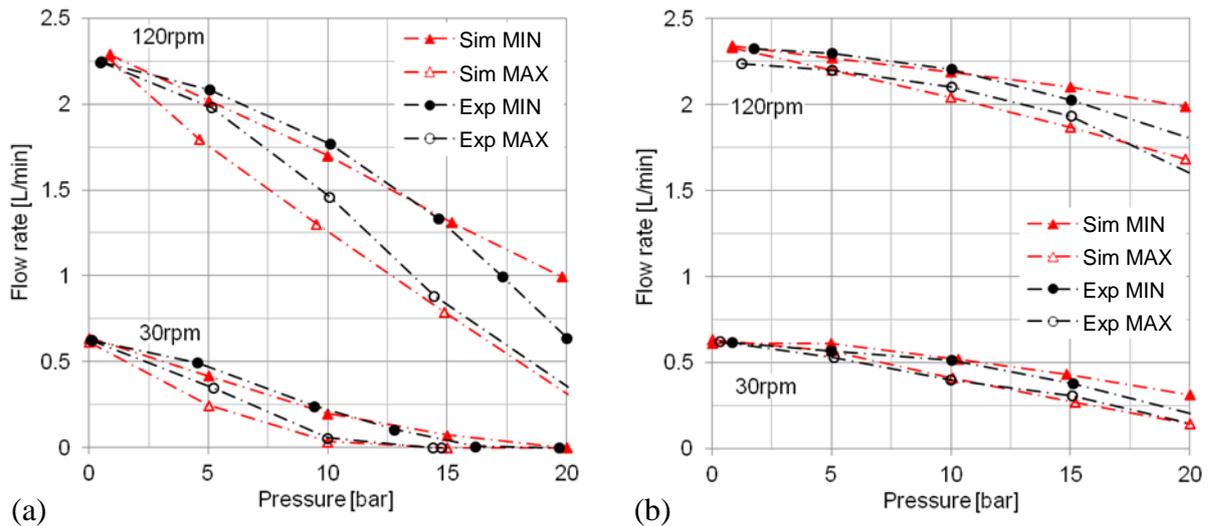
Nachfolgend werden exemplarisch Ergebnisse, die zur Validierung stationärer sowie instationärer Betriebszustände der betrachteten Referenzpumpen herangezogen wurden, präsentiert. Die Validierung des Pumpenmodells hinsichtlich des stationären Betriebsverhaltens erfolgte über Druck-Durchfluss-Kennlinien für unterschiedliche Betriebszustände und Toleranzlagen. Ergebnisse für Referenzpumpe 1 sind in Abbildung 6.13, jene für Referenzpumpe 2b in Abbildung 6.14 dargestellt. Dazu wurden jeweils Grenzmusterpumpen mit den nach Tabelle 5.1 definierten Pumpenspielen herangezogen. Es kennzeichnet „Sim MIN“ das Simulationsergebnis einer Konfiguration mit minimalem Pumpenspiel, während „Sim MAX“ das Simulationsergebnis mit maximalem Pumpenspiel darstellt. Die entsprechenden experimentellen Daten sind mit „Exp MIN“ und „Exp MAX“ bezeichnet.

Abbildung 6.13 zeigt, am Beispiel von Referenzpumpe 1, über den gesamten Drehzahlbereich eine gute Korrelation mit den am Prüfstand ermittelten stationären Größen für Fördervolumenstrom und Antriebsdrehmoment. Es werden Ölttemperaturen von 25, 50 und 90°C bei einem jeweils konstanten Lastdruck von 20 bar betrachtet. Die entsprechenden qualitativen Wirkungsgradverläufe sind – in Abhängigkeit der Einflussfaktoren Pumpendrehzahl, Öltemperatur und Pumpenspiel – für den volumetrischen Wirkungsgrad aus Abbildung 2.2, für den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad aus Abbildung 2.7 sowie für den Gesamtwirkungsgrad aus Abbildung 2.8 ersichtlich. Die erforderlichen Koeffizienten (Blendenbeiwerte  $c_q$ ) zur Abstimmung der ein- und auslassseitigen Widerstände wurden in Anlehnung an die Fachliteratur [100, 145] gewählt und nach einer anschließenden Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse mit den Messdaten geringfügig angepasst.



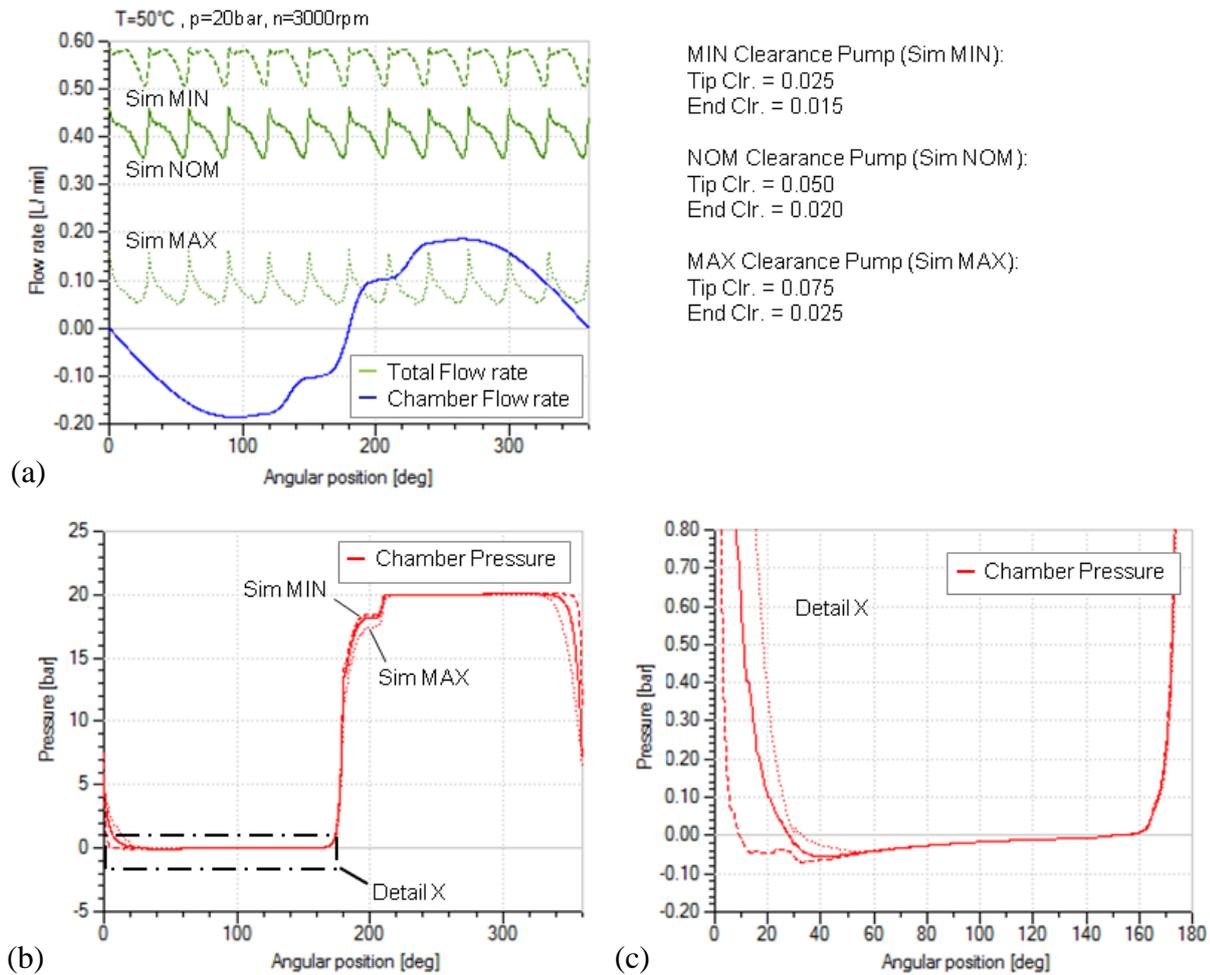
**Abb. 6.13:** Simulierte und gemessene Pumpenkennlinien für MIN/MAX Pumpenspiel von Referenzpumpe 1 bei  $p = 20$  bar und unterschiedlichen Öltemperaturen: (a)  $T = 25^\circ\text{C}$ ; (b)  $T = 50^\circ\text{C}$ ; (c)  $T = 90^\circ\text{C}$

Abbildung 6.14 zeigt, am Beispiel von Referenzpumpe 2b, eine Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse mit den am Pumpenprüfstand experimentell ermittelten Daten für die stationäre Druck-Durchfluss-Charakteristik bei konstanten Antriebsdrehzahlen von 30 und 120 U/min und Öltemperaturen von 30 und 70°C. Es lässt sich für beide Toleranzlagen über den gesamten Betriebsdruckbereich eine hohe Übereinstimmung von Simulation und Messung erkennen.



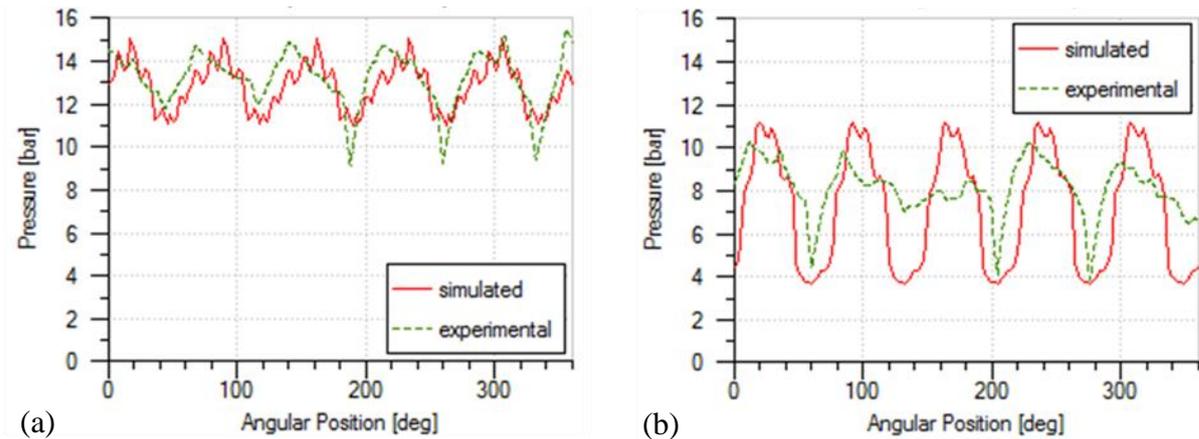
**Abb. 6.14:** Simulierte und gemessene Pumpenkennlinien für MIN/MAX Toleranzlage von Referenzpumpe 2b bei  $n = 30$  und  $n = 120$  U/min und unterschiedlichen Öltemperaturen: (a)  $T = 30^\circ\text{C}$ ; (b)  $T = 70^\circ\text{C}$

Neben einer zuverlässigen Vorhersage stationärer Betriebszustände unterschiedlicher Pumpenkonfigurationen ermöglicht das Pumpenmodell eine Analyse der Förderstrom- und Druckpulsationen sowie der Strömungsverhältnisse im Inneren der Pumpe. Abbildung 6.15a zeigt, am Beispiel von Referenzpumpe 1, den berechneten instationären Fördervolumenstrom am Pumpenausgang für eine Konfiguration mit minimalem, nominellem und maximalem Pumpenspiel (Toleranzen nach Tabelle 5.1). Der instationäre Druckverlauf im Kontrollvolumen einer Verdrängerammer während einer Umdrehung ist in Abbildung 6.15b dargestellt. Die zeitlich gemittelten Fördervolumenströme für die betrachteten Toleranzlagen korrelieren mit den am Pumpenprüfstand ermittelten Werten (siehe Messdaten für Grenzmusterpumpen mit minimalem und maximalem Pumpenspiel, Anhang B2). Auswirkungen der für das Pumpenspiel verantwortlichen geometrischen Toleranzen auf die instationären Förderstrom- und Druckverläufe können somit zuverlässig beurteilt werden. Darüber hinaus ermöglicht das zugrunde gelegte Fluidmodell [102] eine Beurteilung von möglichen Aerations- oder Kavitationserscheinungen (Detail X in Abb. 6.15). Wichtige Betriebsparameter wie der Ungleichförmigkeitsgrad des Förderstromes oder der volumetrische Wirkungsgrad werden berechnet und sind direkt über das Analyse-Fenster der grafischen Benutzeroberfläche zugänglich (VIII in Abb. 4.2), wodurch die einfache Bedienung weiter unterstützt wird.



**Abb. 6.15:** Referenzpumpe 1: (a) simulierte Förderstrompulsationen am Pumpenauslass; (b) Kammerdruckverlauf; (c) Druckverlauf während der Saugphase (Detail)

Abbildungen 6.16a und 6.16b zeigen, am Beispiel von Referenzpumpe 2a, eine Gegenüberstellung von Simulationsergebnissen mit Messdaten für den instationären Druckverlauf am Pumpenausgang bei minimalem und maximalem Pumpenspiel. Wie aus den Abbildungen ersichtlich ist, korrelieren die mit dem Pumpenmodell generierten Ergebnisse gut mit den experimentellen Untersuchungen: Der Druckverlauf hat eine vergleichbare Form und zeigt Druckspitzen der fünften Ordnung zur Antriebsdrehzahl, auch die Amplitude liegt in der selben Größenordnung. Der Verlauf der Druckpulsationen konnte für alle nach Tabelle 5.2 betrachteten Betriebszustände in der Simulation zuverlässig reproduziert werden. Die am Pumpenprüfstand ermittelten Druckverläufe zeigen jedoch zusätzlich eine ausgeprägte sinusförmig verlaufende Grundschwingung erster Ordnung zur Antriebsdrehzahl (Abb. 6.17a), die in der Simulation nicht wiedergegeben wird. Dieser Effekt ist bei allen betrachteten Referenzpumpen zu beobachten und lässt sich auch bei anderen Drehkolbenmaschinen wie z. B. bei Außenzahnpumpen [115, 141] feststellen. Diese überlagerte Grundschwingung kann auf Exzentrizitätsfehler zufolge Verschiebungen der Rotordrehachsen sowie auf fertigungstechnisch bedingte Formtoleranzen der Rotorprofilgeometrie zurückgeführt werden, die sich unmittelbar auf die Zahnkopfspiele auswirken.



**Abb. 6.16:** Simulierte und gemessene Druckpulsationen bei Referenzpumpe 2a bei  $T = 60^\circ\text{C}$  und  $n = 40 \text{ U/min}$  (a) MIN; (b) MAX Clearance Pump

In Abbildung 6.17a ist der zeitliche Verlauf des simulierten und experimentell ermittelten Drucksignals für eine Pumpenkonfiguration mit minimalem Pumpenspiel über drei Rotorumdrehungen dargestellt. Eine einfachere Gegenüberstellung der Signale kann, wie aus den Abbildungen 6.17b und 6.17c ersichtlich ist, durch einen Vergleich des Frequenzspektrums erfolgen. Dazu wurde unter Einsatz der in der *LMS Imagine.Lab AMESim* Umgebung verfügbaren Methoden zur Linearanalyse [146] durch Linearisierung eines gewählten Betriebspunktes eine Fourier-Transformation (FFT) des Drucksignals durchgeführt. Dabei sind folgende Effekte zu berücksichtigen: Die Ergebnisse sind hinsichtlich maximaler Amplituden und ihrer Verteilung über unterschiedliche Frequenzbereiche sehr stark von den gewählten FFT-Parametern, nämlich von der Abtastfrequenz und der Fensterwahl, abhängig. Weiters wurde festgestellt, dass die von der Pumpe induzierten Förderstrom- und Druckpulsationen Schwankungen in der Antriebsdrehzahl der E-Maschine hervorrufen können. Dies führt dazu, dass die maximalen Amplitudenwerte um ihre nominalen Frequenzwerte streuen. Um diesen Problemen entgegenzuwirken, wurde, wie von *Vacca et al.* in [141] vorgeschlagen, die Gesamtleistungsfunktion angewendet. Diese, auch unter dem Namen Parseval'sches Theorem bekannte, Funktion kann sowohl für kontinuierliche als auch für diskrete Signale angewendet werden. Sie besagt nach Gleichung 6.1, dass die über die gesamte Abtastzeit integrierte Energie eines Schwingungsverlaufes  $p(t)$  der Gesamtenergie der Fourier-Transformation des Schwingungsverlaufes  $P(f)$  entspricht [147].

$$\prod_k = \sum_{f_k - \Delta f}^{f_k + \Delta f} [P(f)]^2 \quad (\text{Gl. 6.1})$$

Für ein diskretes Signal und ein passend gewähltes Intervall  $\Delta f$  ist  $\prod_k$  für jede Grundfrequenz  $f_k$  (mit  $k = 1, \dots, m$ ) annähernd konstant. Somit ist der Wert  $\prod_k$  ( $k = 1, \dots, m$ ) nicht mehr von den gewählten FFT-Parametern wie der Messdauer oder der Abtastfrequenz abhängig. Ein weiterer Vorteil dieser Methode besteht darin, dass bei passender Wahl des Intervalls  $\Delta f$

simulierte Ergebnisse von Modellen mit exakt konstanter Drehzahl mit Messdaten mit schwankender Drehzahl verglichen werden können. Für weitere Informationen zur Linearanalyse wird auf die entsprechende Fachliteratur [147] verwiesen. Die über die Gesamtleistungsfunktion nach Gleichung 6.1 berechneten Energiedichten sind für die FFT-Signale in Abbildung 6.17b und Abbildung 6.17c angegeben. Während in Abbildung 6.17b die Grundschiwingung erster Ordnung im Frequenzspektrum des gemessenen Drucksignals ersichtlich ist, wurde in Abbildung 6.17c das gemessene Drucksignal mit einem Hochpassfilter und einer Grenzfrequenz von 3,33 Hz gedämpft. Dies ermöglicht einen direkten Vergleich der Simulationsergebnisse mit den gemessenen Signalen, ohne Einfluss der Grundschiwingung erster Ordnung auf die Antriebsdrehzahl.

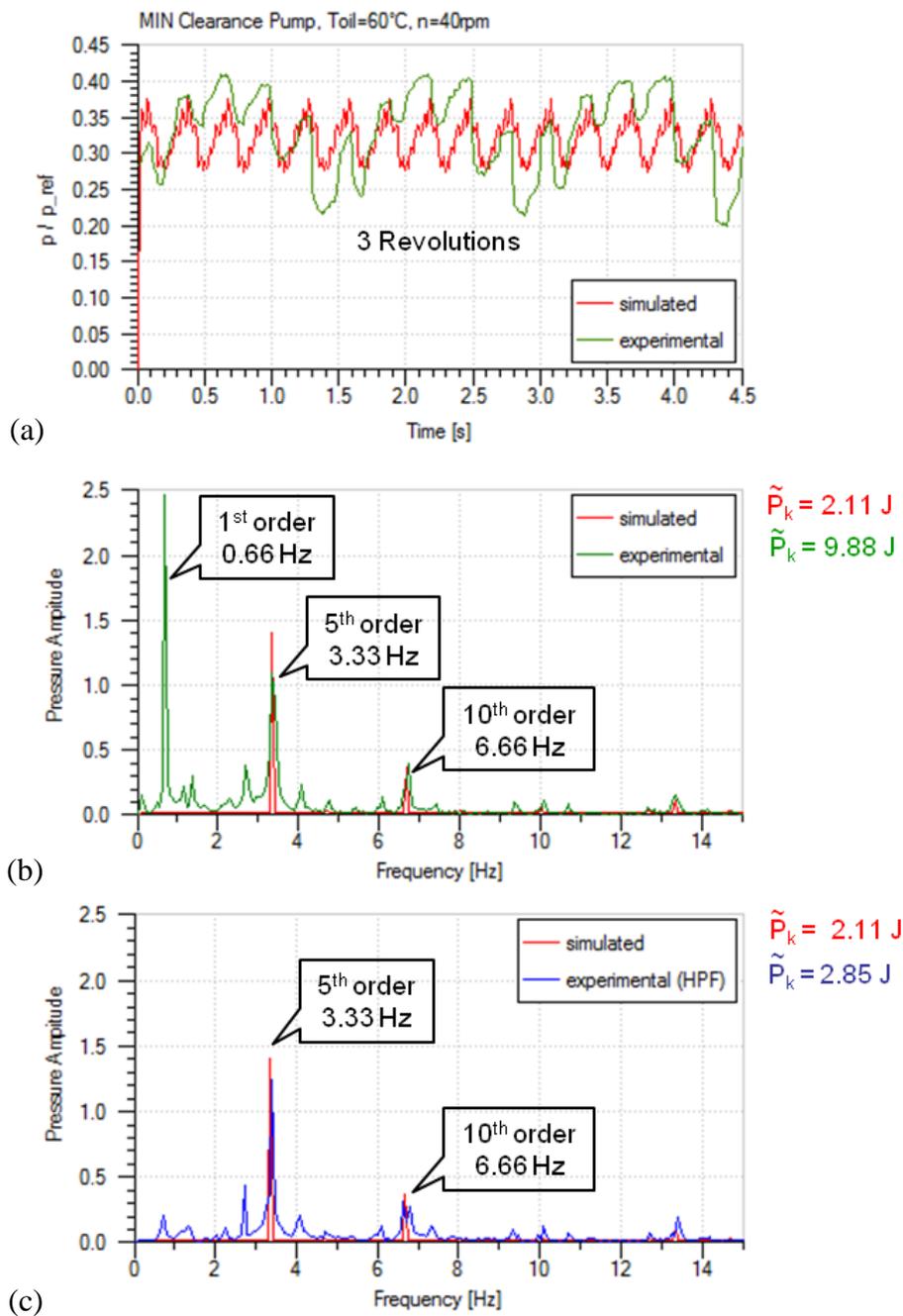
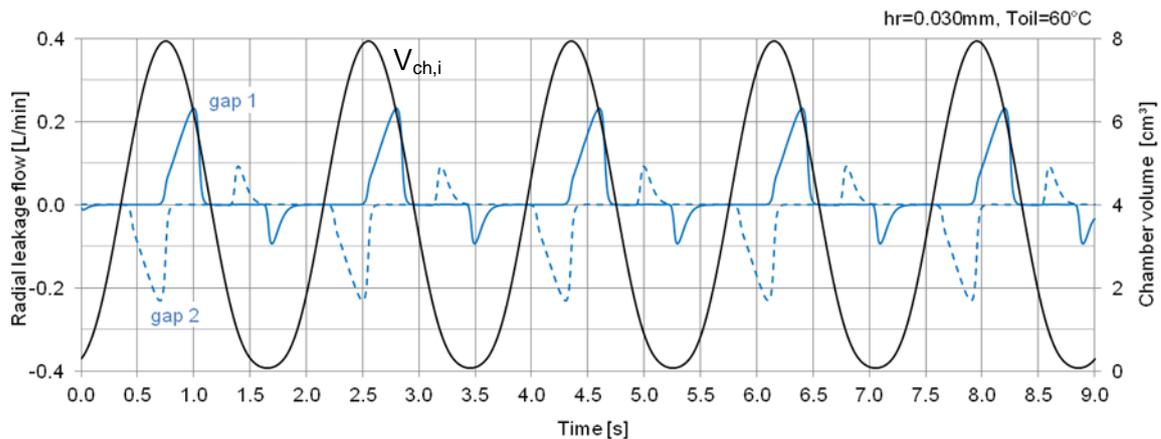


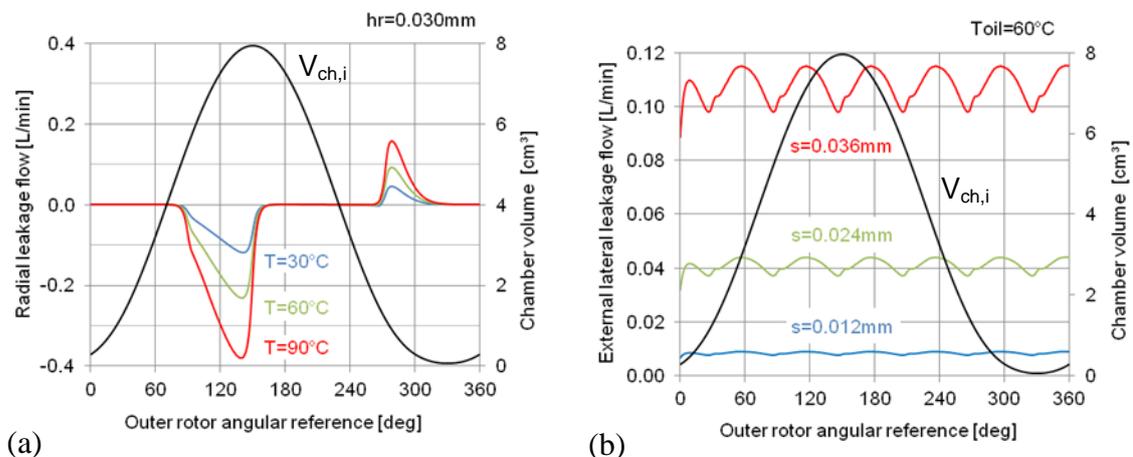
Abb. 6.17: Referenzpumpe 2a: (a) Zeitlicher Druckverlauf; (b), (c) Frequenzspektrum

Nachfolgende Abbildungen geben, am Beispiel von Referenzpumpe 2b, einen Einblick in die internen und externen Leckölstromverläufe. Abbildung 6.18 zeigt, neben der Änderung des Kammervolumens  $V_{ch,i}$  einer betrachteten Verdrängerkammer, die instationären Verläufe der internen Leckölströme zufolge der Zahnkopfspiele zwischen benachbarten Verdrängerkammern bei einem nominellen Zahnkopfspiel von  $30\ \mu\text{m}$  und einer Öltemperatur von  $60^\circ\text{C}$ . „Gap 1“ kennzeichnet jenen Leckölstrom, welcher zwischen der vorangegangenen Verdrängerkammer (Kontrollvolumen  $V_{ch,i-1}$ ) und der aktuell betrachteten Verdrängerkammer (Kontrollvolumen  $V_{ch,i}$ ) auftritt. Jener Leckölstrom, der zwischen der aktuell betrachteten und der nachfolgenden Kammer ( $V_{ch,i+1}$ ) ausgetauscht wird, ist mit „gap 2“ bezeichnet.



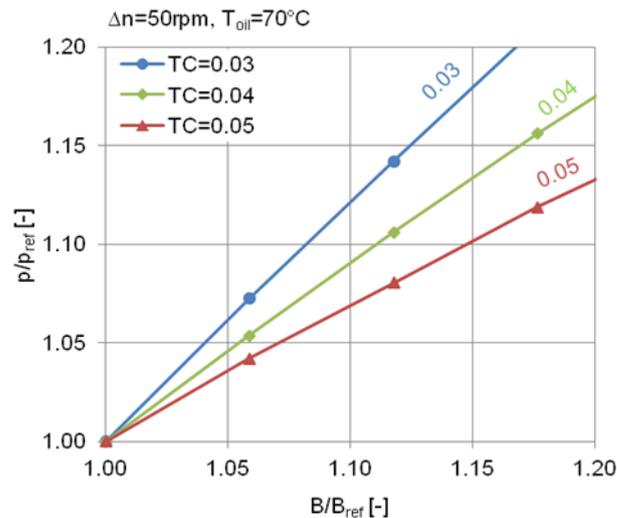
**Abb. 6.18:** Instationärer Verlauf des Kammervolumens und der radialen Leckölströme (Referenzpumpe 2b)

Der Einfluss der Öltemperatur auf den radialen Leckölstrom ist aus Abbildung 6.19a ersichtlich. Abbildung 6.19b demonstriert den Einfluss der lateralen Dichtspalthöhe  $s$  auf die externen Seitenspaltleckagen im gesamtheitlichen Pumpenmodell. Für deren Definition wird auf Abbildung 4.18b verwiesen.



**Abb. 6.19:** (a) Einfluss der Öltemperatur auf den radialen Leckölstrom; (b) Einfluss der Dichtspalthöhe auf den lateralen Leckölstrom (Referenzpumpe 2b)

Abbildung 6.20 zeigt als weiteres Ergebnis, am Beispiel von Referenzpumpe 2b, die mit dem Pumpenmodell ermittelten Zusammenhänge von Rotorbreite, Zahnkopfspiel und erreichbarem mittlerem Druckniveau. Es wurde eine konstante Drehzahl von 50 U/min und eine Öltemperatur von 70°C betrachtet. Diese Zusammenhänge sind für die optimierte Gestaltung differenzdrehzahlführender Systeme von Bedeutung.



**Abb. 6.20:** Einfluss von Rotorbreite und Zahnkopfspiel auf den erreichbaren Pumpendruck (Referenzpumpe 2b)

Anmerkung:

Auch wenn das Modell auf vereinfachten Annahmen beruht, konnte eine hohe Übereinstimmung mit den experimentell ermittelten Daten erzielt werden. Abweichungen sind durch folgende Einflüsse, die im Modell – auf Basis des derzeitigen Entwicklungsstandes – nicht berücksichtigt sind, begründet:

- Vorhandene Formtoleranzen der Rotorsätze (siehe Abweichungen im Verlauf der radialen Spalthöhe  $h_r$  über die Winkelposition der Rotoren, Abb. 6.5).
- Elastische Verformungen zufolge der wirkenden Druckbelastung.<sup>53</sup>
- Einfluss der Rückschlagventile (bei Pumpen, die in beiden Drehrichtungen betrieben werden).<sup>54</sup>

<sup>53</sup> Während elastische Verformungen durch den wirkenden Betriebsdruck beispielsweise bei Referenzpumpe 1 tendenziell eine Vergrößerung des lateralen Pumpenspiels bewirken, wird bei Referenzpumpe 2b zufolge des Drucks, der im an das Pumpengehäuse angrenzenden Kolbenraum wirkt, eine Verkleinerung des lateralen Pumpenspiels hervorgerufen.

<sup>54</sup> Bei Rückschlagventilen, die als Membranventile ausgeführt sind, ist für die Dichtheit ein Mindestdruck erforderlich. Danach kann angenommen werden, dass die Ventile mit steigendem Pumpendruck leckölfrei dicht bleiben.

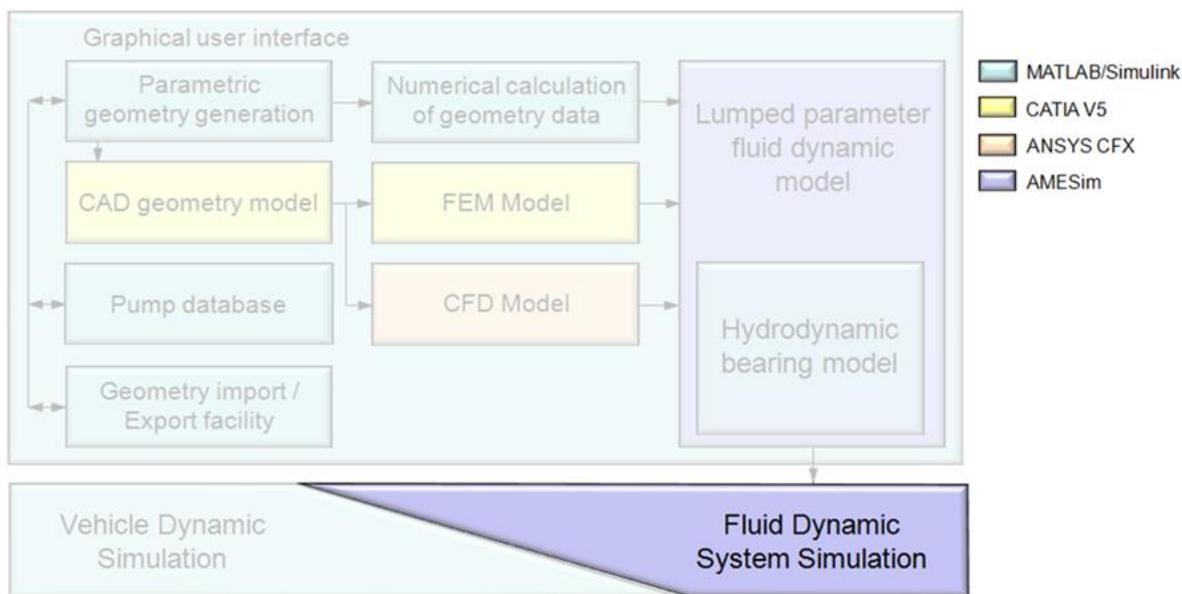
- Abweichungen von der nominellen (theoretisch idealen) Exzentrizitätslage der Rotordrehachsen durch Verschiebungen von Außen- und Innenrotor infolge der resultierenden Druckkräfte und vorhandenen Lagerspiele. Sämtliche Simulationen wurden unter der Annahme theoretisch idealer Rotorgeometrie und nomineller Exzentrizitätslage der Rotordrehachsen durchgeführt (Vernachlässigung von Verschiebungen und elastischen Verformungen zufolge der im Rotorsatz wirkenden Kräfte und Momente).
- Bei der Bewertung und Validierung der Druckpulsationen ist man damit konfrontiert, dass die Messergebnisse eine ausgeprägte Grundschwingung erster Ordnung zur Antriebsdrehzahl zeigen, die in der Simulation nicht darstellbar ist. Solche Effekte konnten auch bei anderen Pumpentypen wie z. B. Außenzahnpumpen [141] nachgewiesen werden und resultieren aus Abweichungen von der idealen Form und Position der Zahnräder, der Lagerung und des Gehäuses, die sich im Rahmen der Fertigungstoleranzen bewegen. Demgegenüber legt das Simulationsmodell den idealen Zustand mit exakter nomineller Geometrie zugrunde.

Die Amplitude der Druckpulsationen wird neben den Leckagen stark vom vorhandenen druckseitigen Volumen beeinflusst. Für die Validierung der instationären Druckverläufe war es somit erforderlich, wie auch in anderen Arbeiten [44, 117, 141] aufgezeigt, Einflüsse wie die Gestaltung der Druckleitung, die Art der Lastaufbringung, die Anordnung der Drucksensoren etc. im Fluid-Dynamic-Modell zu berücksichtigen. Mit steigender Temperatur wächst der Einfluss der Pumpenspiele. Den größten Einfluss auf den volumetrischen Pumpenwirkungsgrad hat dabei das Zahnkopfspiel  $h_r$  (siehe Seite 143, Fußnote 47). Das Modell zeigt auch einen großen Einfluss des Zahnkopfspiels auf die Amplitude der Druckschwingungen. Darüber hinaus hat, wie bereits erwähnt, die druckseitige Last großen Einfluss auf das Schwingungsverhalten, wodurch die große Bedeutung der korrekten Modellierung der auslassseitigen Widerstände auf die Pumpenpulsationen weiter unterstrichen wird.

## 6.7 Beispiele dynamischer Gesamtsystemsimulationen

Ziel des folgenden Abschnittes ist die weitere Veranschaulichung der Möglichkeiten des entwickelten Simulationsansatzes zur prädiktiven Analyse des Betriebsverhaltens von Zahnringpumpen im Rahmen dynamischer Gesamtsystemsimulationen. Die vorgestellte Modellstruktur ermöglicht eine einfache Implementierung des Pumpenmodells in beliebige generische Gesamtsystemsimulationen (Abb. 6.21). Mit dem gesamtheitlichen Lumped-Parameter Fluid-Dynamic-Modell lassen sich – trotz hohem Detaillierungsgrad – ressourcensparende Systemsimulationen durchführen. Auswirkungen unterschiedlicher Pumpendesignparameter (z. B. Zähnezahl, Pumpenbreite, Öffnungswinkel der Nieren etc.) auf das Gesamtsystemverhalten können rasch und zuverlässig beurteilt werden. Besonders bei der Analyse von durch die Pumpe angeregten Schwingungen ist eine ganzheitliche Systembetrachtung unumgänglich. Die Pumpe ist in einem bestimmten Frequenzbereich eine Anregungsquelle für die vorgeschaltete Niederdruck- und die nachgeschaltete Hochdruckseite des hydraulischen Systems. Derartige Gesamtsystemmodelle eignen sich darüber hinaus auch zum virtuellen Testen und

Optimieren von Regelalgorithmen; Auswirkungen von Parameteränderungen im Aktuatoriksystem (z. B. Lüfthub oder Steifigkeit der Lamellenkupplung, Reibungswiderstände etc.) auf das Betriebsverhalten lassen sich in einer frühen Phase des Entwicklungsprozesses beurteilen. Darüber hinaus wird die Durchführung von Kollektivsimulationen (geraffte Lastkollektive) unter Verwendung vereinfachter Modelle zugänglich und Aussagen über mittlere Leistungsaufnahme oder Bauteilverschleiß (Anzahl der Überrollungen über Lebensdauer) werden möglich.<sup>55</sup> Dies kann entweder in Gesamtfahrzeugsimulationen, z. B. unter Verwendung von spezifischen Programmen für die Fahrdynamiksimulation, wie veDYNA in [1-3], aber auch in Subsystemsimulationen wie z. B. in *MATLAB/Simulink* oder in der *LMS Imagine.Lab AMESim* Simulationsumgebung erfolgen.



**Abb. 6.21:** Modellstruktur mit Schnittstelle zur Gesamtsystemsimulation

Nachfolgend werden zwei Beispiele von dynamischen Gesamtsystemsimulationen, die in der *AMESim* Umgebung durchgeführt wurden, vorgestellt. Während zunächst das Gesamtmodell einer elektrohydraulisch aktuierten Kupplung präsentiert wird, werden anschließend ein differenzdrehzahlfühndendes System sowie ausgewählte Simulationsergebnisse betrachtet. Durch die Möglichkeit der durchgängigen Integration in den Entwicklungsprozess kann man weitere Potenziale des entwickelten Tools erschließen.

<sup>55</sup> Unterschiedliche Aufgabenstellungen erfordern ein Pumpenmodell mit einem entsprechend der Aufgabenstellung anpassbaren Detaillierungsgrad. Für dynamische Analysen, in denen Pumpenpulsationen als Anregungsquelle im Gesamtsystem von Relevanz sind, wird das detaillierte physikalische Pumpenmodell unter Berücksichtigung von Trägheitseffekten, kapazitiven Effekten und resistiven Effekten verwendet. In anderen Fällen, z. B. für die Ermittlung von Verbrauchskennwerten oder CO<sub>2</sub>-Emissionen beim Befahren bestimmter Fahrzyklen, wird in einem Zwischenschritt im Allgemeinen ein kennfeldbasiertes Pumpenmodell generiert und somit der erforderliche Ressourcenbedarf für die Gesamtfahrzeugsimulation weiter reduziert.

### 6.7.1 Elektrohydraulisch aktuierte Kupplung (Referenzpumpe 1)

Ein Beispiel einer Gesamtsystemsimulation eines aktiven, elektrohydraulisch aktuierten Kupplungssystems (siehe Referenzpumpe 1, Abb. 5.1) in der *LMS Imagine.Lab AMESim* Umgebung wird anhand von Abbildung 6.22 präsentiert. Das Kupplungssystem umfasst eine nass laufende Reiblamellenkupplung, einen elektrohydraulischen Aktuator, einen Drucksensor, ein Druckbegrenzungsventil und ein Steuergerät. Für das entsprechende Hydraulikschema wird auf Abbildung 1.2a verwiesen. Das *AMESim* Modell enthält Komponenten aus den Bereichen Hydraulik, Mechanik und Elektrik bzw. Regelungstechnik. Das hydraulische Subsystem (I in Abb. 6.22) umfasst neben dem Pumpenmodell (GRP) – das über ein hydraulisches Leitungsmodell mit dem Ringkolben in Verbindung steht und über eine mechanische Schnittstelle an den Elektromotor angebunden ist – ein Modell des Druckbegrenzungsventils (PRV). Das Modell der Zahnringpumpe entspricht dem in Kapitel 4 vorgestellten Ansatz und ist als Superkomponente integriert. Der auslassseitige Strömungskanal und die Druckleitung wurden ebenfalls mit einem Lumped-Parameter Ansatz modelliert, der kapazitive Effekte und Druckverluste berücksichtigt. Somit können Druckschwingungen an der Auslassseite entsprechend einbezogen werden. Das mechanische Subsystem (II) beinhaltet das Modell der nass laufenden Lamellenkupplung, die mechanisch mit dem Kupplungskolben verbunden ist. Das elektrische Subsystem (III) umfasst ein physikalisches Modell des Elektromotors sowie den elektrischen Kreis und die Steuerlogik (ECU), die über ein in der Software hinterlegtes Kennfeld aus der jeweiligen Momentenanforderung eine entsprechende Sollruckanforderung ermittelt. Für regelungstechnische Aspekte wird an dieser Stelle auf entsprechende Diplomarbeiten [69-71] verwiesen.

Abbildung 6.23 zeigt ausgewählte Simulationsergebnisse für definierte Fahrzyklen mit Anteilen für Stadt-, Überland- und Autobahnfahrt. Aus dem Diagramm ist der kumulierte Verlauf der Anzahl an Wellenumdrehungen (Überrollungen) für zwei unterschiedliche Pumpendesignvarianten und jeweils zwei Toleranzlagen (minimales und maximales Pumpenspiel) ersichtlich. Darüber hinaus wurden für die Pumpenkonfigurationen A und B unterschiedliche Fahrzyklen (Kollektiv 1 und Kollektiv 2) zugrunde gelegt. Mit dem vorgestellten Modellierungsansatz können in der Folge Parameterstudien durchgeführt und die Auswirkungen der fertigungstechnisch bedingten Toleranzen einzelner Geometrieparameter auf das Gesamtsystemverhalten bewertet werden. In gleicher Weise kann man zulässige Toleranzangaben, unter Berücksichtigung der Gesamtsystemperformance, ableiten. Die in der Tabelle in Abbildung 6.23 beispielhaft dargestellten Resultate für die berechneten Effektivwerte von Kupplungsdruck, Spannung und Strom am DC-Motor können zur Bewertung unterschiedlicher Pumpenkonfigurationen hinsichtlich Wirkungsgrad- und Verschleißverhalten der Komponenten (z. B. Bürsten des DC-Motors, Wälzlager etc.) herangezogen werden. Dadurch kann die Anzahl der am Prüfstand (Abb. 6.24a) sowie im Fahrzeug (Abb. 6.24b) durchgeführten Erprobungen deutlich reduziert und wichtige Entscheidungsgrundlagen können bereits in einer frühen Phase des Entwicklungsprozesses, noch vor dem Vorliegen detaillierter CAD-Daten, gewonnen werden.

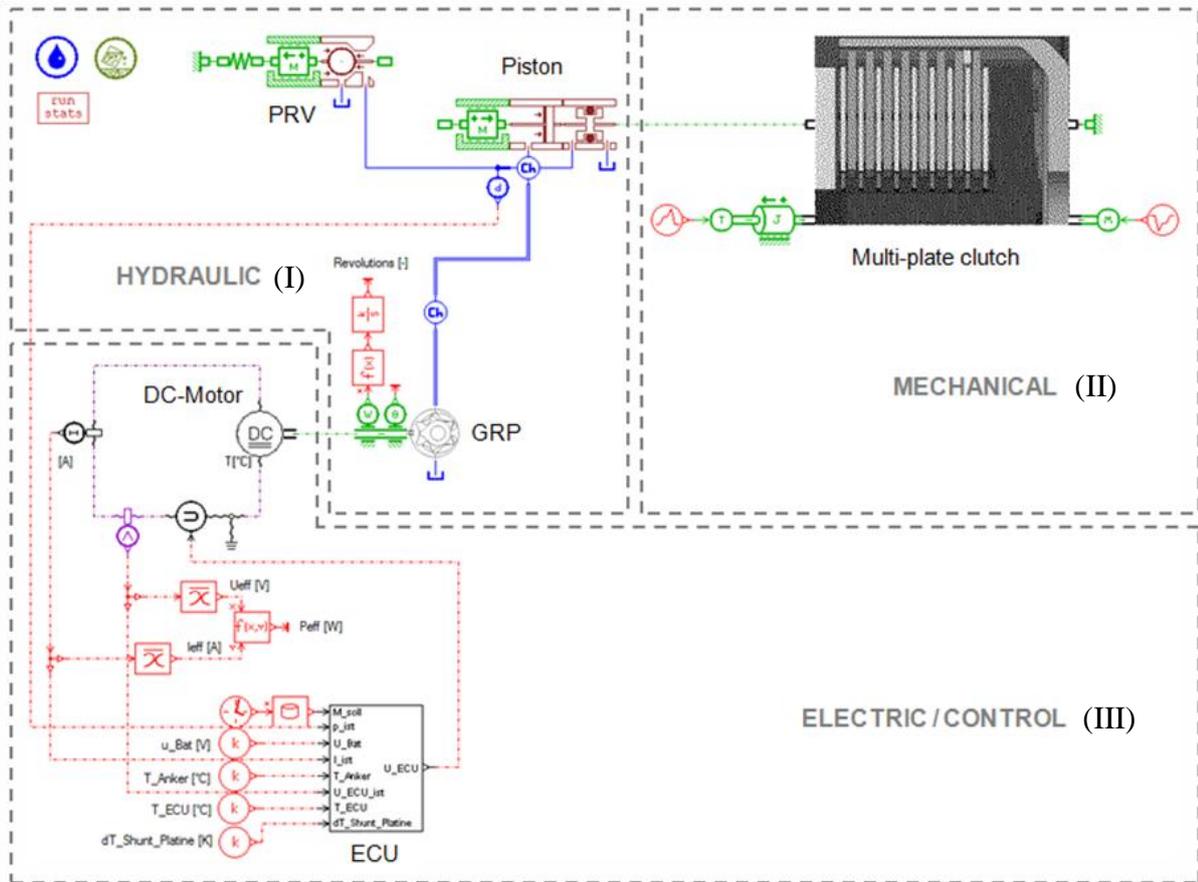


Abb. 6.22: AMESim-Modell einer elektrohydraulisch aktuierten Kupplung

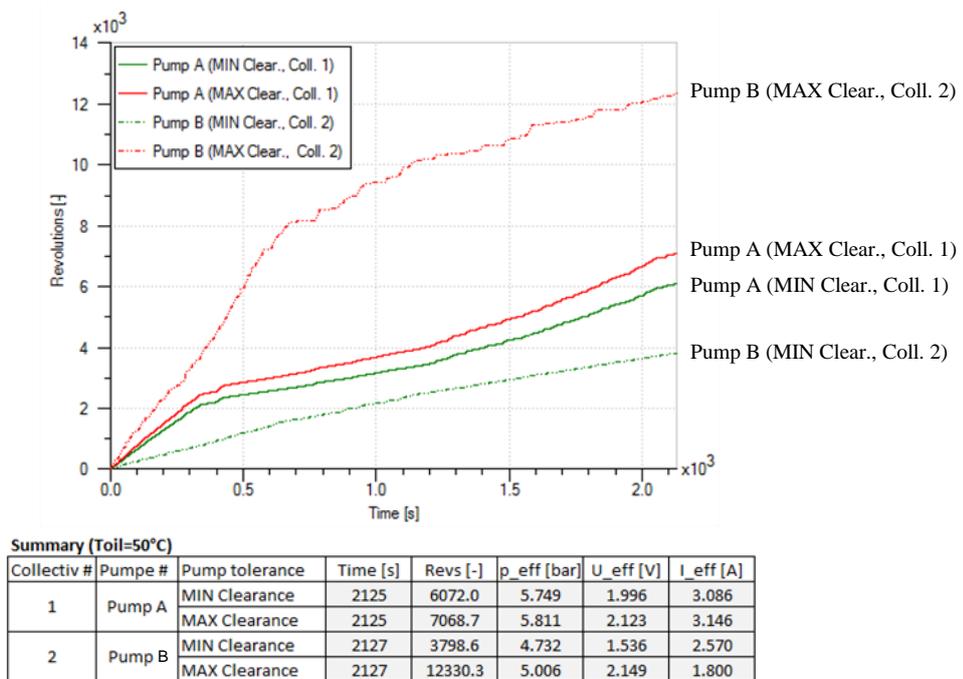


Abb. 6.23: Ergebnis einer Gesamtsystemsimulation



**Abb. 6.24:** Erprobung der Kupplung: (a) am 2-Maschinen-Prüfstand; (b) im Fahrzeug

### 6.7.2 Differenzdrehzahlfühlende Kupplung (Referenzpumpe 2b)

Das in Abbildung 6.25 dargestellte Modell entspricht dem einer differenzdrehzahlfühlenden Kupplung nach Abbildung 5.7a. Für das entsprechende Hydraulikschema wird auf Abbildung 1.6a verwiesen. Das hydraulische Subsystem (I in Abb. 6.25) umfasst neben dem detaillierten Pumpenmodell (GRP) ein Modell des Ringkolbens zur Kupplungsbetätigung mit Berücksichtigung der Dichtringreibung sowie ein Lumped-Parameter Modell des hydraulischen Pfades inklusive der Rotationsdrehdurchführungen zwischen dem Gehäuse und dem mit Absolutdrehzahl (Kardanwellendrehzahl) rotierenden Pumpensystem. Weitere in der Simulation berücksichtigte Komponenten sind ein schwingfähiges Modell des Druckbegrenzungsventils (PRV) sowie ein physikalisches Modell des Proportional-Druckbegrenzungsventils. Die Magnetspule ist dem Subsystem Elektrik/Regelungstechnik (III) zugeordnet und wird über eine (nicht dargestellte) Steuerlogik angesteuert. Das mechanische Subsystem (II) beschränkt sich auf die Komponenten der Reiblamellenkupplung und ist an den rotationsmechanischen Schnittstellen beliebig erweiterbar. So können, je nach Aufgabenstellung an die Simulation, weitere Antriebsstrangkomponenten wie beispielsweise die Kardanwelle, das Achsgetriebe, die Halbwellen und die Räder in entsprechenden Detaillierungsgraden berücksichtigt werden.

Der dem Simulationsmodell entsprechende Prüfstands Aufbau zur Erprobung der Kupplung ist aus Abbildung 6.26 ersichtlich. An der Ein- und Abtriebswelle der Kupplung ist je eine E-Maschine angeordnet. Somit kann das System bei beliebigen Differenzdrehzahlverhältnissen bzw. Drehzahlsprüngen am Prüfstand realitätsnah analysiert werden.

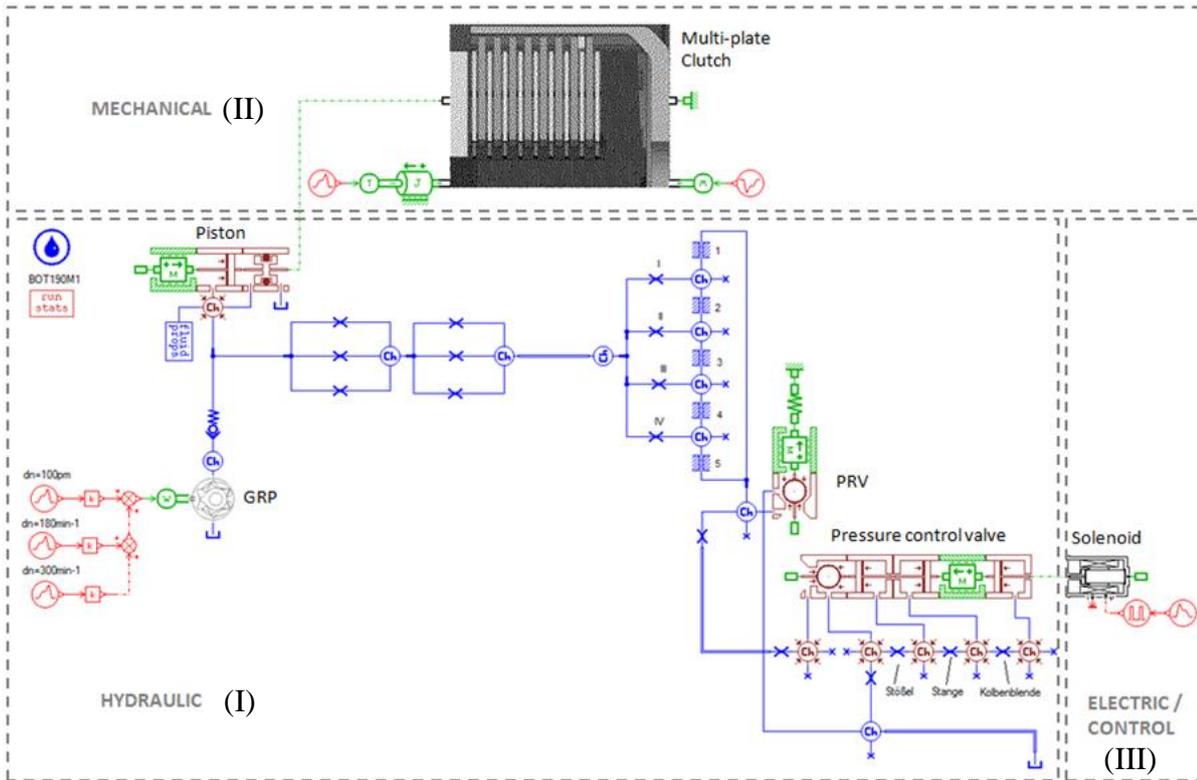


Abb. 6.25: AMESim-Modell einer differenzdrehzahlführenden Kupplung

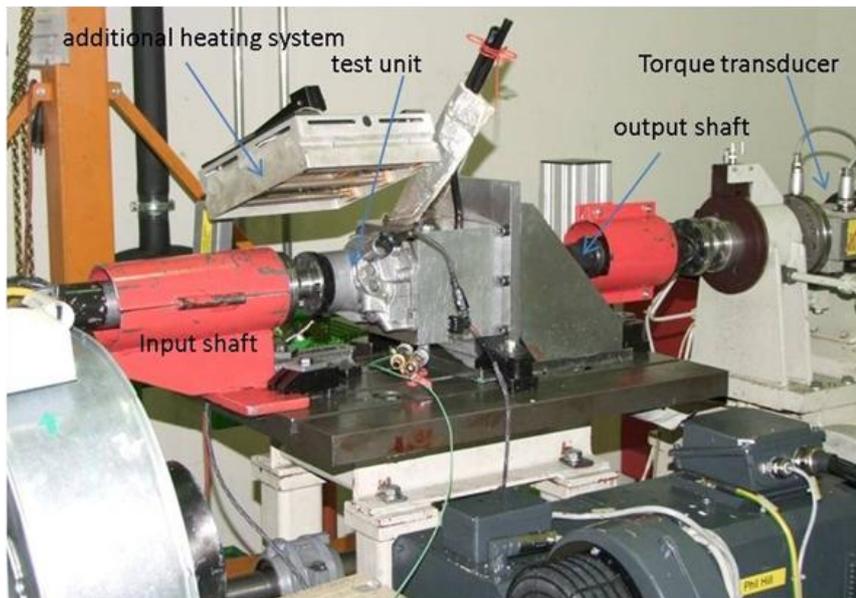


Abb. 6.26: Erprobung der Kupplung am 2-Maschinen-Prüfstand

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

### 7.1 Zusammenfassung

Zahnringpumpen sind aufgrund ihrer einfachen Bauweise, der vorteilhaften Bauraumabmessungen und ihrer geringen Herstellungskosten besonders im automotiven Bereich weit verbreitet. Sie kommen bei *MAGNA Powertrain* als Kühl- und Schmierölpumpen, als differenzdrehzahlführende Pumpen zur schlupfgeregelten Drehmomentübertragung oder als elektromotorisch betriebene Pumpen in elektrohydraulischen Aktuatorikeinheiten im AWD-Antriebsstrang zum Einsatz.

Die vorliegende Arbeit präsentiert einen neuartigen und umfassenden Ansatz zur Auslegung und Analyse von Zahnringpumpen mit Gültigkeit für allgemeine Anwendungen. Die erarbeitete Methode erlaubt, ausgehend von einer minimalen Anzahl einfach zu definierender Design-Parameter, eine eingehende Analyse des Betriebsverhaltens der Pumpe. Wie anhand ausgewählter Resultate am Beispiel von Anwendungen im automotiven AWD-Antriebsstrang demonstriert wurde, sind die vorgestellte Simulationsmethode und die entwickelten Modelle zur präzisen Beschreibung stationärer und instationärer Betriebszustände von Zahnringpumpen geeignet. Die validierten mathematischen Modelle und ihre Interaktionen werden von einer zentralen und einfach zu bedienenden grafischen Benutzeroberfläche aus gesteuert und bilden ein effektives und leistungsfähiges Werkzeug für die Dimensionierung und für die prädiktive Analyse der wesentlichen Betriebseigenschaften von Zahnringpumpen. Bereits in einer frühen Phase des Entwicklungsprozesses, noch vor dem Vorliegen detaillierter CAD-Modelle, können unterschiedliche Designvarianten rasch miteinander verglichen und zuverlässige Aussagen, beispielsweise hinsichtlich der Leistungsaufnahme oder der Förderstromungleichförmigkeiten, getroffen werden. Einflüsse einzelner Konstruktionsparameter auf die Effizienz und auf das Betriebsverhalten der Pumpe lassen sich unmittelbar ableiten, geometrische Toleranzen können anforderungsgerecht festgelegt werden. Dies erlaubt neben einer höheren Flexibilität bei der Gestaltung neuer Konzepte die optimierte Pumpenauslegung hinsichtlich der im Lastenheft gestellten Anforderungen wie z. B. der Systemdynamik, der Wirkungsgradcharakteristik oder des Tieftemperaturverhaltens. Durch die Möglichkeit der Implementierung des Pumpenmodells in beliebige generische Gesamtsystemsimulationen lassen sich die einzelnen Komponenten mechatronischer Systeme optimal aufeinander abstimmen und zeit- sowie kostenintensive Schleifen in der Erprobung können deutlich reduziert werden bzw. gänzlich entfallen. Zudem erlaubt das Vorliegen hochwertiger mechatronischer Modelle mit entsprechend kurzen CPU-Zeiten die Einbindung in dynamische Gesamtfahrzeugsimulationen (z. B. zum Durchfahren festgelegter Fahrzyklen oder Streckenprofile), womit Aussagen hinsichtlich Energieverbrauch oder CO<sub>2</sub>-Emissionen möglich werden.

Die vorgestellte Methode verfolgt das Ziel effizienter, ressourcensparender Simulationen mit kurzen CPU-Zeiten, vielseitigen Anwendungsmöglichkeiten und einem automatisierten Ablauf. Pumpenauslegung und Simulation sind direkt über eine zentrale grafische Benutzeroberfläche zugänglich. Wenngleich die Beschreibung der Pumpengeometrie auf eine minimale Anzahl einfach festzulegender Geometrieparameter beschränkt ist, erlaubt die allgemeine Modellierung die Verwendung praktisch beliebiger Pumpengeometrien, die anhand von Messdaten oder CAD-Daten über entsprechende Schnittstellen bereitgestellt werden. Dies ermöglicht eine flexible und vielseitige Anwendung im CAE-Entwicklungsprozess.

Ein wesentlicher Schwerpunkt der Arbeit lag darin, die grundlegenden Design-Parameter von Zahnringpumpen mit ihren zugehörigen Berechnungsgrundlagen aufzuzeigen und diese in geeigneten Simulationsmodellen abzubilden. Dies wurde durch die Implementierung von Submodellen, die in unterschiedlichen Domänen miteinander interagieren, realisiert. Während vorangegangene Arbeiten [14, 41, 48] vorrangig auf die Berechnung der Durchströmung durch die Zahnringpumpe infolge des Verdrängerprinzips fokussiert waren, wurde im Rahmen dieser Arbeit besonderes Augenmerk auf die präzise Modellierung der Leckagepfade zufolge der funktionsbedingten Dichtspalte gelegt. Es hat sich daher als zielführend erwiesen, neben einem Submodell zur Beschreibung der Pumpengeometrie, einem CAD-Modell und einem FE-Strukturmechanikmodell ein CFD-Submodell zu implementieren. Letzteres unterstützt das Fluid-Dynamic-Modell mit einer präzisen Analyse der hydromechanischen Verhältnisse in den lateralen Dichtspalten. Zur Ermittlung der radialen Leckagen an den Zahnköpfen wurde hingegen der Lumped-Parameter Ansatz verfolgt und ein vereinfachtes, äquivalentes Modell für laminare Spaltströmung verwendet. Dieses basiert, ebenso wie das CFD-Modell, auf soliden Betrachtungen hinsichtlich der hydromechanischen Effekte und auf einer präzisen Beschreibung der sich mit dem Drehwinkel veränderlichen, effektiv wirksamen Dichtspaltgeometrie. Die Ermittlung sämtlicher für das Fluid-Dynamic-Modell erforderlicher, drehwinkelabhängiger geometrischer Größen wird mit einem eigenen numerischen Submodell zur Berechnung der Geometriedaten durchgeführt. Ein weiteres Submodell wurde zur Berücksichtigung der hydrodynamischen Effekte im Radialgleitlager des Außenrotors implementiert.

Durch die numerische Berechnung von geometrischen und physikalischen Größen, deren experimentelle Ermittlung in der Praxis messtechnisch nur eingeschränkt möglich oder mit sehr hohem Aufwand verbunden ist (z. B. die Ermittlung der sich kontinuierlich mit dem Drehwinkel verändernden Dichtspaltgeometrie, die Ermittlung der instationären Kammerdruckverläufe etc.), wird ein tiefes Verständnis hinsichtlich der komplexen Vorgänge und Interaktionen im Inneren der Zahnringpumpe gewonnen. Die Einflüsse der für das Pumpendesign wesentlichen Geometrieparameter und deren Toleranzen auf das stationäre und instationäre Betriebsverhalten der Zahnringpumpe können rasch und präzise analysiert werden. Darüber hinaus lassen sich Auswirkungen auf das dynamische Verhalten nahezu beliebiger Gesamtsysteme analysieren.

Durch die exakte Beschreibung der sich kontinuierlich mit dem Drehwinkel verändernden Dichtspaltgeometrie und die Einbindung des CFD-Modells in das Fluid-Dynamic-Modell konnten, gegenüber anderen Arbeiten wie z. B. in [14, 41, 48] vorgestellt, viele Annahmen und Vereinfachungen beseitigt werden. Obwohl mit dem im Rahmen der vorliegenden Arbeit präsentierten Entwicklungsstand noch immer manche Effekte und Interaktionen (wie z. B. Kopfspaltänderungen durch Verschiebungen und Verformungen, die zukünftigen Weiterentwicklungen vorbehalten sind) noch nicht vollständig abgebildet werden, zeigt sich sowohl im stationären wie auch im instationären Betrieb über den gesamten Betriebsbereich eine akzeptable Übereinstimmung der rechnerisch ermittelten Größen mit den Messwerten.

Mit dem derzeitigen Entwicklungsstand wurden die Wechselwirkungen auf die wesentlichen Eigenschaften beschränkt, die das Betriebsverhalten der betrachteten Referenzpumpen im Rahmen der geforderten Betriebsbereiche prägen. Der Modellierungsansatz zeigt darüber hinaus jedoch große Potenziale für eine umfassende und bidirektionale Kopplung der spezifischen Modelle. Weiterentwicklungen wie z. B. die Implementierung eines thermalhydraulischen Modells im Fluid-Dynamic-Modell können auf den bestehenden Modellen aufbauen und auf einfache Weise in den Berechnungsablauf integriert werden. Auch die bidirektionale Kopplung des Fluid-Dynamic-Modells mit dem FE-Strukturmechanikmodell ist zukünftigen Aktivitäten vorbehalten.

Der vorgestellte Modellierungsansatz hat sich somit sowohl für die rasche Auslegung neuer wie auch für die detaillierte Analyse bestehender Pumpenkonzepte bewährt und stellt, nicht zuletzt auch durch die modulare Struktur, eine gute Basis für weitere Entwicklungsschritte dar. Die einfache Bedienung und die kurzen CPU-Zeiten ermöglichen bereits jetzt den erfolgreichen Einsatz im Entwicklungsprozess, beginnend von ersten Designstudien in der Konzeptphase bis hin zu detaillierten Betrachtungen in der Serienentwicklung. Dies bestätigt die Leistungsfähigkeit der erarbeiteten Methodik für den prädiktiven Einsatz im Rahmen der berechnungsgestützten Entwicklung moderner Allradssysteme.

## 7.2 Trends und alternative Pumpenkonzepte

Um den bei automotiven Anwendungen ständig steigenden Anforderungen nach geringerem Kraftstoffverbrauch und reduzierten Emissionen nachzukommen, werden – trotz deutlich höherem Fertigungs- und Kostenaufwand – zunehmend Pumpenbauformen mit verbessertem Wirkungsgrad oder auch Verstellpumpen eingesetzt. Während im Bereich der elektrohydraulisch betätigten AWD-Systeme vorwiegend Radial- und Axialkolbenpumpen eine Alternative zu den Zahnringpumpen darstellen, werden im Bereich der Automatikgetriebe vermehrt Flügelzellenpumpen mit konstantem wie auch mit veränderlichem Verdrängervolumen eingesetzt. Bei Motorschmierölpumpen, die traditionellerweise viel mehr mit hoher Zuverlässigkeit als mit minimaler Leistungsaufnahme arbeiten müssen, wird der Ölvolumenstrom zu den Verbrauchern dissipativ gesteuert und der im oberen Drehzahlbereich überschüssige Volumenstrom über das DBV zur Saugseite rückgeführt. Die stetig steigenden Anforderungen an geringere Emissionen und reduzierten Kraftstoffverbrauch fordern eine Wirkungsgradoptimierung aller mechanischen Systeme, insbesondere der Nebenaggregate und Hilfssysteme. Somit sind Lösungen gesucht, die bei unveränderter Zuverlässigkeit einen optimalen Wirkungsgrad erreichen. Dies wird heute durch Pumpen mit angepasster Leistungsaufnahme, meist verstellbare Flügelzellenpumpen, realisiert [12].<sup>56</sup> Die Mehrheit der verstellbaren Pumpen in automotiven Anwendungen sind als Flügelzellenpumpen ausgeführt, aber auch bei den Zahnringpumpen gibt es, gerade im Bereich der mit Absolutdrehzahl betriebenen Kühl- und Schmierölpumpen, zunehmend Bemühungen, innovative Pumpenkonzepte mit reduzierter Leistungsaufnahme einzusetzen. Um den Anforderungen an den geforderten Volumenstrom über den Betriebsdrehzahlbereich in Automatikgetrieben besser gerecht zu werden, gibt es Dual-Pumpen-Systeme oder auch verstellbare Pumpenkonzepte (siehe Kap. 7.2.1). Darüber hinaus gibt es Konzepte einzelner Pumpenhersteller, die darauf abzielen, den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad zu verbessern (z. B. Geroller-Maschine, Kap. 7.2.2) sowie den volumetrischen Wirkungsgrad zu erhöhen (z. B. P-Rotorpumpe, Kap. 7.2.3). Die im Folgenden vorgestellten Pumpenkonzepte werden in Serienanwendungen eingesetzt, ihre Vor- und Nachteile werden abschließend kurz dargestellt.

---

<sup>56</sup> Theoretisch ist die Verstellpumpe mit variabler Anpassung des Förderstromes die beste Wahl bezüglich Leistungsaufnahme. Dabei ist jedoch zu berücksichtigen, dass Verstellpumpen relativ große Leckagepfade über den Verstellring aufweisen sowie zur Erzielung einer verbesserten Regelstabilität zusätzliche Leckagen beinhalten. Dadurch erreichen sie einen meist niedrigeren Wirkungsgrad, wodurch die oben genannten Vorteile wieder relativiert werden [13].

### 7.2.1 Verstellbare Gerotorpumpe mit Seitenspaltkompensation

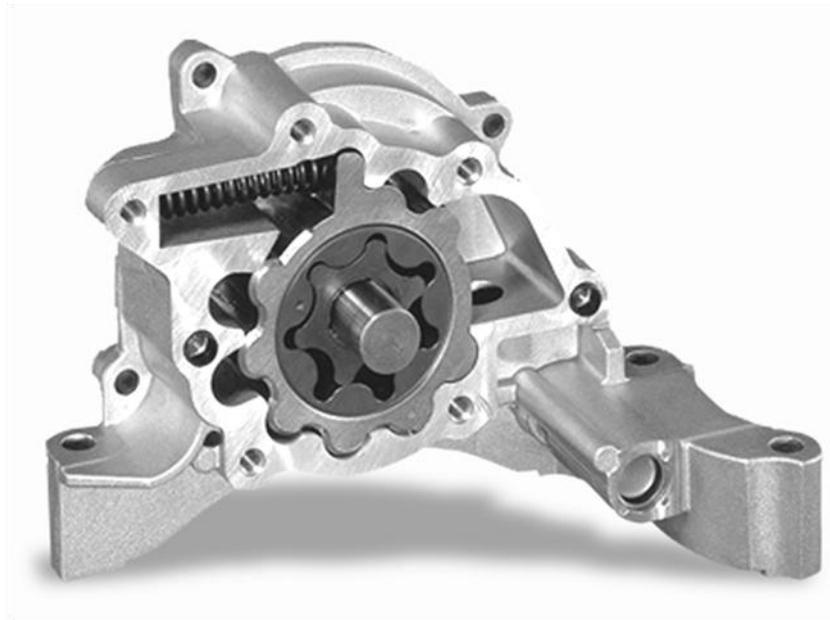
Das Prinzip einer seitenspaltkompensierten Zahnringpumpe mit Druckregelmechanismus wurde bereits 1923 von *Hill* [148] zum Patent angemeldet. Dabei wird über eine Exzenterwelle die Lage der Exzentrizität des Rotorsatzes relativ zu Pumpengehäuse und Seitenplatte verändert und somit die Position der Saug- und Verdrängerkammern gegenüber den in der Seitenplatte angeordneten Ein- und Auslassöffnungen verändert. Somit kann in der Ausführung als manuell verstellbare Pumpe über einen Hebel oder in der Ausführung als druckgeregelter Pumpe über einen Druckregelkolben der Ausgangsdruck variiert werden. Die Kompensation der Seitenspalte erfolgt zur Reduktion von Leckagen und zum Ausgleich von Verschleiß durch die axial bewegliche Anordnung der Seitenplatte, die mit dem auslassseitigen Druck beaufschlagt wird (ähnlich der Seitenspaltkompensation heutiger Außenzahnradpumpen).

Prinzipiell kann der Fördervolumenstrom einer Zahnringpumpe durch Verdrehung des Rotorsatzes relativ zur Nierengeometrie (siehe Ausführung in Abb. 7.1) oder umgekehrt, durch Schwenken der Nierengeometrie relativ zum Rotorsatz, verändert werden. In beiden Fällen wird die Winkellage der zueinander um die Exzentrizität  $e$  angeordneten Rotorachsen gegenüber dem Gehäuse und somit gegenüber den Ein- und Auslassnieren verändert. Im letzteren Fall kann jedoch neben dem Verdrehen der gesamten Seitenplatte<sup>57</sup> über ein schwenkbares Segmentstück auch ein teilweises Verschieben der Steuerkanten zueinander realisiert werden. Somit ist es möglich, unabhängig voneinander ein vorzeitiges oder ein verzögertes Öffnen bzw. Schließen der Ein- und Auslassnieren zu bewirken [12]. In einer Patentschrift von *Eisenmann* [149] wird eine stufenlos verstellbare Zahnringpumpe vorgestellt, wobei der Außenrotor des Pumpensatzes in einem Stellring gelagert ist, der über eine weitere Zykloidenverzahnung relativ zum Gehäuse verstellbar ist. Eine Pumpe in dieser Ausführungsform wird von der Firma *SHW Automotive* seit 2002 als volumenstromgeregelter Gerotor Ölpumpe für automotiven Einsatz in Großserie gefertigt (Abb. 7.1) [150]. Es ist eine Ausführung als Nullhubpumpe oder auch als Reversierpumpe möglich. Bei der Ausführung als Nullhubpumpe regelt sich die Pumpe mit zunehmender Drehzahl und damit steigendem Druck auf der Druckseite selbsttätig bis in die Nullstellung ab.

Ein in [12] durchgeführter, direkter Vergleich dieses Konzeptes mit einer als Flügelzellenpumpe ausgeführten Verstellpumpe für den Einsatz als VKM-Motorschmierölpumpe zeigt jedoch eine deutlich bessere Effizienz der Verstellpumpe. Das erforderliche Antriebsmoment konnte bei der Ausführung als Verstellpumpe um mehr als die Hälfte gegenüber der Gerotorpumpe mit variablem Fördervolumenstrom reduziert werden.

---

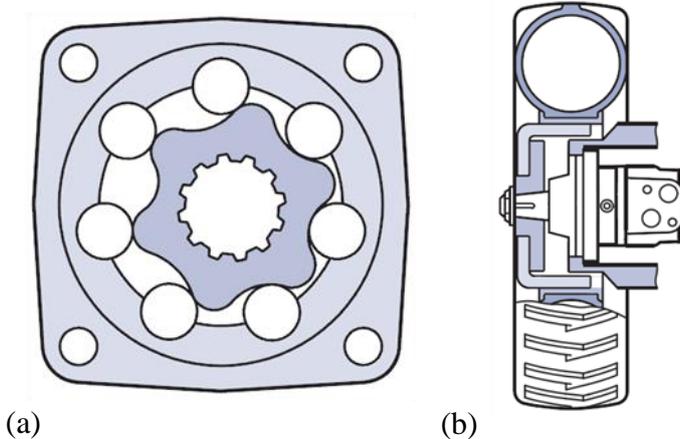
<sup>57</sup> Die Verdrehung der gesamten Seitenplatte bewirkt, neben einem verzögerten Schließen der Druckseite, gleichzeitig ein verzögertes Schließen der Saugseite.



**Abb. 7.1:** Verstellbare Zahnringpumpe (Quelle: SHW Automotive [150])

### 7.2.2 Geroller-Maschine

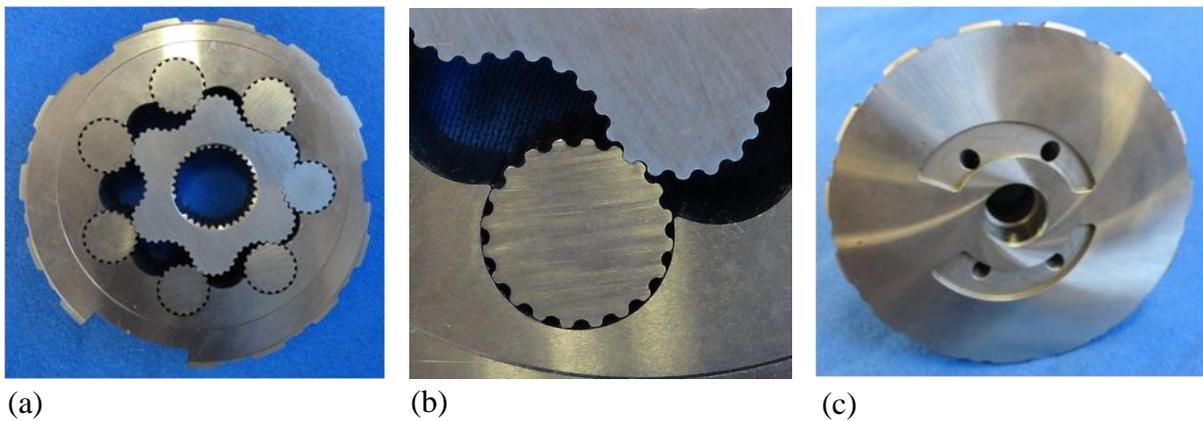
Diese in Abbildung 7.2 dargestellte Ausführung der Zahnringmaschine kommt vorwiegend als Orbit-Hydraulikmotor (Orbit-Prinzip siehe Kapitel 3, Seite 53) beispielsweise für Fahrtriebe zur Anwendung. Indem die fest stehenden Zahnflanken des Außenrotors durch einen Zahnkranz mit Stützrollen ersetzt werden, wird im Flankenkontakt ein Rollen anstelle eines Wälzens erreicht und der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad verbessert [80]. *Sauer-Danfoss* baut diese Orbitalmotoren in verschiedenen Baugrößen von 80 bis 500 cm<sup>3</sup>, dabei können Antriebsleistungen von über 60 kW übertragen werden [151].



**Abb. 7.2:** (a) Rotorsatz nach dem Geroller-Prinzip; (b) Anwendung als hydraulischer Radnabenantrieb (Quelle:[152])

### 7.2.3 P-Rotorpumpe

Von der Firma *GKN Sinter Metals* [153] im Sinterverfahren hergestellte Planetenrotorpumpen (P-Rotorpumpen) werden für Betriebsdrücke bis 200 bar eingesetzt. Aufgrund der selbstdichtenden Mikroverzahnung weist die P-Rotorpumpe einen hohen volumetrischen Wirkungsgrad bei kleinen Drehzahlen und hohen Drücken auf. Als Nachteil ist die gegenüber konventionellen Zahnringpumpen deutlich größere Empfindlichkeit gegen Verklemmen zufolge Verschmutzung zu erwähnen, woraus hohe Anforderungen an die Ölqualität und Filtrierung über die gesamte Lebensdauer resultieren. Dies ist im automotiven Bereich, insbesondere bei Systemen, die einen gemeinsamen Ölhaushalt von Aktuatorik und Kupplung oder Rädersatz aufweisen, jedoch nicht immer in ausreichendem Maße über die Lebensdauer gewährleistet.<sup>58</sup>



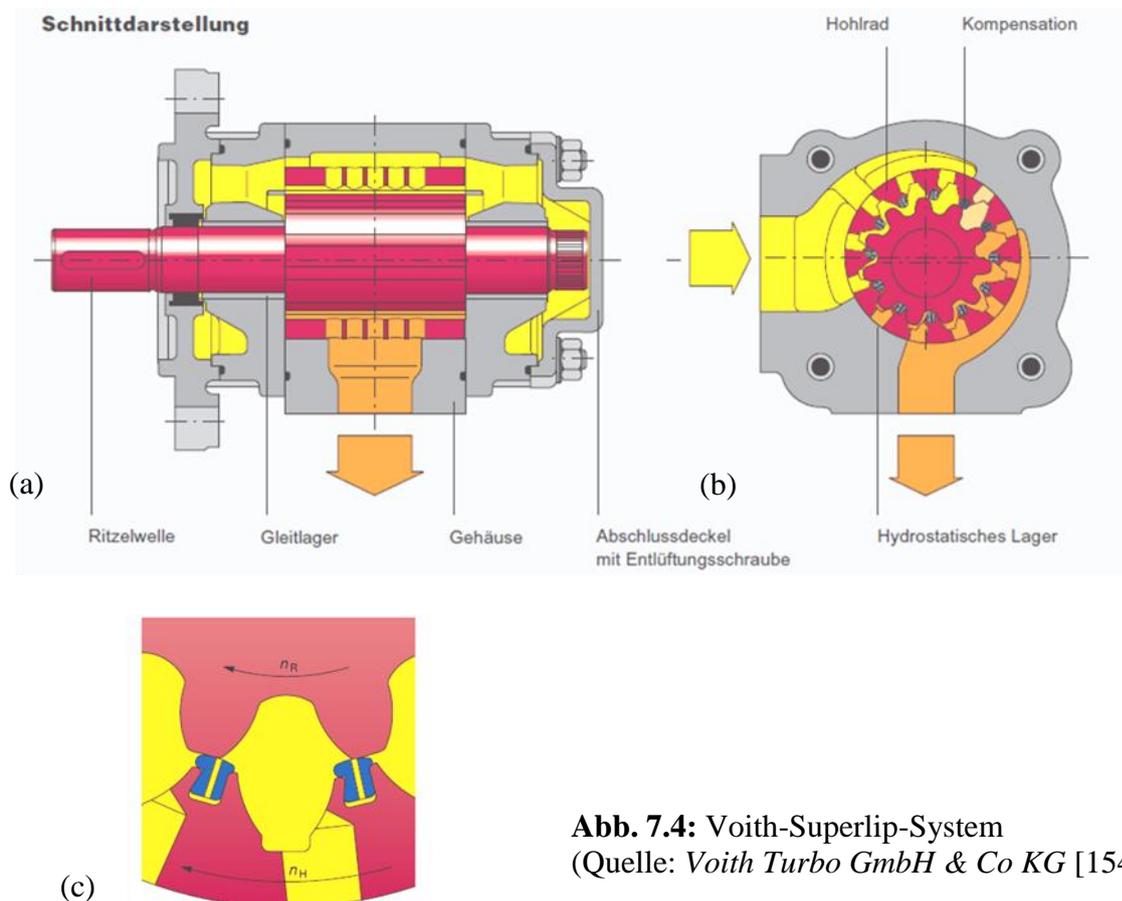
**Abb. 7.3:** P-Rotorpumpe: (a) Rotorsatz; (b) Detailansicht der Mikroverzahnung; (c) Seitengehäuse mit Nierengeometrie

---

<sup>58</sup> Bei AWD-Systemen ist üblicherweise kein Ölwechsel über die Lebensdauer vorgesehen. Siehe Lastenheftanforderungen, Kapitel 1.3.

## 7.2.4 Radial kompensierte Innenzahnradpumpe

Dabei handelt es sich um eine in Abbildung 7.4 dargestellte, unter dem Namen *Voith-Superlip-System* bekannte, Ausführungsform der Zahnringpumpe mit Evolventenverzahnung und Radialspaltkompensation zwischen Hohlrad und Ritzel. In die Zahnköpfe des Hohlrades integrierte Dichtelemente aus Kunststoff sorgen für die Abdichtung des Druckraumes unter Ausgleich der Fertigungstoleranzen (Abb. 7.4c) [154]. Zusätzlich werden – in Abhängigkeit vom Betriebspunkt – Verlagerungen der Bauteile kompensiert, so dass die Dichtwirkung stets vorhanden ist [103]. Die Form der Dichtelemente und die Zahnfußgeometrie des Innenrotors vermeiden Quetschöl und damit Druckspitzen und Geräuscentwicklung. Der Verdränger-raum wird im Bereich des Druckaufbaus über zwei bzw. drei Zahnkopfpaaare durch die auf der Rückseite unter reduziertem Betriebsdruck beaufschlagten Kompensationselemente abgedichtet. Zuzolge der geringen Gleitgeschwindigkeiten an den Dichtelementen ist ein verschleißarmer Betrieb gegeben. Die Drehmomentenübertragung erfolgt ausschließlich über die Zahnflanken. Über die breite Verzahnung mit radial angeordneten Bohrungen erstreckt sich der Saugbereich über ca.  $180^\circ$  und über weitere  $180^\circ$  wird die Betriebsflüssigkeit zum Druckanschluss gefördert. Die Verzahnung läuft über den größten Teil des Drehwinkels frei und kommt nur im Bereich der Tot- bzw. Umsteuerpunkte zum Eingriff. Die wichtigsten Vorteile sind das große Fördervolumen, der niedrige Geräuschpegel sowie der gute Gesamtwirkungsgrad [154]. Der Einsatz war bisher jedoch automotiven Anwendungen vorenthalten und vorwiegend in Industrieanwendungen im Nieder- und Mitteldruckbereich zu finden.



**Abb. 7.4:** Voith-Superlip-System  
(Quelle: Voith Turbo GmbH & Co KG [154])

## 8 Anhang

### Anhang A: Gemessene Rotorprofilgeometrie

- A1 Außenrotor-Profil Referenzpumpe 1 (*Nikon Nexiv VMR 3020*)
- A2 Außenrotor-Profil Referenzpumpe 1 (*Nikon Nexiv VMR 3020*)
- A3 Innenrotor-Profil Referenzpumpe 1 (*Nikon Nexiv VMR 3020*)
- A4 Sinterformschräge Innenrotor Referenzpumpe 2b (*KMG Zeiss F25*)
- A5 Sinterformschräge Außenrotor Referenzpumpe 2b (*KMG Zeiss F25*)
- A6 Gerätedaten der verwendeten Messmaschinen

### Anhang B: Gemessene Pumpenkennfelder

- B1 Referenzpumpe 1, MIN/MAX-Clearance,  $T_{oil} = 25^{\circ}\text{C}$
- B2 Referenzpumpe 1, MIN/MAX-Clearance,  $T_{oil} = 50^{\circ}\text{C}$
- B3 Referenzpumpe 1, MIN/MAX-Clearance,  $T_{oil} = 90^{\circ}\text{C}$
- B4 Referenzpumpe 2a, MIN/MAX-Clearance,  $T_{oil} = 30^{\circ}\text{C}$
- B5 Referenzpumpe 2a, MIN/MAX-Clearance,  $T_{oil} = 60^{\circ}\text{C}$
- B6 Referenzpumpe 2a, MIN/MAX-Clearance,  $T_{oil} = 90^{\circ}\text{C}$
- B7 Referenzpumpe 2b, MIN/NOM/MAX-Clearance,  $T_{oil} = 30^{\circ}\text{C}$
- B8 Referenzpumpe 2b, MIN/MAX-Clearance,  $T_{oil} = 70^{\circ}\text{C}$

### Anhang C: Gemessene Kollektivdaten

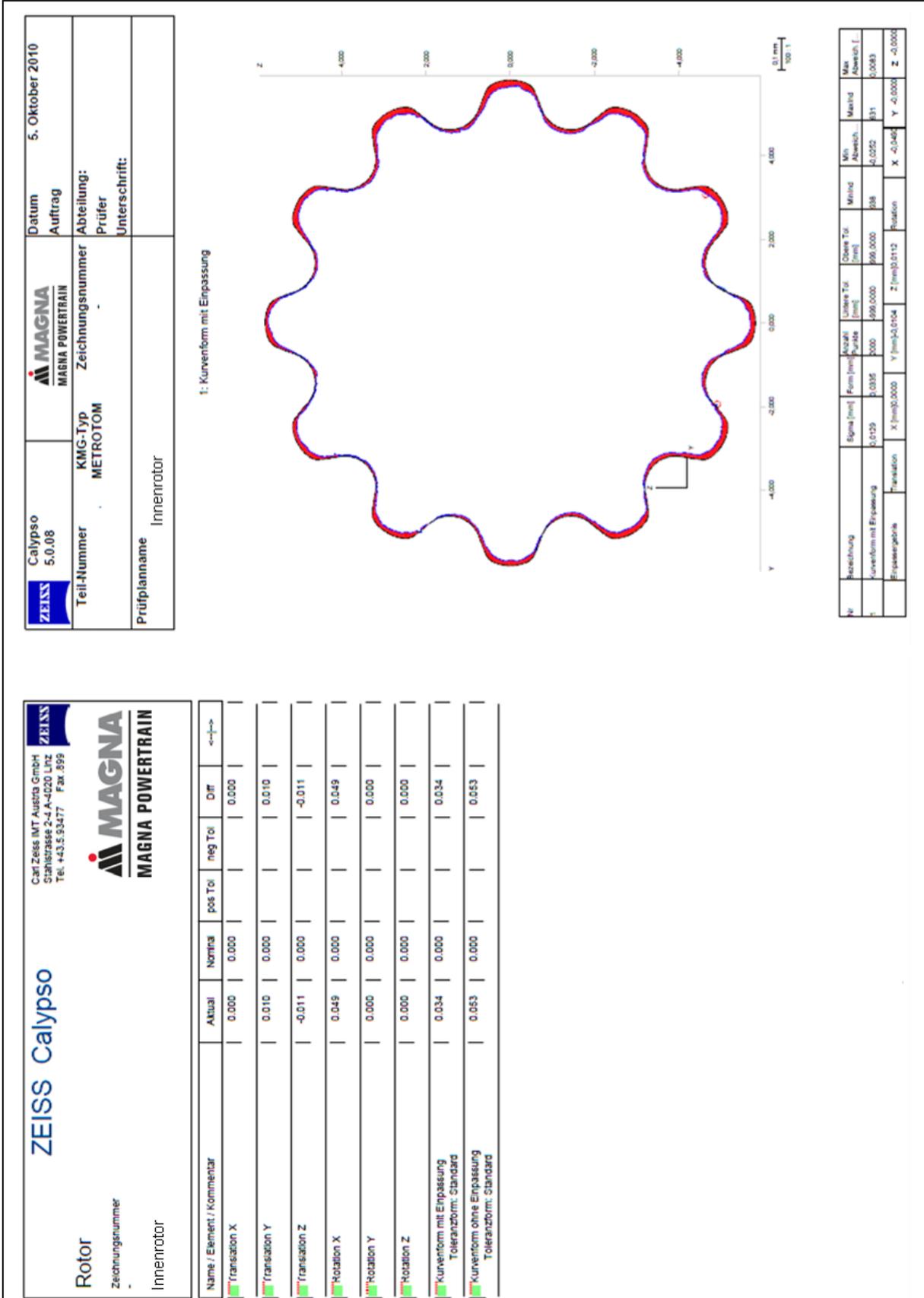
- C1 Referenzpumpe 1, gemessenes Belastungskollektiv,  $T_{oil} = 50^{\circ}\text{C}$
- C2 Referenzpumpe 1, Belastungskollektiv mit Klassierung,  $T_{oil} = 50^{\circ}\text{C}$

# A1 – Außenrotor-Profil Referenzpumpe 1

<b>Grafikplot</b>	<b>Übersicht Außenrotor</b>																																											
Software Calypso 4.10.04.05 KMG F25 136058	Produkt Gerotorpumpe Auftrag 021 Profing Nr. Unterseite	<b>Außenrotor Unterseite</b>																																										
Institut für Fertigungstechnik Labor für Produktionstechnik 																																												
Messprotokoll Produkt Gerotorpumpe Wertstückname Außenrotor Zeichnungsnummer																																												
Software Calypso 4.10.04.05 KMG F25 KMG-Nr 136058	Produkt Gerotorpumpe Wertstückname Außenrotor Zeichnungsnummer	Profmerkmal Istwert Sollwert OTG UTG Differenz <- ->																																										
<p><b>Außenrotor Unterseite</b></p> <p>Die Vermessung der Zähne auf Form beginnt bei dem Zahn der dem eingetragenen Sachloch am nächsten steht. Vermessen wird in positiver Drehrichtung zum Koordinatensystem. Der Punkteabstand bei der Vermessung auf Form beträgt 8 µm.</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; font-size: x-small;"> <thead> <tr> <th>Profmerkmal</th> <th>Istwert</th> <th>Sollwert</th> <th>OTG</th> <th>UTG</th> <th>Differenz</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Durchmesser_Z1</td> <td>18,985</td> <td>19,0000</td> <td>0,100000</td> <td>-0,100000</td> <td>-0,01548</td> </tr> <tr> <td>Kurvform Z = -1,2 mm</td> <td>0,0436</td> <td>0,00000</td> <td></td> <td></td> <td>0,043618</td> </tr> <tr> <td>Kurvform Z = -2,4 mm</td> <td>0,0441</td> <td>0,00000</td> <td></td> <td></td> <td>0,044135</td> </tr> <tr> <td>Kurvform Z = -3,6 mm</td> <td>0,0472</td> <td>0,00000</td> <td></td> <td></td> <td>0,047260</td> </tr> <tr> <td>Koaxialität Innenverzahnung_Z1</td> <td>0,0198</td> <td>0,00000</td> <td>0,100000</td> <td></td> <td>0,019756</td> </tr> <tr> <td>Position Innenverzahnung_Z1</td> <td>0,0197</td> <td>0,00000</td> <td>0,100000</td> <td></td> <td>0,019654</td> </tr> </tbody> </table>			Profmerkmal	Istwert	Sollwert	OTG	UTG	Differenz	Durchmesser_Z1	18,985	19,0000	0,100000	-0,100000	-0,01548	Kurvform Z = -1,2 mm	0,0436	0,00000			0,043618	Kurvform Z = -2,4 mm	0,0441	0,00000			0,044135	Kurvform Z = -3,6 mm	0,0472	0,00000			0,047260	Koaxialität Innenverzahnung_Z1	0,0198	0,00000	0,100000		0,019756	Position Innenverzahnung_Z1	0,0197	0,00000	0,100000		0,019654
Profmerkmal	Istwert	Sollwert	OTG	UTG	Differenz																																							
Durchmesser_Z1	18,985	19,0000	0,100000	-0,100000	-0,01548																																							
Kurvform Z = -1,2 mm	0,0436	0,00000			0,043618																																							
Kurvform Z = -2,4 mm	0,0441	0,00000			0,044135																																							
Kurvform Z = -3,6 mm	0,0472	0,00000			0,047260																																							
Koaxialität Innenverzahnung_Z1	0,0198	0,00000	0,100000		0,019756																																							
Position Innenverzahnung_Z1	0,0197	0,00000	0,100000		0,019654																																							
<p><b>Außenrotor Oberseite</b></p> <p>Die Vermessung der Zähne auf Form beginnt bei dem Zahn der dem eingetragenen Sachloch am nächsten steht. Vermessen wird in positiver Drehrichtung zum Koordinatensystem. Der Punkteabstand bei der Vermessung auf Form beträgt 8 µm.</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; font-size: x-small;"> <thead> <tr> <th>Profmerkmal</th> <th>Istwert</th> <th>Sollwert</th> <th>OTG</th> <th>UTG</th> <th>Differenz</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Durchmesser_Z1</td> <td>18,984</td> <td>19,0000</td> <td>0,100000</td> <td>-0,100000</td> <td>-0,01569</td> </tr> <tr> <td>Kurvform Z = -1,2 mm</td> <td>0,0557</td> <td>0,00000</td> <td></td> <td></td> <td>0,055747</td> </tr> <tr> <td>Kurvform Z = -2,4 mm</td> <td>0,0539</td> <td>0,00000</td> <td></td> <td></td> <td>0,053966</td> </tr> <tr> <td>Kurvform Z = -3,6 mm</td> <td>0,0503</td> <td>0,00000</td> <td></td> <td></td> <td>0,050265</td> </tr> <tr> <td>Koaxialität Innenverzahnung_Z1</td> <td>0,0118</td> <td>0,00000</td> <td>0,100000</td> <td></td> <td>0,011817</td> </tr> <tr> <td>Position Innenverzahnung_Z1</td> <td>0,0118</td> <td>0,00000</td> <td>0,100000</td> <td></td> <td>0,011835</td> </tr> </tbody> </table> <p>Erklärung</p> <p>Die Ausrichtung des Messsystems auf die Ist-Monitor erlegte auf &lt;1 µm genau.</p> <p>Alle Toleranzangaben sind nach DIN 2768-H gewählt worden.</p> <p>Alle gemessenen Maße beziehen sich auf Temperatur von 20°C.</p> <p>Für die Temperaturkompensation wurde ein Ausdehnungskoeffizient von 13 K<sup>-1</sup>µm verwendet.</p>			Profmerkmal	Istwert	Sollwert	OTG	UTG	Differenz	Durchmesser_Z1	18,984	19,0000	0,100000	-0,100000	-0,01569	Kurvform Z = -1,2 mm	0,0557	0,00000			0,055747	Kurvform Z = -2,4 mm	0,0539	0,00000			0,053966	Kurvform Z = -3,6 mm	0,0503	0,00000			0,050265	Koaxialität Innenverzahnung_Z1	0,0118	0,00000	0,100000		0,011817	Position Innenverzahnung_Z1	0,0118	0,00000	0,100000		0,011835
Profmerkmal	Istwert	Sollwert	OTG	UTG	Differenz																																							
Durchmesser_Z1	18,984	19,0000	0,100000	-0,100000	-0,01569																																							
Kurvform Z = -1,2 mm	0,0557	0,00000			0,055747																																							
Kurvform Z = -2,4 mm	0,0539	0,00000			0,053966																																							
Kurvform Z = -3,6 mm	0,0503	0,00000			0,050265																																							
Koaxialität Innenverzahnung_Z1	0,0118	0,00000	0,100000		0,011817																																							
Position Innenverzahnung_Z1	0,0118	0,00000	0,100000		0,011835																																							
Spannmitte-Nr Bemerkung:	Profban Magna_Gerotorpumpe_Außenrotor_1	Seite 1																																										



# A3 – Innenrotor-Profil Referenzpumpe 1



# A4 – Sinterformschräge Innenrotor Referenzpumpe 2b

Innenrotor

2d-Gerade (DIN Neigung 120°)

Nr	Bezeichnung	Istwert	Toleranz	Anzahl Pkt. Vmess	Tasterradius	F, Typ	Überschubung	WU
1	DIN Neigung 120°	0,0167	0,0000	137	10	0,7504	L-C	WU

**ZEISS** Carl Zeiss

Software Calypso 5.0.20  
KMG F25 136058

Projekt Magna  
Zeichnungsnummer -

**IFT** Institut für Fertigungstechnik  
Labor für Produktionstechnik

**MAGNA** MAGNA POWERTRAIN

Projekt Magna  
Werkstückname Innenrotor Pumpe Nr.5  
Zeichnungsnummer -

Prüfmerkmal	Istwert	Sollwert	OTG	UTG	Differenz
<b>Formschräge Position 1</b>					
- Winkel durch Verbindung zweier Schnittpunkte auf unterschiedlicher Höhe bestimmt.					
- Neigung über Mantellinienmessung zu Symmetrieachse bestimmt.					
Winkel X <sub>z</sub> -Ebene 0°	0,0353	0,0000	0,0000	0,0000	0,0353
DIN Neigung 0°	0,0038	0,0000	0,0000	0,0000	0,0038
<b>Formschräge Position 2</b>					
- Winkel durch Verbindung zweier Schnittpunkte auf unterschiedlicher Höhe bestimmt.					
- Neigung über Mantellinienmessung zu Symmetrieachse bestimmt.					
Winkel X <sub>z</sub> -Ebene 120°	0,0679	0,0000	0,0000	0,0000	0,0679
DIN Neigung 120°	0,0167	0,0000	0,0000	0,0000	0,0167
<b>Formschräge Position 3</b>					
- Winkel durch Verbindung zweier Schnittpunkte auf unterschiedlicher Höhe bestimmt.					
- Neigung über Mantellinienmessung zu Symmetrieachse bestimmt.					
Winkel X <sub>z</sub> -Ebene 240°	0,0772	0,0000	0,0000	0,0000	0,0772
DIN Neigung 240°	0,0196	0,0000	0,0000	0,0000	0,0196
<b>Auswertung als Kegelement</b>					
Durch Querschnitte auf unterschiedlicher Höhe bestimmt.					
Halber Kegetwinkel	0,0435	0,0125	0,0000	0,0000	0,0310
<b>Messbedingungen</b>					
Die Ausrichtung des Basissystems auf die Ist-Kontur erfolgte auf <1 im genau.					
Die Bezugsebene zur Bestimmung der Neigung / Winkel ist die Symmetrieachse der Außenkontur.					
Oberseite ist durch schwarzen Punkt gekennzeichnet					
Alle gemessenen Maße beziehen sich auf Temperatur von 20°C.					
Für die Temperaturkompensation wurde ein Ausdehnungskoeffizient von 13 K <sup>-1</sup> mm verwendet.					

# A5 – Sinterformschräge Außenrotor Referenzpumpe 2b

Außenrotor

2d-Gerade3 (Neigung Pos. 0°)

Nr	Bezeichnung	Istwert	Toleranz	Anzahl Pk. / Messes	Tabellradius F. Typ	L-C	WU
1	Neigung Pos. 0°	0.0082	0.0000	132 / 15	0.7504		

**Carl Zeiss** | **Grafikauswertung** | **Außenrotor Pumpe N** | **Neigung Pos. 0°**

Software: Calypso 5.0.20 | Projekt: Magna | Projekt Nr.: 11007  
 KMG: F25 138058 | Zeichnungsnummer: | Prüfling Nr.: 1

**IFT** | **Institut für Fertigungstechnik** | **Labo für Produktionstechnik**

**MAGNA** | **MAGNA POWERTRAIN**

0.02/mm(Sk)

X

Überhöhung 500

**ZEISS** | **Messprotokoll**

Software: Calypso 5.0.20 | Projekt: Magna  
 KMG: F25 138058 | Werkstückname: Außenrotor Pumpe Nr.:5  
 Prüfer: Hauack | Zeichnungsnummer: -

**IFT** | **Institut für Fertigungstechnik** | **Labo für Produktionstechnik**

**MAGNA** | **MAGNA POWERTRAIN**

Prüfmerkmal	Istwert	Sollwert	OTG	UTG	Differenz	←- ->
<b>Formschräge Position 1</b>						
- Winkel durch Verbindung zweier Schnittpunkte auf unterschiedlicher Höhe bestimmt.						
- Neigung über Mantellinienmessung zu Symmetrieachse bestimmt.						
Winkel X_Z-Ebene 0°	0.3786	0.0000	0.0000	0.0000	0.3786	0.0082
Neigung Pos. 0°	0.0082	0.0000	0.0000	0.0000	0.0082	0.0082
<b>Formschräge Position 2</b>						
- Winkel durch Verbindung zweier Schnittpunkte auf unterschiedlicher Höhe bestimmt.						
- Neigung über Mantellinienmessung zu Symmetrieachse bestimmt.						
Winkel X_Z-Ebene 77,143°	0.3224	0.0000	0.0000	0.0000	0.3234	0.0038
Neigung Pos. 77,143°	0.0038	0.0000	0.0000	0.0000	0.0038	0.0038
<b>Formschräge Position 3</b>						
- Winkel durch Verbindung zweier Schnittpunkte auf unterschiedlicher Höhe bestimmt.						
- Neigung über Mantellinienmessung zu Symmetrieachse bestimmt.						
Winkel X_Z-Ebene -77,143°	0.2874	0.0000	0.0000	0.0000	0.2874	0.0125
Neigung Pos. -77,143°	0.0125	0.0000	0.0000	0.0000	0.0125	0.0125
Auswertung als Kegelelement Durch Querschnitte auf unterschiedlicher Höhe bestimmt.						
Halter Kegelelement	0.1944	0.0310	0.0000	0.0000	0.1034	0.1034
Messbedingungen Die Ausrichtung des Messsystems auf die Istkontur erfolgte auf <1 µm_gensu.						
Die Bezugsfläche zur Bestimmung der Neigung / Winkel ist die Symmetrieachse der Innenkontur. Oberseite ist durch schwarzen Punkt gekennzeichnet.						
Alle gemessenen Maße beziehen sich auf Temperatur von 20°C. Für die Temperaturkompensation wurde ein Ausdehnungskoeffizient von 13 K <sup>-1</sup> mm verwendet.						

## A6 – Gerätedaten der verwendeten Messmaschinen

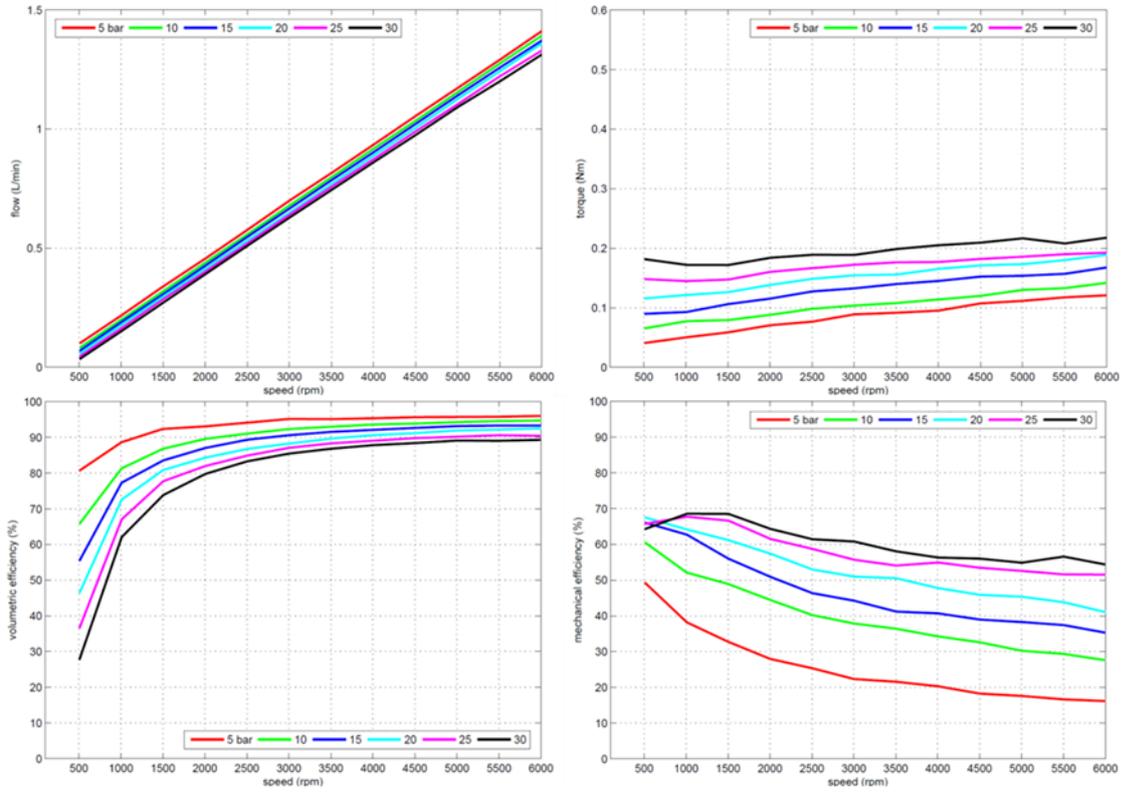
Gerätedaten Nikon Nexiv VMR-3020	
Hersteller	Nikon Instruments
Modellbezeichnung	Nexiv VMR-3020
Kamera	S/W-Kamera mit progressiver Abtastung oder CD-Farbkamera
Autofokus	TTL-Laser- und Video-Autofokus (TTL = „Through the Lens“)
Arbeitsabstand des Objektivs	Typ 123 = 50 mm, z120x =starke Vergrößerung. 9,8 mm, geringe Vergrößerung 32 mm
Vergrößerung des Zoomkopfes und Sichtfeldes	Typ 1: 0,5- 7,5x / 9,33 x 7,0 mm - 0,622 x 0,467 mm Typ 2: 1- 15x / 4,67 x 3,5 mm - 0,311x 0,233 mm Typ 3: 2 - 30x / 2,33 x 1,75 mm - 0,155 x 0,117 mm
Minimalanzeige	0.1 Mikrometer
Messgenauigkeit bei 20 °C ± 0,5 K	
U1x, U1y	1,5 + 4L/1000 Mikrometer
U2xy (Standard)	2,5 + 4L/1000 Mikrometer
Präzision der Z-Achsen Führung	(1,5 + L/150) Mikrometer
Verfahrenweg des Objektives (XYZ)	300x200x150 mm
Max. Werkstückgewicht	20 kg
Gerätedaten Zeiss F25 mit XXT Tastkopf	
Hersteller	Carl Zeiss GmbH
Modellbezeichnung	F25
Sensorik	VAST XXT TL1 18p
Messkraft	max. 80 mN
Auflösung Maschine	2,5 nm
Auflösung Messsystem	0,25 nm
Messvolumen	1,69 dm <sup>3</sup>
Max. Werkstückgewicht	5 kg

Nikon Nexiv  
VMR-320

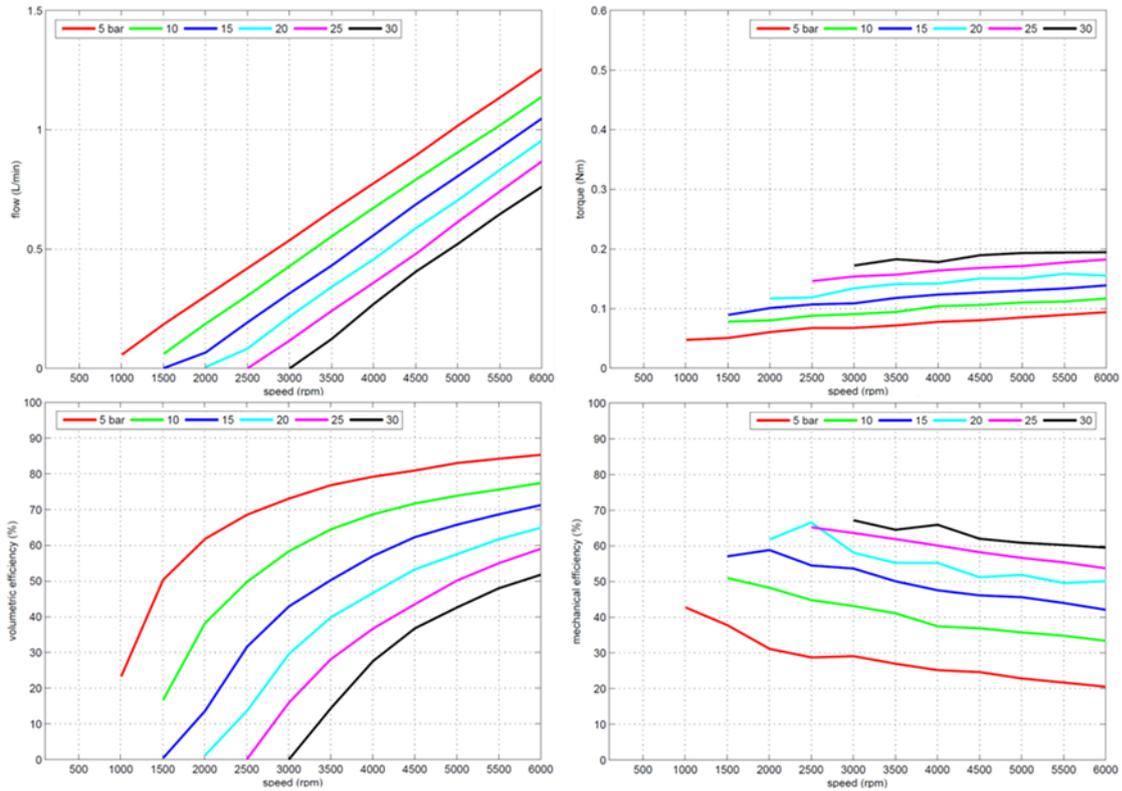
Zeiss F25

# B1 – Referenzpumpe 1, MIN/MAX-Clearance, $T_{oil} = 25^\circ\text{C}$

## MIN-Clearance

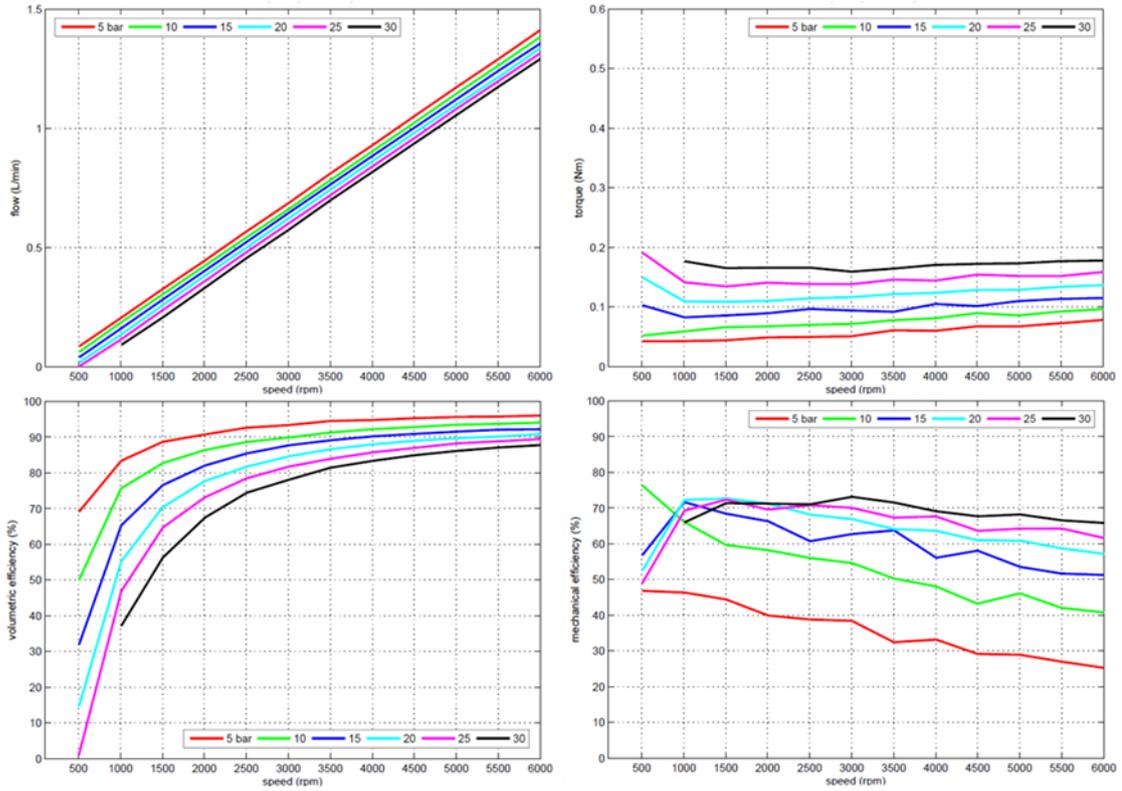


## MAX-Clearance

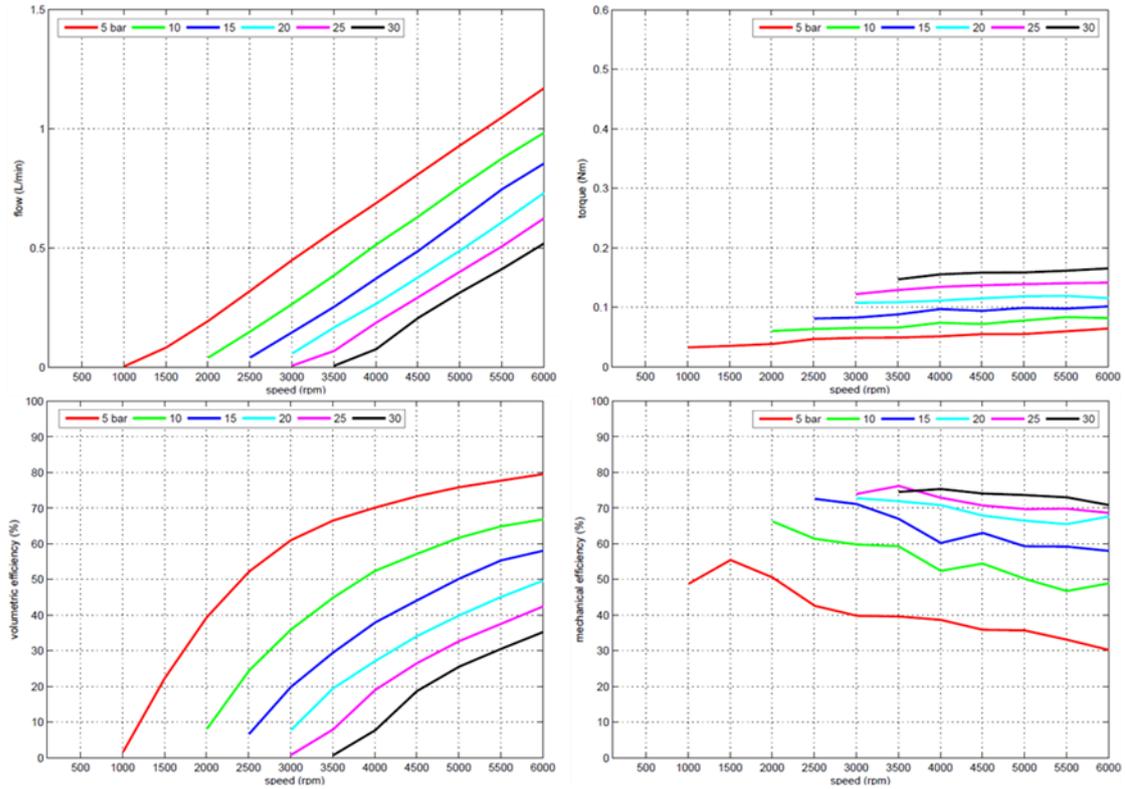


## B2 – Referenzpumpe 1, MIN/MAX-Clearance, $T_{oil} = 50^{\circ}\text{C}$

### MIN-Clearance

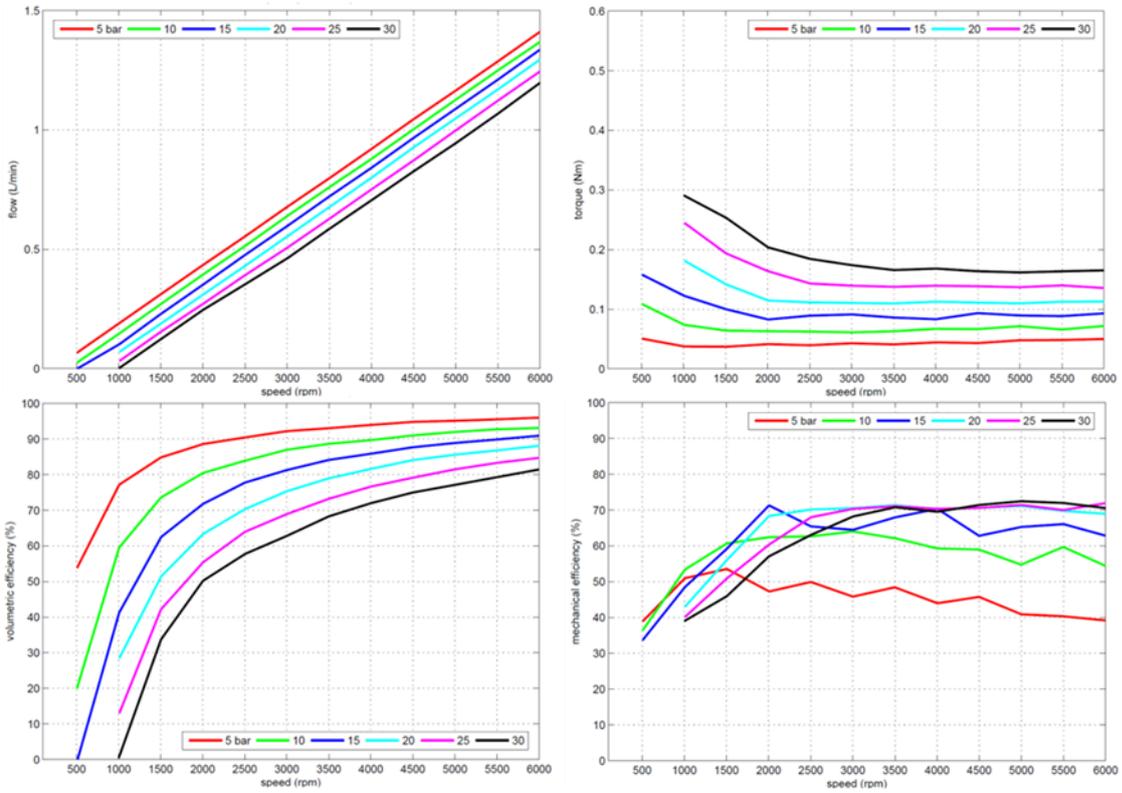


### MAX-Clearance

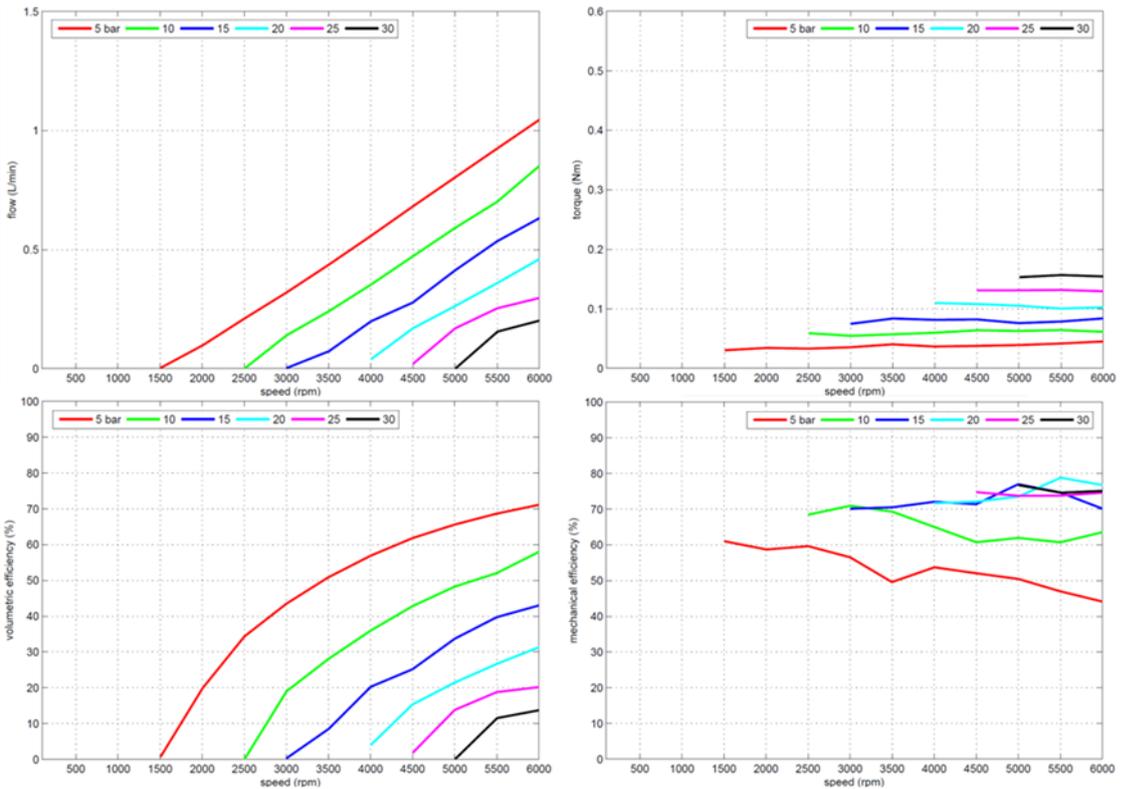


## B3 – Referenzpumpe 1, MAX-Clearance, $T_{oil} = 90^{\circ}\text{C}$

### MIN-Clearance

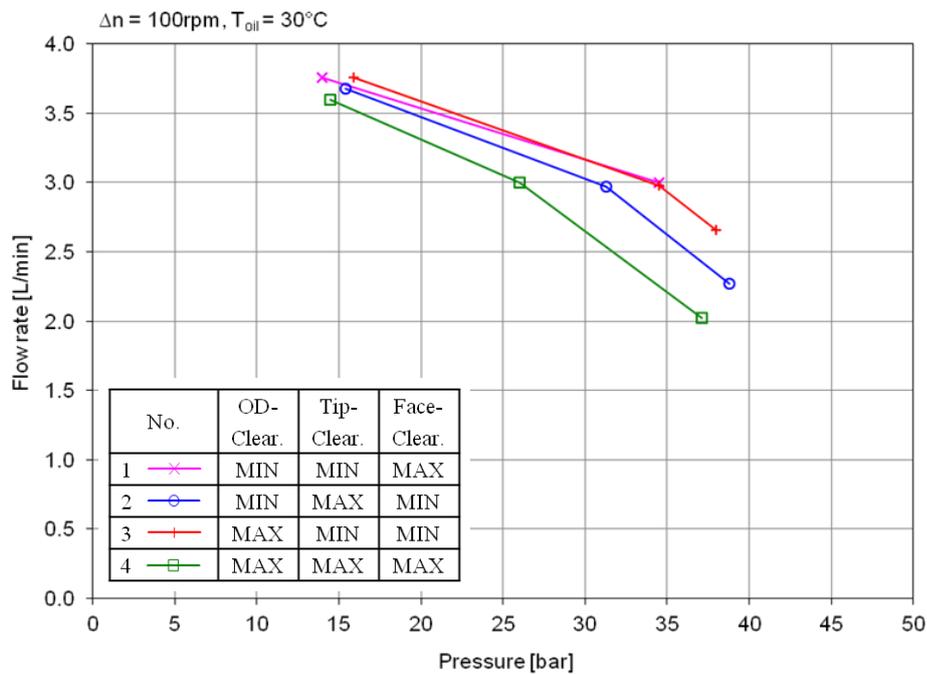


### MAX-Clearance

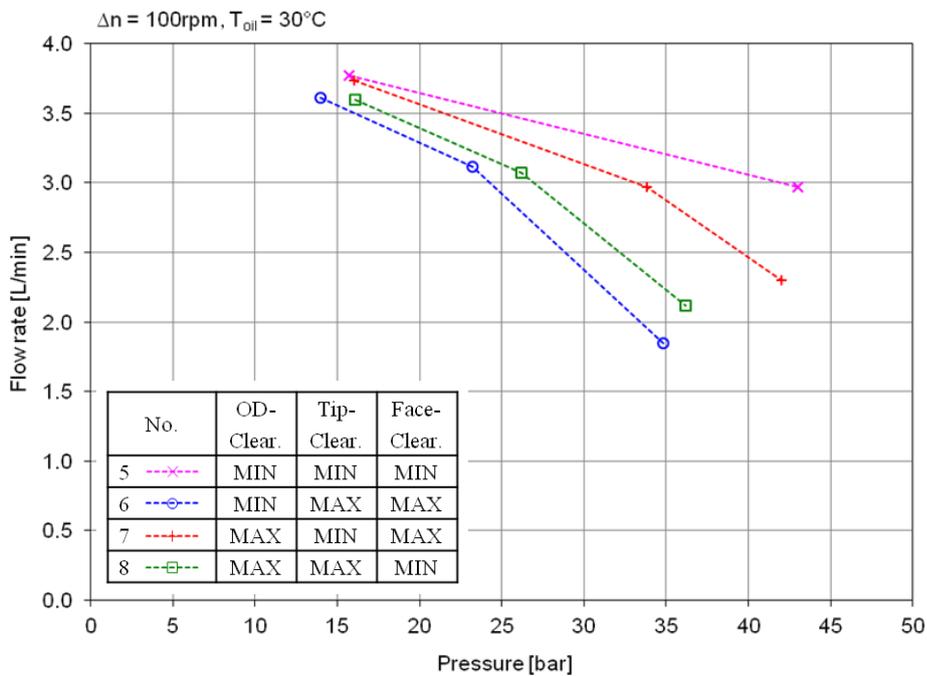


## B4 – Referenzpumpe 2a, MIN/MAX-Clearance, $T_{oil} = 30^{\circ}\text{C}$

### Serie 1

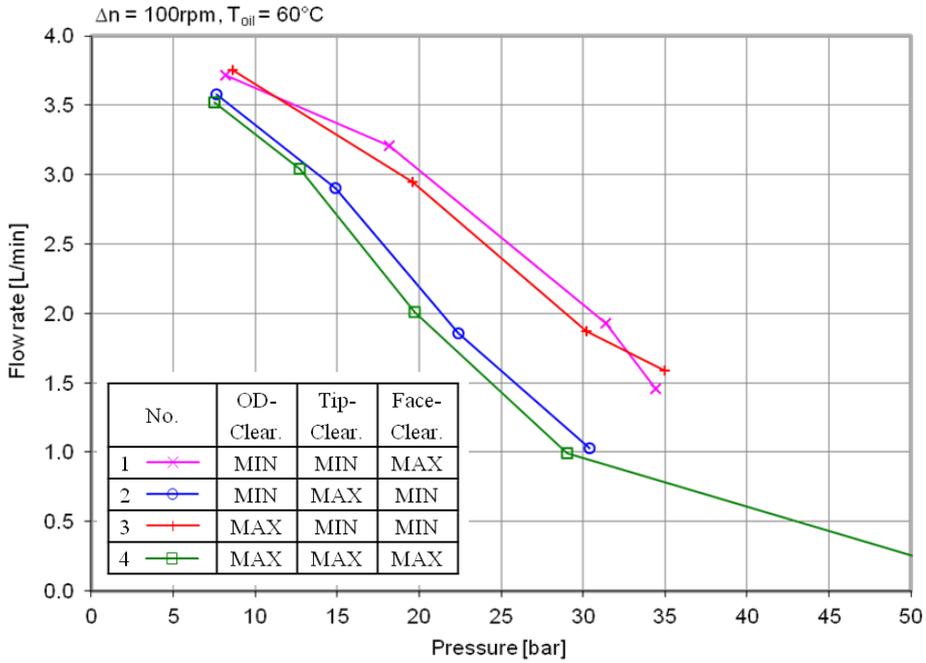


### Serie 2

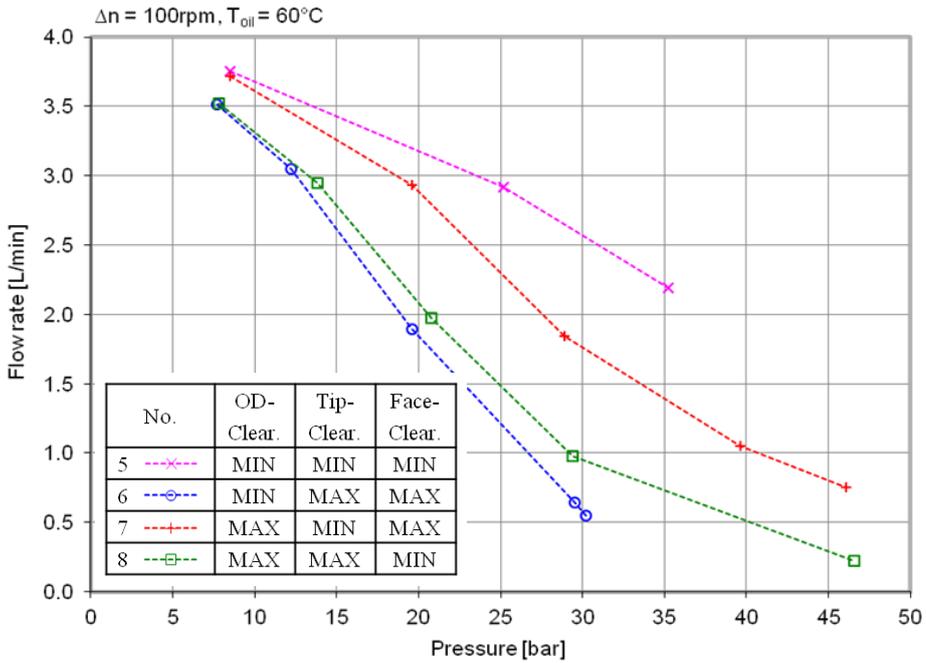


**B5 – Referenzpumpe 2a, MIN/MAX-Clearance,  $T_{oil} = 60^{\circ}\text{C}$**

Serie 1

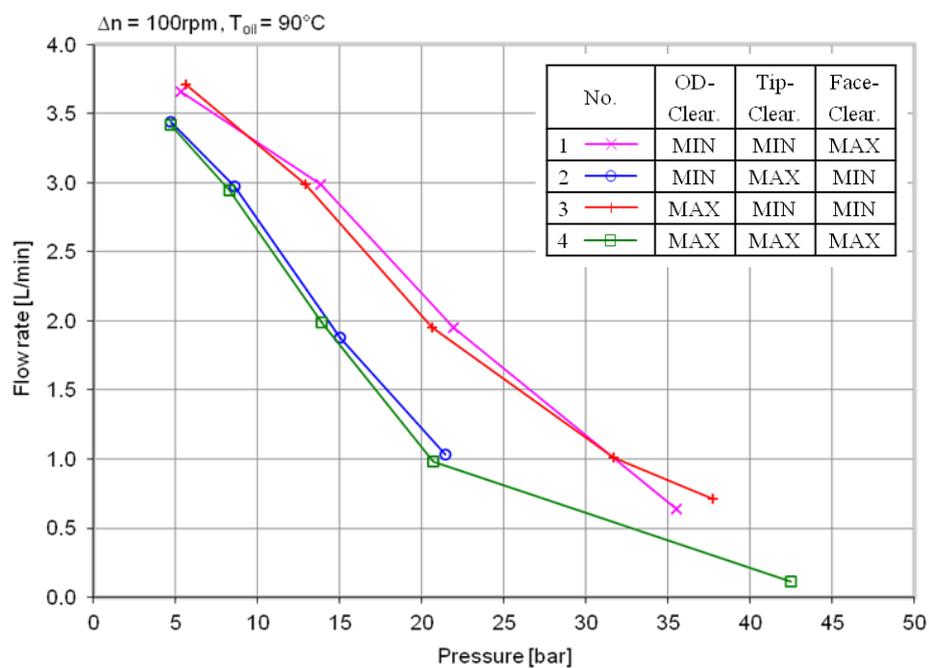


Serie 2

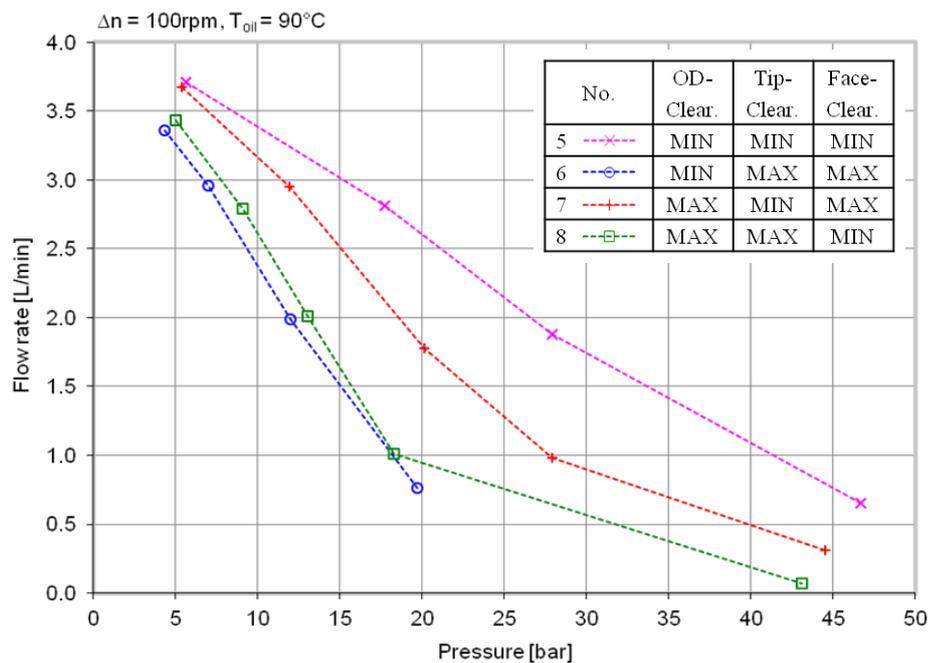


## B6 – Referenzpumpe 2a, MIN/MAX-Clearance, $T_{oil} = 90^{\circ}\text{C}$

Serie 1

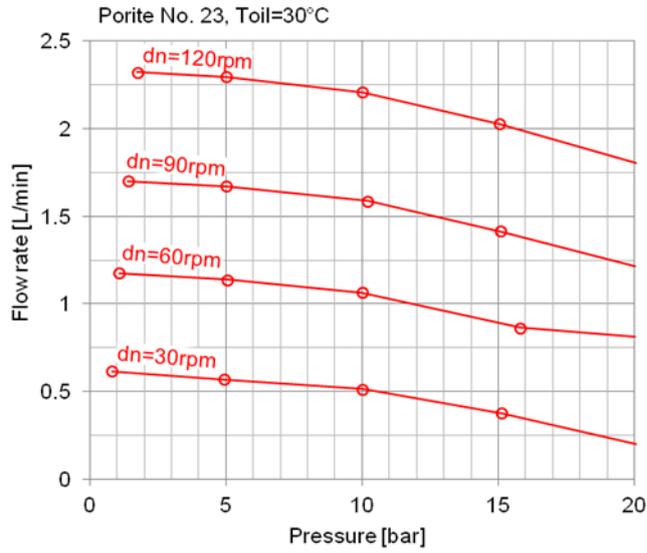


Serie 2

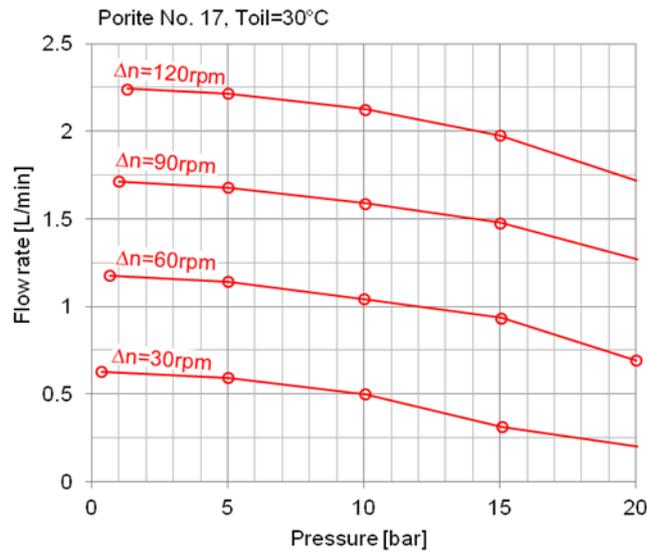


**B7 – Referenzpumpe 2b, MIN/MAX-Clearance,  $T_{oil} = 30^{\circ}\text{C}$**

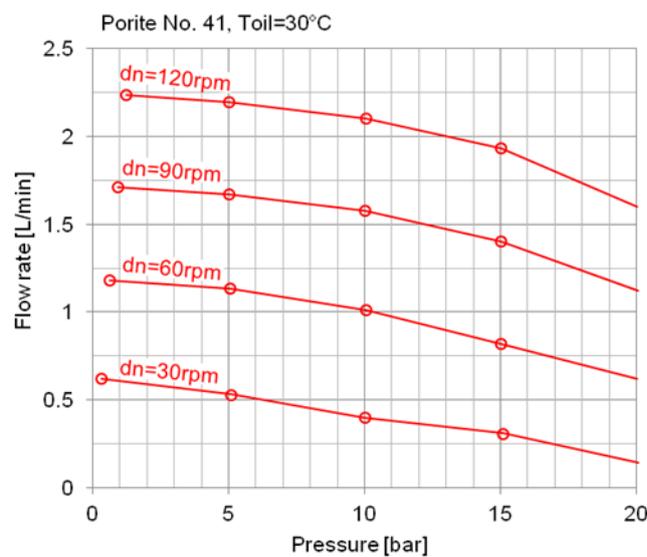
MIN-Clearance



NOM-Clearance

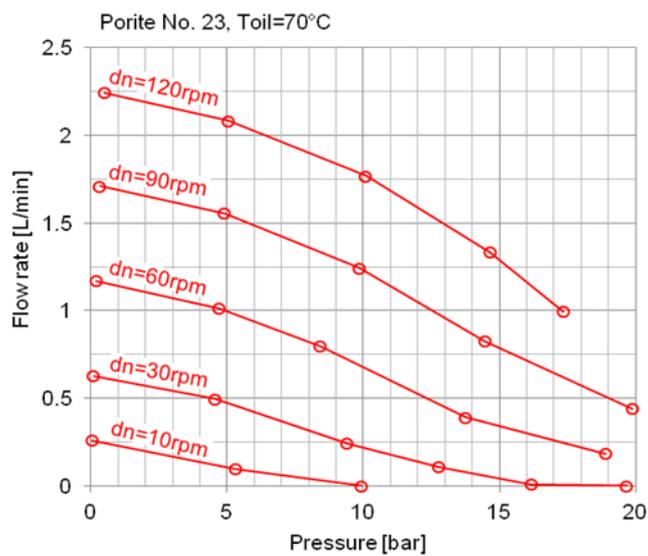


MAX-Clearance

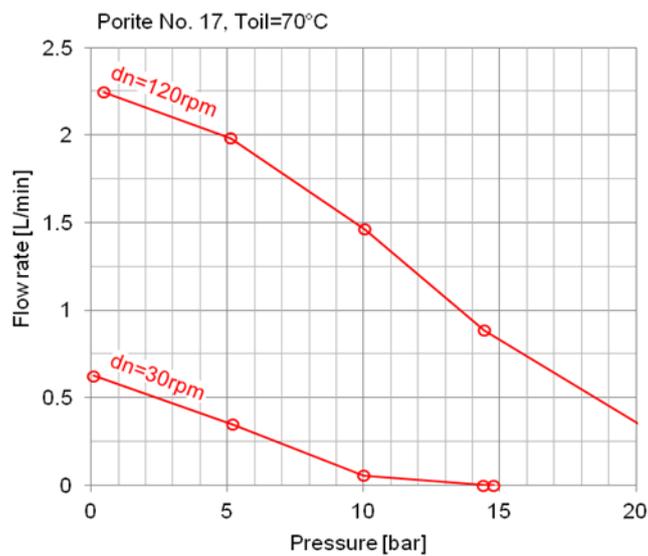


## B8 – Referenzpumpe 2b, MIN/MAX-Clearance, $T_{oil} = 70^{\circ}\text{C}$

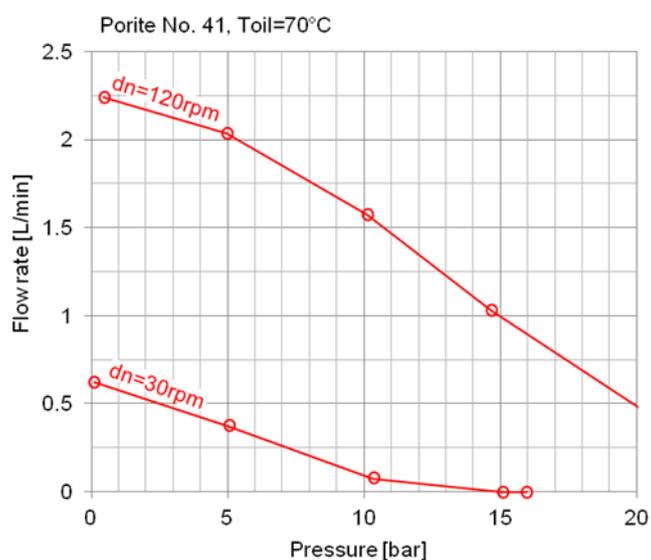
MIN-Clearance

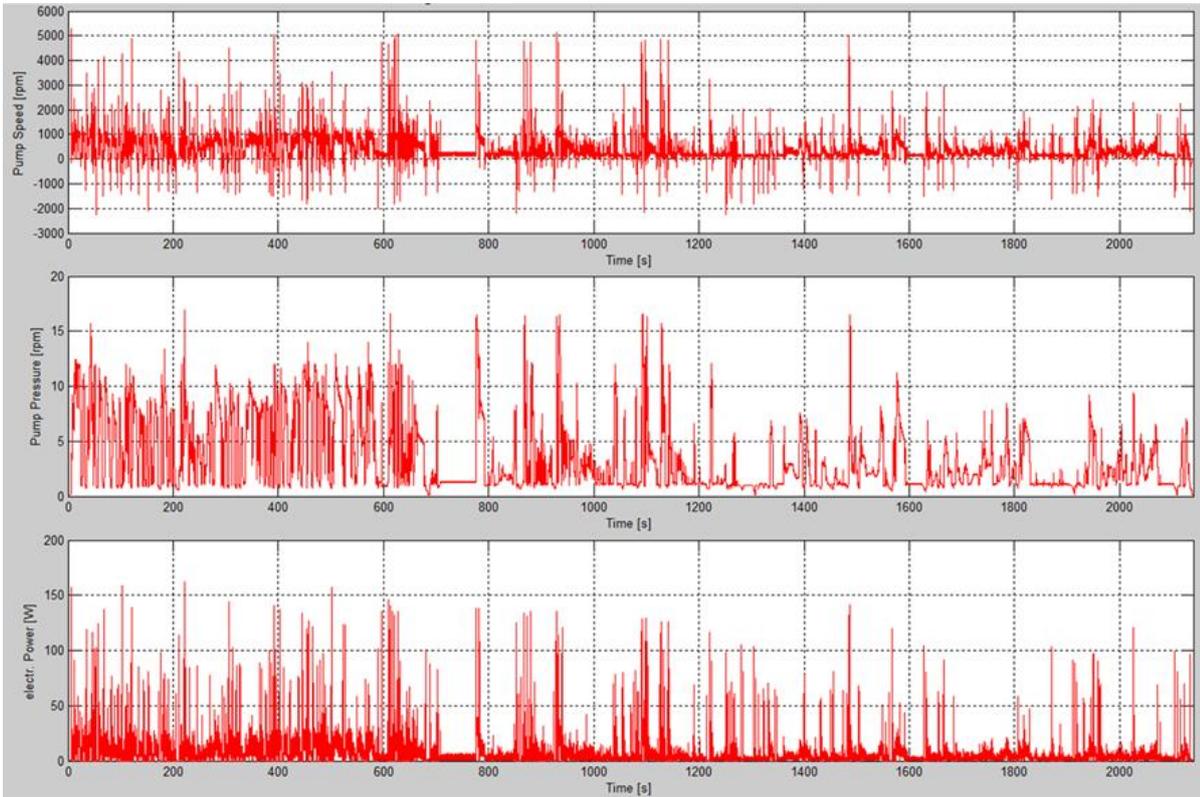
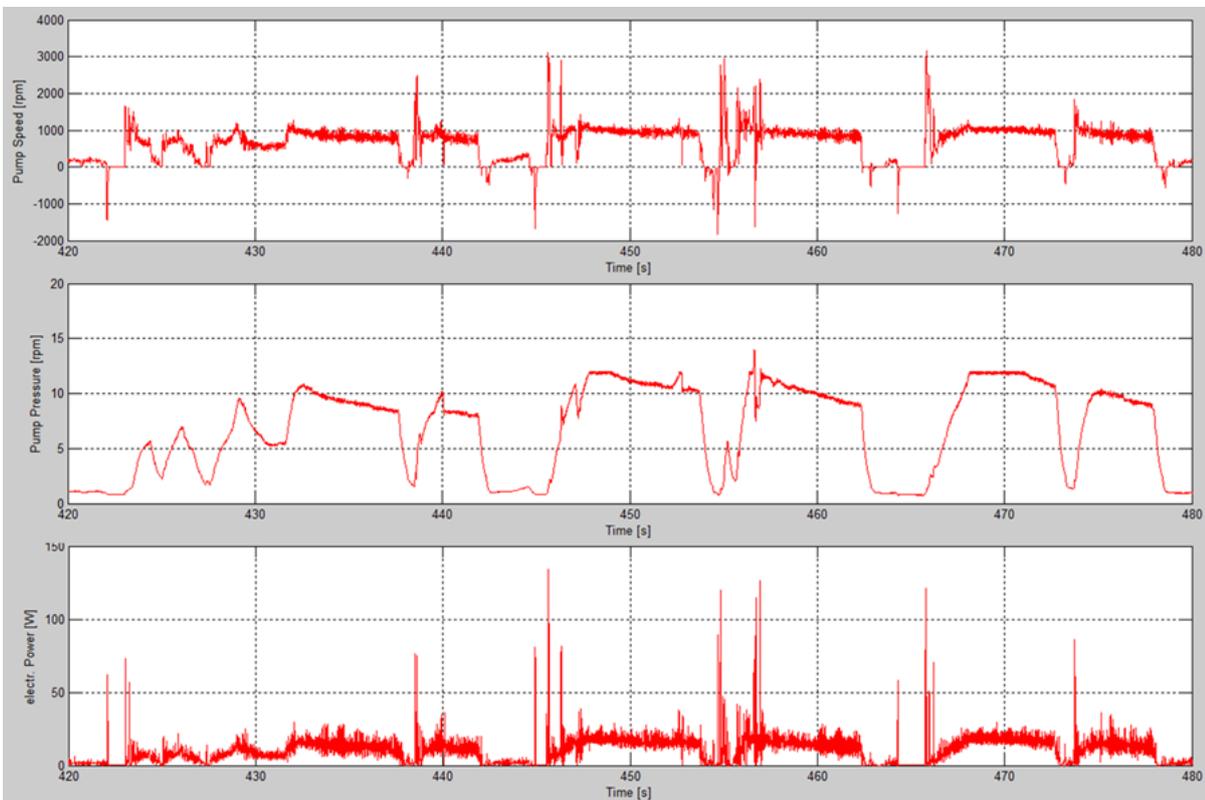


NOM-Clearance



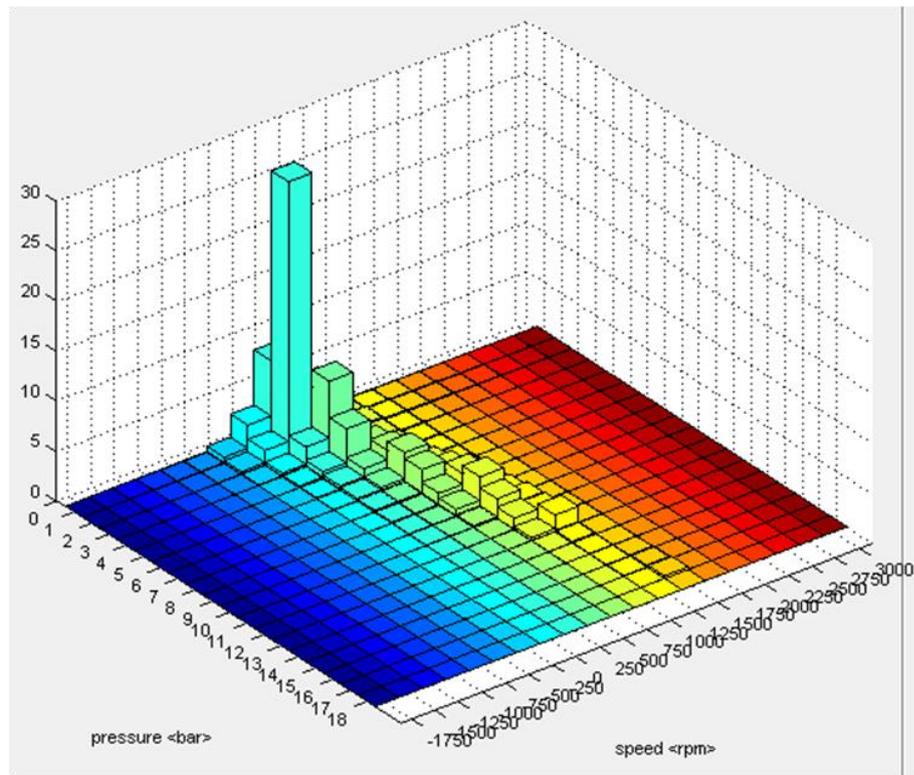
MAX-Clearance



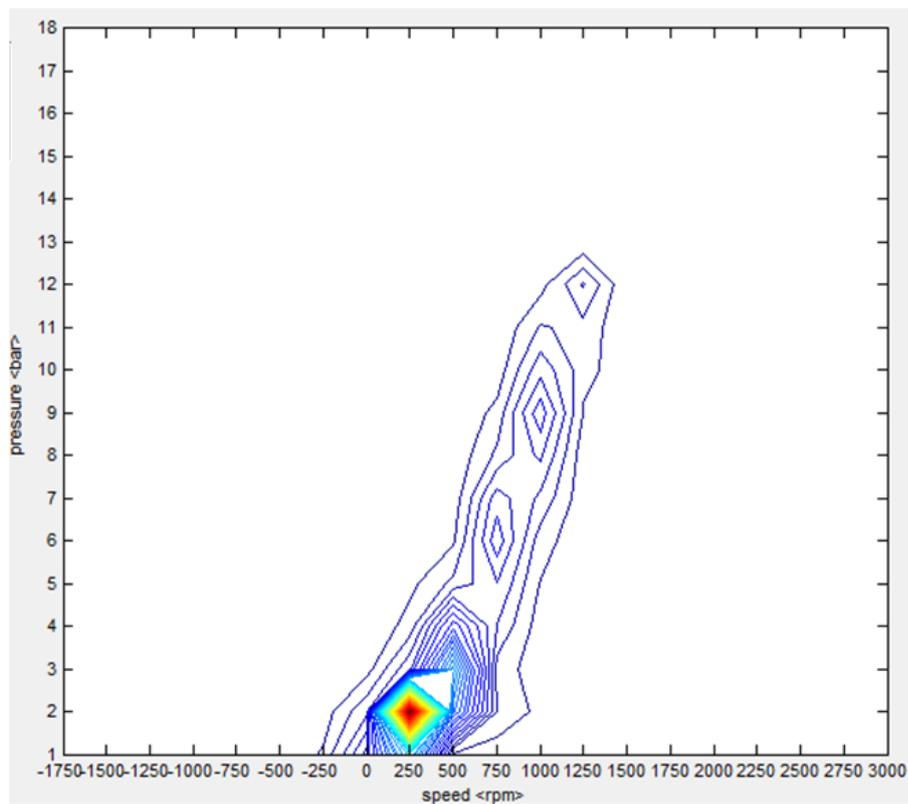
**C1 – Referenzpumpe 1, Belastungskollektiv,  $T_{oil} = 50^{\circ}\text{C}$** Kollektiv 005,  $T_{oil} = 50^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{max} = 2.141\text{s}$ ,  $p_{max} = 16.9\text{bar}$ ,  $n_{min} = -2.403\text{rpm}$ ,  $n_{max} = 5.632\text{rpm}$ Detail,  $\Delta t = 60\text{s}$ 

## C2 – Referenzpumpe 1, Belastungskollektiv mit Klassierung

3D bar plot



Contour plot



## Abkürzungsverzeichnis

4WD	Four Wheel Drive; Allradantrieb
ABS	Anti-lock Braking System; Antiblockiersystem
AMESet	AME Submodel Editing Tool; Entwicklungsumgebung zur Erstellung von Submodellen basierend auf C-Code
AMESim	Advanced Modeling Environment for Simulation; 1D-Plattform zur Modellbildung und Simulation multidisziplinärer Systeme
ATC	Active Transfer Case; aktives Verteilergetriebe
AWD	All Wheel Drive; Allradantrieb
BDC	Bottom Dead Center; unterer Totpunkt
CAD	Computer Aided Design; rechnerunterstützte Konstruktion
CAE	Computer Aided Engineering; rechnerunterstützte Entwicklung
CAM	Computer Aided Manufacturing; rechnerunterstützte Fertigung
CAN	Controller Area Network; asynchrones, serielles Feldbussystem zur Vernetzung von Steuergeräten in Kraftfahrzeugen
CCW	Counterclockwise; im Gegenuhrzeigersinn drehend
CFD	Computational Fluid Dynamics; numerische Strömungsmechanik
CGERO	Controlled Geromatic; regelbare, differenzdrehzahlfühlende Kupplung
CNC	Computerized Numerical Control; computergestützte numerische Steuerung
CPU	Central Processing Unit; Hauptprozessor
CW	Clockwise; im Uhrzeigersinn drehend
DAE	Ordinary Differential Algebraic Equations; differenzial-algebraische Gleichungen
DBV	Druckbegrenzungsventil
DC	Direct Current; Gleichstrom

DEHA	Direct Electro Hydraulic Actuator; direkt wirkender elektro-hydraulischer Aktuator
DGL	Differenzialgleichung
DIN	Deutsches Institut für Normung
DKM	Drehkolbenmaschine
DMU	Digital Mock-Up; computergeneriertes Versuchsmodell
ECU	Electric Control Unit; Steuergerät
EHA	Electro Hydrostatic Actuator; Elektro-Hydrostatischer Aktuator
ESP	Electronic Stability Control; Elektronisches Stabilitätsprogramm für Kraftfahrzeuge
FE	Finite-Elemente
FEM	Finite-Elemente-Methode
FFT	Fast Fourier Transformation; schnelle Fouriertransformation
GRP	Gear Ring Pump, Gerotor Pumpe
HD	Hochdruck
HP	High Pressure; Hochdruck
ID	Inner Diameter; Innendurchmesser, Zentrierdurchmesser
IR	Inner Rotor; Innenrotor (bzw. Ritzel)
ISO	International Organisation for Standardisation; Internationale Organisation für Normung
KKM	Kreiskolbenmaschine
KMG	Koordinatenmessgerät
LP	Low Pressure; Niederdruck
MBS	Multi-Body-Simulation; Mehrkörpersimulation
MKS	Mehrkörpersimulation
MPT	MAGNA Powertrain

ND	Niederdruck
NEDC	New European Driving Cycle; Neuer Europäischer Fahrzyklus
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
OD	Outer Diameter; Außendurchmesser
ODE	Ordinary Differential Equations; gewöhnliche Differenzialgleichungen
OEM	Original Equipment Manufacturer; Originalausrüstungshersteller
OR	Outer Rotor; Außenrotor (bzw. Hohlrads)
PDE	Partial Differential Equations; partielle Differenzialgleichungen
PLV	Pressure Limiting Valve; Druckbegrenzungsventil
PRV	Pressure Relief Valve; Druckbegrenzungsventil
PTO	Power Take-Off; Nebenantrieb
PWM	Pulse Width Modulation; Pulsweitenmodulation
REVS	Revolutions; Umdrehungen
RKM	Rotationskolbenmaschine
STEP	Standard for exchange of product model data; Standardisiertes CAD-Datenformat
SUV	Sport Utility Vehicle; Geländelimousine
TBD	To be defined, to be determined; noch festzulegender Wert
TC	Tip Clearance; Zahnkopfspiel
TDC	Top Dead Center; oberer Totpunkt
VDC	Volts of Direct Current; Gleichspannung
VKM	Verbrennungskraftmaschine
ZRP	Zahnringpumpe

## Abbildungsverzeichnis

<b>Abb. 1.1:</b> <i>MAGNA Powertrain</i> AWD-Systeme .....	14
<b>Abb. 1.2:</b> Aktives AWD-System: (a) Hydraulikschema; (b) Regelbereich .....	15
<b>Abb. 1.3:</b> (a) AWD-Triebstrangkonfiguration mit Hang-On Allradkupplung zur Hinterachse; (b) Beispiel einer DYNAMAX <sup>®</sup> Serienanwendung für ein SUV	16
<b>Abb. 1.4:</b> Passives AWD-System nach dem GEROMATIC <sup>®</sup> Prinzip: (a) Hydraulikschema; (b) Regelbereich .....	18
<b>Abb. 1.5:</b> Semi-aktives AWD-System mit Blende und Schaltventil: (a) Hydraulikschema; (b) Regelbereich .....	18
<b>Abb. 1.6:</b> Semi-aktives AWD-System mit Proportional-Druckregelventil: (a) Hydraulikschema; (b) Regelbereich .....	19
<b>Abb. 2.1:</b> Verlustanteile der realen Verdrängerpumpe .....	27
<b>Abb. 2.2:</b> Volumetrischer Wirkungsgrad (qualitativer Verlauf) .....	29
<b>Abb. 2.3:</b> Pumpenpulsationen .....	30
<b>Abb. 2.4:</b> Teilförderströme und Gesamtförderstrom (normierte Darstellung) .....	31
<b>Abb. 2.5:</b> Gesamtförderstromungleichförmigkeiten von Referenzpumpe 2b .....	32
<b>Abb. 2.6:</b> Förderstromungleichförmigkeiten (a) für Sinushalbwellen-Teilförderströme; (b) für ausgewählte Referenzpumpen mit Trochoidenverzahnung .....	32
<b>Abb. 2.7:</b> Hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad (qualitativer Verlauf) .....	35
<b>Abb. 2.8:</b> Gesamtwirkungsgrad (qualitativer Verlauf) .....	36
<b>Abb. 2.9:</b> Stribeck-Kurven .....	38
<b>Abb. 2.10:</b> Geschwindigkeits- und Druckverteilung im Keilspalt .....	39
<b>Abb. 2.11:</b> Druckverteilung am hydrodynamischen Radialgleitlager .....	40
<b>Abb. 2.12:</b> Berechnungsmethoden für hydrodynamisch geschmierte Radialgleitlager .....	42
<b>Abb. 2.13:</b> Al-Pumpengehäuse (Referenzpumpe 2b) mit Verschleißerscheinungen .....	45
<b>Abb. 2.14:</b> <i>AMESim</i> Standard Bibliotheken für die Modellierung hydraulischer Systeme	48
<b>Abb. 2.15:</b> (a) Benutzerspezifische Bibliothek mit Submodellen der Zahnringpumpe; (b) Gesamtes Pumpenmodell mit Submodellen in unterschiedlicher Modellierungstiefe .....	49
<b>Abb. 2.16:</b> Einfluss ungelöster Luft auf den Kompressionsmodul .....	51

---

<b>Abb. 3.1:</b> Bauformen der innenachsigen Drehkolbenmaschine: (a) mit Kämmeingriff; (b) mit Schlupfeingriff .....	55
<b>Abb. 3.2:</b> Zahnringpumpe mit $z_1/z_2 = 5/6$ (Referenzpumpe 2b) .....	57
<b>Abb. 3.3:</b> Verlauf von Kammerfläche und Ein-Auslassquerschnitt .....	58
<b>Abb. 3.4:</b> Einflussfaktoren auf die Auslegung von Gerotorpumpen .....	58
<b>Abb. 3.5:</b> Ausführungsformen v. Zahnringpumpen in automotiven AWD-Anwendungen .....	59
<b>Abb. 3.6:</b> Kinetischer und geodätischer Druckanteil .....	62
<b>Abb. 3.7:</b> Kennlinie einer Schmierölpumpe mit Saugdrosselung .....	63
<b>Abb. 3.8:</b> Leckagepfade in der Gerotorpumpe .....	66
<b>Abb. 3.9:</b> Beispiel für Formschräge: (a) max. Kopfspalt durch ungleichen Verbau; (b) Kompensation durch gerichteten Verbau .....	68
<b>Abb. 3.10:</b> Definition Kopfspiel .....	69
<b>Abb. 3.11:</b> Nierengeometrie nach Nichols Portland .....	73
<b>Abb. 3.12:</b> Ein- und Auslassnierengeometrie (Referenzpumpe 1) .....	75
<b>Abb. 3.13:</b> Verlauf von Kammerfläche und Ein-/Auslassquerschnitt (Referenzpumpe 1) .....	76
<b>Abb. 3.14:</b> Übersetzungsverhältnisse in der Zahnringpumpe .....	78
<b>Abb. 3.15:</b> Epitrochoide .....	79
<b>Abb. 3.16:</b> Hypotrochoide .....	79
<b>Abb. 4.1:</b> Modellstruktur .....	83
<b>Abb. 4.2:</b> Grafische Benutzeroberfläche .....	85
<b>Abb. 4.3:</b> Klassierungs-Utility .....	86
<b>Abb. 4.4:</b> Erzeugung der Trochoidenverzahnung .....	88
<b>Abb. 4.5:</b> Geometriesteuerung über die grafische Benutzeroberfläche .....	90
<b>Abb. 4.6:</b> Referenzpumpe 1: (a) Numerisch erzeugte Geometrie; (b) Messdaten .....	91
<b>Abb. 4.7:</b> Referenzpumpe 2a: (a) Numerisch erzeugte Geometrie; (b) Messdaten .....	91
<b>Abb. 4.8:</b> Referenzpumpe 2b: (a) Numerisch erzeugte Geometrie; (b) Messdaten .....	91
<b>Abb. 4.9:</b> Simulation-Parameter-Panel .....	93
<b>Abb. 4.10:</b> (a) Numerisch erzeugte Pumpengeometrie; (b) Verdrängerkammer mit Leckagepfaden; (c) Schema des Fluid-Dynamic-Modells .....	95
<b>Abb. 4.11:</b> (a) <i>AMESim</i> Sketch eines Submodells für eine Verdrängerkammer; (b) Submodell einer Verdrängerkammer mit externen Variablen .....	97

<b>Abb. 4.12:</b> (a) Detail des <i>AMESim</i> Pumpenmodells; (b) Submodell für eine vollständige Zahnringpumpe mit externen Variablen	98
<b>Abb. 4.13:</b> Laterale Dichtspalte .....	100
<b>Abb. 4.14:</b> Einbindung des CFD-Modells in das Fluid-Dynamic-Modell .....	100
<b>Abb. 4.15:</b> Effektive laterale Dichtspaltgeometrie für $\varphi_1 = 9^\circ$ : (a) Referenzpumpe 1; (b) Referenzpumpe 2a; (c) Referenzpumpe 2b .....	101
<b>Abb. 4.16:</b> Effektive laterale Dichtspaltgeometrie für Referenzpumpe 2b: (a) $\varphi_1 = 15^\circ$ ; (b) $\varphi_1 = 30^\circ$ ; (c) $\varphi_1 = 45^\circ$ .....	102
<b>Abb. 4.17:</b> Vernetztes Berechnungsgebiet für Referenzpumpe 2a ( $z_1z_2 = 5/6$ ): (a) $\varphi_1 = 0^\circ$ ; (b) $\varphi_1 = 36^\circ$ ; (c), (d) Netz-Details .....	103
<b>Abb. 4.18:</b> Berechnungsgebiet; (a) Druck Randbedingungen; (b) Druckverteilung und Definition der Leckölströme im lateralen Dichtspalt .....	104
<b>Abb. 4.19:</b> <i>AMESim</i> Submodell zur Einbindung der CFD-Ergebnisse .....	106
<b>Abb. 4.20:</b> Detail des <i>AMESim</i> Pumpenmodells mit implementierten Submodellen zur Berücksichtigung von internen Leckagen, externen Leckagen und viskosem Reibmoment .....	106
<b>Abb. 4.21:</b> (a) Definition der radialen Spaltgeometrie; (b) äquivalentes Spaltmodell .....	108
<b>Abb. 4.22:</b> Submodell für den radialen Dichtspalt: (a) Integriert in das Modell einer einzelnen Verdrängerkammer; (b) Externe Variablen .....	108
<b>Abb. 4.23:</b> Korrelation von Kammervolumen einer Verdrängerkammer und radialer Dichtspaltgeometrie .....	109
<b>Abb. 4.24:</b> Numerische Berechnung der Kammerflächen und der Schnittflächen mit der Nierengeometrie .....	111
<b>Abb. 4.25:</b> Kammerfläche: (a) $0^\circ$ ; (b) $72^\circ$ ; (c) $144^\circ$ ; (d) $216^\circ$ ; (e) $288^\circ$ ; (f) $360^\circ$ .....	114
<b>Abb. 4.26:</b> Ermittlung der radialen Dichtspaltgeometrie .....	115
<b>Abb. 4.27:</b> Submodell für hydrodynamisches Radialgleitlager (a) Simulink Modell; (b) Submodell zur Verwendung im <i>AMESim</i> Fluid-Dynamic-Modell .....	119
<b>Abb. 4.28:</b> CAD-Geometriemodelle .....	122
<b>Abb. 4.29:</b> CAD-Kinematikmodell mit Sensoren zur Ermittlung des Zahnkopfspiels .....	123
<b>Abb. 4.30:</b> CAD/FEM-Parameter-Panel .....	124
<b>Abb. 4.31:</b> Elementtypen: (a) lineares Tetraederelement; (b) parabolisches Tetraeder- element; (c) lineares Hexaederelement; (d) parabolisches Hexaederelement	126
<b>Abb. 4.32:</b> Sekantenfehler (a) bei linearem Tetraederelement; (b) bei parabolischem Tetraederelement mit gleicher Elementgröße .....	126

<b>Abb. 4.33:</b> Vernetzte Rotorgeometrie in unterschiedlichen Winkelpositionen: (a) Referenzpumpe 1; (b) Referenzpumpe 2a; (c) Referenzpumpe 2b .....	130
<b>Abb. 4.34:</b> Vernetzte Rotorgeometrie: Referenzpumpe 1 mit Teil der Antriebswelle .....	131
<b>Abb. 4.35:</b> Referenzpumpe 2b: Diskretisierung der möglichen Kontaktzone .....	131
<b>Abb. 5.1:</b> Aktive AWD-Kupplung mit Motor-Pumpeneinheit: (a) Schnittmodell; (b) Beispiel für die Anordnung im Antriebsstrang .....	134
<b>Abb. 5.2:</b> Referenzpumpe 1 .....	135
<b>Abb. 5.3:</b> Referenzpumpe 1: (a) Motor-Pumpeneinheit; (b) Komponenten der Pumpe .....	135
<b>Abb. 5.4:</b> Hinterachsgetriebe mit Twin-Geromatic <sup>®</sup> : (a) Schnittmodell; (b) Beispiel für die Anordnung im Antriebsstrang .....	136
<b>Abb. 5.5:</b> Referenzpumpe 2a .....	137
<b>Abb. 5.6:</b> Hinterachse mit integrierter Twin-Geromatic <sup>®</sup> .....	137
<b>Abb. 5.7:</b> Achsgetriebe mit PRO-ACTIVE <sup>®</sup> Kupplung; (a) Schnittmodell; (b) Beispiel für die Anordnung im Antriebsstrang .....	138
<b>Abb. 5.8:</b> Referenzpumpe 2b .....	139
<b>Abb. 5.9:</b> Referenzpumpe 2b: (a) Kupplungseinheit; (b) Komponenten .....	139
<b>Abb. 5.10:</b> Einfluss der Einlassventile in den gemessenen Druck-Durchflusskennlinien .....	140
<b>Abb. 6.1:</b> Numerisch erzeugte und gemessene Rotorgeometrie .....	142
<b>Abb. 6.2:</b> Referenzpumpe 2a: (a) Einfluss der Drehzahl auf den gesamten lateralen Leckölstrom; (b) Einfluss des Druckniveaus auf das viskose Reibmoment .....	144
<b>Abb. 6.3:</b> Referenzpumpe 2a: (a), (b) gesamter lateraler Leckölstrom; (c), (d) viskoses Reibmoment; (e) externer Leckölstrom; (f) interner Leckölstrom .....	145
<b>Abb. 6.4:</b> Referenzpumpe 2a: Druckfeld im lateralen Dichtspalt .....	146
<b>Abb. 6.5:</b> Verlauf der radialen Spalthöhe $lr$ über die Drehwinkelposition der Rotoren .....	148
<b>Abb. 6.6:</b> Verlauf der radialen Spalthöhe $lr$ über die Winkelposition der Rotoren für Referenzpumpe 1 .....	149
<b>Abb. 6.7:</b> Ermittelte Kenngrößen zur Beschreibung des Betriebsverhaltens im hydrodynamisch geschmierten Radialgleitlager .....	151
<b>Abb. 6.8:</b> Sommerfeldzahl $So$ und relative Exzentrizität $\varepsilon$ für die betrachteten Betriebszustände mit Kennzeichnung unterschiedlicher Verlagerungsbereiche .....	152
<b>Abb. 6.9:</b> Spannungsverteilung im Rotorsatz für unterschiedliche Pumpenspiele .....	153
<b>Abb. 6.10:</b> Spannungsverteilung für unterschiedliche Drehwinkelpositionen von Referenzpumpe 1, $p = 30$ bar: (a), (b) $0^\circ$ -Position; (c), (d) $15^\circ$ -Position .....	155

<b>Abb. 6.11:</b> Pumpenprüfstand .....	158
<b>Abb. 6.12:</b> Software zur Prüfstandssteuerung und Messdatenerfassung .....	159
<b>Abb. 6.13:</b> Simulierte und gemessene Pumpenkennlinien für MIN/MAX Pumpenspiel von Referenzpumpe 1 bei $p = 20$ bar und unterschiedlichen Öltemperaturen .....	162
<b>Abb. 6.14:</b> Simulierte und gemessene Pumpenkennlinien für MIN/MAX Toleranzanlage von Referenzpumpe 2b bei $n = 30$ und $n = 120$ U/min und unterschiedlichen Öltemperaturen .....	163
<b>Abb. 6.15:</b> Referenzpumpe 1: (a) simulierte Förderstropmpulsationen am Pumpenauslass; (b) Kammerdruckverlauf; (c) Druckverlauf während der Saugphase (Detail) .....	164
<b>Abb. 6.16:</b> Simulierte und gemessene Druckpulsationen bei Referenzpumpe 2a bei $T = 60^\circ\text{C}$ und $n = 40$ U/min (a) MIN; (b) MAX Clearance Pump .....	165
<b>Abb. 6.17:</b> Referenzpumpe 2a: (a) Zeitlicher Druckverlauf; (b), (c) Frequenzspektrum .....	166
<b>Abb. 6.18:</b> Instationärer Verlauf des Kammervolumens und der radialen Leckölströme .....	167
<b>Abb. 6.19:</b> (a) Einfluss der Öltemperatur auf den radialen Leckölstrom; (b) Einfluss der Dichtspalthöhe auf den lateralen Leckölstrom .....	167
<b>Abb. 6.20:</b> Einfluss v. Rotorbreite u. Zahnkopfspiel auf den erreichbaren Pumpendruck .....	168
<b>Abb. 6.21:</b> Modellstruktur mit Schnittstelle zur Gesamtsystems simulation .....	170
<b>Abb. 6.22:</b> AMESim-Modell einer elektrohydraulisch aktuierten Kupplung .....	172
<b>Abb. 6.23:</b> Ergebnis einer Gesamtsystems simulation .....	172
<b>Abb. 6.24:</b> Erprobung der Kupplung: (a) am 2-Maschinen-Prüfstand; (b) im Fahrzeug .....	173
<b>Abb. 6.25:</b> AMESim-Modell einer differenzdrehzahlfühlenden Kupplung .....	174
<b>Abb. 6.26:</b> Erprobung der Kupplung am 2-Maschinen-Prüfstand .....	174
<b>Abb. 7.1:</b> Verstellbare Zahnringpumpe .....	180
<b>Abb. 7.2:</b> (a) Rotorsatz nach dem Geroller-Prinzip; (b) Anwendung als hydraulischer Radnabenantrieb .....	180
<b>Abb. 7.3:</b> P-Rotorpumpe .....	181
<b>Abb. 7.4:</b> Voith-Superlip-System .....	182

## Tabellenverzeichnis

<b>Tab. 1.1:</b>	Typische Lastenheftangaben für ein hydrostatisch aktuiertes System im Antriebsstrang .....	21
<b>Tab. 1.2:</b>	Ergänzende Lastenheftangaben für elektrohydraulische Systeme .....	23
<b>Tab. 2.1:</b>	Übersicht numerischer Rechenmethoden .....	43
<b>Tab. 2.2:</b>	Einflussgrößen der hydrodynamischen Lagergestaltung .....	45
<b>Tab. 2.3:</b>	Übersicht und Eigenschaften der angewendeten Simulationsverfahren .....	48
<b>Tab. 2.4:</b>	Berücksichtigung von Luftausscheidung und Kavitation .....	51
<b>Tab. 3.1:</b>	Geometriedaten zu Abb. 3.5 .....	59
<b>Tab. 3.2:</b>	Leckagepfade in der Gerotorpumpe .....	66
<b>Tab. 3.3:</b>	Definition Kopfspiel .....	68
<b>Tab. 3.4:</b>	Typische Spaltmaße für Innenzahnradpumpen .....	71
<b>Tab. 3.5:</b>	Typische Spaltmaße für Gerotorpumpen .....	71
<b>Tab. 3.6:</b>	Einteilung und Eigenschaften der Trochoide .....	81
<b>Tab. 4.1:</b>	Design-Parameter der betrachteten Referenzpumpen .....	90
<b>Tab. 4.2:</b>	Beschreibung der in Abb. 4.10b dargestellten Strömungsbereiche .....	96
<b>Tab. 4.3:</b>	CFD-Netzeigenschaften .....	103
<b>Tab. 4.4:</b>	Sommerfeldzahl .....	121
<b>Tab. 4.5:</b>	Einfluss der Rotorbreite auf die Lagerung .....	121
<b>Tab. 4.6:</b>	Mittlere Reibzahlen für ölgeschmierte Radialgleitlager .....	121
<b>Tab. 4.7:</b>	FEM-Netzeigenschaften der betrachteten Referenzpumpen .....	129
<b>Tab. 5.1:</b>	Kenngrößen und Eigenschaften der betrachteten Referenzpumpen .....	132
<b>Tab. 5.2:</b>	Analysierte Betriebsbereiche der betrachteten Referenzpumpen .....	133
<b>Tab. 6.1:</b>	CFD-Parameterkonfiguration .....	144
<b>Tab. 6.2:</b>	Sensitivitätsanalyse des CFD-Netzes .....	146
<b>Tab. 6.3:</b>	Pumpenspiel und Kontaktkräfte (zu Abbildungen 6.9a-d) .....	154
<b>Tab. 6.4:</b>	Randbedingungen zu Abb. 6.10 .....	156
<b>Tab. 6.5:</b>	Messgrößen am Pumpenprüfstand .....	161

## Literaturverzeichnis

- [1] Reinalter, W.; Ausserhofer, S. und Zenz, C.: *Generierung und Anwendung von mechatronischen Gesamtfahrzeugmodellen bei MAGNA Steyr*. 2. Grazer Symposium Virtuelles Fahrzeug. Graz, 2009, S. 137-142.
- [2] Vockenhuber, M.; Ehmann, M. und Ruckenbauer, T.: *Funktionsapplikation für Allrad-Traktionsregelsysteme*: Ein Expertentool für die klassische und modellbasierte Applikation verschiedener 4WD Traktionssystem-Architekturen. 1. Automobiltechnisches Kolloquium: Assistenzsysteme, Antriebsaggregate, Antriebsstrang. München-Garching, 2009.
- [3] Vockenhuber, M. und Ehmann, M.: Dimensionierung einer Allradkupplung im Zielkonflikt zwischen verbesserter Fahrdynamik und Fahrzeuggewicht. In: Laschet, A. und Brill, U.: *Systemanalyse in der KFZ-Antriebstechnik IV*: Schwingungen - NVH Optimierung - Komplette Systemabstimmung - Akustische Beurteilung: Essen: Expert Verlag, Bd. 79, 2007, S. 42-51.
- [4] TESIS DYNAware Technische Simulation Dynamischer Systeme GmbH. TESIS DYNAware, 2010. URL: <http://dynaware.thesis.de/de/>. Zugriff am: 26. Aug. 2010.
- [5] Wankel, F.: *Einteilung der Rotations-Kolbenmaschinen*: Rotations-Kolbenmaschinen mit parallelen Drehachsen u. Arbeitsraumumwandlungen aus starrem Werkstoff. Stuttgart: Dt. Verl.-Anst., Abt. Fachverl., 1963.
- [6] Pippenger, J. und Dong, J.: History of gerotor hydraulics. In: *SAE Off-Highway Engineering*, Feb. 2004, S. 40-42.
- [7] N.N.: Kreiskolben-Motoren: Kraft im Keller. In: *Der Spiegel* (1), 1964, S. 70-73.
- [8] Hill, M.F.: *Rotary compressor*. Patentschrift US 1 682 565 A, 05. Nov. 1921.
- [9] Nichols Portland, 2012. URL: <http://www.gerotor.net/>. Zugriff am: 02. Juni 2012.
- [10] Freund, A. Der Wankelmotor, 2000-2012. URL: <http://www.der-wankelmotor.de>. Zugriff am: 02. Juni 2012.
- [11] Hsieh, C.-F. und Hwang, Y.-W.: Geometric Design for a Gerotor Pump with High Area Efficiency. In: *Journal of Mechanical Design*, 129, Dez. 2007, S. 1269-1277.
- [12] Mancò, S. et al.: Displacement vs flow control in IC Engines lubricating pumps. In: *SAE Technical Paper Number 2004-01-1602*, 08. März 2004, S. 1-9.
- [13] Kluger, M.A.; Fussner, D.R. und Roethler, B.: A Performance Comparison of Various Automatic Transmission Pumping Systems. In: *SAE Technical Paper Number 96424*, Feb. 1996, S. 33-40.
- [14] Neyrat, S.; Orand, N. und Jonquet, D.: Modeling and Analysis of an Automatic Transmission Internal Gear Oil Pump with Cavitation. In: *SAE Technical Paper Number 2005-01-2448*, 16. Mai 2005, S. 1-11.

- [15] Mancò, S.; Nervegna, N. und Rundo, M.: Effects of timing and odd/even number of teeth on noise generation of gerotor lubricating pumps for IC Engines. In: *SAE Technical Paper Number 2000-01-2630*, 11. Sept. 2000, S. 1-10.
- [16] Parker Hannifin Corp. Parker Hannifin, 2012. URL: <http://www.parker.com>. Zugriff am: 03. Juni 2012.
- [17] Eaton, 2012. URL: <http://www.eaton.com/hydraulics>. Zugriff am: 03. Juni 2012.
- [18] Sauer-Danfoss, 2012. URL: <http://www.sauer-danfoss.com>. Zugriff am: 03. Juni 2012.
- [19] Litvin, F.L. und Feng, P.H.: Computerized design and generation of cycloidal gearings. In: *Mech. Mach. Theory*, 31 (7), 1996, S. 891-911.
- [20] Bonandrini, G.; Mimmi, G. und Rottenbacher, C.: Theoretical analysis of internal epitrochoidal and hypotrochoidal machines. In: *J. Mechanical Engineering Science*, 223 Part C, 2009, S. 1469-1480.
- [21] Hsieh, C.-F.: Influence of Gerotor Performance in Varied Geometrical Design Parameters. In: *Journal of Mechanical Design*, 131, Dez. 2009, S. 1-7.
- [22] Ivanović, L. und Josifović, D.: Specific Sliding of Trochoidal Gearing Profile in Gerotor Pumps. In: *FME Transactions*, 34 (3), 2006, S. 121-127.
- [23] Gamez-Montero, P.J. und Codina, E.: Flow characteristics of a trochoidal-gear pump using bond graphs and experimental measurements. Part 2. In: *Proc. IMechE, Part I: J. System and Control Engineering*, 221, 2007, S. 347-363.
- [24] Shung, J.B. und Pennock, G.R.: The direct contact problem in a trochoidal-type machine. In: *Mech. Mach. Theory*, 29 (5), 1994, S. 673-689.
- [25] Gamez-Montero, P.J. et al.: Contact problems of a trochoidal-gear pump. In: *International Journal of Mechanical Sciences*, 48, 2006, S. 1471-1480.
- [26] Gamez-Montero, P.J. und Codina Macià, E.: *Contact Stress in a Gerotor Pump*. Proceedings of IMECE'03. Washington, D.C., 15.-21. Nov. 2003, S. 65-71.
- [27] Ivanović, L. et al.: Analysis of forces and moments in gerotor pumps. In: *J. Mechanical Engineering Science*, 224 Part C, 2010, S. 1-13.
- [28] Hsieh, C.-F. und Yan, H.-S.: Feasible design region and sealing property of hypotrochoidal gerotor geometry. In: *J. Mechanical Engineering Science*, 222 Part C, 2008, S. 1847-1854.
- [29] Biernacki, K. und Stryczek, J.: Analysis of stress and deformation in plastic gears used in gerotor pumps. In: *J. Strain Analysis*, 45 (7), 2010, S. 465-479.
- [30] Dassault Systèmes. ABAQUS FEA Portfolio, 2012. URL: <http://www.3ds.com/products/simulia/portfolio/abaqus/overview>. Zugriff am: 03. Juni 2012.
- [31] Paffoni, B.; Progrid, R. und Gras, R.: Teeth clearance effects upon pressure and film thickness in a trochoidal hydrostatic gear pump. In: *Proc. IMechE*, 218 Part G (4), 2004, S. 247-256.
- [32] Eisenmann, S.: *Gear ring pump for internal-combustion engines and automatic transmissions*. Patentschrift US 5 226 798 A, 13. Juli 1993.

- [33] Hosono, K. und Katagiri, M.: *Oil pump rotor having a generated cycloid curve*. Patentschrift US 5 876 193 A, 02. März 1999.
- [34] Gamez-Montero, P.J. und Codina Macià, E.: Fluid Dynamic Behaviour of an Internal Rotary Pump Generated by Trochoidal Profiles. In: *Proc. of 1st FPNI-PhD Symp.*, Hamburg, 2000, S. 33-47.
- [35] Tong, S.-H.; Yan, J. und Yang, D.C.H.: Design of deviation-function based gerotors. In: *Mechanism and Machine Theory*, 44, 2009, S. 1595-1606.
- [36] Bonandrini, G.; Mimmi, G. und Rottenbacher, C.: Theoretical Analysis of an Original Rotary Machine. In: *Journal of Mechanical Design*, 132, Feb. 2010, S. 1-8.
- [37] Eisenmann, S.: *Hydrostatic gear ring machine*. Patentschrift US 4 432 712 A, 18 Dez. 1981.
- [38] Taniguchi, K.: *Trochoid pump with radial clearances between the inner and outer rotors and between the outer rotor and the housing*. Patentschrift US 4 976 595 A, 11. Dez. 1990.
- [39] Ogata, D. et al.: *Internal Gear Pump*. Patentschrift US 6 890 164 B2, 10. Mai 2005.
- [40] Kosuge, T.: *Internal gear pump*. Patentschrift US 6 244 843 B1, 12. Juni 2001.
- [41] Fabiani, M. et al.: Modelling and Simulation of Gerotor Gearing in Lubricating Oil Pumps. In: *SAE Technical Paper Number 1999-01-0626*, März 1999, S. 1-15.
- [42] Gamez-Montero, P.J. und Codina, E.: Flow characteristics of a trochoidal-gear pump using bond graphs and experimental measurements. Part 1. In: *Proc. IMechE, Part I: J. System and Control Engineering*, 221, 2007, S. 331-346.
- [43] Mancò, S. et al.: *Gerotor lubricating oil pump for IC engines*. SAE Intn'l FL98. San Francisco, 1998.
- [44] Vacca, A. und Guidetti, M.: Modelling and Experimental Validation of External Spur Gear Machines for Fluid Power Application. In: *Elsevier Simulation Modelling Practice and Theory*, 19, 2011, S. 2007-2031.
- [45] Mikeska, D. und Furno, F.: *1D Modelling approach for a conventional external gear pump using the LMS Imagine.Lab simulation platform*. Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components. Toulouse, France, 05.-07. Mai 2010.
- [46] Mancò, S. et al.: Modelling and Simulation of Variable Displacement Vane Pumps for IC Engine Lubrication. In: *SAE Technical Paper Number 2004-01-1601*, 08. März 2001, S. 1-10.
- [47] Furno, F.; Vasile, L. und Andersson, D.: *The LMS Imagine.Lab AMESim tool for the analysis and the optimization of hydraulic vane pumps*. 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power. Sweden, 02.-04. Juni 2009.
- [48] Gamez-Montero, P.J. et al.: GEROLAB Package System: Innovative Tool to Design a Trochoidal-Gear Pump. In: *Journal of Mechanical Design*, 131, Juli 2009, S. 1-6.
- [49] The Scilab Consortium. Scilab, 1989-2011. URL: <http://www.scilab.org>. Zugriff am: 03. Juni 2012.

- [50] Natchimuthu, K.; Kumar, J.; Ganesan, V.: CFD Analysis of Flow through a Gerotor Oil Pump. In: *New Engines and Components*: 2010, S. 157-169.
- [51] ANSYS, Inc.: *ANSYS FLUENT 12.0 Theory Guide*. Firmenschrift. Canonsburg, Pennsylvania, USA. April 2009.
- [52] Fluent Inc.: *Application Brief No. EX238: GerotorPump*. o. O., S. 1-2. 2005.
- [53] Iudicello, F.: CFD modeling and design optimization of a Gerotor pump. In: *IMEchE C603/028/2003*, 2003, S. 15-25.
- [54] Ruvalcaba, M.A. und Hu, X.: *Gerotor Fuel Pump Performance and Leakage Study*. Proceedings of IMECE 2011. Denver, Colorado, USA, 11.-17. Nov. 2011, S. 1-9.
- [55] Simerics Inc. PumpLinX. URL: [http://www.simerics.com/pumplinx\\_software](http://www.simerics.com/pumplinx_software). Zugriff am: 08. Mai 2010.
- [56] KISSsoft AG. <http://www.kiss-soft.com>. Zugriff am: 10. April 2010.
- [57] KISSsoft AG: *KISSsoft Release 08/2009 Benutzerhandbuch, Ausgabe V1.1*. Hombrechtikon, Schweiz. 2009.
- [58] KISSsoft AG: *Klassische Anleitungen zu den Berechnungsmodulen: KISSsoft Gear Pump Analysis*. Hombrechtikon, Schweiz. 2005.
- [59] Maverick Racing Ltd. Gerotor Design Studio. URL: <http://www.maverickracing.co.uk/gerotors>. Zugriff am: 04. Mai 2010.
- [60] Antoniak, P.: *Experimental Studies of Flows inside Gerotor Pumps with Use of High-Speed Digital Camera*. 6th FPNI-PhD Symposium. West Lafayette, Indiana, USA, 15.-19. Juni 2010.
- [61] Türk, M.; Verhülsdonk, B. und Vogelsang, H.: Gap leakage behavior of helical vane rotary lobe pumps. In: *World Pumps*, April 2006, S. 32-37.
- [62] Vacca, A.; Dhar, S. und Opperwall, T.: *A coupled lumped parameter and CFD approach for modeling external gear machines*. 12th Scandinavian International Conference on Fluid Power, 2011.
- [63] Zecchi, M.; Vacca, A. und Casoli, P.: *Numerical analysis of the lubricating gap between bushes and gears in external spur gear machines*. PTMC2010 Power Transmission and Motion Control. University of Bath, England, 13.-15. Sept. 2010.
- [64] Gels, S. und Murrenhoff, H.: Simulation of the Lubricating Film between contoured piston and cylinder. In: *International Journal of Fluid Power*, 11 (2), 2010, S. 15-24.
- [65] Wieczorek, U. und Ivantysynova, M.: Computer Aided Optimization of Bearing and Sealing Gaps in Hydrostatic Machines - The Simulation Tool CASPAR. In: *International Journal of Fluid Power*, 3 (1), 2002, S. 7-20.
- [66] Schweiger, W.; Schoefmann, W. und Vacca, A.: *Gerotor Pumps for Automotive Drivetrain Applications: A Multi Domain Simulation Approach*. Commercial Vehicle Engineering Congress. Chicago, Illinois, USA: SAE Intl., 13.-14. Sept. 2011.
- [67] Schweiger, W.; Schoefmann, W. und Vacca, A.: *A Study on the Sealing Gaps of Internal Gear Ring Pumps for Automotive Drivetrain Applications*. 8th International Fluid Power Conference. Dresden, Germany, 26.-28. März 2012, S. 413-424.

- [68] Quehenberger, J.: *Untersuchung und Bewertung einer magnetventilgesteuerten Allradkupplung am Beispiel der CGERO*. 2001. Diplomarbeit, Technische Universität Graz.
- [69] Kusej, A.: *Untersuchung eines hydraulischen Aktuators zur Ansteuerung von Kupplungen*. 2003. Diplomarbeit, Technische Universität Graz.
- [70] Kelz, G.: *Untersuchung eines hydraulischen Aktuators zur Ansteuerung von Allradkupplungen*. 2004. Diplomarbeit, Technische Universität Graz.
- [71] Penz, A.: *Aufbau und Untersuchung eines Aktuators mit Schnellem Lüftwegdurchfahren von Lamellenkupplungen*. 2005. Diplomarbeit, FH Joanneum Graz.
- [72] Magna International Inc. MAGNA Powertrain: Products & Services - Driveline Systems, 2012. URL: <http://www.magna.com/capabilities/powertrain-systems/products-services>. Zugriff am: 07. Juni 2012.
- [73] Schweiger, W.: *Hydraulik in mechatronischen Systemen im KFZ*. Interne Schulungsunterlage, MAGNA Powertrain. Lannach. 2012.
- [74] Greißner, C. und Carl, U.B.: *Elektro-Hydrostatisches Betätigungskonzept für das Bugfahrwerk eines "All Electric Aircraft"*. Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress 2003. München.
- [75] MAGNA Powertrain: *DEMO Drives Sweden: FLEX4 - Mobilize, Vehicles & Technologies*. Sweden, 28.02.-12.03. 2011.
- [76] BorgWarner Inc. Haldex-AWD Products, 2002-2011. URL: <http://bit.ly/KC9xqh>. Zugriff am: 03. Juni 2012.
- [77] Berge, J. und Berggren, D.: *Deriving and Implementing a Model of the Fifth Generation Haldex AWD Actuator*. 2011. Master Thesis, Division of Industrial Electrical Engineering and Automation, Faculty of Engineering, Lund University, Landskrona, Sweden.
- [78] Laußegger, H.: *Analyse einer differenzdrehzahlführenden Kupplung mit integrierter Druckversorgung*. 1998. Diplomarbeit, Technische Universität Graz.
- [79] Deutsches Institut für Normung e. V.: *Fluidtechnik - Graphische Symbole und Schaltpläne, Teil 1: Graphische Symbole für konventionelle und datentechnische Anwendungen, DIN ISO 1219-1*. Berlin: Beuth Verlag, 2007.
- [80] Findeisen, D.: *Ölhydraulik: Handbuch für die hydrostatische Leistungsübertragung i.d. Fluidtechnik*. 5., neu bearb. Aufl., Berlin/Heidelberg/New York: Springer-Verlag, 2006.
- [81] Will, D. (Hrsg.): *Hydraulik: Grundlagen, Komponenten, Schaltungen*. 4., neu bearb. Aufl., Berlin/Heidelberg: Springer-Verlag, 2008.
- [82] Hochleitner, H.G.: *Fluidtechnik I: Druckflüssigkeiten, Grundlagen-Formeln, Behältergestaltung, Ventile, Speicher, Filter, Heizung und Kühlung*. Graz. 2009. Umdruck zur Vorlesung Fluidtechnik I an der TU Graz (SS 2009).
- [83] Goenechea, E.: *Mechatronische Systeme zur Pulsationsminderung hydrostatischer Verdrängereinheiten*. Aachen: Shaker Verlag, 2007.
- [84] Ivantysyn, J. und Ivantysynova, M.: *Hydrostatische Pumpen und Motoren: Konstruktion und Berechnung*. Würzburg: Vogel Verlag, 1993.

- [85] Schlösser, W.M.J. und Hilbrands, J.W.: Über den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad von Verdrängerpumpen. In: *Oelhydraulik und Pneumatik*, 9 (9), 1965, S. 333-338.
- [86] Inaguma, Y.: Friction torque characteristics of an internal gear pump. In: *Proc. JMechE, Part C: J. Mechanical Engineering Science*, 225, 2010, S. 1523-1534.
- [87] Niemann, G.; Winter, H. und Höhn, B.-R.: *Maschinenelemente*. 4., bearb. Aufl., Berlin: Springer-Verlag, Bd. 1, Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen, 2005.
- [88] Hamrock, B.J.; Schmid, S.R. und Jacobson, B.O.: *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*. 2. Aufl., New York/Basel: Marcel Dekker, 2004.
- [89] Deutsches Institut für Normung e. V.: *Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb*: Berechnung von Kreiszyylinderlagern, DIN 31652, Teil 1. Berlin: Beuth Verlag, 1983.
- [90] Lang, O.R. und Steinhilper, W.: *Berechnung und Konstruktion von Gleitlagern mit konstanter und zeitlich veränderlicher Belastung*. Berlin/Heidelberg/New York: Springer-Verlag, 1978.
- [91] Wittel, H. et al.: *Roloff/Matek Maschinenelemente*. 19., überarb. und erw. Aufl., Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2009.
- [92] Wittel, H. et al.: *Roloff/Matek Maschinenelemente Formelsammlung*. 10., überarb. Aufl., Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2010.
- [93] Deutsches Institut für Normung e. V.: *Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb*: Funktionen für die Berechnung von Kreiszyylinderlagern, DIN 31652, Teil 2. Berlin: Beuth Verlag, 1983.
- [94] Deutsches Institut für Normung e. V.: *Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb*: Betriebsrichtwerte für die Berechnung von Kreiszyylinderlagern, DIN 31652, Teil 3. Berlin: Beuth Verlag, 1983.
- [95] Deutsches Institut für Normung e. V.: *Viskosität, Teil 2: Newtonsche Flüssigkeiten*, DIN 1342-2. Berlin: Beuth Verlag, 2003.
- [96] LMS International: *Integration Algorithms used in AMESim: Technical Bulletin n° 102*. Firmenschrift. Leuven, Belgium. 2009.
- [97] LMS Imagine S.A. LMS Imagine.Lab AMESim - The integrated platform for multi-domain system simulation, 2012. URL: <http://www.lmsgermany.com>. Zugriff am: 06. Juni 2012.
- [98] LMS Imagine S.A.: *AMESet User Manual Rev 9*. Firmenschrift. Leuven, Belgium. 2009.
- [99] LMS Imagine S.A.: *AMESim Rev 9 Reference Manual*. Firmenschrift. Leuven, Belgium. 2009.
- [100] LMS Imagine S.A.: *AMESim Rev 9 Tutorial Manual*. Firmenschrift. Leuven, Belgium. 2009.

- [101] Resch, R.: *Fortgeschrittene Modellierung und Simulation im Entwicklungsprozess von Hydrauliksystemen für Baumaschinen*. Fachtagung Baumaschinentechnik 2006. Dresden, 05.-06. Okt. 2006, S. 223-235.
- [102] LMS International: *HYD Advanced Fluid Properties: Technical Bulletin n° 117*. Firmenschrift. Leuven, Belgium. 2009.
- [103] Murrenhoff, H.: *Grundlagen der Fluidtechnik, Teil 1: Hydraulik*. Aachen: Shaker Verlag, 2007.
- [104] Nichols Portland: *Gerotoren und Pumpendesign*. Firmenschrift. Portland, Maine, USA.
- [105] Bosch Rexroth AG: *Zahnringpumpe, konstantes Verdrängervolumen: Typ PGZ*. Firmenschrift. Lohr am Main. 2009. RD 10545.
- [106] Willi Vogel AG: *Zahnring-, Zahnrad- und Drehkolbenpumpen*. Firmenschrift. Berlin. 2008.
- [107] Eckerle Industrie-Elektronik GmbH: *EIPRI Innenzahnradpumpen*. Firmenschrift. Malch. O. J.
- [108] Pumpenfabrik Ernst Scherzinger GmbH & Co. KG: *Leistungsübersicht: Transfer and Lube*. Firmenschrift. Furtwangen. 2009.
- [109] HNP Mikrosysteme GmbH: *mzr<sup>®</sup>-Mikrozahnringpumpen: Pumpentechnologie zwischen "Mikro" und "Makro"*. Firmenschrift. Parchim. O. J.
- [110] Kracht GmbH: *Gerotorpumpe*. Werdohl. 2004.
- [111] Nichols Portland: *Gerotor Selection and Pump Design*. Portland, Maine, USA. O. J.
- [112] Hochleitner, H.G.: *Fluidtechnik II: Pumpen und Motoren, Linearmotoren, Verkettungstechniken, 2 Wege Einbauventile, Schallminimierung, Zubehör, Näherungsschalter*. Graz. 2009. Umdruck zur Vorlesung Fluidtechnik II an der TU Graz (WS 2009/10).
- [113] Baier, O.: Die Kinematik der Drehkolben- und Kreiskolbenmaschinen und ihre Fertigungsmöglichkeiten. In: *VDI-Berichte*, 45, 1960, S. 31-37.
- [114] Trochocentric Patentverwertungs-GmbH. Ölpumpentechnologie von Trochocentric. URL: [www.trochocentric.com](http://www.trochocentric.com). Zugriff am: 31. Juli 2010.
- [115] Casoli, P.; Vacca, A. und Franzoni, G.: *A Numerical Model for the Simulation of External Gear Pumps*. Proceedings of the 6th JFPS International Symposium on Fluid Power. Tsukuba, 07.-10. Nov. 2005, S. 705-710.
- [116] The MathWorks, Inc.: *MATLAB R2007b Product Documentation*. Natick, Massachusetts, USA. 1984-2012.
- [117] Casoli, P.; Vacca, A. und Berta, G.L.: *Potentials of a numerical tool for the simulation of flow in external gear machines*. The Tenth Scandinavian Conference on Fluid Power, SICFP'07, 21.-23. Mai 2007, S. 1-17.
- [118] ANSYS, Inc.: *ANSYS Workbench User's Guide, Release 12.1*. Firmenschrift. Canonsburg, Pennsylvania, USA. November 2009.

- [119] ANSYS, Inc.: *ANSYS CFX Reference Guide, Release 12.0*. Firmenschrift. Canonsburg, Pennsylvania, USA. April 2009.
- [120] ANSYS, Inc.: *ANSYS CFX, Technical Brief*. Firmenschrift. Canonsburg, Pennsylvania, USA. 2005.
- [121] The MathWorks, Inc.: *Simulink R2007b Product Documentation*. Natick, Massachusetts, USA. 1984-2012.
- [122] HEXAGON Industriesoftware GmbH. <http://www.hexagon.de>. Zugriff am: 10. April 2010.
- [123] Pokorny, J. (Hrsg.): *Maschinenteile, Teil 2*. 8., neubearb. und erw. Aufl., Stuttgart: B. G. Teubner Verlag, 1992.
- [124] Ziethen, D.R.: *CATIA V5: Makroprogrammierung mit Visual Basic Script*. München/Wien: Carl Hanser Verlag, 2006.
- [125] Schweiger, W.: *Methodik zur parametergesteuerten Generierung von Maßkonzepten und der Darstellung von Gesamtfahrzeug-Grobkonzepten in CATIA V5*. 2004. Diplomarbeit, Technische Universität Graz.
- [126] Dassault Systèmes: *CATIA Solutions, Version 5 Release 20. English online documentation*. Paris. 2010.
- [127] Meeth, J. und Schuth, M.: *Bewegungssimulation mit CATIA V5: Grundlagen und praktische Anwendung der kinematischen Simulation*. München/Wien: Carl Hanser Verlag, 2008.
- [128] Woyand, H.-B.: *FEM mit CATIA V5: Berechnungen mit der Finite-Elemente-Methode*. 3., überarb. und aktualisierte Aufl., Wilburgstetten: J. Schlembach Fachverlag, 2009.
- [129] Koehldorfer, W.: *Finite-Elemente-Methoden mit CATIA V5, SIMULIA: Berechnung von Bauteilen und Baugruppen in der Konstruktion*. 3., überarb. und erw. Aufl., München: Hanser-Verlag, 2010.
- [130] Stickler, S.: *Einsatz der Finite-Elemente-Analyse in Catia V5 zur Vorauslegung von Getriebebauteilen*. 2009. Diplomarbeit, FH Joanneum Graz.
- [131] Shell Austria GmbH: *Shell TF 0870*. Sicherheitsdatenblatt. Wien. 2005.
- [132] Burmah Oil Technology GmbH: *BOT 190 M1, Sperrdifferentialöl*. Technisches Datenblatt. Hamburg. o. J.
- [133] Burmah Oil Technology GmbH: *BOT 355, Final Drive Lubricant*. Technisches Datenblatt. Hamburg. o. J.
- [134] Naunheimer, H.; Bertsche, B. und Lechner, G.: *Fahrzeuggetriebe: Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*. 2., bearb. und erw. Aufl., Berlin/Heidelberg: Springer-Verlag, 2007.
- [135] Laimböck, F.: Drive Train & 4 WD Design. In: Laimböck, F.: *Automotive Engineering and Internal Combustion Engines - Series*: Yuanlin: Da-Yeh Institute of Technology, Bd. 22, 1993.
- [136] Braess, H.: *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Wiesbaden: Vieweg-Verlag, 2007.

- [137] Stockmar, J.: *Das große Buch der Allradtechnik*. Stuttgart: Motorbuch-Verlag, 2007.
- [138] Lanzer, H.: *Vergleich verschiedener Allradsysteme*. Interne Schulungsunterlage, MAGNA Steyr Fahrzeugtechnik. Thondorf. 2005.
- [139] Nikon: *The NEXIV VMR Series*. Tokio, Japan. 2005.
- [140] Carl Zeiss Industrielle Messtechnik GmbH: *Software Gesamtübersicht*. Produktübersicht. Oberkochen. O. J.
- [141] Vacca, A.; Franzoni, G. und Casoli, P.: *On the analysis of experimental data for external gear machines and their comparison with simulation results*. Proceedings of ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Seattle, Washington, USAASME, 2007, S. 45-53.
- [142] Kristl, Seibt & Co GmbH. TORNADO System, 2012. URL: [http://www.ksengineers.at/artikel/portfolio/automotive\\_engineering/system\\_tornado.html](http://www.ksengineers.at/artikel/portfolio/automotive_engineering/system_tornado.html). Zugriff am: 27 Aug. 2012.
- [143] DEWETRON GmbH: *Test & Measurement Solutions. Technical Reference Guide*. Produktkatalog. Grambach, Österreich. 2012.
- [144] National Instruments Corp. NI DIAdem, 2012. URL: [www.ni.com/diadem](http://www.ni.com/diadem). Zugriff am: 06 Aug. 2012.
- [145] Idelchik, I.E.: *Handbook of Hydraulic Resistance*. 2. ed., rev. and augmented, Washington/New York/London : Hemisphere Publishing Corp., 1986.
- [146] LMS International: *Linear Analysis Rev 11, User's guide*. Firmenschrift. Leuven, Belgium. 2011.
- [147] Randall, R.B.: *Frequency Analysis*. 3. Aufl., Kopenhagen: Bruel & Kjaer, 1987.
- [148] Hill, E.: *Rotary-pump pressure control*. Patentschrift US 1 486 836 A, 28. April 1923.
- [149] Eisenmann, S.: *Infinitely variable ring gear pump*. Patentschrift US 6 126 420 A, 3. Okt. 2000.
- [150] Schwäbische Hüttenwerke Automotive GmbH. Variable Ölpumpen, 2010. URL: <http://www.shw.de/index.php?42>. Zugriff am: 23. Juli 2010.
- [151] Sauer-Danfoss: *Baureihen OMS, OMT, OMV Orbitalmotoren*. Rev. BB, Jänner 2011.
- [152] Sauer-Danfoss: *General, Orbital Motors - Technical Information*. Rev. BB, 2010.
- [153] GKN Sinter Metals: *GKN P-ROTOR OIL PUMPS, Produktkatalog*. 2008.
- [154] Voith Turbo GmbH & Co KG: *Niederdruck Innenzahnrad-Pumpen: Superlip-System*. Firmenschrift. Heidenheim. O. J.
- [155] Decker, K.H.: *Maschinenelemente: Gestaltung und Berechnung*. 6., München: Hanser-Verlag, 2009.
- [156] Beater, P.: *Entwurf hydraulischer Maschinen: Modellbildung, Stabilitätsanalyse und Simulation hydrostatischer Antriebe und Steuerungen*. Berlin u.a.: Springer-Verlag, 1999.
- [157] Borutzky, W.: *Bond Graph Modelling of Engineering Systems: Theory, Applications and Software Support*. 1. Aufl., New York: Springer-Verlag, 2011.

- [158] Mikeska, D. und Furno, F.: *ID Modelling approach for a conventional external gear pump using the LMS Imagine.Lab simulation platform*. 4th International Conference on Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components. Toulouse, 05.-07. Mai 2010.
- [159] Dhar, S.; Vacca, A. und Lettini, A.: *A Fluid - Structure Interaction model to analyze Axial Balance in External Gear Machines*. 8th International Fluid Power Conference. Dresden, Germany, 26.-28. März 2012, S. 343-355.
- [160] Kumar, M.S. und Manonmani, K.: Computational fluid dynamics integrated development of gerotor pump inlet components for engine lubrication. In: *Proc. IMechE, Part D: J. Automobile Engineering*, 224, 2010, S. 1555-1567.
- [161] Deutsches Institut für Normung e. V.: *Viskosität, Teil 1: Rheologische Begriffe*, DIN 1342-1. Berlin: Beuth Verlag, 2003.
- [162] Deutsches Institut für Normung e. V.: *Viskosität, Teil 3: Nicht-newtonsche Flüssigkeiten*, DIN 1342-3. Berlin: Beuth Verlag, 2003.
- [163] Benigni, H.: *Rechnerische Simulation von Strömungsmaschinen und Anlagen*. Graz. 2009. Umdruck zur gleichnamigen Vorlesung an der TU Graz (WS 2009/10).
- [164] Silicon Graphics International Corp. OpenFOAM: The open source CFD toolbox. URL: <http://www.openfoam.com>. Zugriff am: 19. Juli 2012.
- [165] Klomberg, S.: *Numerische Simulation von rotierenden Verdrängerpumpen*. 2011. Diplomarbeit, Technische Universität Graz.

*„So eine Arbeit wird eigentlich nie fertig, man muss sie für fertig erklären, wenn man nach Zeit und Umständen das möglichste getan hat.“*

- Johann Wolfgang von Goethe -