



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
WIEN

DIPLOMARBEIT

# Systemsimulationsmodell zur Analyse und Optimierung eines Scheibenwischer-Antriebs

zur Erlangung des akademischen Grades

**Diplom-Ingenieur**

(Dipl.-Ing. oder DI)

eingereicht an der

**Technische Universität Wien,**

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften,

Institut für Mechanik und Mechatronik

von

**Bernhard Ebner, BSc**

Mat.Nr.: 01327254

Betreuung: Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Johannes Edelmann

Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Manfred Plöchl

Wien, August 2021



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar  
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

# Erklärung zur Verfassung der Arbeit

Bernhard Ebner, BSc  
Rosasgasse 38/4/1  
A-1120 Wien

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

## **DIPLOMARBEIT**

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Ich erkläre an Eides statt, dass die vorliegende Arbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen von mir selbstständig erstellt wurde. Alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, sind in dieser Arbeit genannt und aufgelistet. Die aus den Quellen wörtlich entnommenen Stellen, sind als solche kenntlich gemacht.

Das Thema dieser Arbeit wurde von mir bisher weder im In- noch Ausland einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt. Diese Arbeit stimmt mit der von den Begutachterinnen/Begutachtern beurteilten Arbeit überein.

Ich nehme zur Kenntnis, dass die vorgelegte Arbeit mit geeigneten und dem derzeitigen Stand der Technik entsprechenden Mitteln (Plagiat-Erkennungssoftware) elektronisch-technisch überprüft wird. Dies stellt einerseits sicher, dass bei der Erstellung der vorgelegten Arbeit die hohen Qualitätsvorgaben im Rahmen der geltenden Regeln zur Sicherung guter wissenschaftlicher Praxis „Code of Conduct“ an der TU Wien eingehalten wurden. Zum anderen werden durch einen Abgleich mit anderen studentischen Abschlussarbeiten Verletzungen meines persönlichen Urheberrechts vermieden.

---

(Ort, Datum)

---

(Unterschrift)



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar  
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

# Abstract

In this diploma thesis, the dynamical system behavior of a electropneumatic windscreen wiping drive is modeled and analyzed. The investigated wiping drive, which is powered by compressed air and controlled via magnetic valves, finds application in railway vehicles with medium to high operational speed.

The aims of this investigations are gaining a better understanding of the system dynamics, in order to provide a basis for optimizing the drive, and to obtain a simulation model which is able to calculate the system dynamics of the windscreen wiper in an early stage of development of new wiping drives or respective controls.

For this purpose, a simulation model is developed to simulate the wiping motion from standstill, taking into account the control used. The load on the wiper drive is considered in this work in a simplified way via a pendulum mass which is mounted on the wiping-arm. However, a possibility for more detailed modeling of forces due to contact on the windscreen and aerodynamic forces is provided for future studies.

To simulate the system behavior, the windscreen wiper drive is divided into five subsystems in the course of the mathematical modeling in order to obtain the flexibility of a modular system. Each individual system is then considered separately to derive a mathematical model, which remains clear in its complexity. The elastomer end stops are included in the formulation of the mechanical motion, whereby the complex material properties are represented in a simplified way and determined experimentally. To describe the compressed air in the piston chambers, a polytropic change of states with constant polytropic exponents for each movement phase is used, which is determined by a comparison of simulation and measurement. The resulting air mass flows in and out of the piston chambers are calculated by means of a model based on *ISO 6358* and the necessary parameters are determined for the entire system for different valve positions using a test rig made for this purpose. The obtained system of differential-algebraic equations is then implemented in the software environment MATLAB and the defined state variables are calculated for each time step using numerical integration. The results of the simulation model are validated by a laboratory test.

Finally, the influence of individual parameters as well as the correlations of the individual state variables, related to the calculated movement, are discussed and possibilities for further improvement as well as limitations of the model are shown. At the end, further application possibilities of the developed simulation model are presented.



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar  
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

# Kurzfassung

In der vorliegenden Diplomarbeit wird das dynamische Systemverhalten eines elektropneumatischen Scheibenwischer-Antriebs modelliert und untersucht. Es handelt sich dabei um einen Scheibenwischer-Antrieb für Schienenfahrzeuge im mittleren bis hohen Geschwindigkeitsbereich, welcher mit Druckluft betrieben und über Magnetventile angesteuert wird.

Ziele der angestellten Untersuchungen sind einerseits die dynamischen Abläufe des betrachteten Systems besser zu verstehen, um somit eine Grundlage zur Optimierung des Antriebs anstellen zu können, und andererseits ein Modell zu erhalten, welches zukünftig für die Entwicklung neuer Antriebe/Regelungen herangezogen werden kann, um das Systemverhalten bereits in einem frühen Entwicklungs-Stadium berechnen zu können.

Für diesen Zweck wird ein Simulationsmodell entwickelt, welches in der Lage ist die Bewegung des betrachteten Wischer-Antriebs unter Einbeziehung der verwendeten Regelung aus dem Stillstand zu simulieren. Die Belastung des Wischer-Antriebs wird in dieser Arbeit vereinfacht über eine mit dem Wischer-Arm mitbewegte Masse berücksichtigt, wobei für zukünftige Untersuchungen bereits eine Möglichkeit vorgesehen ist, Kräfte infolge des Kontakts an der Scheibe sowie aerodynamische Kräfte zu berücksichtigen.

Zur Simulation des Systemverhaltens wird der Scheibenwischer-Antrieb im Zuge der mathematischen Modellierung in fünf Subsysteme unterteilt, um die Flexibilität eines modularen Systems zu erhalten. Jedes einzelne System wird anschließend für sich betrachtet und in ein mathematisches Modell überführt, welches in seiner Komplexität übersichtlich bleibt. Bei der Formulierung der mechanischen Bewegung werden die Elastomer-Endanschläge miteinbezogen, wobei die komplexen mechanischen Eigenschaften vereinfacht abgebildet und experimentell bestimmt werden. Zur Beschreibung der Druckluft in den Kolbenkammern wird eine polytrophe Zustandsänderung mit konstanten Polytropenexponenten für jede Bewegungsphase verwendet, welche durch einen Vergleich von Simulation und Messung bestimmt werden. Die sich einstellenden Massenströme der Luft in und aus den Kolbenkammern werden mittels eines Modells in Anlehnung an *ISO 6358* berechnet und die dafür notwendigen Parameter am Gesamtsystem für unterschiedliche Ventilstellungen, an einem dafür angefertigten Versuchsaufbau, ermittelt. Das erhaltene Differential-algebraische Gleichungssystem wird anschließend in der Softwareumgebung MATLAB implementiert und mithilfe numerischer Integration die definierten Zustandsgrößen zu jedem Zeitschritt berechnet. Die Ergebnisse des Simulationsmodells werden durch einen durchgeführten Versuch validiert.

Schließlich werden der Einfluss einzelner Parameter sowie die Zusammenhänge der einzelnen Zustandsgrößen, bezogen auf die berechnete Bewegung, diskutiert und Möglichkeiten zur weiteren Verbesserung sowie Eingrenzungen des Modells aufgezeigt. Zum Abschluss werden weitere Anwendungsmöglichkeiten des entwickelten Simulationsmodells vorgestellt und etwaige notwendige Vertiefungen angeführt.



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar  
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Abstract</b>	<b>iii</b>
<b>Kurzfassung</b>	<b>v</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Scheibenwischer-Antriebe bei Schienenfahrzeugen . . . . .	1
1.2 Zielsetzung und Aufbau der Diplomarbeit . . . . .	4
<b>2 Der elektropneumatische Scheibenwischer-Antrieb</b>	<b>7</b>
2.1 Aufbau . . . . .	7
2.1.1 Antriebseinheit . . . . .	9
2.1.2 Geräteeinheit . . . . .	10
2.2 Anforderungen und Funktionsweise . . . . .	12
<b>3 Modellierung des Scheibenwischer-Antriebs</b>	<b>17</b>
3.1 Mechanisches Subsystem . . . . .	18
3.1.1 Grundlagen und Annahmen . . . . .	18
3.1.2 Modellbildung . . . . .	19
3.1.3 Modellierung des Endanschlags . . . . .	23
3.1.3.1 Grundlagen und Annahmen . . . . .	24
3.1.3.2 Modellbildung . . . . .	29
3.2 Thermodynamisches Subsystem . . . . .	32
3.2.1 Grundlagen und Annahmen . . . . .	32
3.2.2 Modellbildung . . . . .	35
3.3 Luftversorgung Subsystem . . . . .	36
3.3.1 Grundlagen und Annahmen . . . . .	38
3.3.2 Modellbildung . . . . .	44
3.4 Regler Subsystem . . . . .	46
3.5 Subsystem der Belastung am Wischer-Arm . . . . .	51
<b>4 Versuche und Parameterbestimmung</b>	<b>53</b>
4.1 Bestimmung der Geometrien und Massen . . . . .	53
4.2 Versuche am vereinfachten Wischer-Antrieb . . . . .	54
4.2.1 Versuchsaufbau . . . . .	54
4.2.2 Parameterbestimmung Magnetventile . . . . .	56
4.2.3 Parameterbestimmung Endanschlag . . . . .	60
4.3 Versuch Luftversorgung . . . . .	72
4.3.1 Versuchsaufbau . . . . .	72
4.3.2 Messauswertung zur Luftversorgung . . . . .	75
4.3.3 Parameter der Luftversorgung . . . . .	78

<b>5</b>	<b>Simulation eines Doppelhubs</b>	<b>83</b>
5.1	Beschreibung des Systemverhaltens . . . . .	84
5.1.1	Ausfahren aus dem Endanschlag . . . . .	89
5.1.2	Verwendete Winkelgeschwindigkeit im Micro-Controller . . . . .	89
<b>6</b>	<b>Modellvalidierung und Parametervariation</b>	<b>91</b>
6.1	Variation und Bestimmung des Polytropen-Exponenten . . . . .	92
6.2	Variation und Bestimmung der Endanschlag-Parameter . . . . .	93
6.3	Vergleich der Mess- und Simulationsergebnisse . . . . .	98
6.3.1	Modellgrenzen . . . . .	101
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>103</b>
7.1	Zusammenfassung . . . . .	103
7.2	Ausblick . . . . .	104
<b>A</b>	<b>Anhang A</b>	<b>107</b>
A.1	Zusammenhang der unterschiedlichen Koordinatensysteme . . . . .	108
<b>B</b>	<b>Anhang B</b>	<b>111</b>
B.1	Mechanisches Verhalten von Elastomeren . . . . .	112
<b>C</b>	<b>Anhang C</b>	<b>117</b>
C.1	Herleitung der Druckaufbaugleichung aus der polytropen Zustandsänderung . .	118
<b>D</b>	<b>Anhang D</b>	<b>119</b>
D.1	Visualisierung der nacheinander folgenden Bewegungsphasen . . . . .	120
D.2	Variablendefinition der Endbedingungen im Regler . . . . .	121
<b>E</b>	<b>Anhang E</b>	<b>123</b>
E.1	Implementation in MATLAB . . . . .	124
E.2	Simulationsablauf . . . . .	125
E.3	Kurzbeschreibung der implementierten Funktionen und deren hierarchischer Aufbau	129
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>131</b>

# Einleitung

Scheibenwisch-Systeme im Schienenfahrzeugbau müssen aufgrund der langen Betriebsdauer, wie alle anderen Komponenten, hohen Anforderungen standhalten. Die Reinigungs- und Räumereinrichtung muss dafür Sorge tragen, dass der Fahrzeugführer während allen Geschwindigkeiten und den meisten Wetter- und Betriebsbedingungen, welche in der Fahrzeugspezifikation definiert sind, eine klare Sicht nach außen behält [1]. Anforderungen zur Sicherstellung des Sichtfelds wie das freizuhaltende Sichtfeld oder ähnliches, ist in diversen Normen und Vorschriften wie [2], [3], [4], [5] festgehalten.

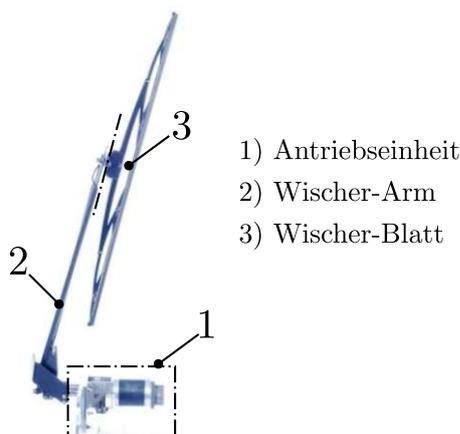
Wenn aufgrund der Umgebungsbedingungen die Sicherheit nur bei einer Verringerung der Fahrzeuggeschwindigkeit zu gewährleisten ist, sind Verspätungen und damit teils hohe Kosten die Folge. Um diese negativen Auswirkungen zu verhindern, gibt es für unterschiedliche Fahrzeugspezifikationen eine Vielfalt an Scheibenwischer-Antrieben.

## 1.1 Scheibenwischer-Antriebe bei Schienenfahrzeugen

Aufgrund der Umgebungsbedingungen sowie Fahrzeugtypen, in denen der Wischer-Antrieb seine Verwendung findet, sind verschiedene Systemlösungen verfügbar.

In Abbildung 1.1 ist der grundlegende Aufbau eines Scheibenwischers dargestellt. Dieser unterteilt sich in drei Komponenten: Antriebseinheit, Wischer-Arm und Wischer-Blatt. Die Größe des Wischer-Blatts und die Form seiner Führung (Wischer-Arm) ist weitestgehend von der Form und Größe der Scheibe bestimmt, um die geforderte Abdeckung des gegebenen Sichtfelds zu erreichen. In der Antriebseinheit, welche die Grundlage der Bewegung ist, kommen verschiedenste Ansätze zur Erzeugung der Rotationsbewegung zum Einsatz.

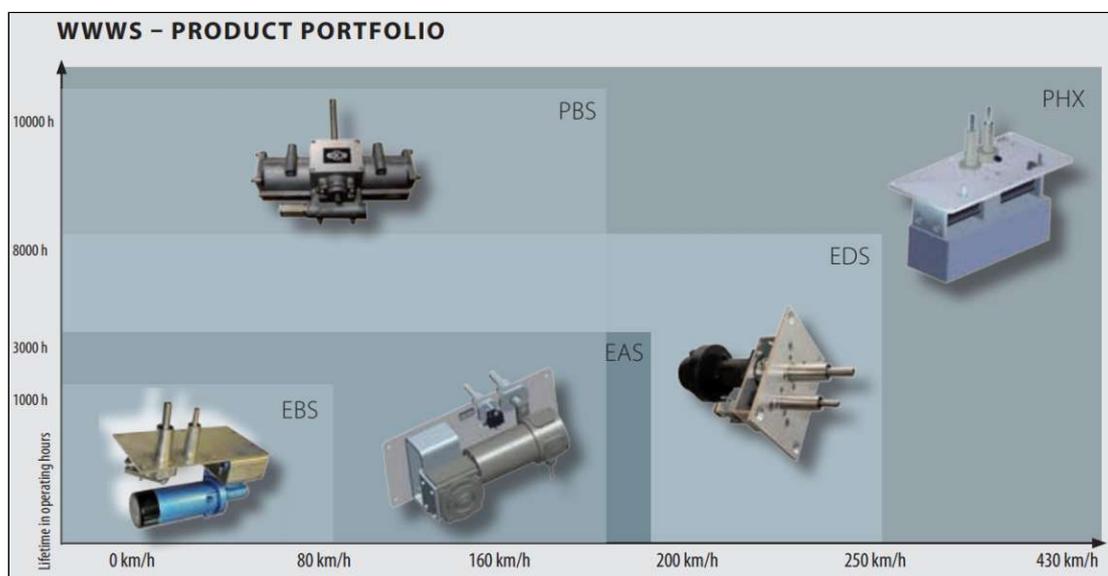
Bei kontinuierlich rotierenden Antrieben wird die Drehbewegung über ein Gestänge (Kurbeltrieb mit Schwinge) in die Scheibenwischer typische „Hin- und Her-Bewegung“ umgewandelt. Bei Antrieben, die eine translatorische Bewegung ausführen, wird diese oft im Antrieb durch eine Paarung aus Zahnstange und Zahnradsegment in eine Drehbewegung umgewandelt, wobei die Wischer-Welle damit Teil des Antriebs ist. Eine weitere Möglichkeit bei rotierenden Antrieben ist es die Antriebs- und Wischer-Welle direkt zu verbinden (ev. mit zwischen geschalteten Getriebe). Dabei muss der Antrieb selbst die wechselnde Drehbewegung erzeugen. Auf der Wischer-Welle befestigt, führt der Wischer-Arm, bestehend aus einem oder zwei Armen, das Wischer-Blatt. Eine zweiteilige Ausführung des Wischer-Arms wird immer dort angewendet, wo eine Parallelführung des Wischer-Blatts erforderlich oder gewünscht ist. Dabei wird ein Arm mit der angetriebenen Wischer-Welle verbunden und der Zweite auf der Führungswelle gelagert. An der gegenüberliegenden Seite ist jeder Arm gelenkig mit dem Wischer-Blatt verbunden und erzeugt somit ein



**Abbildung 1.1:** Grundlegender Aufbau eines Scheibenwischers, erweitert aus [6]

aufgespanntes Gelenk-Viereck. Über die Position der Führungswelle relativ zur Wischer-Welle lässt sich die Relativbewegung des Wischer-Blatts gegenüber dem Wischer-Arm einstellen. Des Weiteren wird im Wischer-Arm das Waschmittel geführt, welches an einer oder mehreren Stellen aus Düsen austritt.

In Abbildung 1.2 ist beispielhaft das Anwendungsgebiet unterschiedlicher Antriebe, der *Knorr-Bremse GmbH*, in Bezug auf Lebensdauer (Ordinate) und Fahrzeuggeschwindigkeit (Abszisse) dargestellt.



**Abbildung 1.2:** Einsatzgebiet der unterschiedlichen Wischer-Antriebe [7], E.. elektrisch; P.. pneumatisch

Die abgebildeten Antriebe lassen sich hinsichtlich Energieversorgung in elektrische und pneumatische Systeme unterteilen. Die Wahl dieser Energiequellen lässt sich durch die Verfügbarkeit an Lokomotiven oder Triebfahrzeugen aufgrund zahlreicher elektrischer Verbraucher und der pneumatischen Bremssteuerung begründen. Die Bremsenarchitektur mittels Druckluft ist in Europa bereits seit 1870 in Verwendung und hat sich bis heute<sup>1</sup> durchgesetzt [9], weshalb Druckluft

<sup>1</sup> Stand der Technik in Europa ist das „EN-UIC“ Bremssystem, welches in UIC-Merkblättern und DIN-Normen geregelt ist. [8]

als Arbeitsmedium erprobt und weit verbreitet ist und des Weiteren eine hohe Zuverlässigkeit verspricht. Wie in Abbildung 1.2 ersichtlich, werden die pneumatischen Wischer-Antriebe besonders bei sehr hohen Geschwindigkeiten und hohen Lebensdauern empfohlen und auch bevorzugt eingesetzt.

Um einen ersten Einblick in Wischer-Antriebe und deren Merkmale zu bekommen werden jene aus Abb. 1.2 im folgenden kurz beschrieben :

### **Elektrische Antriebe**

#### **EBS** . . . electrical basic system

Die Basisausführung mit elektrischer Energieversorgung besteht aus einem Elektromotor mit zwei einstellbaren Drehzahlen. Die Drehbewegung wird über einen Kurbeltrieb und einer zusätzlicher Schwinge erzeugt. Während der Motor eine vollständige Drehung ausführt, wird die Welle über die Hebelübersetzung des Kurbeltriebs nur hin und her bewegt. Der Motor ist vergleichbar mit Wischer-Motoren aus dem KFZ-Bereich [7].

#### **EAS** . . . electrical advanced system

Der Aufbau dieses Antriebs ist ähnlich dem des EBS. Jedoch wurde der Elektromotor für Bedingungen und Richtlinien des Schienenfahrzeugbaus weiter entwickelt. Außerdem ist der Antrieb mit einem Winkelsensor und zugehörigem Regler ausgestattet, der es ermöglicht die Wisch-Winkelgeschwindigkeit möglichst konstant zu halten und verschiedene Pausenzeiten zwischen den Hübten zu realisieren [7].

#### **EDS** . . . electrical high end system

Die "High-End"-Lösung des elektrischen Antriebs besitzt einen Elektromotor, welcher über ein Planetengetriebe direkt mit der Wischer-Welle verbunden ist. Die Übersetzung wird über das Getriebe bewerkstelligt und die Hin- und Her-Bewegung direkt durch die Ansteuerung des Motors. Dies führt dazu, dass zwei mechanisch voneinander getrennte Antriebe synchronisiert auf einer Scheibe betrieben werden können. Außerdem lässt sich der Scheibenwischer in eine gewisse Position bringen und dort halten [7].

### **Pneumatik-Antriebe**

#### **PBS** . . . pneumatic basic system

Die Basisausführung der druckluftbetriebenen Antriebe stellt eine rein pneumatische Lösung dar. Der Antrieb selbst ist ein doppelt wirkender Pneumatik-Zylinder und wird über einen Steuerkolben rein mechanisch betätigt. Die Stellung des Pneumatik-Zylinder-Kolbens relativ zum Steuerkolben bestimmt die Luftführung und führt dazu, dass abwechselnd eine Kammer be- und die andere entlüftet wird. Dies führt zu der Hin- und Her-Bewegung des Pneumatik-Zylinders. Die translatorische Bewegung wird durch die Paarung einer Zahnstange am Kolben mit einem Zahnradsegment an der Wischer-Welle in eine Drehbewegung umgewandelt. Aufgrund der rein mechanischen Betätigung lässt sich die Geschwindigkeit nur über den Druck der Luftversorgung (vorgeschaltetes Drosselventil) im Betrieb ändern [7].

**PHX** . . . pneumatic high end system

Bei dieser Art des Wischer-Antriebs wird der Steuerkolben durch zwei Magnetventile je Kolbenkammer ersetzt. Damit kann das Be- und Entlüften der beiden Kolbenkammern elektrisch angesteuert werden. Des Weiteren ist ein Drehwinkelsensor an der Wischer-Welle montiert, welcher den verwendeten Mikrocontroller, über die Magnetventile, erlaubt, die Position sowie die Geschwindigkeit zu regeln. Außerdem lässt sich, wie auch beim EHS, eine definierte Position einnehmen und halten. Zusätzlich zu den vier Magnetventilen werden optional vier weitere, redundante Ventile installiert, um im Schadensfall auf diese ausweichen zu können [7]. Wie bereits in Abbildung 1.2 gezeigt, hat diese Art des Antriebs den größten Einsatzbereich und wird insbesondere bei Hoch- und Höchstgeschwindigkeitszügen verwendet.

Wie aus der Beschreibung der Wischer-Antriebe hervorgeht, steigt die Ausstattung aufgrund der steigenden Anforderungen mit höheren Geschwindigkeiten. Dies lässt sich auf die daraus resultierenden Belastungen sowie die nötige erhöhte Zuverlässigkeit zurückführen. Die Möglichkeit der Regelung in Bereichen großer Geschwindigkeitsintervalle ist notwendig, da mit stark variierender Geschwindigkeit die Betriebspunkte, in Hinsicht auf die Belastung, stark variieren können. Diese großen Unterschiede würden ohne Regelung der Wischer-Endposition dazu führen, dass das geforderte Sichtfeld nach [3] nicht immer eingehalten werden kann.

## 1.2 Zielsetzung und Aufbau der Diplomarbeit

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung eines Simulationsmodells, welches in der Lage ist, das Verhalten eines ausgewählten elektropneumatischen Scheibenwischer-Antrieb der *Knorr-Bremse GmbH* abzubilden. Das entwickelte Modell soll anschließend in der Entwicklungsphase herangezogen werden können, um das Verständnis für das dynamische System zu erhöhen und um Steuersysteme auszulegen.

Für diesen Zweck soll das Systemverhalten durch mathematische Gleichungen beschrieben und anschließend durch Implementierung in eine geeignete Softwareumgebung simuliert werden. Bei der Modellbildung ist dabei besonders auf das Verständnis der zugrundeliegenden Vorgänge zu achten, um die anschließend erhaltenen Ergebnisse möglichst gut interpretieren zu können. Daher soll die Komplexität des Modells einerseits ausreichend sein, um das dynamische Verhalten des Systems gut abzubilden. Andererseits soll die Komplexität weiterhin übersichtlich bleiben, um Parameter einfach bestimmen und die Ergebnisse entsprechend interpretieren zu können.

Zur Bestimmung und zum Abgleich von Modellparametern sollen weiters geeignete Versuchsaufbauten konzipiert, aufgebaut und durchgeführt werden.

Zu Beginn der Arbeit wird unter Kapitel 2 der betrachtete elektropneumatische Wischer-Antrieb vorgestellt und seine Funktionsweise erklärt. In Kapitel 3 wird auf die mathematische Beschreibung des Antriebs eingegangen. Es werden die zugrundeliegenden Differentialgleichungen aller betrachteten Zustandsgrößen hergeleitet, Grundlagen vorgestellt und getätigte Annahmen erläutert. Der erste Schritt der Modellbildung ist eine geeignete Unterteilung des Gesamtsystems in einzelne Subsysteme. Die daraus resultierenden Subsysteme werden anschließend detailliert beschrieben. Details zur Implementierung in MATLAB sind im Anhang E gegeben.

Die für das Modell notwendigen Parameter werden durch Versuche, beschrieben in Kap. 4, bestimmt. Die zugehörigen Versuchsaufbauten werden vorgestellt und die durchgeführte Messung beschrieben. Im Anschluss werden in Kapitel 5 die Simulationsergebnisse für den ersten Doppelhub aus der Parkstellung gezeigt und Zusammenhänge sowie Erkenntnisse diskutiert. Die Güte der Simulationsergebnisse wird durch einen Vergleich mit bestimmten Messergebnissen

in Abschnitt 6 besprochen und somit das Modell validiert. Außerdem werden im Zuge dieses Vergleichs fehlende Parameter durch deren Variation bestimmt. Schließlich wird in Kapitel 7 eine kurze Zusammenfassung der Arbeit angeführt und Möglichkeiten für zukünftige Anwendungen aufgezeigt.



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar  
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

# Der elektropneumatische Scheibenwischer-Antrieb

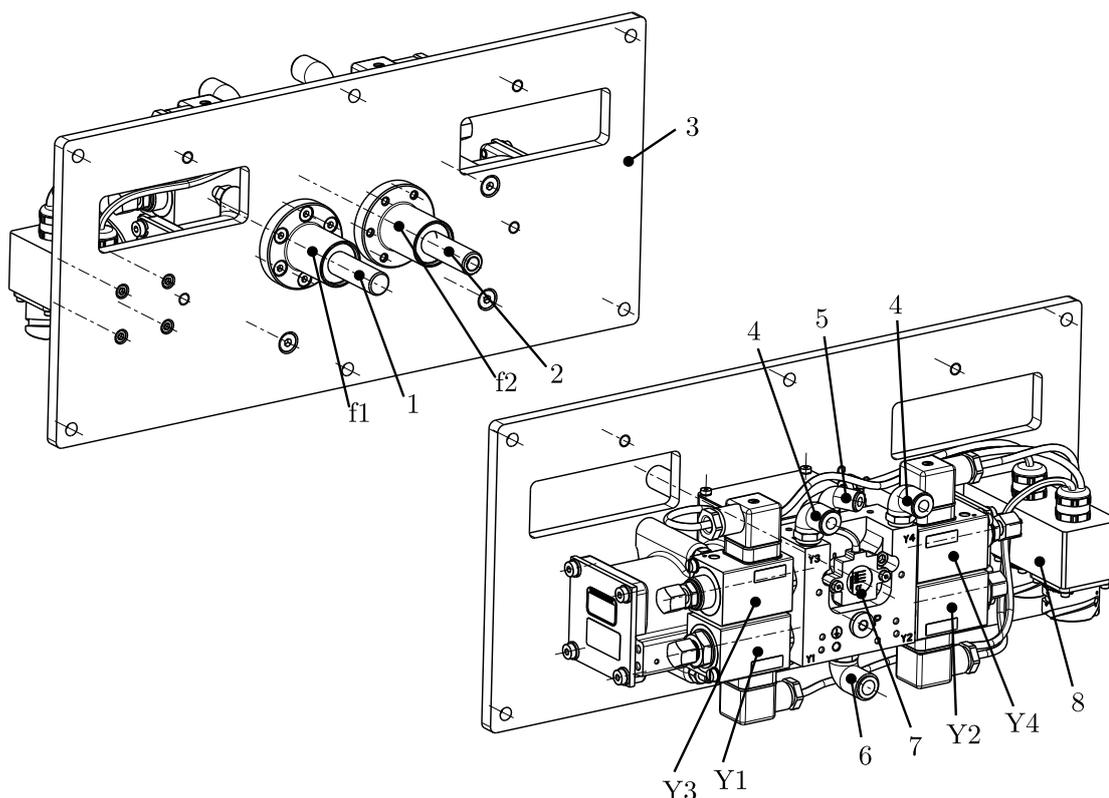
In diesem Kapitel wird der elektropneumatische Scheibenwischer-Antrieb, welcher Grundlage der vorliegenden Arbeit ist, mit seinen Komponenten dargestellt und die Funktionsweise, anhand eines vollständig durchlaufenen Bewegungszyklus, erklärt.

## 2.1 Aufbau

Der untersuchte Scheibenwischer-Antrieb W16/60WP2 von *Knorr-Bremse GmbH* gehört zur Kategorie PHX, siehe Kap. 1.1, besitzt aber keine redundante Ventileinheit für den Notbetrieb. Aufgrund der verwendeten elektromagnetischen Ventile, in Verbindung mit dem Arbeitsmedium Druckluft, wird er als elektropneumatischer Scheibenwischer-Antrieb bezeichnet. Die Magnetventile und damit die Luftversorgung werden über einen Mikrocontroller geregelt und somit eine Bewegung des Wischers erzeugt. Abbildung 2.1 zeigt den Antrieb W16/60WP2 mit den Benennungen seiner Hauptkomponenten, in Tabelle 2.1.

Nummer	Komponente
1	Führungswelle
2	Antriebswelle = Wischerwelle
$f1$ und $f2$	Flansch mit Lagerung der zugehörigen Welle
3	Befestigungsplatte
4	Entlüftung der linken und rechten Kolbenkammer
5	Anschluss der Wasserversorgung
6	Anschluss der Druckluftversorgung
7	Drehwinkelgeber (Hall-Sensor)
8	Anschlussstecker des Winkelsensor und der Ventilmagnete
Y1	Zuluft-Ventil der linken Kolbenkammer
Y2	Zuluft-Ventil der rechten Kolbenkammer
Y3	Abluft-Ventil der linken Kolbenkammer
Y4	Abluft-Ventil der rechten Kolbenkammer

**Tabelle 2.1:** Legende zu Abbildung 2.1



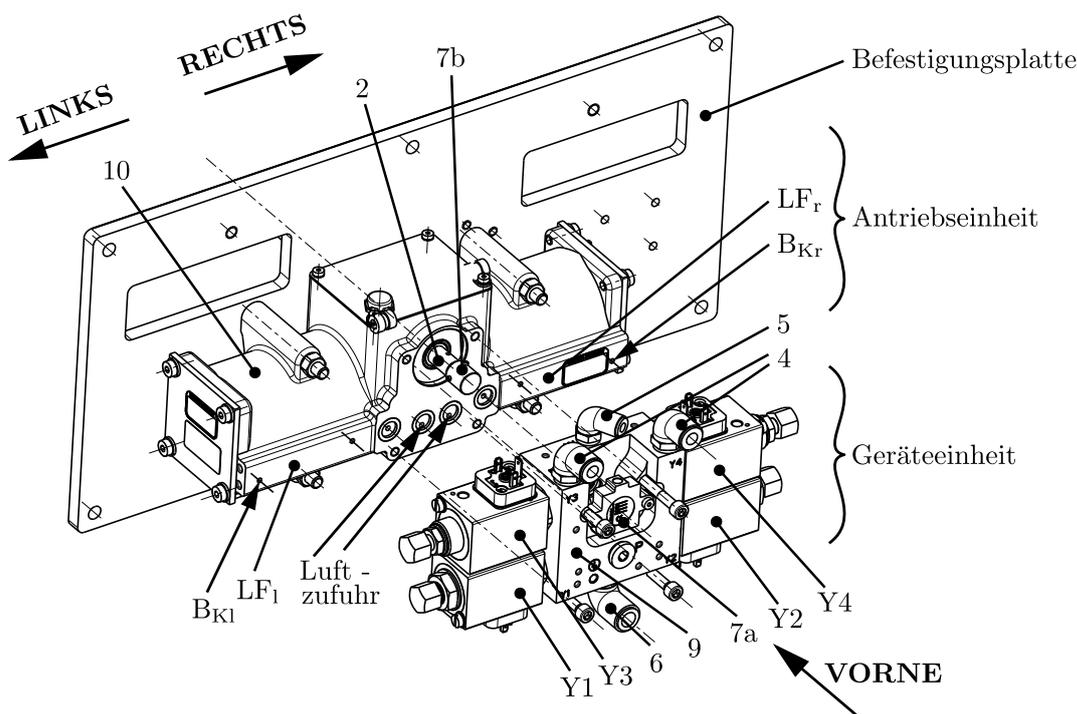
**Abbildung 2.1:** Wischer-Antrieb W16/60WP2 der *Knorr Bremse GmbH* von Vorne (rechts) und Hinten (links)

An der Befestigungsplatte (3), welche als Schnittstelle zum Fahrzeug dient, sind die einzelnen Komponenten des Antriebs befestigt. Der Antrieb selbst lässt sich unterteilen in die Antriebs- und Geräteeinheit sowie die elektrischen Anschlüsse. Die translatorische Bewegung des Pneumatik-Zylinders wird noch in der Antriebseinheit in eine Drehbewegung umgewandelt und treibt über die Antriebswelle (2) den Wischer-Arm und darüber das Wischer-Blatt an. Für Scheibenwischer mit Parallel-Führung, siehe Kap. 1.1, wird der zweite Arm des Wischer-Arms mit der Nebenwelle (1) verbunden. Wie bereits erwähnt, wird in diesem Fall die Relativbewegung des Wischer-Blatts über die Position der beiden Wellen zueinander definiert.

Nummer	Komponente
7a	Dauermagnet des Drehwinkelgeber
7b	Sensor des Drehwinkelgeber
9	Flanschplatte der Geräteeinheit
10	Gehäuse der Antriebseinheit
LF <sub>l</sub> und LF <sub>r</sub>	Getrennte Luftführung links und rechts
B <sub>kl</sub> und B <sub>kr</sub>	Bohrung in die Kolbenkammern

**Tabelle 2.2:** Legende zu Abbildung 2.2

Die Abbildung 2.2, mit zugehöriger Legende in Tab. 2.2, zeigt den Scheibenwischer-Antrieb explodiert in seine Antriebs- und Geräteeinheit ohne Verkabelung. Dabei werden deren mechanischen und pneumatischen Schnittstellen sowie die Komponenten des Drehwinkelgebers (7) sichtbar. Der Drehwinkelsensor besteht aus einem reibschlüssig mit der Antriebswelle verbundenen Dauermagneten (7b) und dem mit der Flanschplatte verschraubten Hall-Sensor (7a). Rotiert die Wischer-Welle während dem Betrieb des Antriebs, so bewegt sich der Magnet und damit die



**Abbildung 2.2:** Explosionsdarstellung des Scheibenwischer-Antrieb in Antriebs- und Geräteeinheit ohne Verkabelung

räumliche Orientierung des zugehörigen Magnetfelds relativ zum Sensor. Diese Änderung der Orientierung folgt zu einer Abnahme oder einem Anstieg der Hall-Spannung im verbauten Hall-Sensor des Winkelgebers. Diese Änderung wird im Winkelsensor verarbeitet und ein Stromsignal von 4 – 20 mA proportional zum Messbereich des Winkels ausgegeben [10].

Des Weiteren ist in der Abbildung 2.2 die verwendete Nomenklatur der räumlichen Betrachtungsweise eingezeichnet. Wird von links oder rechts gesprochen, gilt dies für die Betrachtung ausgehend von der Antriebsseite. Die definierte Mitten-Ebene steht normal auf die translatorische Bewegungsrichtung des Pneumatik-Zylinders und schneidet die Drehachse der Antriebswelle (2). Nachfolgend werden die beiden Untergruppen, Antriebs- und Geräteeinheit, des Wischer-Antriebs beschrieben.

### 2.1.1 Antriebseinheit

Wie in Abbildung 2.2 dargestellt, beherbergt das Gehäuse (10) alle Komponenten der Antriebseinheit. Es ist zudem Halterung der Geräteeinheit und wird an der Befestigungsplatte montiert. In derselben Abbildung wird ebenfalls die Führung der Druckluft ersichtlich.  $LF_1$  und  $LF_r$  sind die angegossenen, voneinander getrennten, Luftkanäle links und rechts. Diese führen die Druckluft ausgehend von den an der Vorderseite sichtbaren Bohrungen (Luft-Zufuhr in Abb. 2.2) zu den radialen Bohrungen ( $B_{Kl}$  und  $B_{Kr}$ ) und somit in die Kolbenkammern (19 in Abb. 2.3), oder umgekehrt je nach Strömungsrichtung.

Abbildung 2.3 zeigt einen Schnitt durch die gerade in der Mittig-Stellung befindliche Antriebseinheit (Legende in Tab. 2.3), wobei beispielhaft das Luftvolumen der rechten Kolbenkammer eingefärbt ist. Die Abbildung zeigt die Zahnstange (12), welche mit den beiden aufgepressten Kolben (13) eine starre, translatorisch bewegte Baugruppe (Kolbenbaugruppe) bildet. Das mit der Zahnstange kämmende Zahnradsegment (11) ist reibschlüssig mit der Wischer-Welle (2) verbunden und bildet mit dem darauf befestigten Dauermagneten (7b) des Winkelsensors die

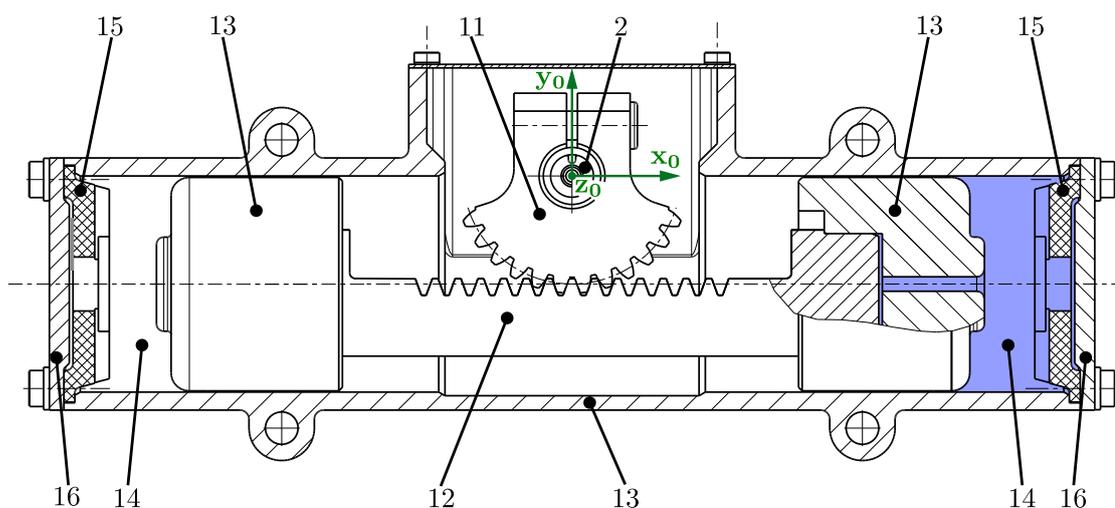


Abbildung 2.3: Schnitt durch die Antriebseinheit

Nummer	Komponente
11	Zahnradsegment
12	Zahnstange
13	Kolben
14	Kolbenkammer
15	Endanschlag
16	Deckel

Tabelle 2.3: Legende zu Abbildung 2.3

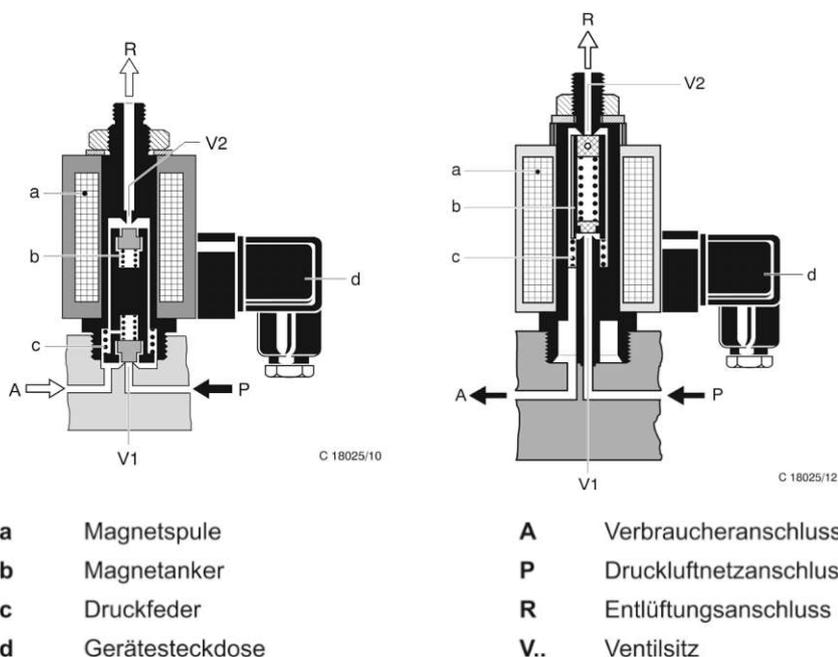
rotatorisch bewegte Baugruppe (Wischer-Wellenbaugruppe). Aufgrund der vorliegenden Ventilstellungen, der resultierende Bewegung und der Belastung an der Wischer-Welle (2) ergeben sich unterschiedliche Druckzustände in den Kolbenkammern. Aus diesem Zusammenspiel resultiert eine Bewegung der Kolbenbaugruppe entlang der eingezeichneten und Fahrzeugfesten  $x_0$ -Achse sowie eine Drehung der Wischer-Wellenbaugruppe um die  $z_0$ -Achse. Die Deckel (16) fixieren die Elastomer-Endanschläge (15) im Gehäuse, welche im Kontaktfall mit den Kolben die Verzögerung reduzieren.

### 2.1.2 Geräteeinheit

Die Geräteeinheit ist in Abbildung 2.2 von der Antriebseinheit gelöst dargestellt. Sie besteht aus jeweils zwei 3/2 Wegeventilen<sup>2</sup> pro Kolbenkammer (Y1 und Y3, Y2 und Y4), der Flanschplatte (9), dem Sensor des Drehwinkelgebers (7a) und den Pneumatik- (4 und 6) sowie Wasser- (5) Anschlüssen. Die Flanschplatte dient als mechanische Schnittstelle zwischen den erwähnten Komponenten und der Antriebseinheit sowie als Luftführung von den zugehörigen Anschlüssen über die Ventile und weiter zur Luftzufuhr in die Antriebseinheit und umgekehrt. Die Luft-Zufuhr am Zug geschieht dabei aus dem lokalen Luftreservoir, mit einem absoluten Luftdruck je nach Anwendungsfall von  $p_{ZL} = 6 - 10 \text{ bar}$  des Wischer-Antriebs (gespeist aus der Hauptluftbehälterleitung des Fahrzeugs). Diese wird durch die Flanschplatte zu den Zuluftventilen (Y1 und Y2) und weiter zum Antrieb geführt. Wird eine Kolbenkammer entlüftet, strömt die Druckluft ausgehend vom Antrieb über die Flanschplatte (9) zum zugehörigen Abluftventil (Y3 oder Y4) und weiter über eine Düse zum Abluftanschluss (4). Nach der Geräteeinheit wird die Abluft über

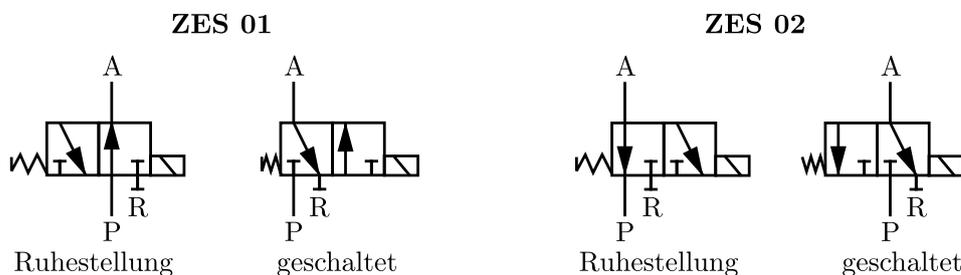
<sup>2</sup> Ein 3/2 Wegeventil beschreibt ein Ventil mit 2 definierten Schaltstellungen und 3 Anschlüssen.

Luftleitungen zu einem Schalldämpfer geführt und entweicht durch diesen an die Umgebung.



**Abbildung 2.4:** Prinzipieller Aufbau der Magnetventile, ZES01 links und ZES02 rechts [11]

In Abbildung 2.4 sind die verbauten 3/2 Wegeventile in Ruhestellung und in Abb. 2.5 die zugehörigen pneumatischen Schaltzeichen dargestellt. Die Ruhestellung ist charakterisiert durch eine Versorgungsspannung von 0 V und demnach durch einen nicht magnetisierten Anker, welcher durch eine Druckfeder in dieser Endstellung gehalten wird. Durch das Anlegen einer elektrischen Spannung an die Magnetspule, steigt der Strom aufgrund der Induktivität an und erzeugt somit ein Magnetfeld. Dadurch wird der Magnetanker aufgrund seiner deutlich höheren magnetischen Leitfähigkeit im Vergleich zu Luft und dem Bestreben den Widerstand (Luftspalt) zu minimieren in die gegenüberliegende Endstellung (Arbeitsstellung) bewegt. Das Ventil wird geschaltet und der Strömungspfad umgelenkt. Nach Unterbrechen der Spannungsversorgung sinkt der Strom in der Spule und damit wird auch das Magnetfeld abgebaut. Wenn die anliegende Federkraft die magnetische Anziehungskraft und die Haftkraft des Ankers übersteigt, wird der Anker zurück in die Ruhestellung bewegt.



**Abbildung 2.5:** Pneumatische Schaltzeichen der Ventile ZES01 links und ZES02 rechts

Das dargestellte Magnetventil ZES01 wird als Zu- und das Ventil ZES02 als Abluftventil verwendet. Bei beiden Ventilen wird in diesem Anwendungsfall der Entlüftungsanschluss (R) verschlossen. Wie in der Abbildung 2.4 und 2.5 ersichtlich, ist die Verbindung (P)-(A) beim Abluftventil in der Ruhestellung geöffnet und beim Zuluftventil geschlossen.

## 2.2 Anforderungen und Funktionsweise

Die Anforderungen des Wischers setzen sich einerseits aus geltenden Normen sowie Regularien und andererseits aus dem Lastenheft des Kunden zusammen. Diese Anforderungen richten sich vor allem an die Wisch-Geschwindigkeit und den -Winkel. Die Geschwindigkeit wird dabei in Doppelhüben<sup>3</sup> (DH) pro Minute angegeben. Der vorgeschriebene Winkel zwischen den beiden Endstellungen des Wischer-Blatts an der Scheibe wird durch das geforderte Sichtfeld vorgegeben [4]. Das Anforderungsprofil hat zu folgenden Funktionen des beschriebenen elektropneumatischen Antriebs geführt: Es sind 3 verschiedene Geschwindigkeitsstufen (Wischen schnell: WS2, Wischen langsam: WS1 und Wischen im Intervall) vom Antrieb vorgesehen. Wobei WS1 und WS2 eine vorgegebene Wischgeschwindigkeit gewährleisten und im Intervall die Geschwindigkeit angepasst werden kann. Dabei ist anzumerken, dass sich die Geschwindigkeit (DH/min) nur durch eine geänderte Aufenthaltsdauer des Wischers in den Endstellungen ändert, die Geschwindigkeit während der Bewegung aber nur aus den vorliegenden Bedingungen (Drücke, Belastung und Massenträgheiten) resultiert. Es werden somit die geforderten DH/min eingestellt und nicht die Geschwindigkeit während der Wischbewegung selbst. Die Einhaltung des geforderten Winkels wird durch einen integrierten Regler realisiert. Damit kann, wie bereits im Kapitel 1.1 erwähnt, auch bei großen Belastungen und sich stark ändernden Umgebungsbedingungen der Wischwinkel möglichst konstant gehalten werden. Außerdem dient die Regelung auch dazu, dass ein Kontakt des Kolbens mit dem Endanschlag im Betrieb möglichst vermieden wird. Dabei wird ein von der Scheibe und dem Fahrzeug abhängiger Zielwert der Umkehrposition vorgegeben und mittels Regler eingehalten (genauere Beschreibung siehe 3.4). Welche Seite als Parkstellung<sup>4</sup> (Ruhestellung) verwendet wird, kann bei den Antrieben ebenfalls eingestellt werden.

Damit der Antrieb die geforderte Bewegung des Wischer-Blatts an der Scheibe ausführt, sind verschiedene Schaltkombinationen der Ventile und eine Überwachung der Bewegung notwendig. Wobei sich die einzelnen Wischer-Zustände (wiping states, WS) bzw. Bewegungsphasen für die Bewegung eines Doppelhubs sich so lange wiederholen, bis der Wischer-Antrieb ausgeschaltet wird. Zur Verdeutlichung dieser Abläufe werden die einzelnen WS im Anschluss für die Bewegung aus der Parkposition (in diesem Fall die rechte Endstellung) in die gegenüberliegende Umkehrposition beschrieben. Die zugehörigen Abbildungen 2.6 bis 2.10 sollen zum Verständnis der Bewegung sowie der Ventilstellungen beitragen. Die darin eingezeichneten Geschwindigkeiten und Beschleunigungen stellen vor allem den Nutzen der jeweiligen Bewegungsphase dar und sind in der eingezeichneten Richtung nicht für die gesamte Bewegungsphase und Betriebszustand gültig. Deswegen werden den Zustandsgrößen ( $\varphi$ ,  $\dot{\varphi}$ ,  $\ddot{\varphi}$ ,  $s_M$ ,  $\dot{s}_M$ ,  $\ddot{s}_M$ ) für jede Bewegungsphase eigene Variablen zugewiesen.<sup>5</sup> Die Luftversorgung ist vereinfacht als Druckluftplan abgebildet. Knotenpunkte in der Luftführung stellen Verzweigungspunkte und  $p_{ZL}$  den Druckluftanschluss dar. Die Skizzen zeigen ebenfalls den Massenmittelpunkt **M** der Kolbenbaugruppe, den Drehpunkt **A** der rotierenden Baugruppe sowie die zugehörigen Freiheitsgrade  $\varphi$  und  $s_M$ , wobei der Nullpunkt in der Mittig-Stellung des Antriebs gewählt ist. Zusätzlich sind die zugehörigen Geschwindigkeiten und Beschleunigungen, der Relativwinkel zur Parkstellung  $\varphi_{rel}$  und das Fahrzeugfeste-Koordinatensystem  $x_0 - y_0 - z_0$  im Drehpunkt **A** eingezeichnet. Zudem sind die Ventile jeweils in den zugehörigen Schaltstellungen dargestellt. Eine transparente Darstellung der pneumatischen Schaltzeichen mit blauen Ventil-Bezeichnungen ( $Y_i$ ) stellt dabei die Ruhestellung und grün ausgefüllte Schaltzeichen mit grüner Bezeichnung ( $\bar{Y}_i$ ) die Arbeitsstellung dar.

<sup>3</sup> Doppelhub: Bewegung des Wischer-Blatt aus einer Endstellung in die gegenüberliegende und wieder zurück

<sup>4</sup> Wischer-Blatt Position bei ausgeschaltetem Antrieb

<sup>5</sup>  $\delta_i \dots$  Winkel,  $\omega_i \dots$  Winkelgeschwindigkeit,  $\alpha_i \dots$  Winkelbeschleunigung,  $x_i \dots$  Weg-,  $v_i \dots$  Geschwindigkeit- und  $a_i \dots$  Beschleunigung des Massenmittelpunktes der Kolbenbaugruppe

### Parkstellung

In Abbildung 2.6 ist eine Prinzipskizze des Wischer-Antriebs in der Parkstellung dargestellt. Dieser Bewegungszustand ist immer dann aktiv, wenn der Antrieb ausgeschaltet ist. Die Seite in welcher sich der Wischer-Arm in dieser Stellung befindet, im vorliegenden Fall rechts, wird vor dem Betrieb vorgegeben und kann jederzeit geändert werden.<sup>6</sup> Damit im

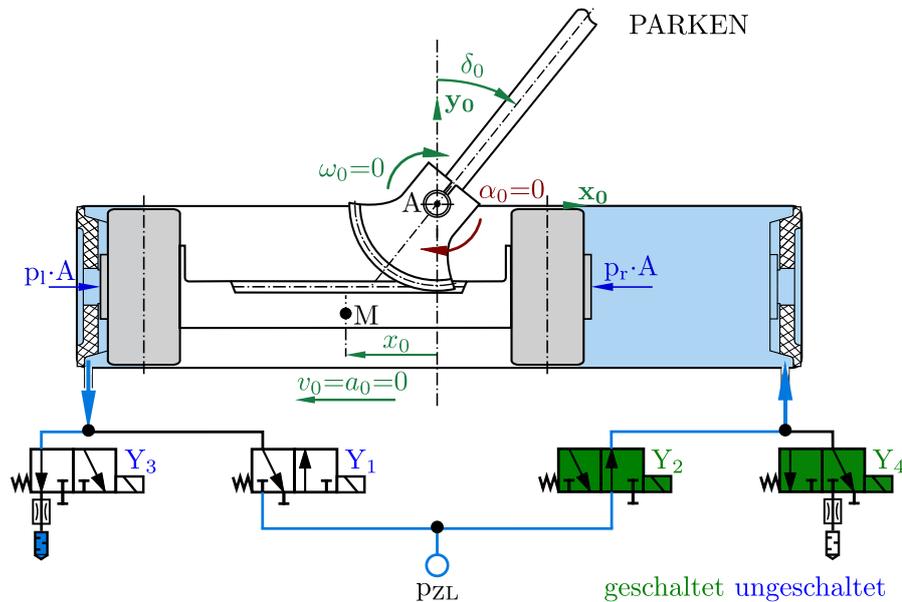


Abbildung 2.6: Prinzipskizze der Parkstellung

Programmaufbau des Reglers bei der Beschreibung der aktuellen Position nicht von der absoluten Position (links oder rechts), welche von der gewählten Parkstellung abhängt, ausgegangen werden muss, wird dabei nur von einer Bewegung zwischen A und Z gesprochen. Die Parkstellung ist damit Position A (PA) und die gegenüberliegende Halteposition (Abb. 2.10) Position Z (PZ). Dies erleichtert den Programmieraufwand, da die Bewegung immer zwischen PA und PZ ausgeführt wird und nur zu Beginn der Position A die gewünschte Endstellung zugewiesen werden muss.

Wie in Abbildung 2.6 ersichtlich, sind in der vorliegenden Parkstellung beide Ventile der rechten Kolbenkammer geschaltet. Damit ist diese Kammer mit der Zuluftleitung verbunden und zur Umgebung hin verschlossen. Die beiden anderen Ventile sind in Ruhestellung und somit der linke Abluftpfad (linke Kolbenkammer bis hin zur Umgebung) geöffnet. Die vorliegende Druckdifferenz an der Kolbenbaugruppe in Verbindung mit der statischen Last am Wischer-Arm führt zur Ruhestellung des Antriebs, Parkstellung. Wie in der Skizze zu sehen ist, liegt der linke Kolben am zugehörigen Endanschlag an, welcher während dieser Position das System, auch bei auftretenden äußeren Lasten (Wind, Druckstoß bei Tunnelfahrten, etc.) im Gleichgewicht hält.

### Beschleunigungsphase

Wird der Wischer-Antrieb eingeschaltet beginnt die Bewegung, unabhängig von der gewählten Wischgeschwindigkeit, mit der in Abbildung 2.7 dargestellten Beschleunigungsphase. Beim Start dieses Wischer-Zustands werden alle Ventile umgeschaltet und damit erreicht, dass die rechte Kolbenkammer entlüftet und die Linke belüftet wird. Dies hat zur Folge,

<sup>6</sup> Generell wird, wenn nicht anders angemerkt, bei Positionsbeschreibungen immer vom Wischer-Arm und nicht von der Kolbenbaugruppe ausgegangen.





### Haltephase

Die Haltephase ist die jeweils letzte Bewegungsphase eines jeden Hubs. Der Antrieb verharrt so lange in dieser Phase bis die verbleibende Laufzeit eines Hubs abgelaufen ist. Anschließend schaltet der Regler die Ventile für die gegenüberliegende Beschleunigungsphase um. Die Zeit der Haltephase bestimmt sich aus der Soll-Laufzeit eines Hubs, welche aus den geforderten DH/min folgt, minus der Ist-Zeiten der vorangegangenen Phasen (Beschleunigungs-, Brems- und Stopp-Phase). Die Abb. 2.10 zeigt die zugehörigen Ventilstellungen, womit die komprimierte Kolbenkammer abgesperrt und die Gegenüberliegende belüftet wird. Damit wird der Kolben durch den anliegenden Luftversorgungs-Druck im komprimierten Luftpolster gehalten. Während dieser Phase soll der Kolben nicht mit dem Endanschlag in Kontakt kommen. Falls aufgrund äußerer Belastungen etc. trotzdem ein Kontakt auftritt, verhindert der Elastomer-Endanschlag hohe Beschleunigungs- und damit Kraftamplituden.

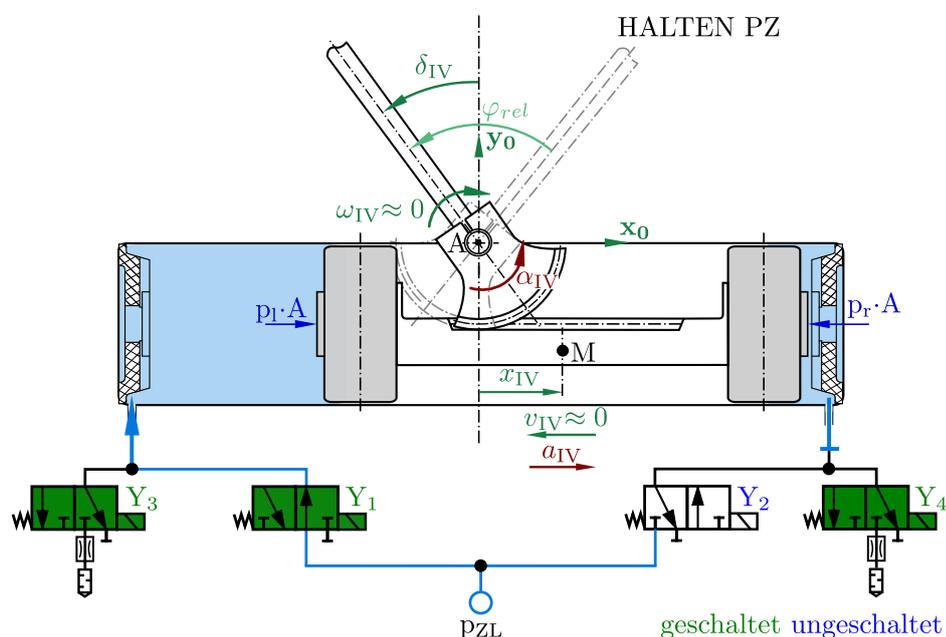


Abbildung 2.10: Prinzipskizze der Haltephase in PZ

# Modellierung des Scheibenwischer-Antriebs

Das System „elektropneumatischer Scheibenwischer-Antrieb“ wird in der mathematischen Modellierung in Subsysteme aufgeteilt. Diese Aufteilung des Gesamtsystems hat mehrere Vorteile. Unter anderem trägt es zur Steigerung der Übersichtlichkeit jedes einzelnen Systems und des Gesamtsystems bei. Des Weiteren lässt sich dadurch ein modular aufgebautes Modell realisieren. Diese Modularität hat den großen Vorteil, dass die einzelnen Systeme unabhängig voneinander modelliert, parametrisiert, erweitert und ausgetauscht werden können. Dadurch lässt sich die Modellkomplexität und somit die daraus resultierende Modellgenauigkeit des einzelnen unabhängig von den jeweils anderen Systemen wählen.

Der Scheibenwischer-Antrieb wurde zu diesem Zwecke in folgende fünf, durch klare Systemgrenzen und Schnittstellen getrennte, Subsysteme aufgeteilt:

- Mechanisches Subsystem (siehe 3.1)
- Thermodynamisches Subsystem (siehe 3.2)
- Luftversorgung Subsystem (siehe 3.3)
- Regler Subsystem (siehe 3.4)
- Subsystem der Belastung am Wischer-Arm (siehe 3.5)

Das mechanische Subsystem enthält die Beschreibung der Bewegung des Antriebs bei anliegenden Druckkräften in den Kolbenkammern und der Belastung am Wischer-Arm. Außerdem wird darin genauer auf die mathematische Beschreibung des Elastomer Endanschlag eingegangen. Das thermodynamische System bildet die Zustandsgrößen in den Kolbenkammern, welche sich aufgrund der ein- und ausströmenden Druckluft, beschrieben durch das System der Luftversorgung, und der Bewegung des Antriebs einstellen, ab. Das vierte Subsystem beschreibt den Regler-Eingriff über die Ansteuerung der Magnetventile bei Messung der auftretenden Wischer-Bewegung. Die wirkenden Kräfte (Reibkräfte an der Scheibe, aerodynamische Kräfte, etc.) auf einen Scheibenwischer-Antrieb am realen Fahrzeug, welche in dieser Arbeit unberücksichtigt bleiben, können im Subsystem der Belastung am Wischer-Arm modelliert werden.

Im folgenden werden die einzelnen Subsysteme näher beschrieben und jeweils auf *Grundlagen und Annahmen* sowie auf die *Modellbildung* (mathematische Beschreibung des vereinfachten Systems) eingegangen.

### 3.1 Mechanisches Subsystem

Das mechanische Subsystem beinhaltet alle mechanischen Teile der Antriebseinheit einschließlich des Wischer-Arms. Kontaktkräfte und Aerodynamische Kräfte werden über das „Subsystem der Belastung am Wischer-Arm“ eingebunden und in dieser Arbeit vereinfacht durch eine Pendelmasse berücksichtigt (Pendelmodell).

#### 3.1.1 Grundlagen und Annahmen

In Abbildung 3.1 ist eine Prinzipskizze des mechanischen Subsystem als Pendelmodell dargestellt. Es handelt sich dabei um ein ebenes System mit nur einem Freiheitsgrad, dem Winkel  $\varphi$  gegen-

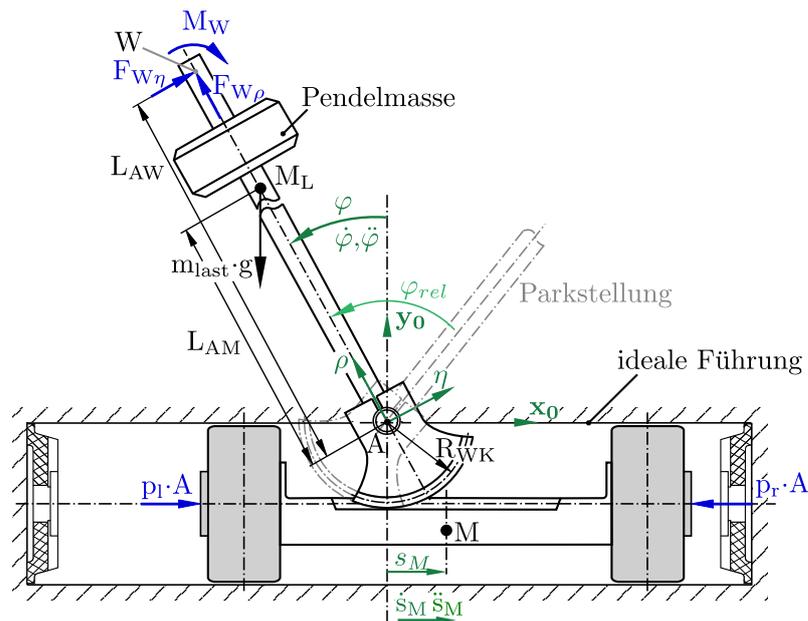


Abbildung 3.1: Prinzipskizze des mechanischen Subsystem

über der Mittigstellung. Dies folgt unter anderem aus der Näherung einer idealen Verzahnung und der daraus resultierenden kinematischen Bindung zwischen dem Weg  $s_M$  des Kolbenbaugruppe-Massenmittelpunkts und dem Winkel  $\varphi$ . Der Nullpunkt des Weg ist ebenfalls in der Mittellage gewählt, weshalb gilt:  $\varphi = 0 \rightarrow s_M = 0$ . Das modellierte Zahnradsegment verhält sich wie ein ideales Reibrad, welches ohne zu gleiten von der Kolbenbaugruppe mit bewegt wird. Es existiert somit keine Relativbewegung zwischen den beiden Komponenten. Zusätzlich wird die reibschlüssige Verbindung von Wischer-Welle und Wischer-Arm als auch jene des Zahnradsegments und Wischer-Welle als starr angenommen. Damit existiert keine Relativbewegung zwischen Wischer-Arm und Kolbenbaugruppe bei konstanter Übersetzung. Es gilt für alle Zeitpunkte und Winkel:

$$s_M = \varphi \cdot R_{WK} \quad (3.1)$$

$$\dot{s}_M = \dot{\varphi} \cdot R_{WK} \quad (3.2)$$

$$\ddot{s}_M = \ddot{\varphi} \cdot R_{WK} \quad (3.3)$$

In Abb. 3.1 sind zwei Koordinatensysteme zur Beschreibung der Bewegung dargestellt. Einerseits das Absolutsystem  $0 : x_0 - y_0 - z_0$  (Fahrzeugfest) und andererseits das mit der Wischer-Welle um die  $z_0$ -Achse rotierende Führungssystem  $F : \eta - \rho - z_0$ . Bewegungen in  $z_0$ -Richtung sowie Rotationen um die  $x_0$ - und  $y_0$ -Achse werden aufgrund der Annahme einer idealen Lagerung,

ohne Spiel und Reibung, der Wischer-Welle vernachlässigt. Außerdem werden alle Körper als starr angenommen. Insbesondere bei einem modelliertem *Subsystem der Belastung am Wischer-Arm* sollten diese Auswirkungen durch einen geeigneten Vergleich von Simulation und Messung abgeschätzt werden.

Des Weiteren wird die Reibung zwischen Kolben und Zylinder, sowie Welle und Gehäuse vernachlässigt. Das Antriebsmoment (um die Rotationsachse  $z_0$ ) zur Überwindung dieser Größen wird im Vergleich zum Lastmoment, infolge Reibung an der Scheibe, aufgrund der viel kleineren Abstände zum Drehmittelpunkt vernachlässigbar klein.

Die definierte Systemgrenze des beschriebenen Systems liegt an der Last-Seite, an der Verbindungsstelle zum Wischer-Blatt, dem Punkt  $W$  in Abbildung 3.1. An diesem Punkt werden die reduzierten Kräfte  $F_{W\eta}$  und  $F_{W\rho}$  als auch das reduzierte Moment  $M_W$  vom Subsystem der Belastung am Wischer-Arm an das mechanische System übergeben. Durch diese Möglichkeit lassen sich, bei einem modellierten Kontakt an der Scheibe, die tatsächlich auftretenden Kräfte im mechanischen System verwenden und in die Berechnung der Bewegung miteinbeziehen. In der Abbildung 3.1 liegt der Punkt  $W$  und der Massenmittelpunkt des Wischer-Arms inklusive Pendelmasse auf der  $\rho$ -Achse. Dies stellt einen Spezialfall dar und ist unter anderem bei gekrümmten Wischer-Armen nicht der Fall. Um dies zu berücksichtigen wird jedem Bezugspunkt eine  $\rho$ - sowie  $\eta$ -Koordinate zugewiesen.

An der Antriebs-Seite liegt die Systemgrenze an der Außenkante der beiden Kolben. An den Zylinderkolben liegen die Druckkräfte, resultierend aus den Kammerdrücken und der Querschnittsfläche des Zylinders:  $p_l \cdot A$  und  $p_r \cdot A$ , an.

### 3.1.2 Modellbildung

Zur Herleitung der Bewegungsgleichung unter Verwendung der eben angeführten Vereinfachungen, wird der Arbeitssatz in differentieller Form angeschrieben [12]:

$$\frac{d T_{ges}}{dt} = P_{ges} \quad (3.4)$$

Mit der Definition der kinetischen Energie  $T_P$ , für einen starren Körper, um einen körperfesten Bezugspunkt  $P$  [12]:

$$T_P = \frac{1}{2} \left[ \vec{v}_P^2 m + 2m (\vec{v}_P \times \vec{\omega}) \cdot \vec{r}_{MP} + \vec{\omega} \cdot \vec{L}_P \right] \quad (3.5)$$

Aus Gründen der Übersichtlichkeit und zukünftiger Anwendungen wird der Antrieb in drei Baugruppen gegliedert. Eine Baugruppe welche alle translatorisch bewegten Teile des Antriebs enthält (*tr*-Baugruppe), eine die alle rotatorisch bewegten Bauteile des Antriebs umfasst (*rot*-Baugruppe) und eine die alle angebrachten mechanischen Teile (keine Relativbewegung), welche mit der Wischer-Welle rotieren, enthält (*last*-Baugruppe) unterteilt. Die Komponenten der *rot*- und *last*- Baugruppe führen, während der gesamten Bewegung, eine reine Rotation um den Drehpunkt  $A$  (siehe Abb. 3.1) aus weshalb die folgende Herleitung nur für die *rot*-Baugruppe gezeigt ist.

Die kinetische Energie des Gesamtsystems ist die Summe der einzelnen Komponenten und der Leistungssatz folgt zu:

$$\frac{d|_0}{dt} (T_{rot} + T_{tr} + T_{last}) = P_{ges} \quad (3.6)$$

Die Bezugspunkte für die kinetische Energie können, unter der Einschränkung eines körperfesten Punktes, frei gewählt werden. Bei Verwendung des Führungssystem muss darauf geachtet werden, dass die Ableitung gegenüber einem Inertialsystem zu erfolgen hat. Wobei das eingeführte

Absolutsystem sich nicht relativ zum Fahrzeug bewegt und eine näherungsweise konstante Fahrgeschwindigkeit vorausgesetzt wird.

Für die rotierenden Baugruppen wird als Bezugspunkt der Punkt  $A$  gewählt. Dieser Punkt ist nicht nur körperfest sondern auch fest im Absolutsystem, weshalb sich die kinetische Energie auf den rotatorischen Term aus (3.4) vereinfacht:  $\frac{1}{2}\dot{\vec{\omega}} \cdot \vec{L}_P$ . Für einen starren Körper berechnet sich der Drall bezüglich dem Bezugspunkt  $A$  über den Trägheitstensor  $\mathbf{I}_A$  mit  $\vec{L}_A = \mathbf{I}_A \dot{\vec{\varphi}}$  [12]. Um die Massenträgheitsmomente vom jeweiligen Massenmittelpunkt  $\mathbf{I}_M$  in den Punkt  $A$  umzurechnen werden diese um den Steiner-Anteil erweitert. Weiters wird zur Beschreibung der Größen das körperfeste Führungs-Koordinatensystem  $F$  verwendet, weshalb der Trägheitstensor angeschrieben im System  $F$  zeitlich konstant ist. Da es sich um ein ebenes Problem handelt und somit nur Rotationen um die  $z_0$ -Achse auftreten:  $\dot{\vec{\varphi}}|_F = [0 \ 0 \ \dot{\varphi}]^T$ , hat auch bei vollbesetztem Trägheitstensor nur der Anteil um die  $z_0$ -Achse einen Einfluss in der kinetischen Energie:

$$T_A = \frac{1}{2}\dot{\vec{\varphi}} \cdot \vec{L}_A = \frac{1}{2}\dot{\vec{\varphi}} \cdot (\mathbf{I}_A \dot{\vec{\varphi}}) = \frac{1}{2}\dot{\varphi}^2 \cdot I_A \quad (3.7)$$

Damit wird die kinetische Energie der *rot*- Baugruppe ( $N$ -fest verbundene Körper) unter Verwendung des jeweiligen Massenträgheitsmoment ( $I_{M_j z}$ ), in Richtung der  $z_0$ -Achse bezüglich des Massenmittelpunkts  $M_j$ , des Körper  $j$  und den Abständen vom Bezugspunkt zum Massenmittelpunkt ( $\eta_{M_j A}, \rho_{M_j A}$ ) angeschrieben im Führungssystem zu:

$$T_{Arot} = \frac{1}{2}\dot{\varphi}^2 \cdot I_{Azrot} = \frac{1}{2}\dot{\varphi}^2 \cdot \left[ \sum_{i=1}^N (I_{M_i z} + (\eta_{M_i A}^2 + \rho_{M_i A}^2) m_i) \right] \quad (3.8)$$

Die Trägheitsmomente bezüglich des körperfesten Bezugspunkt  $A$  im System  $F$  sind:

$$I_{Azrot} = \sum_{i=1}^N (I_{M_i z} + (\eta_{M_i A}^2 + \rho_{M_i A}^2) m_i) \quad (3.9)$$

mit (3.7) wird die zeitliche Ableitung der kinetischen Energie bestimmt und die Bewegung des Führungssystem gegenüber dem Absolutsystem berücksichtigt. Der Index  $|_F$  des mittleren Term beschreibt in diesem Zusammenhang eine zeitliche Ableitung gegenüber des bewegten Führungssystems.

$$\frac{d}{dt} T_A = \frac{1}{2} \left[ \ddot{\vec{\varphi}} \cdot \vec{L}_A + \dot{\vec{\varphi}} \cdot \left( \frac{d|_F}{dt} \vec{L}_A \right) + \dot{\vec{\varphi}} \cdot \dot{\vec{\varphi}} \times \vec{L}_A \right] \quad (3.10)$$

Mit der Definition des Dralls für einen starren Körper:  $\vec{L}_A = \mathbf{I}_A \dot{\vec{\varphi}}$  und der zeitlich konstanten Massenträgheiten im Führungssystem wird der zweite Term zu:

$$\dot{\vec{\varphi}} \cdot \left( \frac{d|_F}{dt} \vec{L}_A \right) = \dot{\vec{\varphi}} \cdot \left[ \frac{d|_F}{dt} (\mathbf{I}_A) \dot{\vec{\varphi}} + \mathbf{I}_A \ddot{\vec{\varphi}} \right] = \dot{\varphi} \cdot \ddot{\varphi} \cdot I_{Az} \quad (3.11)$$

und das Kreuzprodukt des dritte Terms aus (3.10) wird 0 aufgrund:

$$\dot{\vec{\varphi}} \parallel \vec{L}_A \quad (3.12)$$

Mit der vorausgesetzten ebenen Bewegung ist die Winkelbeschleunigung und -geschwindigkeit parallel  $\ddot{\vec{\varphi}} \parallel \dot{\vec{\varphi}}$ , weswegen sich der erste Term aus (3.10) zu Einträgen in  $z_0$ -Richtung vereinfacht und die Ableitung der kinetischen Energie sich anschreiben lässt zu:

$$\frac{d}{dt} T_A = \frac{1}{2} (2\dot{\varphi} \cdot \ddot{\varphi} \cdot I_{Az}) = \dot{\varphi} \cdot \ddot{\varphi} \cdot I_{Az} \quad (3.13)$$

Die zeitliche Ableitung aus (3.8) kann mit dem Massenträgheitsmoment aus (3.9) angeschrieben werden als:

$$\dot{T}_{A_{rot}} = \dot{\varphi} \cdot \ddot{\varphi} \cdot I_{Az_{rot}} \quad (3.14)$$

Analog zu (3.14) und der Definition des Massenträgheitsmoment bezüglich  $A$  im Führungssystem  $F$  aus (3.9), kann die Ableitung der kinetischen Energie der *last*-Baugruppe angeschrieben werden.

Die kinetische Energie der translatorisch bewegten Baugruppe mit  $J$  Körper wird bezüglich des Massenmittelpunkt  $M_{tr}$  (Abb. 3.1) angeschrieben. Da diese keine Rotation ausführt, beschränkt sich die kinetische Energie  $T_{tr}$  auf den translatorischen Anteil aus (3.7). Die *tr*-Baugruppe besitzt aufgrund der Führung nur eine Geschwindigkeit und Beschleunigung in  $x_0$ -Richtung. Aufgrund der Näherung starrer Körper sind diese für jeden körperfesten Punkt gleich und die Ableitung der kinetischen Energie folgt unter Verwendung von (3.2) und (3.3) zu:

$$\dot{T}_{tr} = R_{WK}^2 \cdot \dot{\varphi} \cdot \ddot{\varphi} m_{tr} \quad (3.15)$$

mit:

$$m_{tr} = \sum_{j=1}^J m_j \quad (3.16)$$

Für die rechte Seite in (3.4) müssen jene Kräfte und Momente berücksichtigt werden, welche während der Bewegung Arbeit verrichten und somit leistungsbehaftet sind. Dazu zählen Kräfte deren Angriffspunkte eine Geschwindigkeitskomponente parallel zur Kraftrichtung besitzen und Momente welche an rotierenden Körpern wirken, die eine Winkelgeschwindigkeitskomponente in Momenten-Richtung aufweisen. Dies sind unter anderem alle Gewichtskräfte der rotierenden Komponenten, deren Massenmittelpunkte nicht auf der Drehachse liegen. Die Gewichtskraft der translatorisch bewegten Baugruppe besitzt nur dann eine Leistung  $\neq 0$  wenn der Antrieb nicht horizontal verbaut ist, also Gewichtskraft und translatorische Bewegung nicht normal zueinander sind. Des Weiteren müssen Kräfte und Momente an den bewegten Systemgrenzen berücksichtigt werden, da diese inneren Kräfte des Gesamtsystems äußere Kräfte des Subsystems sind und sich somit in dieser Betrachtung nicht aufheben.

Für die Bestimmung der Leistung der translatorisch bewegten Baugruppe wird ein mit dem Gehäuse fest verbundene Koordinatensystem  $Z : x_Z - y_Z - z_0$  verwendet. Dieses System berücksichtigt eine globale Rotation des gesamten Antriebs gegenüber dem Absolutsystems  $x_0 - y_0 - z_0$  (Fest zum Fahrzeug, wobei Gewichtskräfte in  $y_0$  Richtung zeigen). Der Winkel zwischen den beiden Systemen ist in positive  $z$ -Richtung definiert und wird mit  $\psi$  bezeichnet, siehe Anhang A. Für den räumlich ausgelenkten Antrieb bewegt sich das Führungssystem  $F$  relativ zum System  $Z$ , das bedeutet, dass die vorhin berechneten Größen gegenüber diesem abgeleitet werden müssen. Da das System  $Z$  nur um einen konstanten Winkel verdreht und keine Bewegung gegenüber dem Absolutsystem ausführt, hat dies keinen Einfluss auf die bestimmten Ableitungen.

Die am mechanischen Subsystem wirkenden leistungsbehafteten Größen sind im Anschluss für starre Körper angeschrieben und die verwendeten Koordinatensysteme als Index vermerkt. Die Vorzeichen der wirkenden Kräfte und Momente gelten nach Abb. 3.1.

Leistung der Kolbenkammerdrücke:

$$P_p = \begin{pmatrix} p_l - p_r \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}_Z \cdot A \cdot \begin{pmatrix} \dot{s}_M \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}_Z = (p_l - p_r) \cdot A \cdot R_{WK} \cdot \dot{\varphi} \quad (3.17)$$

Leistung der Gewichtskräfte an der *rot*– Baugruppe:

$$\begin{aligned}
 P_{G_{rot}} &= m_{rot} \cdot g \cdot \begin{pmatrix} -\sin(\varphi + \psi) \\ -\cos(\varphi + \psi) \\ 0 \end{pmatrix}_F \cdot \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\varphi} \end{pmatrix}_F \times \begin{pmatrix} \eta_{M_{rot}A} \\ \rho_{M_{rot}A} \\ 0 \end{pmatrix}_F \\
 &= m_{rot} \cdot g \cdot \dot{\varphi} \cdot [\rho_{M_{rot}A} \cdot \sin(\varphi + \psi) - \eta_{M_{rot}A} \cdot \cos(\varphi + \psi)]
 \end{aligned} \quad (3.18)$$

Leistung der Gewichtskräfte an der *last*– Baugruppe:

$$P_{G_{last}} = m_{last} \cdot g \cdot \dot{\varphi} \cdot [\rho_{M_{last}A} \cdot \sin(\varphi + \psi) - \eta_{M_{last}A} \cdot \cos(\varphi + \psi)] \quad (3.19)$$

Leistung infolge Gewichtskräfte an der *tr*– Baugruppe:

$$P_{G_{tr}} = m_{tr} \cdot g \cdot \begin{pmatrix} -\sin(\psi) \\ -\cos(\psi) \\ 0 \end{pmatrix}_Z \cdot \begin{pmatrix} \dot{s}_M \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}_Z = -m_{tr} \cdot g \cdot \sin(\psi) \cdot R_{WK} \cdot \dot{\varphi} \quad (3.20)$$

Leistung der vom *Subsystem der Belastung am Wischer-Arm* übergebenen Kräfte und Momente:

$$P_{F_W} = \begin{pmatrix} F_{W\eta} \\ F_{W\rho} \\ 0 \end{pmatrix}_F \cdot \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\varphi} \end{pmatrix}_F \times \begin{pmatrix} \eta_{WA} \\ \rho_{WA} \\ z_{WA} \end{pmatrix}_F = \dot{\varphi} \cdot (-F_{W\eta} \cdot \rho_{WA} + F_{W\rho} \cdot \eta_{WA}) \quad (3.21)$$

$$P_{M_W} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -M_W \end{pmatrix}_F \cdot \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\varphi} \end{pmatrix}_F = -M_W \cdot \dot{\varphi} \quad (3.22)$$

Im Anhang A wird genauer auf die verwendeten Koordinatensysteme und die Beschreibung der Vektoren eingegangen.

Somit sind alle Größen des Leistungssatzes bestimmt und durch Einsetzen in (3.4) und Division mit  $\dot{\varphi}$  folgt:

$$\begin{aligned}
 \ddot{\varphi} \cdot I_{Az_{red}} &= \frac{P_{ges}}{\dot{\varphi}} = (p_l - p_r) \cdot A_K \cdot R_{WK} \\
 &+ m_{rot} \cdot g \cdot [\rho_{M_{rot}A} \cdot \sin(\varphi + \psi) - \eta_{M_{rot}A} \cdot \cos(\varphi + \psi)] \\
 &+ m_{last} \cdot g \cdot [\rho_{M_{last}A} \cdot \sin(\varphi + \psi) - \eta_{M_{last}A} \cdot \cos(\varphi + \psi)] \\
 &- m_{tr} \cdot g \cdot \sin(\psi) \cdot R_{WK} - F_{W\eta} \cdot \rho_{WA} + F_{W\rho} \cdot \eta_{WA} - M_W
 \end{aligned} \quad (3.23)$$

mit:

$$I_{Az_{red}} = I_{Az_{rot}} + m_{tr} \cdot R_{WK}^2 + I_{Az_{last}} \quad (3.24)$$

Die in (3.23) dargestellte Bewegungsgleichung des Antriebs ist eine nichtlineare, gewöhnliche Differentialgleichung 2. Ordnung. Für die numerische Integration mittels MATLAB sind dem Solver alle Differentialgleichungen als Differentialgleichungssystem 1. Ordnung zu übergeben. Deswegen wird die Bewegungsgleichung in zwei nichtlineare, gewöhnliche Differentialgleichungen 1. Ordnung umgeschrieben:

$$\dot{\varphi} = \varphi_1 \quad (3.25)$$

$$\dot{\varphi}_1 = \frac{P_{ges}}{I_{Az_{red}} \cdot \dot{\varphi}} = f(p_l, p_r, \varphi, F_{W\eta}, F_{W\rho}, M_W, VAR) \quad (3.26)$$

In (3.26) sind die Abhängigkeiten der Winkelbeschleunigung von den zeitlich veränderlichen Zustandsgrößen und den konstanten Parametern des Antriebs, welche unter  $VAR$  zusammengefasst sind, dargestellt. Die Lage des Massenmittelpunkts  $M_{bgr}$  einer Baugruppe  $bgr$  gegenüber einen Bezugspunkt  $P$  wird über die Massen  $m_j$  aller zugehörigen Komponenten  $j$  und deren Massenmittelpunkte  $M_j$  bezüglich desselben Bezugspunkts  $\vec{r}_{M_j P}$  durch Anwendung des Teilschwerpunktsatz bestimmt:

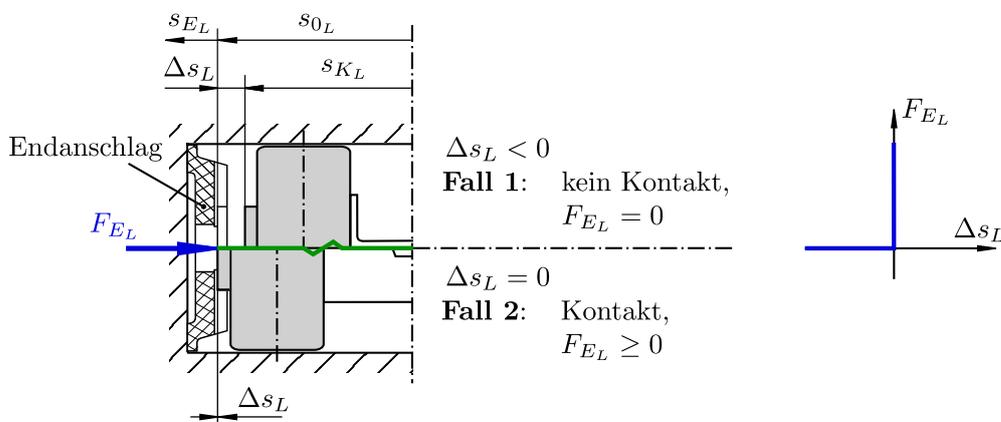
$$\vec{r}_{M_{bgr} P} = \frac{\sum_j \vec{r}_{M_j P} \cdot m_j}{\sum_j m_j} \quad (3.27)$$

Die Bewegungsgleichung (3.23) zeigt, dass die Winkelbeschleunigung des verwendeten Modells abhängt von: der Interaktion an den Systemgrenzen ( $p_l, p_r, F_{W\eta}, F_{W\rho}, M_W$ ), von den Gewichtskräften aller rotierenden Teile deren Massenmittelpunkt nicht auf der Drehachse liegt ( $m_{rot} \cdot g, m_{last} \cdot g$ ) als auch von den Gewichtskräften der translatorisch bewegten Massen ( $m_{tr} \cdot g$ ), wenn das Gehäuse um einen Winkel  $\psi$  gegenüber der horizontalen Lage verdreht ist.

### 3.1.3 Modellierung des Endanschlags

Wie bereits in Abb. 3.1 dargestellt, besitzt der Antrieb in jeder Endstellung einen Elastomer-Endanschlag. Dieser verhindert einen Kontakt des Kolbens mit dem metallischem Gehäuse und führt zu einem vergleichsweise sanften Abbremsen (geringere Beschleunigungsspitzen) im Falle eines zu großen Winkelausschlag während des Betriebs. Außerdem wird der Antrieb im ausgeschalteten Zustand, siehe Parkstellung in Abschnitt 2.2, über den Kolben im Endanschlag gehalten und die Materialdämpfung des Elastomers führt zu einem raschen abklingen von auftretenden Schwingungen. Zu Beginn der Wischbewegung wird der Kolben aus dem Endanschlag heraus bewegt, weshalb der Übergang aus der Parkstellung in die anschließende Beschleunigungsphase und die danach folgende Bewegung von dem Verhalten des Elastomers abhängig ist. Damit die Wisch-Bewegung ausgehend von der Parkstellung berechnet werden kann, ist es notwendig den Kontakt mit dem Endanschlag im Simulationsmodell zu berücksichtigen.

Die Abbildung 3.2 zeigt den linken Kolben in den zwei möglichen Fällen während der Bewegung, ohne und mit Kontakt zum Endanschlag (links) und beispielhaft das zugehörige Übertragungsverhalten ( $F_E - \Delta s$ ). Die Bestimmung des Betrags der Kraft im Endanschlag sowie das Verformungsverhalten des Elastomer ist aufgrund des Werkstoffes nicht trivial und wird in den nächsten beiden Unterkapiteln (3.1.3.1 und 3.1.3.2) behandelt.



**Abbildung 3.2:** Kolben ohne, Fall 1, und in Kontakt, Fall 2, mit dem linken Endanschlag (links) und das zugehörige Übertragungsverhalten der Kontaktkraft des Elastomer-Endanschlags (rechts)

Aufgrund eines möglichen Abhebens bzw. Aufprallens muss eine geeignete Fallunterscheidung (Fall 1: kein Kontakt,  $F_{E_i} = 0$ ; Fall 2: Kontaktfall,  $F_{E_i} \neq 0$ ) für beide Endanschläge ( $i \in [L, R]$ ) berücksichtigt werden. Wie in Abbildung 3.2 dargestellt, wird dies über die Relativposition des Endanschlags zum Kolben detektiert. Dabei gilt ausgehend von der Mitte der Kolbenbaugruppe in Mittigstellung ( $\varphi = 0$ ) für die Position des Kolbens:  $s_{K_L} = \varphi \cdot R_{WK} + L_{KK}/2$  und für jene des entlasteten Endanschlags:  $s_{0_L} = \varphi_{0_L} \cdot R_{WK} + L_{KK}/2$ .<sup>7</sup> Für die Verformung der Endanschläge wird jeweils ein Freiheitsgrad eingeführt  $s_{E_i}$  welche positiv für eine Kompression des Endanschlags definiert ist, siehe Abb. 3.2. Für die Differenz der Kolben und Endanschlagposition gilt somit:

$$\Delta s_L = s_{K_L} - s_{0_L} + s_{E_L} = \varphi \cdot R_{WK} - \varphi_{0_L} \cdot R_{WK} + s_{E_L} \quad (3.28)$$

$$\Delta s_R = s_{0_R} + s_{E_R} - s_{K_R} = \varphi_{0_R} \cdot R_{WK} + s_{E_R} - \varphi \cdot R_{WK} \quad (3.29)$$

Die auftretende Kraft im Endanschlag als zusätzliche Kraft an den Systemgrenzen des mechanischen Subsystems muss aufgrund der Bewegung des Kolbens im Arbeitssatz in differentieller Form berücksichtigt werden. Damit erweitert sich (3.23) unter Einbeziehung der Endanschläge zu:

$$\ddot{\varphi} = \frac{1}{I_{Az_{red}}} \cdot \dot{\varphi} \cdot (P_{G_{rot}} + P_{G_{tr}} + P_{G_{last}} + P_{F_W} + P_{M_W} + P_p + P_{E_L} + P_{E_R}) \quad (3.30)$$

if  $\Delta s_L < 0$ :  $P_{E_L} = \vec{F}_{E_L} \cdot \vec{v}_{E_L} = F_{E_L} \cdot R_{WK} \cdot \dot{\varphi}$   
 else:  $P_{E_L} = 0$   
 if  $\Delta s_R < 0$ :  $P_{E_R} = \vec{F}_{E_R} \cdot \vec{v}_{E_R} = -F_{E_R} \cdot R_{WK} \cdot \dot{\varphi}$   
 else:  $P_{E_R} = 0$

Damit dasselbe Endanschlagmodell für beide Seiten verwendet werden kann, wird die Kraft  $F_E$  des linken Endanschlags in positive  $x_Z$ -Richtung und des Rechten in negative  $x_Z$ -Richtung positiv definiert.

Im folgenden werden Grundlagen zum mechanischen Verhalten von Elastomeren, Modelle zur Beschreibung dieses Verhaltens und getätigte Annahmen für die in dieser Arbeit verwendeten Modelle beschrieben. Anschließend wird auf die mathematische Beschreibung der Endanschlag-Verformung und der auftretenden Kräfte (Modellbildung) im Kapitel 3.1.3.2 eingegangen. Die zugehörige Bestimmung der Parameter ist in Abschnitt 4.2.3 beschrieben.

### 3.1.3.1 Grundlagen und Annahmen

Der im betrachteten Wischer-Antrieb verwendete Endanschlag besteht aus Acrylnitril-Butadien-Kautschuk (NBR). Diese Art von Polymer gehört, aufgrund der weitmaschig vernetzten Polymerketten, zur Gruppe der Elastomere. Im Vergleich zu Metallen, bei denen es in technischen Anwendungen oft ausreicht ein lineares Materialverhalten ohne Einfluss der Temperatur und Belastungsgeschwindigkeit zu berücksichtigen, sind bei Polymeren oft komplexere Materialmodelle notwendig. Bevor das implementierte Modell des Elastomer-Körpers vorgestellt wird, sind im folgenden wichtige Eigenschaften des mechanischen Verhaltens (Nähere Beschreibung siehe Anhang B) und mögliche Materialmodelle aus der Literatur beschrieben.

Das mechanische Verhalten von Werkstoffen beschreibt allgemein die Reaktion in Art und Größe auf eine äußere angelegte Kraft oder Deformation. Kunststoffe verhalten sich im Allgemeinen bei niedrigen Temperaturen sowie hohen Belastungsgeschwindigkeiten spröde und umgekehrt bei

<sup>7</sup>  $L_{KK}$  ist dabei die Länge der Kolbenbaugruppe

hohen Temperaturen und/oder niedrigen Geschwindigkeiten weich bzw. duktil. Das ist auf die mikroskopischen Verformungsmechanismen des Polymers zurückzuführen. Neben der Frequenz- und Temperatur-Abhängigkeit ist das mechanische Verhalten eines Polymers auch von der Höhe der Belastung<sup>8</sup> (Amplitudenabhängigkeit) abhängig [13]. Außerdem zeigen Elastomere eine Abhängigkeit der Belastungs-Vorgeschichte was sich in einem Hystereseverhalten auch bei quaistatischen Belastungen zeigt (Statische Hysterese) [14]. Die erwähnten Abhängigkeiten sind zudem nicht voneinander unabhängig, so zeigt sich in etwa dass die Amplitudenabhängigkeit mit sinkender Temperatur und steigender Frequenz zunimmt [15].

Wird ein Kunststoff mit einer äußeren Belastung beaufschlagt so reagiert er im Allgemeinen mit einer spontanen und einer zeitabhängigen Verformung, wobei sich die zeitabhängige Reaktion wiederum in einen reversiblen- und irreversiblen Anteil aufteilt. Dementsprechend wird das mechanische Verhalten von Polymeren üblicherweise in drei Gruppen unterteilt:

- elastische Verformung (spontan, reversibel)
- relaxierende Verformung (zeitabhängig, reversibel)
- viskose Verformung (zeitabhängig, irreversibel)

Die einzelnen Verformungsanteile sind bei verschiedenen Bedingungen unterschiedlich ausgeprägt. Welcher Anteil den größten Beitrag zur Gesamtverformung hat, ist vor allem von der Höhe der Belastung, Belastungsdauer, Belastungsgeschwindigkeit, der Temperatur und vom Aufbau des Polymer-Werkstoffs abhängig. Da sich die Bezeichnung der Verformungsanteile in den Literaturstellen teils unterscheidet sei in diesem Zusammenhang darauf hingewiesen, dass in dieser Arbeit der reversible und zeitabhängige Anteil der Gesamtverformung als relaxierende Verformung und die Gesamtverformung als viskoelastische Verformung bezeichnet wird.

Die Beschreibung des komplexen Verhaltens von Elastomeren mit mathematischen Modellen war bereits Teil einiger Abhandlungen in der Literatur. Die Materialmodelle in der vorliegenden Arbeit sind, wenn nicht anders angemerkt, phenomenologische Materialmodelle. Diese haben die Aufgabe das mechanische Verhalten des betrachteten Elastomer mittels elementarer Grundmodelle zu beschreiben. Es interessiert dabei nicht der Aufbau des Kunststoffes, sondern lediglich die Reaktion auf eine aufgebrachte Eingangsgröße (=Kraft oder Weg) [15]. Das mechanische Verhalten eines Kunststoffes wird somit in einzelne interpretierbare Eigenschaften/Reaktionen zerlegt (elastisch, viskoelastisch und viskos), diese durch Grundmodelle (Feder, Dämpfer und Reibelement) abgebildet und anschließend zu einem gesamten Modell zusammengefasst. Diese Modelle werden demnach zur Beschreibung des Verformungsverhaltens der beschreibenden Körper verwendet, weshalb in diesem Zusammenhang auch häufig von rheologischen Modellen oder einer rheologischen Simulation gesprochen wird [16].

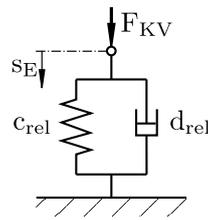
Einfachste Modelle hierfür sind einerseits das *VOIGT-KELVIN*- und andererseits das *MAXWELL*-Element, dargestellt in Abb. 3.3.

Bei beiden Elementen handelt es sich um 2-Parameter-Modelle mit einer linearen Feder und einem linearen Dämpfer. Beim *MAXWELL*-Element wurde zur Beschreibung eines hochviskosen Körpers das *Hook*-Gesetz (=Feder mit Steifigkeit  $E_F$ ) mit dem Gesetz einer idealen *Newtonschen*-Flüssigkeit (=Dämpfer mit Viskosität  $\eta_D$ ), durch die Serienschaltung einer linearen Feder und einen linearen Dämpfer zusammengefasst [17].

---

<sup>8</sup> Insbesondere bei gefüllten Elastomeren.

VOIGT-KELVIN-Element



MAXWELL-Element

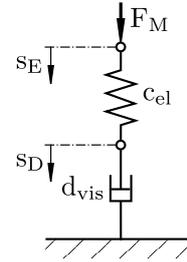


Abbildung 3.3: Grundlegende rheologische Elemente

Dies dient dazu, um im linear-viskoelastischem Bereich<sup>9</sup> das viskoelastische Verhalten (Gesamtverformung) als Zusammenspiel des reversiblen elastischen- sowie irreversiblen-viskosen-Anteil abzubilden. Das zweite 2-Parameter-Modell verbindet die beiden Grundelemente als Parallelschaltung, wird *VOIGT-KELVIN*-Modell genannt und kann dazu verwendet werden, um den relaxierenden Verformungsanteil zu beschreiben [13].

Der Zusammenhang zwischen Federsteifigkeit  $c_F$  und Dämpfungskonstante  $d_D$  wird bei den beiden Elementen durch die sogenannte Retardations- oder Relaxationszeit<sup>10</sup>  $\tau$  beschrieben [17]:

$$\tau = \frac{d_D}{c_F} \quad (3.31)$$

Dieser Zusammenhang gibt mit der Dauer der Belastung Aufschluss über das Verhalten des Elements. Bei einer Relaxationszeit deutlich kleiner der Belastungsdauer verhält sich ein *MAXWELL*-Element rein viskos und das *Kelvin-Voigt*-Element rein elastisch. Bei einem umgekehrten Verhältnis der Zeiten gilt das jeweils andere Verhalten. Ist die Dauer der anliegenden Belastung im Bereich der Relaxationszeit, zeigen beide Elemente beide Verhaltensweisen bzw. eine Kopplung daraus. [15]

Mit (3.31), den in Abbildung 3.3 dargestellten Verformungen  $s_E$  und  $s_D$  und den Randbedingungen  $F_{KV}(s_E = 0) = 0$  und  $F_M(s_E = s_D = 0) = 0$  kann das Verhalten beider linearen Grundmodelle angeschrieben werden:

#### MAXWELL - Element

$$F_M = F_{el} = F_{vis}$$

$$F_{el} = c_{el} \cdot (s_E - s_D) \quad (3.32)$$

$$F_{vis} = d_{vis} \cdot \dot{s}_D \quad (3.33)$$

Ableiten von (3.32) nach der Zeit (konstante Steifigkeit)

$$\dot{F}_{el} = c_{el} \cdot (\dot{s}_E - \dot{s}_D) \quad (3.34)$$

(3.33) und (3.31) eingesetzt in (3.34):

$$\frac{dF_M}{dt} = c_{el} \cdot \frac{ds_E}{dt} - \frac{F_M}{\tau_M} \quad (3.35)$$

<sup>9</sup> Der linear viskoelastische Bereich ist jener Bereich in dessen Gültigkeit sich die einzelnen Verformungsanteile linear Verhalten und sich infolgedessen zur Gesamtverformung additiv zusammen setzen [13].

<sup>10</sup> Dabei wird formal aufgrund der Beanspruchung in Relaxation (vorgegebene Dehnung) und Retardation (aufgeprägte Spannung) unterschieden [13]

### VOIGT-KELVIN - Element

$$F_{KV} = c_{rel} \cdot \left( s_E + \frac{ds_E}{dt} \cdot \tau \right) \quad (3.36)$$

Da beide Elemente nur einen Teil der Gesamtverformung abbilden können werden oft Modelle mit mehreren Parametern verwendet. Ein Beispiel hierzu ist das *BURGERS*-Modell, welches eine Serienschaltung aus den beiden Elementen ist. Wobei die zwei Parameter des *MAXWELL*-Elements den elastischen und viskosen Anteil abbilden und jene des *VOIGT-KELVIN*-Modells den relaxierenden Anteil. Jedoch ist auch dieses Modell nicht in der Lage alle Abhängigkeiten eines Elastomer-Bauteils abzubilden (statische Hysterese, Amplitudenabhängigkeit...).

Die lineare Betrachtung (additive Zusammensetzung der Verformungsanteile) ist nur für rein viskoelastische Materialien (z.B. reiner Gummi= unvernetzter elastischer Polymer) eine gute Näherung zur Beschreibung des Verformungsverhaltens [14]. Für die meisten, technisch gebräuchlichen, Kautschukmischungen (Füllstoffgehalt > 0) gilt die Näherung des linear viskoelastischen Verhaltens, aufgrund des komplexen mechanischen Verhaltens nur näherungsweise [13].

Demzufolge wurden hyperelastische Materialmodelle entwickelt, um das nichtlineare Spannungs-Dehnungs-Verhalten zu beschreiben [18]. Vertreter davon sind in etwa das *MOONEY-RIVLIN*-Modell oder das Modell nach *ARRUDA-BOYCE*, welche beide einen Zusammenhang der Spannung mit den Invarianten der Dehnung (inverse Dehnung) herstellen [14]. Die Parameter beim *MOONEY-RIVLIN*-Modell besitzen keine physikalische Bedeutung und werden durch einen Abgleich mit experimentellen Daten des Elastomer bestimmt. Dieses Modell zeigt zudem signifikante Unterschiede zum realen Verhalten im Bereich von kleinen und großen Dehnungen [15]. Das Modell nach *ARRUDA-BOYCE* hingegen, stützt sich auf physikalisch interpretierbare Parameter (kein phenomenologisches Modell) und ermöglicht es damit das Materialverhalten auch bei geänderten Belastungszuständen sowie Temperaturen, wie auch in Bereichen höherer Dehnung besser zu beschreiben [14].

Ein Nachteil der hyperelastischen Materialmodelle ist jedoch, wie auch von Modellen der linear Viskoelastizitätstheorie, die fehlende Möglichkeit die statische Hysterese als auch die Amplitudenabhängigkeit des Elastomers zu beschreiben. Phenomenologische Modelle die auch diese Eigenschaften berücksichtigen, nutzen grundlegende Elemente (wie *MAXWELL*- oder *VOIGT-KELVIN*-Elemente), um deren Eigenschaften in geeigneter Art und Weise zu kombinieren und somit die Genauigkeit zu verbessern. Des Weiteren werden, zur Abbildung des nicht-linearen Materialverhalten, die vorgestellten 2-Parameter-Elemente mit nichtlinearer Feder und Dämpfer verwendet. Zusätzlich werden Reibkräfte mittels *MASING*-Elemente (auch *JENKIN*- oder *PRANDTL*-Element genannt) verwendet, um die statische Hysterese abzubilden. Das *MASING*-Element besteht aus einem *COULOMBS*chen Reibelement mit konstanter Reibkraft (= Gleitreibung  $R$  entgegen der Bewegungsrichtung) und einer linearen Feder ( $c_{MA}$ ), welche in Serie zusammen geschaltet sind. [14]

Die Kraft am *MASING*-Elements ist definiert mit:

$$F_{MA} = \begin{cases} c_{MA} \cdot s & \text{if } |F_{MA}| < R \\ R \cdot -1 \cdot \text{sign}(\dot{s}) & \text{else} \end{cases} \quad (3.37)$$

Für nähere Informationen zu einigen nichtlinearen Materialmodellen, welche Anwendung in kommerziellen FE-, oder MKS-Programmen finden sei auf Tabelle 2.1 S37 und S38 in [14] verwiesen.

Ein darin erwähntes Modell ist jenes nach *WAHLE*, welches in Abb. 3.4 dargestellt ist. Die nicht-lineare Feder mit Steifigkeit  $c_0(s)$  wird verwendet um das nichtlineares Spannungs-Dehnungs

Verhalten abzubilden. Mittels der *i*-MASING-Elemente kann die statische Hysterese modelliert und mithilfe von  $\varphi_w(s)$  die Amplitudenabhängigkeit berücksichtigt werden. Die zusätzlich parallel geschalteten *j* MAXWELL-Elemente ermöglichen das viskoelastische Verhalten für unterschiedliche Bewegungsgeschwindigkeiten (Frequenzabhängigkeit), unter Berücksichtigung der nicht-linearen Federsteifigkeit ( $\varphi_m(c_0(s))$ ) zu beschreiben. Eine genauere Beschreibung siehe [19].

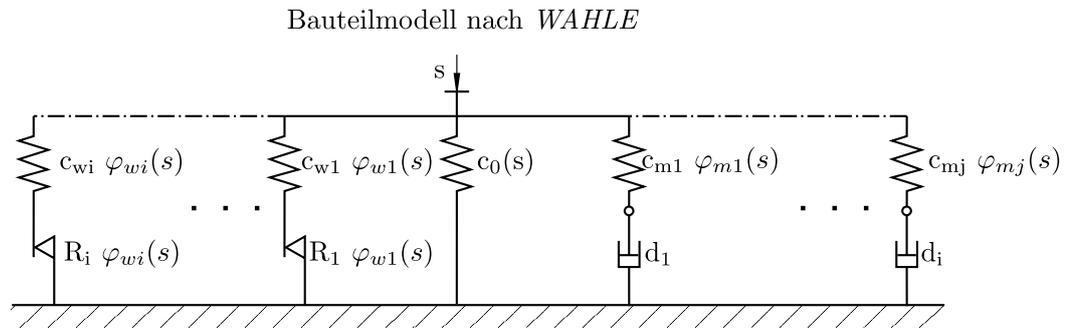


Abbildung 3.4: Bauteilmodell nach WAHLE

Neben den erwähnten mechanischen Eigenschaften besitzen Elastomere eine ausgeprägte Temperaturabhängigkeit. Der verwendete Endanschlag aus NBR (synthetisches Elastomer) besitzt eine Glasübergangstemperatur  $T_G$  (unter welcher der Elastomer erhärtet vorliegt) von  $T_G \leq 45^\circ\text{C}$  und ist Hitzebeständig bis  $80^\circ\text{C}$ . Demnach befindet sich das Elastomer über den gesamten Anwendungsbereich ( $-40^\circ\text{C}$  bis  $60^\circ\text{C}$ ) im entropieelastischen Bereich. Darin sind Verformung vor allem auf Mechanismen zurückzuführen, welche mit einer Änderung der Entropie verbunden sind und viskose irreversible Verformungen sind vernachlässigbar klein [13]. In diesem Bereich kann das mechanische Verhalten nur bei sehr geringen Belastungen (in etwa 10 % der Festigkeit) als näherungsweise linear betrachtet werden und zeigt üblicherweise ein typisches S-förmiges Spannungs-Dehnungsverhalten [20].

Die für die mathematische Beschreibung des Endanschlag herangezogenen Modelle können das Verhalten des verwendeten Elastomers nur näherungsweise abbilden. Für die Wahl eines geeigneten Modells und die damit einhergehenden Vereinfachungen muss das Anwendungsgebiet sowie die Geometrie des Endanschlags betrachtet werden. Der Endanschlag ähnelt in seiner Form einer Teller- bzw. Membranfeder und liegt im eingebauten und unverformten Zustand außen am Gehäuse an. Bei der Verformung des Endanschlag kann es zu einem zusätzlichen Kontakt mit dem Gehäuse und somit Unstetigkeit im Steifigkeitsverhalten kommen.

Beim elektropneumatischen Wischer-Antrieb wird der Elastomer-Endanschlag während des üblichen Betriebs (keine groben Störungen) nur beim Ausfahren aus der Parkposition (siehe Abb. 2.6) berührt. Dabei wird der Endanschlag durch den anliegenden Druck und die statischen Lasten (Gewichtskräfte, siehe (3.23)) komprimiert und während dem Beginn der Bewegung entlastet. Eine gute Näherung für einen Kontakt während dem Betrieb ist nicht angestrebt, weswegen die statische Hysterese im Modell nicht berücksichtigt wird. Aufgrund der Annahme eines nahezu konstanten Drucks am Kolben der Antriebseinheit sowie der Belastung am Wischer-Arm während der Parkstellung wird eine mögliche Amplitudenabhängigkeit des Endanschlags ebenfalls vernachlässigt. Bei Verwendung von sich stark unterscheidenden Wischer-Armen (Masse und Länge) besitzt das Modell nur begrenzte Gültigkeit.

Aufgrund der Vernachlässigung der statischen Hysterese sowie der Amplitudenabhängigkeit sind für das verwendete Modell keine MASING-Elemente notwendig.

### 3.1.3.2 Modellbildung

Unter den vorhin angemarkten Gesichtspunkten ist zumindest eine nicht-lineare Feder zur Beschreibung von:

- dem nicht-linearen Spannungs-Dehnungs-Verhalten des Werkstoffs
- der nicht-linearen Kennlinie aufgrund der Geometrie

notwendig sowie ein oder mehrere Elemente zur Darstellung des geschwindigkeitsabhängigen (frequenzabhängigen) Verhaltens.

Im Simulationsmodell wurden zwei unterschiedliche Modelle, dargestellt in Abbildung 3.5, bezugnehmend auf die einfachen 2-Parameter-Elemente und dem Modell nach *WAHLE* implementiert. Welches für die Simulation verwendet wird, kann vom Benutzer ausgewählt werden. Im Kapitel 6.2 werden für beide Modelle die Parameter durch Variation und Vergleich mit Messergebnissen bestimmt.

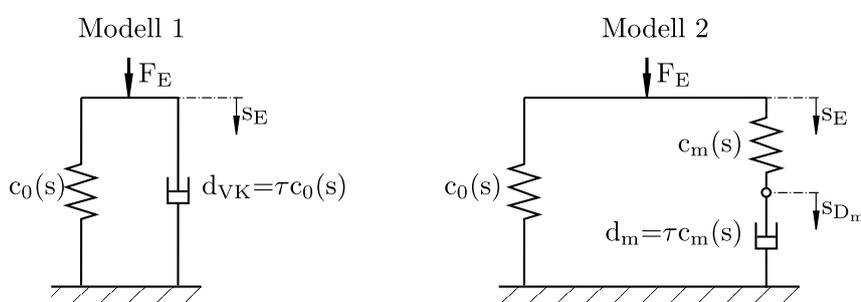


Abbildung 3.5: Implementierte Modelle des Endanschlags

Das Modell 1 ist ein *VOIGT-KELVIN*-Element mit nicht-linearer Feder und Dämpfer, wobei die Federsteifigkeit und Dämpfungskonstante über eine konstante Relaxationszeit  $\tau$  zusammenhängen. Das Modell 2 ist ein *MAXWELL*-Element mit nicht-linearer Feder und Dämpfer und zusätzlich parallel geschalteter Feder, um eine statische Ruhelage zu ermöglichen. Andernfalls würde das Modell belastet mit einer konstanten Kraft zu einer konstanten Kriechgeschwindigkeit konvergieren nicht aber zu einem endlichen Einfederweg [21]. Das verallgemeinerte *MAXWELL*-Element (Parallelschaltung aus  $i$  *MAXWELL*-Elemente und einer Feder) eignet sich nach [16] besonders für Relaxationsvorgänge und hat den großen Vorteil, dass sich dieses Modell bei Abklingen des zeitabhängigen viskoelastischen Verhaltens wie die parallel geschaltete Feder (statische Kennlinie) verhält.

Zur mathematischen Beschreibung der dargestellten Elastomer-Modelle muss wie in (3.30) angemerkt zwischen zwei Fällen unterschieden werden. Einerseits jener bei dem Kontakt zwischen Kolben und Endanschlag herrscht (=Fall 1) und jener nachdem der Kolben vom Endanschlag abgehoben ist (=Fall 2). Der Übergang der beiden findet zu dem Zeitpunkt statt an dem die Geschwindigkeit des Kolbens größer als jene des relaxierenden Endanschlags bzw. die Kraft im Endanschlag  $F_E = 0$  wird. Für die Beschreibung werden die Größen aus Abb. 3.2 sowie (3.28) und (3.29) verwendet. Die folgenden Gleichungen werden allgemein für den Endanschlag  $i$  angeschrieben und gilt für beide Endanschläge links und rechts. Außerdem wird die Kraftkomponente in der nichtlinearen Feder mit Steifigkeit  $c_0(s_E)$  als  $F_\infty$  bezeichnet und jene die sich bei einer Geschwindigkeit  $\dot{s}_{E_i} \neq 0$  zusätzlich ergibt als  $F_{dyn}$ .

**MODELL 1**
**Fall 1:**  $s_{E_i} + s_{0_i} = s_{K_i}$ 

$$\dot{s}_{E_i} = \dot{s}_{K_i} = \int \ddot{s}_{K_i}(\ddot{\varphi}) dt \quad (3.38)$$

$$\begin{aligned} F_{dyn_i} &= \dot{s}_{E_i} c_0(s_{E_i}) \tau \\ F_{\infty_i} &= s_{E_i} c_0(s_{E_i}) \\ F_{E_i} &= \dot{s}_{E_i} c_0(s_{E_i}) \tau + s_{E_i} c_0(s_{E_i}) \end{aligned} \quad (3.39)$$

**Fall 2:**  $s_{E_i} + s_{0_i} \neq s_{K_i}$ 

$$\begin{aligned} \dot{s}_{E_i} &\neq \dot{s}_{K_i} \\ F_{E_i} &= 0 = F_{dyn_i} - F_{\infty_i} \\ \dot{s}_{E_i} c_0(s_{E_i}) \tau &= -s_{E_i} c_0(s_{E_i}) \\ \dot{s}_{E_i} &= -\frac{1}{\tau} s_{E_i} \end{aligned}$$

mit der Zeit  $T^*$  als Übergang von Fall 1 zu Fall 2 folgt mit  $s_{E_i}^* = s_{E_i}(t = T^*)$  lässt sich der Term analytisch integrieren zu:

$$s_{E_i} = s_{E_i}^* e^{-\frac{(t-T^*)}{\tau}} \quad (3.40)$$

$$F_{\infty_i} = s_{E_i} c_0(s_{E_i}) = -F_{dyn_i} \quad (3.41)$$

**MODELL 2**

Im Modell gibt es aufgrund des *MAXWELL*-Elements eine innere Variable, der Weg des Dämpfers  $s_{D_m}$ . Damit ist die Federlänge des *MAXWELL*-Element und dessen zeitliche Ableitung definiert:

$$s_{F_m} = s_{E_i} - s_{D_m} \quad (3.42)$$

$$\dot{s}_{F_m} = \dot{s}_{E_i} - \dot{s}_{D_m} \quad (3.43)$$

**Fall 1:**  $s_{E_i} + s_{0_i} = s_{K_i}$ 

$$\dot{s}_{E_i} = \dot{s}_{K_i} = \int \ddot{s}_{K_i}(\ddot{\varphi}) dt \quad (3.44)$$

$$F_{dyn_i} = \dot{s}_{D_m} c_m(s_{E_i}) \tau \quad (3.45)$$

$$= s_{F_m} c_m(s_{E_i}) \quad (3.46)$$

Daraus folgt die zeitliche Ableitung mit der nicht-linearen Federsteifigkeit zu:

$$\begin{aligned} \dot{F}_{dyn_i} &= \dot{s}_{F_m} c_m(s_{E_i}) + s_{F_m} \frac{dc_m(s_{E_i})}{dt} \\ &= \dot{s}_{F_m} c_m(s_{E_i}) + s_{F_m} \frac{dc_m(s_{E_i})}{ds_{E_i}} \cdot \frac{ds_{E_i}}{dt} \end{aligned}$$

Damit folgt die zeitliche Ableitung der Kraft  $F_{dyn_i}$  im MAXWELL-Element mit (3.43), (3.45) und (3.46) zu:

$$\begin{aligned}\dot{F}_{dyn_i} &= \left( \dot{s}_{E_i} - \frac{F_{dyn_i}}{c_m(s_{E_i})\tau} \right) \cdot c_m(s_{E_i}) + \dot{s}_{E_i} \frac{F_{dyn_i}}{c_m(s_{E_i})} \frac{dc_m(s_{E_i})}{ds_{E_i}} \\ &= \dot{s}_{E_i} \left( c_m(s_{E_i}) + \frac{F_{dyn_i}}{c_m(s_{E_i})} \frac{dc_m(s_{E_i})}{ds_{E_i}} \right) - \frac{F_{dyn_i}}{\tau}\end{aligned}\quad (3.47)$$

$$F_{\infty_i} = s_{E_i} c_0(s_{E_i}) \quad (3.48)$$

$$F_{E_i} = F_{dyn_i} + F_{\infty_i} \quad (3.49)$$

**Fall 2:**  $s_{E_i} + s_{0_i} \neq s_{K_i}$

$$\dot{s}_{E_i} \neq \dot{s}_{K_i}$$

$$F_{E_i} = 0 = F_{dyn_i} + F_{\infty_i}$$

$$\dot{F}_{dyn_i} = -c_0(s_{E_i}) \dot{s}_{E_i} - \frac{dc_0(s_{E_i})}{ds_{E_i}} \dot{s}_{E_i} s_{E_i}$$

Mit (3.47) folgt:

$$\dot{s}_{E_i} = F_{dyn_i} \frac{1}{\tau \left( c_m(s_{E_i}) + c_0(s_{E_i}) + \frac{F_{dyn_i}}{c_m(s_{E_i})} \frac{dc_m(s_{E_i})}{ds_{E_i}} + s_{E_i} \frac{dc_0(s_{E_i})}{ds_{E_i}} \right)} \quad (3.50)$$

$$\dot{F}_{dyn_i} = \dot{s}_{E_i} \left( c_m(s_{E_i}) + \frac{F_{dyn_i}}{c_m(s_{E_i})} \frac{dc_m(s_{E_i})}{ds_{E_i}} \right) - \frac{F_{dyn_i}}{\tau} \quad (3.51)$$

Im Fall 1 ist die Verformung des Endanschlags bei beiden Modellen durch die Bewegung des Antriebs und somit über die Integration der Bewegungsgleichung gegeben. Die zugehörige Kraft im Endanschlag lässt sich jedoch nur beim Modell 1 durch eine explizite Gleichung bestimmen. Im Modell 2 hingegen kann die Kraft im MAXWELL-Element nur durch numerisches integrieren der zugehörigen Differentialgleichung bestimmt werden. Zum Zeitpunkt  $t = T^*$  wird die Kraft am Endanschlag Null ( $F_{E_i} = 0$ ,  $F_{dyn_i} = F_{\infty_i}$ ) und die weitere Bewegung des Endanschlags kann für das Modell 1 analytisch nach (3.40) bestimmt werden. Beim Modell 2 ist die Bewegung des Endanschlags nach Verlassen des Kolbens durch eine homogene nicht-lineare Differentialgleichung erster Ordnung, (3.50), gegeben und muss numerisch integriert werden.

## 3.2 Thermodynamisches Subsystem

Das thermodynamische Subsystem beschreibt das Verhalten des Luftinhalts der linken und rechten Kolbenkammern. Die beiden Kontrollvolumina des Systems umfassen jeweils den Luftinhalt der zugehörigen Kolbenkammer. Abbildung 3.6 zeigt die beiden getrennten Kolbenkammern mit den

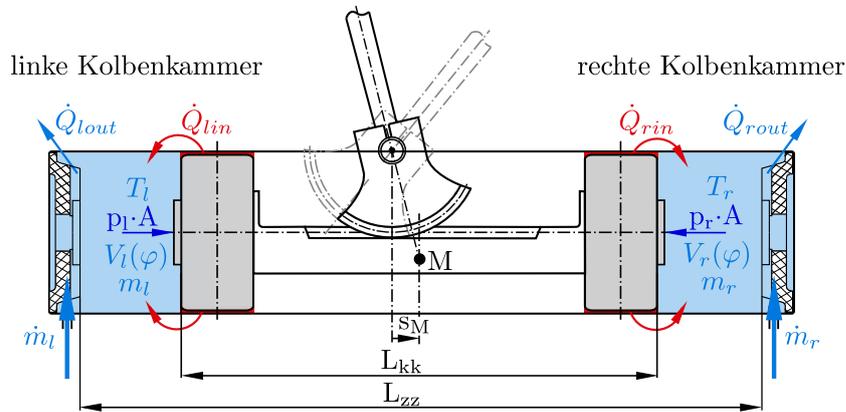


Abbildung 3.6: Thermodynamisches Subsystem (blau eingefärbt)

Zustandsgrößen und die über die Systemgrenzen wirkenden Prozessgrößen. Wie in der Abbildung ersichtlich, wird während der Bewegung Luft zu- oder abgeführt ( $\dot{m}_l$  bzw.  $\dot{m}_r$ ). Außerdem wird Wärme vom System an die Umgebung abgegeben ( $\dot{Q}_{out}$ ) oder von ihr aufgenommen ( $\dot{Q}_{in}$ ). Zusätzlich wird aufgrund der Bewegung des Kolbens im Zylinder (Reibung) Energie in Wärme umgewandelt und je nach Temperaturgefälle an die Umgebung oder in das Kontrollvolumen abgegeben. Die Wandstärke des Kolbens ist im Vergleich zu jener des Gehäuses deutlich größer. Da beide Materialien eine ähnliche Wärmeleitfähigkeit besitzen, kann der Wärmestrom über den Kolben im Vergleich zu jenem über das Gehäuse in guter Näherung vernachlässigt werden. Für die Betrachtung des thermodynamischen Subsystems wird der Massenstrom  $\dot{m}_i(t)$  sowie das Kammervolumen  $V(\varphi(t))$  als gegeben vorausgesetzt. Diese Größen werden anhand der mathematischen Beziehungen aus dem *Mechanischen Subsystem*, siehe 3.1, und dem *Luftversorgung Subsystem*, siehe 3.3, bestimmt. Für die Berechnung der Bewegung sind die, in diesem Subsystem bestimmten, Kammerdrücke  $p_l$  und  $p_r$  und die daraus resultierenden Kräfte am Kolben relevant. Bei der Bestimmung der Kräfte werden lokale Druckunterschiede über der Kolbenfläche gemittelt. Damit sind diese lokalen Gegebenheiten von untergeordneter Bedeutung und es wird eine gleichmäßig verteilte Masse, Temperatur und Druck angenommen. In den nächsten beiden Kapiteln wird kurz die zugehöriger Theorie vorgestellt und auf das implementierte Modell eingegangen.

### 3.2.1 Grundlagen und Annahmen

Das thermodynamische Subsystem ist aufgrund der zu- oder abgeführten Luftmassenströme ein sogenanntes offenes System. Dabei kann Energie gebunden an einen Massenstrom das Kontrollvolumen überschreiten. Ablaufende Prozesse können über den ersten Hauptsatz der Thermodynamik für offene Systeme ( $\Delta m \neq 0$ ) beschrieben werden. Der besagt, dass die dem System zugeführte Energie (Wärme  $Q_{12}$ , Arbeit  $W_{12}$  und über die Masse  $\Delta m$  transportierte Enthalpie  $H = pV + U$  und äußere Energie  $E_a$ ) gleich groß wie die Änderung der im System befindlichen Energie (innere Energie  $U$  und äußere Energie  $E_a$ ) ist [22] :

$$W_{12} + Q_{12} + \sum_{i=1} \Delta m (h_i + e_{ai}) = U_2 - U_1 + E_{a2} - E_{a1} \quad (3.52)$$

Im Zuge dieser Arbeit wird für den gesamten Bereich der Bewegung sowie für alle zugehörigen Drücke und Temperaturen davon ausgegangen, dass sich Luft in diesem Anwendungsbereich wie ein ideales Gas verhält. Aufgrund der Anforderungen an die verwendete Druckluft am Schienenfahrzeug kann von trockener Luft ausgegangen werden. In der Literatur wird darauf hingewiesen, dass für die meisten technischen Anwendungen Luft in guter Näherung als ideales Gas betrachtet werden kann. [22], [23], [24]

Inwiefern diese Annahme für die vorliegende Anwendung gilt, wurde durch die Betrachtung von Messergebnissen von *Holborn* und *Otto* des Realgasfaktors<sup>11</sup> von Luft zwischen 0°C-200°C und 0-100bar (dargestellt in Tb. 5.3 S122 aus [25]) ermittelt. Daraus lässt sich entnehmen, dass bei Temperaturen zwischen 0°C – 100°C und Drücken von 0bar – 20bar die Abweichung des Realgasfaktor  $Z = 1$  von Luft bei maximal 1.07% liegt. Aus Abbildung O-8, S407 aus [26], kann eine Abweichung bei –50°C und ca. 15bar von in etwa 2% des Realgasfaktor von  $Z = 1$  abgelesen werden. Damit lässt sich im vorliegenden Anwendungsbereich von –40°C – +60°C und Drücken < 15bar mit guter Näherung Luft als ideales Gas verwenden.

Damit gehorcht die verwendete trockene Luft, als ideales Gas, der idealen Gasgleichung:

$$p V = m R T \quad (3.53)$$

mit  $R$  als spezielle Gaskonstante des zugehörigen Gases. Im vorliegenden Fall von Luft als Arbeitsmedium lässt sich die individuelle Gaskonstante  $R_L$  über das Molgewicht von Luft  $M_L = 28.9644 \frac{\text{mol}}{\text{g}}$  und die Avogadro-Konstante  $N_A = 8.314472 \frac{\text{J}}{\text{mol K}}$  berechnen zu  $R_L = \frac{N_A}{M_L} = 287.06 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$ .

Unter Verwendung des ersten Hauptsatz in der beschriebenen Form (3.52), der idealen Gasgleichung (3.53) sowie den Näherungen, dass Temperatur, Druck und Masse homogen verteilt sind und kinetische sowie potentielle Energie der Luft und Leakage-Massenströme sowie Luftreibung an den Zylinder-Innenwänden vernachlässigt werden, kann man die Druckänderung in einem offenen System anschreiben zu (Herleitung siehe z.B. [22] oder [24]) mit  $i = l$  oder  $r$ :

$$\dot{p}_i = \dot{p}_{\dot{m}_i} + \dot{p}_{wu_i} + \dot{p}_{\dot{V}_i} \quad (3.54)$$

mit  $\dot{p}_{\dot{m}_i}$  als Anteil des Massenstroms am Energieaustausch (wobei  $\dot{m}$  positiv ist wenn der Massenstrom in das Kontrollvolumen hinein fließt):

$$\dot{p}_{\dot{m}_i} = \frac{\kappa}{V_i} \cdot R_L \dot{m}_i \cdot T_{\dot{m}_i} \quad (3.55)$$

$\dot{p}_{wu_i}$  als Anteil des Wärmeübergangs zur Umgebung:

$$\dot{p}_{wu_i} = \frac{\kappa - 1}{V_i} (\alpha (T_W - T) A(\varphi)) \quad (3.56)$$

und  $\dot{p}_{\dot{V}_i}$  als Anteil der Volumänderungsarbeit an der Druckänderung:

$$\dot{p}_{\dot{V}_i} = -\frac{\kappa}{V_i} p_i \dot{V}_i \quad (3.57)$$

Der Isentropenexponent  $\kappa$  bildet sich aus dem Verhältnis der isobaren Wärmekapazität<sup>12</sup> zur isochoren Wärmekapazität<sup>13</sup> bei Luft zu:  $\kappa_L = \frac{c_{pL}}{c_{vL}} = 1.4$  [26]. Der Klammerausdruck in (3.56) beschreibt den Wärmestrom infolge Wärmeübergang zwischen Zylinderwand und Luftvolumen.

<sup>11</sup> Der Realgasfaktor  $Z$  ist die Abweichung zur idealen Gasgleichung:  $Z = \frac{pv}{RT}$ . Für das ideale Gas gilt  $Z = 1$  [25].

<sup>12</sup>  $c_p$  ist die Wärmekapazität bei isobarer Zustandsänderung

<sup>13</sup>  $c_v$  ist die Wärmekapazität bei isochorer Zustandsänderung

Wobei  $\alpha$  der Wärmeübergangsbeiwert,  $T_W$  die Temperatur der Zylinderwand und  $A = A(\varphi)$  die Fläche der Wärmeübertragung ist.

Damit folgt die Druckänderung in der Kolbenkammer  $i$  zu:

$$\dot{p}_i = \frac{\kappa}{V_i} \cdot R_L \dot{m}_i \cdot T_{m_i} + \frac{\kappa - 1}{V_i} (\alpha (T_W - T) A(\varphi)) - \frac{\kappa}{V_i} p_i \dot{V}_i \quad (3.58)$$

In [27] haben sich die Autoren mit dem Wärmeübergang, genauer mit dem zweiten Term in (3.54), und der Bestimmung der darin enthaltenen Parameter von typischen Industrie-Pneumatik-Zylinder beschäftigt. Es wird postuliert und im Anschluss durch Versuche verifiziert, dass die Temperatur  $T_W$  mit der Umgebungstemperatur in guter Näherung gleichgesetzt werden kann. Dies stützt sich einerseits darauf, dass die Wärmeleitfähigkeit von üblichen Zylinderwerkstoffen (Stahl, Aluminium) um ein vielfaches höher ist als jene von Luft und damit die mittlere Temperatur der Gehäusewand in etwa der Temperatur der Inneren-Pneumatik-Zylinder-Oberfläche. Andererseits ist die Wärmekapazität der Luft im Kolbenraum viel geringer im Vergleich zu jener der Zylinderwand und demnach kann angenommen werden, dass die mittlere Temperatur der Gehäusewand in etwa der Umgebungstemperatur entspricht. Außerdem wird in [27] erwähnt, dass der Wärmeübergangsbeiwert keine Konstante ist, sondern vom Druck, der Temperatur als auch von der Geschwindigkeit des Kolbens abhängt. Unter Vernachlässigung der Geschwindigkeitsabhängigkeit wird in [27] eine Möglichkeit vorgestellt den Wärmeübergangsbeiwert  $\alpha_0$  für einen „üblichen/mittleren“ Arbeitspunkt (Druck  $p_0$  und Temperatur  $T_0$ ) zu bestimmen und für die restliche Bewegung über den jeweils vorliegenden Druck  $p$  und Temperatur  $T$  umzurechnen:

$$\alpha(p, T) = \alpha_0(p_0, T_0) \cdot \left( \frac{p T}{p_0 T_0} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.59)$$

Für die Bestimmung von  $\alpha_0$  wird von einem Gleichgewichtszustand (geschlossene Ventile und konstante Last) ausgegangen und stoßartig eine Last aufgebracht. Danach wird so lange gewartet bis sich wieder ein Gleichgewichtszustand einstellt und die Abklingkurve des Drucks betrachtet. Über die Abklingzeit, welche als thermische Zeit  $\tau$  bezeichnet wird, kann anschließend  $\alpha_0$  unter Verwendung der bekannten Geometrie bestimmt werden (detaillierte Angaben siehe [27]).

Für die Modellbildung im Zuge dieser Arbeit, wird jedoch ein einfaches Modell mit wenigen Parameter und messtechnischem Aufwand angestrebt. Für zukünftige Erweiterungen des Modells, um über weite Außentemperaturbereiche bei unterschiedliche Gegebenheiten im Zylinder die Realität gut zu approximieren, kann das beschriebene Modell nach [27] herangezogen werden. Betrachtet man die Grenzen von (3.58) in Bezug auf den Wärmetransport, so existieren zwei Grenzwerte. Einerseits der ideale und vollständige Wärmeaustausch (isotherme Zustandsänderung,  $T = const.$ ) und andererseits kein Wärmeaustausch (adiabate Zustandsänderung,  $\dot{Q} = 0$ ) während der Bewegung. Nach [24] gilt für den Druck einer Isothermen Zustandsänderung (3.60) und für die Adiabate Zustandsänderung (3.61):

$$\dot{p} = \frac{1}{V} (\dot{m} R_L T_{m_i} - p \dot{V}) \quad (3.60)$$

$$\dot{p} = \frac{\kappa}{V} (\dot{m} R_L T_{m_i} - p \dot{V}) \quad (3.61)$$

Die transportierte Wärmemenge ist wie auch die Diffusion zeitabhängig. Deshalb können Prozesse welche sehr langsam ablaufen in guter Näherung als isotherm und schnell ablaufende als adiabate betrachtet werden. Läuft die Zustandsänderung sehr langsam ab, kann die gesamte erzeugte Wärme an die Umgebung abgegeben werden und die Temperatur bleibt konstant. Umgekehrt hat das System bei schnell ablaufenden Prozessen „keine Zeit“ um die Wärme abzugeben und es

folgt  $Q_{12} = 0$ . Reale Zustandsänderungen liegen immer zwischen diesen beiden Extrema und können mit der polytropen Zustandsänderung beschrieben werden. In technischen Anwendungen schreibt man dieser Zustandsänderung deswegen besondere Bedeutung zu. [23] Die polytrophe Zustandsänderung wird über folgende Gleichung beschrieben:

$$p v^n = \text{Const.} \quad (3.62)$$

Dabei ist  $n$  der mittlere Polytropenexponent für den gilt  $n \in [1, \kappa]$ . Wobei  $n = 1$  den isothermen Fall und  $n = \kappa$  den adiabaten beschreibt. Damit lässt sich direkt aus (3.60) und (3.61) die Druckänderung für eine polytrophe Zustandsänderung anschreiben zu<sup>14</sup>:

$$\dot{p} = \frac{n}{V} \left( \dot{m} R_L T_{\dot{m}} - p \dot{V} \right) \quad (3.63)$$

mit dem Isentropenexponenten von Luft gilt damit:

$$n \in [1, 1.4] \quad (3.64)$$

Für diese Differentialgleichung ist es nicht notwendig den genauen Wärmeübergang zu betrachten und die Druckänderung lässt sich über nur einen zu definierenden Modellparameter bestimmen. Wobei hier erwähnt werden muss, dass der Exponent  $n$  bei realen Zustandsänderungen, wie auch der Wärmeübergangskoeffizient, abhängig von der Temperatur, Druck und Geschwindigkeit sein wird. Dieses vereinfachte Modell mit einem mittleren Exponenten während der gesamten Zustandsänderung ist demnach eine deutliche Vereinfachung der realen Gegebenheiten.

### 3.2.2 Modellbildung

Während der Bewegung durchläuft der Antrieb verschiedene Bewegungs-Phasen und damit resultieren unterschiedliche Zustände in den Kolbenkammern, wobei diese Phasen näherungsweise periodisch auftreten. Auch wenn die Drücke sowie Temperaturen aufgrund der veränderlichen Belastung, der Bewegung sowie die Schaltzeitpunkte nicht konstant sind, ist die Änderung der Zustandsgrößen während einer Bewegungsphase weitaus geringer als bei Betrachtung eines gesamten Hubes. Aufgrund dessen wird im Modell für jede Schaltkombination der Ventile und damit folgenden Zustand der Kolbenkammer ein mittlerer Wert für  $n$  angenommen. Damit ist der Exponent  $n_i$  konstant über sich ändernden Drücke und Temperaturen der zugehörigen Bewegungs-Phase, nicht jedoch über der gesamten Bewegung.

Das Volumen in den Kolbenkammern wird aus Addition der Volumina zwischen Endanschlag und Kolben  $V_{i\varphi}$  und dem Totvolumen  $V_{toti}$ <sup>15</sup> berechnet. (Längen siehe Abbildung 3.6):

$$V_l(\varphi) = V_{l\varphi} + V_{totl} = \left( \frac{L_{zz} - L_{kk}}{2} + s_M \right) A + V_{totl} \quad (3.65)$$

$$V_r(\varphi) = V_{r\varphi} + V_{totr} = \left( \frac{L_{zz} - L_{kk}}{2} - s_M \right) A + V_{totr} \quad (3.66)$$

Mit (3.65) und (3.66), deren zeitlichen Ableitungen sowie (3.1) und (3.2) eingesetzt in (3.63) folgt die Druckänderung während der Bewegung für die Ventilstellung  $j$  der linken und  $k$  der rechten Kammer zu:

$$\dot{p}_l = \frac{n_j}{\left( \frac{L_{zz} - L_{kk}}{2} + \varphi \cdot R_{WK} \right) \cdot A_K + V_{totl}} \left( \dot{m}_l \cdot R_L \cdot T_{\dot{m}_l} - p_l \cdot \dot{\varphi} \cdot R_{WK} \cdot A_K \right) \quad (3.67)$$

$$\dot{p}_r = \frac{n_k}{\left( \frac{L_{zz} - L_{kk}}{2} - \varphi \cdot R_{WK} \right) \cdot A_K + V_{totr}} \left( \dot{m}_r \cdot R_L \cdot T_{\dot{m}_r} + p_r \cdot \dot{\varphi} \cdot R_{WK} \cdot A_K \right) \quad (3.68)$$

<sup>14</sup> Eine weitere Möglichkeit zur Herleitung aus der polytropen Zustandsänderung ist in C.1 gezeigt.

<sup>15</sup> Das Totvolumen ist jenes Luftvolumen in der Kolbenkammer wenn der Kolben gerade den Endanschlag berührt.

Wie bereits im vorherigen Kapitel beschrieben, setzt sich somit die Druckänderung aus einem Teil der Zu- oder Abströmenden Massenströme<sup>16</sup>, einem Teil der Volumenänderungsarbeit<sup>17</sup> und zu einem dritten Teil aus dem Wärmeübergang zusammen. Wobei der Wärmeübergang im vorliegenden Modell anteilmäßig (über den Exponenten  $n$ ) berechnet wird und nicht aus einem eigenen Wärmeübergangsterm folgt.<sup>18</sup>

Die zugehörige Temperaturänderung folgt aus der partiellen Ableitung der idealen Gasgleichung (3.53) zu: [22]

$$\dot{T}_l = \frac{\dot{p}_l}{p_l} \cdot T_l + \frac{\dot{V}_l}{V_l} \cdot T_l - \dot{m}_l \cdot \frac{R_L \cdot T_l^2}{p_l \cdot V_l} \quad (3.69)$$

$$\dot{T}_r = \frac{\dot{p}_r}{p_r} \cdot T_r + \frac{\dot{V}_r}{V_r} \cdot T_r - \dot{m}_r \cdot \frac{R_L \cdot T_r^2}{p_r \cdot V_r} \quad (3.70)$$

Die Temperatur  $T_{\dot{m}}$ , welche bereits in den Gleichungen zur Druckänderung vorgekommen ist, bezeichnet die Temperatur des Massenstroms der das Kontrollvolumen überschreitet. Demnach ist diese Temperatur für den ausströmenden Massenstrom gleich der Lufttemperatur in der Kolbenkammer und für den einströmenden Massenstrom gleich der Lufttemperatur des über das Kontrollvolumen einströmenden Massenstrom, welche sich aus der Temperatur der Luftversorgung bestimmt.

### 3.3 Luftversorgung Subsystem

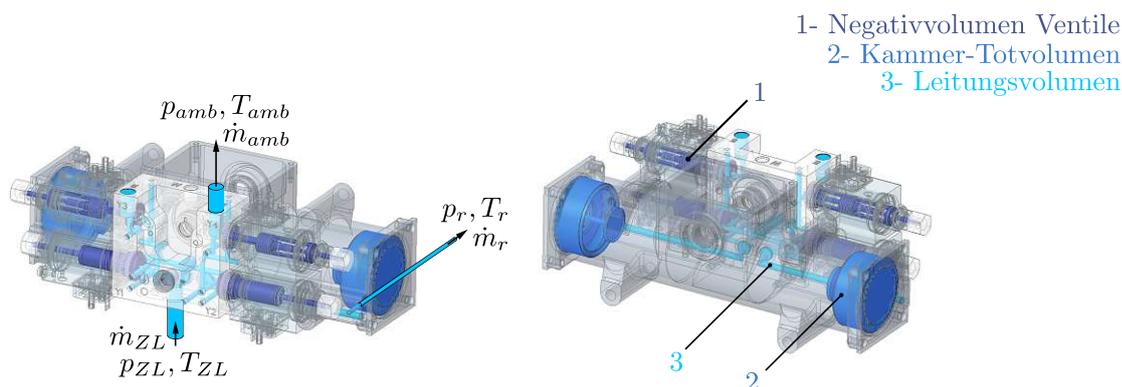
Das Luftversorgungs-Subsystem umfasst die Druckluft in der, in Abbildung 2.2 dargestellten und in Kapitel 2.1.2 beschriebenen, Geräteeinheit. Es beinhaltet somit die Luftversorgung vom Anschluss zur Versorgungsleitung bis hin zum Eintritt in die Kolbenkammer. In diesem Kapitel wird auf die mathematische Beschreibung der darin befindlichen Druckluft und sich ergebende Massenströme eingegangen. Auch die Magnetventile müssen in geeigneter Form abgebildet werden. Die Abbildung 3.7 zeigt die Geräteeinheit inkl. Gehäuse mit den eingefärbten Negativvolumen (=Luftvolumen) der Zuluftleitungen (in der Geräteeinheit), des Totvolumens in der Kolbenkammer (siehe Kapitel 3.2.2) und die Luftvolumina in den Magnetventilen. Im linken Bild sind beispielhaft alle auftretende Massenströme an der rechten Seite des Wischer-Antrieb: jener der Zuluft ( $\dot{m}_{ZL}$ ), jener der Abluft ( $\dot{m}_{amb}$ ) sowie der Massenstrom in die Kolbenkammer ( $\dot{m}_r$ ) eingezeichnet.

Eingangsgrößen für dieses Subsystem sind einerseits die vom Regler vorgegebenen Ventilstellungen (zu der aktuellen Bewegungsphase) und andererseits die im thermodynamisches Subsystem berechneten Drücke sowie die Temperaturen in den Kolbenkammern. Zusätzlich sind Parameter wie Drücke und Temperaturen der Luftversorgung und der Umgebung anzugeben. Dabei wird angenommen, dass die Umgebungstemperatur und -druck sowie jene Größen der Versorgungsleitung (lokaler Luftspeicher welcher über die Hauptluftbehälterleitung gespeist wird) konstant während der Bewegung des Antriebs sind. Die Größen der Umgebung können daher als konstant betrachten werden, da sich diese zwar während der Fahrt ändern können, jedoch üblicherweise (ausgenommen sind Tunnelfahrten) deren Zeitskala um mehrere Größenordnungen größer ist als jene eines Doppelhubes ( $t_{DH} = 1 - 2s$ ). Deswegen ist es sinnvoller die Simulation für unterschiedliche Umgebungsbedingungen durchzuführen und sie währenddessen konstant zu halten. Die Bedingungen in der Luftversorgung werden ebenfalls als konstant vorausgesetzt, da das Volumen und damit die Luftmasse, als unerschöpfbar angenommen werden. Diese Näherung

<sup>16</sup> Erster Term in (3.67) und (3.68)

<sup>17</sup> Zweiter Term in (3.67) und (3.68)

<sup>18</sup> Für eine genauere Betrachtung wurde das Modell nach (3.58) vorgestellt.



**Abbildung 3.7:** Negativvolumen des Wischer-Antrieb, Links: auftretenden Massenströme an der rechten Seite des Antriebs, Rechts: Unterteilung der Luftvolumina

gilt, da die zugweite Bremssteuerung, und damit die HBL, Anforderungen an die Unerschöpfbarkeit erfüllen muss<sup>19</sup>. Diese Anforderung lässt zwar einen geringen Druckabfall zu, jedoch ist der notwendige Luftmassenstromes eines Scheibenwischer-Antriebs deutlich geringer als jene der zugweiten Bremsenrichtung. Wird der Scheibenwischer nicht gerade während einer Schnellbremsung betrieben, kann in guter Näherung das Volumen des lokalen Speichers inkl. HBL als  $V_{HBL} \approx \infty$  betrachtet und somit der Druck  $p_{ZL} = p_{HBL} = const.$  und somit die Temperatur  $T_{ZL} = T_{HBL} = const.$  angenommen werden. Diese Näherung führt im nächsten Schritt zur Vereinfachung, dass die Luftmassenströme der linken und rechten Kolbenkammer unabhängig voneinander sind. Da zwischen dem lokalen Druckluftspeicher und dem Antrieb kein Rückschlagventil existiert (siehe Abbildung 3.8) und aufgrund der eben diskutierten Annahmen davon ausgegangen werden kann, dass die Luftmasse der Luftversorgung um ein vielfaches größer ist als die für einen Hub benötigte, bleibt der Druck  $p_{ZL}$  bei positiven wie auch negativen Massenstrom  $\dot{m}_{ZL}$  konstant. Damit gelten (3.71) - (3.74).

$$m_{ZL} \gg \int_0^{t_{hub}} (\dot{m}_{Y1} + \dot{m}_{Y2}) dt \quad (3.71)$$

$$p_{ZL} = const. \quad (3.72)$$

$$\dot{m}_{Y1} \neq f(\dot{m}_{Y2}) \quad (3.73)$$

$$\dot{m}_{Y2} \neq f(\dot{m}_{Y1}) \quad (3.74)$$

In Abbildung 3.8 ist ein Schaltbild des Luftversorgungssystems in vereinfachter Art und Weise dargestellt (vergleiche 3.7). Ziel dieses Subsystem ist eine mathematische Beschreibung der Luftmassenströme unter Verwendung der gegebenen anliegenden Größen:  $p_{ZL}, T_{ZL}, p_{amb}, T_{amb}, p_l, T_l, p_r, T_r$ .

Bei anliegenden Absolut-Drücken der Versorgungsleitung von bis zu  $p_{ZL} \approx 11bar$  und einem Umgebungsdruck von  $p_{amb} \approx 1bar$  muss bei gleichzeitig sehr kleinen Durchmesser  $d_{min} \approx 1mm$  von sehr hohen Geschwindigkeiten ausgegangen werden. Damit ist es notwendig ein Erreichen der Schallgeschwindigkeit und die damit einhergehende Grenze in der Strömungsgeschwindigkeit zu berücksichtigen.

Eine Möglichkeit welche die erwähnten Anforderungen erfüllt und gleichzeitig eine zugehörige Norm zur Bestimmung der notwendigen Parameter enthält ist das Massenstrommodell nach

<sup>19</sup> Während des Betriebes eines Schienenfahrzeug darf der Druck in der HBL nicht unter einen genormten Nennwert abfallen. Andernfalls dürfen Bremsen nicht mehr gelöst werden. [8]

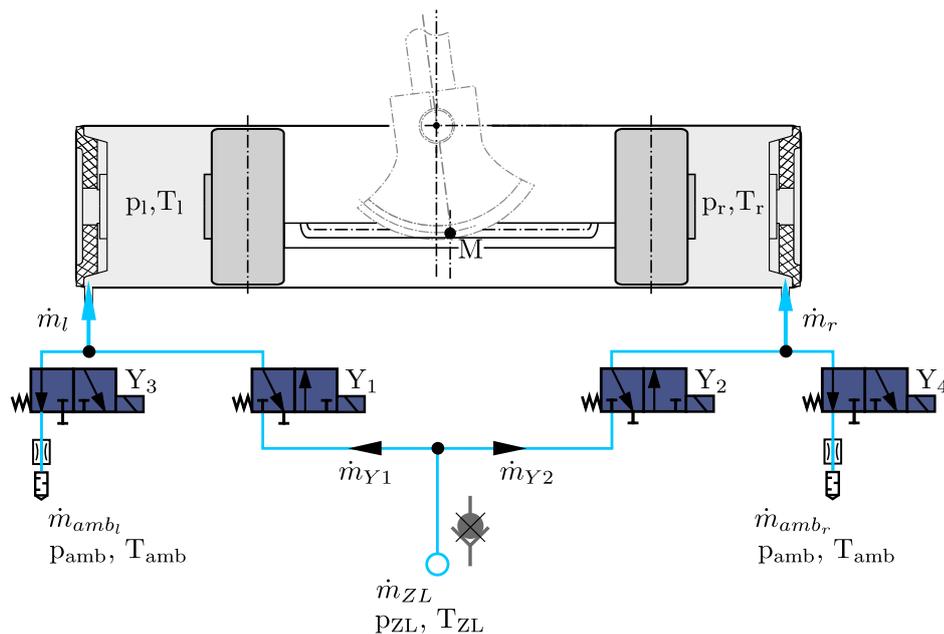


Abbildung 3.8: Vereinfachte Darstellung des Luftversorgungssystem

ISO6358.<sup>20</sup> Ein Vorteil dieses Massenstrom-Modells ist, dass es für viele unterschiedliche Körper (Schalldämpfer, Wegeventile und Düsen) angewendet werden kann. Da das Modell nach ISO6358 ([28]) mit den enthaltenen Parameter eine Fallunterscheidung von Über- zu Unterschallströmungen enthält und für Komponenten des Antriebs gültig ist, wird das Modell zur Beschreibung der Luftversorgung verwendet.<sup>21</sup>

Aufgrund der geometrisch komplexen Leitungen (Überschneidung von diversen Bohrungen) können die Leitungsverluste nur unter starken Vereinfachungen abgeschätzt werden. Außerdem würde sich der Fehler bei einer theoretischen Abschätzung aller hintereinander geschalteter Strömungswiderstände (Überschneidungen, Expansions- und Kompressionsstellen) und anschließender Summierung mit-aufsummieren und würde demnach zu großen Abweichungen führen. Deswegen wird das Massenstrommodell nach [28] auf die gesamte Luftversorgung (Verbund aller Strömungswiderstände inkl. der Magnetventile) angewandt und die Parameter für alle Ventilstellungen bestimmt.

### 3.3.1 Grundlagen und Annahmen

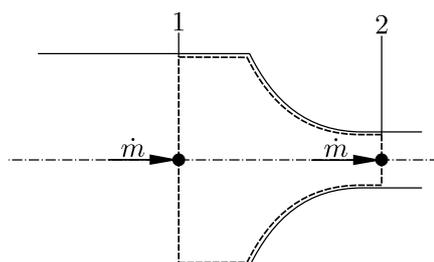
In diesem Kapitel wird der theoretische Hintergrund und die getroffenen Annahmen des verwendeten Massenstrom-Modells gezeigt und diskutiert. Das Ziel dieser Betrachtung ist, auftretende Abweichungen zwischen Simulations- und Messergebnissen auf das mathematische Modell zurückführen zu können. Bei der nachfolgenden Herleitung des Modells wurde sich an [29] und [23] orientiert.

Ausgangspunkt für die Herleitung ist der erste Hauptsatz der Thermodynamik für eine **stationäre Strömung** an einer idealen Düse mit Eintritt 1 und Austritt 2, siehe Abbildung 3.9:

$$q_{12} + w_{t12} = h_2 - h_1 + \frac{1}{2} (v_2^2 - v_1^2) + g(z_2 - z_1) \quad (3.75)$$

<sup>20</sup> Weitere Möglichkeiten zur Bestimmung der Massenströme durch Strömungswiderstände sind z.B. in [22] Kapitel 2.6 vorgestellt.

<sup>21</sup> Tbl. 1 auf S 1 in [28] stellt die Komponenten vor auf welche die Norm anwendbar ist und welche Messungen durchzuführen sind.



**Abbildung 3.9:** Stationäre Strömung am offenen System, von 1 nach 2

Die darin enthaltenen spezifischen (auf den Massenstrom bezogenen) Prozess- und Zustandsgrößen:

$q_{12}$	zu- oder abgeführte spezifische Wärme von 1 nach 2
$w_{t12} = 0$	zu- oder abgeführte spezifische technische Arbeit von 1 nach 2. Da keine mechanische Energie dem System zu oder abgeführt wird, ist $w_{t12} = 0$ .
$h_2 - h_1$	spezifische Enthalpie-Differenz vom Zustand in Punkt 1 zum Zustand in Punkt 2
$v_i$	stationäre Strömungsgeschwindigkeit am Punkt i
$z_i$	geodätische Höhe am Punkt i

Zur Vereinfachung getroffene Annahmen:

$q_{12} = 0$	isentropie Strömung = Reibungsfrei und Adiabatisch (=kein Wärmeaustausch) zwischen 1 und 2
$v_1 \approx 0$	vernachlässigbare Geschwindigkeit im Punkt 1, aufgrund einer Strömung aus einem großen Volumen
$g(z_2 - z_1) = 0$	gleiche Höhe des Punktes 1 und 2. An den realen Luftleitungen sind die Höhenunterschiede zwar $\neq 0$ jedoch vernachlässigbar klein.

Mit den getätigten Annahmen kann die Geschwindigkeit im Punkt 2 aus Gleichung 3.75 angeschrieben werden zu:

$$v_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)} \quad (3.76)$$

Für die Enthalpie-Differenz gilt bei der Annahme von einem idealen Gas und damit konstanter spezifischer Wärmekapazität:

$$h_1 - h_2 = c_p(T_1 - T_2) \quad (3.77)$$

Aus der adiabaten Zustandsänderung von 1 nach 2:

$$\frac{p}{\rho^\kappa} = \text{const} = \frac{p_2}{\rho_2^\kappa} = \frac{p_1}{\rho_1^\kappa} \quad (3.78)$$

folgt bei Anwendung der idealen Gasgleichung (3.53) der Zusammenhang aus Temperatur und Druck zu:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (3.79)$$

Mit der Definition des isentropen Exponenten  $\kappa$ , als Verhältnis der spezifischen Wärmekapazitäten  $c_p$ <sup>22</sup> und  $c_v$ <sup>23</sup> und dem Zusammenhang mit der speziellen Gaskonstante von Luft  $R = c_p - c_v$

<sup>22</sup> Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck

<sup>23</sup> Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen

kann geschrieben werden:

$$\frac{c_p}{R} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \quad (3.80)$$

Die Enthalpiedifferenz aus (3.77) kann mit (3.79), (3.53) und (3.80) abhängig von dem Druckverhältnis der Dichte und der Konstanten  $\kappa$  angeschrieben werden:

$$\begin{aligned} c_p (T_1 - T_2) &= c_p T_1 \left( 1 - \frac{T_2}{T_1} \right) = c_p T_1 \left( 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) \\ &= \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_1}{\rho_1} \left( 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) \end{aligned} \quad (3.81)$$

Damit erhält man für die Geschwindigkeit im Punkt 2:

$$v_2 = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_1}{\rho_1} \left( 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)} \quad (3.82)$$

Der Massenstrom  $\dot{m}$  lässt sich über die Gegebenheiten am Querschnitt des Punktes 2 als (3.83) anschreiben. Anschließend kann dieser so umgeformt werden, damit er nur von Zustandsgrößen am Eingang, vom Düsenquerschnitt  $A_2$  und vom Druckverhältnis  $\frac{p_2}{p_1}$  abhängt.

$$\begin{aligned} \dot{m} &= A_2 \rho_2 v_2 \quad (3.83) \\ &= A_2 \frac{\rho_2}{\rho_1} \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_1 \rho_1 \left( 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)} \\ &= A_2 \sqrt{2 p_1 \rho_1} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \\ &= A_2 \sqrt{2 p_1 \rho_1} \psi \end{aligned} \quad (3.84)$$

Mit der Definition der Auslassfunktion  $\psi$ :

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (3.85)$$

Die Auslassfunktion  $\psi = f\left(\kappa, \left(\frac{p_2}{p_1}\right)\right)$  besitzt ein Maximum, welche den Übergang vom unter- zum überkritischen-Zustand. Das Maxima ist damit genau jener Punkt an dem die Schallgeschwindigkeit im kleinsten Querschnitt erreicht wird<sup>24</sup>. Eine weitere Absenkung von  $p_2$  bei gleichem  $p_1$  führt ab diesem Übergang zu keiner weiteren Erhöhung des Auslasswerts, siehe Abbildung 3.10. Wird das Druckverhältnis unter das kritische Druckverhältnis  $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{krit} = b$  abgesenkt, verlässt man somit die Gültigkeit der (3.85) und der Auslasswert bleibt mit  $\psi = \psi_{max}$  konstant. Der Massenstrom, (3.85), ist somit für  $\left(\frac{p_2}{p_1}\right) < b$  unabhängig von  $p_2$ . Der beschriebene Übergang der beiden Bereiche lässt sich, als einfache Extremwertaufgabe, wie folgt herleiten:

$$\left( \frac{d\psi}{d\left(\frac{p_2}{p_1}\right)} \right)_{\frac{p_2}{p_1}=b} = \frac{\kappa \left( \frac{2}{\kappa} b^{\frac{2-\kappa}{\kappa}} - \frac{\kappa+1}{\kappa} b^{\frac{1}{\kappa}} \right)}{(\kappa - 1) 2 \sqrt{\frac{\kappa \left( b^{\frac{2}{\kappa}} - b^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)}{\kappa - 1}}} = 0$$

<sup>24</sup> Beweis siehe [23] Anhang A-10

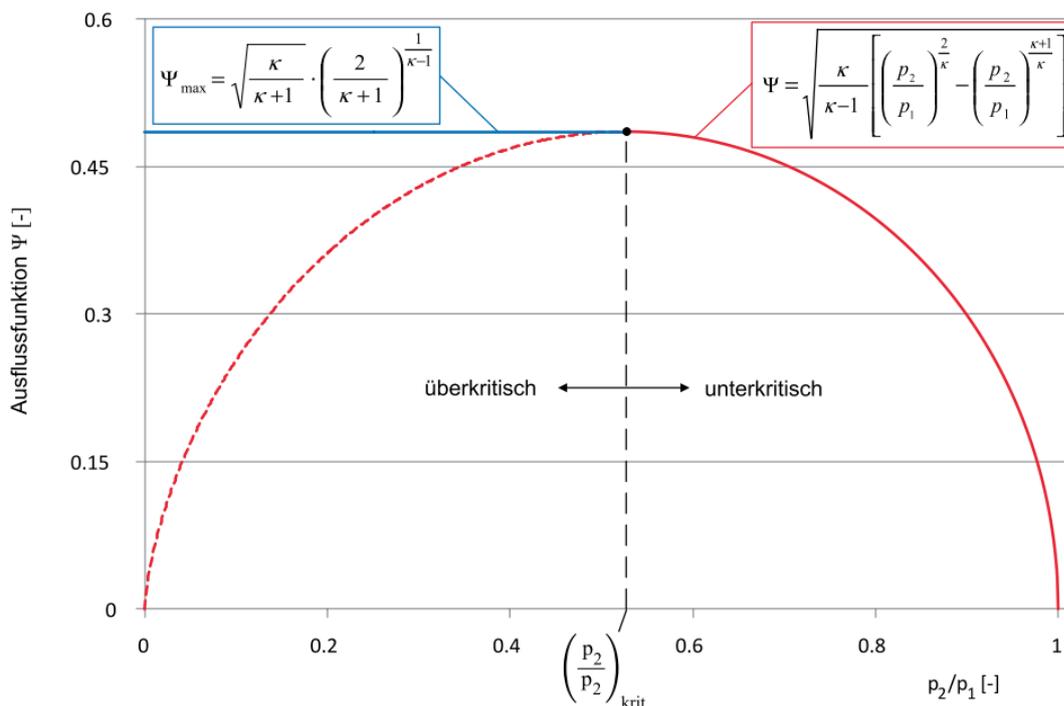


Abbildung 3.10: Auslassfunktion über dem Druckverhältnis  $\frac{p_2}{p_1}$  [29]

Die Gleichung ist erfüllt, wenn für den Klammerausdruck gilt:

$$0 = \frac{2}{\kappa} b^{\frac{2-\kappa}{\kappa}} - \frac{\kappa+1}{\kappa} b^{\frac{1}{\kappa}}$$

$$b^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} = \frac{\kappa+1}{2}$$

Damit folgt das kritische Druckverhältnis für die isentrope, stationäre Strömung an einer idealen Düse:

$$b = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{krit} = \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \tag{3.86}$$

Eingesetzt in die Auslassfunktion ergibt  $\psi_{max}$ :

$$\psi_{max} = \psi(b) = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1}} \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \tag{3.87}$$

In der Literatur sind für die Auslassfunktion, unter Anwendung des Maximalwerts, einige Näherungen beschrieben, wie zum Beispiel die sogenannte Ellipsen-Näherung nach *Sanville*:

$$\psi \approx \psi_{max} \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{p_2}{p_1} - b}{1 - b}\right)^2} \tag{3.88}$$

Oder der Näherung welche in [28] verwendet wird, mit einer zusätzlichen experimentell bestimmten Kennziffer, dem unterkritischen Exponenten  $m$ :

$$\psi \approx \psi_{max} \left[1 - \left(\frac{\frac{p_2}{p_1} - b}{1 - b}\right)^2\right]^m \tag{3.89}$$

Unter Anwendung der Auslassfunktions-Näherung, (3.89), kann der Massenstrom wie folgt angeschrieben werden:

für  $\left(\frac{p_2}{p_1}\right) \geq b$  gilt:

$$\dot{m} = A_2 \sqrt{2p_1\rho_1} \psi_{max} \left[ 1 - \left( \frac{\frac{p_2}{p_1} - b}{1 - b} \right)^2 \right]^m \quad (3.90)$$

bei  $\left(\frac{p_2}{p_1}\right) < b$  hingegen:

$$\dot{m} = A_2 \sqrt{2p_1\rho_1} \psi_{max} \quad (3.91)$$

Da bei realen Düsen, Ventilen oder anderen Komponenten eine Einschnürung sowie Reibung auftritt, muss dies mit einem Form- und Verlustfaktor  $\alpha$  berücksichtigt werden. Dieser beschreibt somit die Abweichung von der reversiblen zur realen Strömung. Damit folgt der Massenstrom im überkritischen Bereich für eine reale Strömung aus (3.91) zu:

$$\dot{m} = \alpha A_2 \sqrt{2p_1\rho_1} \psi_{max}$$

Unter Verwendung der idealen Gasgleichung (3.53) folgt:

$$\dot{m} = \alpha A_2 \sqrt{\frac{2}{R_L T_1}} \psi_{max} p_1 \quad (3.92)$$

Wird die Gleichung um den Term  $\rho_0 \cdot \frac{R_L T_0}{p_0} = 1$  erweitert, folgt daraus:

$$\dot{m} = \frac{\alpha A_2 \sqrt{2 R_L T_0} \psi_{max}}{p_0} p_1 \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \quad (3.93)$$

Der erste Term in (3.93) ist ein von der Geometrie, den Normbedingungen und vom Verlustfaktor abhängiger Beiwert und wird als kritischer Leitwert  $C$  bezeichnet:

$$C = \frac{\alpha A_2 \sqrt{2 R_L T_0} \psi_{max}}{p_0} \quad (3.94)$$

Unter Verwendung des kritischen Leitwerts  $C$  aus (3.94) folgt der Massenstrom im unterkritischen Zustand zu:

$$\dot{m} = C p_1 \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \left[ 1 - \left( \frac{\frac{p_2}{p_1} - b}{1 - b} \right)^2 \right]^m \quad (3.95)$$

und im überkritischen Zustand zu:

$$\dot{m} = C p_1 \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \quad (3.96)$$

Wobei sich der Leitwert  $C$ , das kritische Druckverhältnis  $b$  sowie der Faktor  $m$  mittels Messungen nach [28] oder durch alternative Testmethoden nach [30] bestimmen lassen. Die Parameter sind aufgrund der Definition des Leitwerts, (3.95) und (3.96) unabhängig von den Umgebungsbedingungen während der Messung. [31] zeigt eine Möglichkeit wie man die Parameter für einfache

Rohrquerschnitte und einige wenige Monturen rechnerisch anhand von üblichen Verlustwerten<sup>25</sup> bestimmen kann. Außerdem ist darin eine Möglichkeit gezeigt wie man resultierende Parameter für eine Gruppe aus mehrerer Komponenten, welche in Serie oder auch Parallel geschaltet sind, bestimmt.

Den großen Vorteil, den die experimentelle Bestimmung der vorgestellten Parameter  $C$ ,  $b$ ,  $m$  hat, ist dass damit auch die Abweichung einer idealen adiabaten (=isentropen) Strömung erfasst wird. Das kritische Druckverhältnis  $b$  in etwa gilt, wie in (3.86) definiert, nur für die isentrope Strömung und kann in realen Systemen auch deutlich davon abweichen (siehe Kap. 4.3.3). Der kritische Leitwert  $C$  wird in (3.94) definiert. Bei Betrachtung dieser Gleichung muss davon ausgegangen werden, dass  $C$  nicht unabhängig von den sich ausbildenden Strömungsverhältnissen und damit den anliegenden Drücken sein kann. Da der Form- und Verlustfaktor  $\alpha$ , welcher ein Maß der auftretenden Strömungsverluste ist, nicht unabhängig von der Strömungsgeschwindigkeit ist. Um diesen Umstand zu berücksichtigen wird in [28] vorgeschlagen den kritischen Leitwert, linear abhängig vom Eingangsdruck  $p_1$  zu definieren, falls eine ausgeprägte Druckabhängigkeit während der Messung sichtbar ist. Im vorliegenden Fall soll der gesamte Weg der Luft vom Verlassen der Kolbenkammer bis hin zur Luftversorgung oder Umgebung (je nach geöffneten Ventilen) und umgekehrt mit dem Modell abgedeckt werden. Das bedeutet eine Serienschaltung vieler Umlenkungen, Expansions- und Kompressionsstellen bei gleichzeitig hohen Strömungsgeschwindigkeiten, weshalb ein Einfluss der Strömungsverluste und damit eine Druckabhängigkeit bereits vor den Messungen erwartet wird. Mittels (3.97) wird, bei bekanntem Druckabhängigkeits-Koeffizienten  $K_p$  und den Referenzgrößen  $C_{ref} = C(p_1 = p_{1ref})$  und  $p_{ref}$ , der kritische Leitwert bei zugehörigen Druck  $p_1$  umgerechnet.

$$C(p_1) = C_{ref} \cdot [1 - K_p \cdot (p_{1ref} - p_1)] \quad (3.97)$$

Der Faktor  $K_p$  wird anhand der Messpunkte mit dem höchsten im Betrieb zu erwarteten Drucks  $p_{1max}$  ( $=C_{max}$ ) und jenem der genau am Übergang zum unterkritischen Bereich ist  $C_{min}$  ( $=p_{1min}$ ) bestimmt und eine der beiden Messpunkte als Referenzwerte für (3.97) verwendet. Die Kennziffer wird in  $\left[\frac{1}{p}\right]$  z.B. in  $\frac{1}{bar}$  angegeben.

Ein weiterer Punkt den es zu beachten gilt, ist die Verwendung von Stagnationsdrücken<sup>26</sup> (=Ruhe- oder Totaldruck) im eben beschriebenen Modell. Untersuchungen, welche Grundlage der *ISO 6358:2013* waren, haben gezeigt, dass nur bei Verwendung von Ruhedrücken das Modell eine gute Näherung der realen Gegebenheiten darstellt. Dieser Umstand sowie die Einführung von der unterkritischen Kennziffer  $m$  sind deshalb gegenüber der vorherigen Version *ISO 6358:1989* erweitert und verbessert geworden. Die Verwendung von Ruhedrücken, hat aber auch Einflüsse auf die zugrundeliegenden Messungen und das vorgeschriebene Messequipment (genauerer siehe [28]).

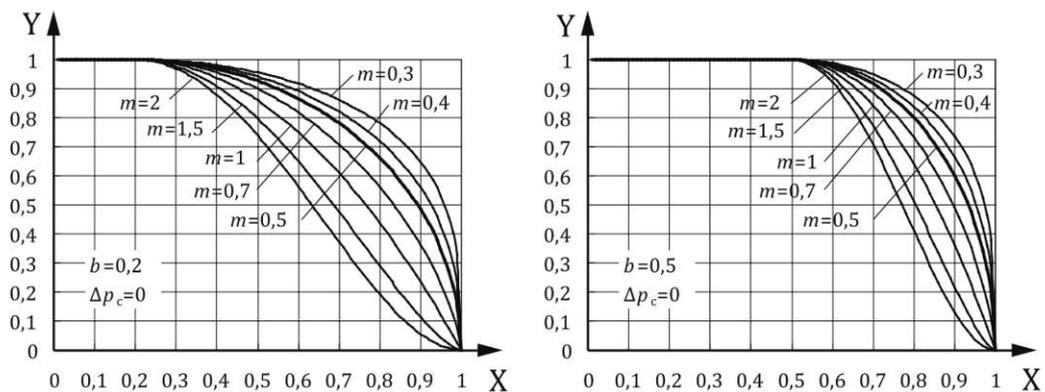
In Abbildung 3.11 sind die Einflüsse von  $b$  und  $m$  auf den Verlauf des unterkritischen Zustands dargestellt. Es wird darin das Druckverhältnis  $\frac{p_2}{p_1}$  über dem Leitwertverhältnis  $\frac{C_i}{C}$  für zwei verschiedene kritische Druckverhältnisse  $b$  aufgetragen.<sup>27</sup> In beiden Diagrammen sind Kurven mit unterschiedlicher Kennziffern  $m$  eingetragen. Damit ist ersichtlich, dass wie bereits erwähnt  $b$  den Übergang vom unter- zum überkritischen Zustand in Bezug auf das Druckverhältnis definiert und  $m$  den Verlauf der Kennlinie im unterkritischen Bereich vorgibt. Ein unterkritischer Exponent  $m = 0.5$  beschreibt dabei eine Ellipse. Bei einer isentropen Strömung folgt nach (3.86), für Luft

<sup>25</sup> Angegeben in äquivalenter Rohrlänge, siehe [31].

<sup>26</sup> Stagnationsdruck ist jener Druck eines strömenden Fluids, den man messen würde wenn die betrachtete Strömung adiabatisch zum Stillstand gebracht wird. [28]

<sup>27</sup> Der Leitwert  $C_i$  ist der berechnete Leitwert des zugehörigen Arbeitspunkts. Dabei handelt es sich im unterkritischen Zustand nicht um den kritischen Leitwert.  $C_i$  wird am Messpunkt  $i$  durch (3.96) bestimmt.

als ideales Gas ( $\kappa_L = 1.4$ ) ein kritisches Druckverhältnis von  $b = 0.528$ . Bei realen reibungsbehafteten Strömungen, kann dieser Wert aber deutlich davon abweichen. Grundsätzlich kann davon ausgegangen werden, dass bei realen Strömungen kleinere Werte von  $b$ , als der theoretisch abgeschätzte Wert auftreten. Vgl. dazu Gleichung (5), (12) oder (D.10) in Verbindung mit (D.15) in [31]. Dies gilt für eine Strömung deren Pfad fest und nicht abhängig vom Druckverhältnis ist. Bei der Umrechnung von historischen Volumenstrom-Parameter ( $C_V$ ,  $K_V$  oder  $q_N$ ) verschiedener Komponenten wird in [31] ein mittlerer Wert von  $b \approx 0.3$  vorgeschlagen. Der in den Diagrammen 3.11 erwähnte cracking pressure  $\Delta p_c$ , beschreibt jene minimale Druckdifferenz  $p_1 - p_2$  ab welcher die Komponente öffnet und durchströmt werden kann. Dieser Druck ist für Komponenten wie z.B. einem Rückschlagventil oder unter Umständen bei Schnellkupplungen  $\Delta p_c \neq 0$ .


**Key**

X back-pressure ratio,  $p_2/p_1$

Y conductance ratio,  $C_e/C$

**Abbildung 3.11:** Leitwertverhältnis über Druckverhältnis [28]

### 3.3.2 Modellbildung

Das im vorherigen Kapitel vorgestellte und genau betrachtete Massenstrom-Modell wird in diesem Kapitel auf den zu betrachtenden Wischer-Antrieb angewendet. Wie bereits erwähnt, werden die benötigten Parameter der gesamten Luftversorgung und nicht jene der einzelnen Komponenten bestimmt. Die Betrachtung einzelner Komponenten hätte den Vorteil, dass Einflüsse jeder Komponente studiert werden können und diese in weiterer Folge unabhängig des anderen Aufbaus mit den zugehörigen Parametern austauschbar wären. Dem gegenüber stehen mehrere Nachteile. Bei der Bestimmung des Massenstroms muss für jede Komponente der Stagnationsdruck davor und danach bekannt sein. Bei einer Serienschaltung der einzelnen Komponenten ist jedoch nur der Druck vor dem ersten und jener nach dem letzten durchströmten Bauteil bekannt, weshalb für jeden Zeitschritt und Druck in der Kolbenkammer der Massenstrom durch Iteration (genauerer siehe [31]) unter der Annahme einer isentropen Strömung für die gesamte Strecke bestimmt werden muss. Ein weiterer Nachteil ist der um ein vielfaches erhöhte experimentelle Aufwand zur Bestimmung der Parameter einer jeden Komponente, sowie der erhöhte Bedarf an Messequipment aufgrund unterschiedlichster Anschlüsse der einzelnen Komponenten. Zusammenfassend führt die getrennte Betrachtung zu einer signifikanten Erhöhung des messtechnischen Aufwand sowie Kostensteigerung und, aufgrund notwendiger Vereinfachungen, Einbußen der Modellgenauigkeit.<sup>28</sup>

<sup>28</sup> Eventuelle Kennwerte von Herstellern können jedoch nicht in die Gesamtbetrachtung eingebunden werden.

Eine weitere Möglichkeit ist eine theoretisch Abschätzung der Leitungsverluste und nur jene Parameter der Magnetventilen und des Schalldämpfers experimentell zu bestimmen. Hierfür können experimentell ermittelte Daten aus Tabellenwerken (z.B. aus Handbuch [32]) verwendet werden, jedoch sind hierbei vor allem Daten zu definierten Rohrquerschnitten, Krümmer etc. vorhanden. Bei dem betrachteten Antrieb wird die Luft jedoch in sich überschneidenden Bohrungen geführt, wodurch komplexe Hinterschneidungen, Querschnitts-erweiterungen oder -reduzierungen auftreten die nur in grober Näherung mit üblichen Rohrquerschnitten und zugehörige Verbinder abgeschätzt werden können.

Für die gewählte Betrachtung der Luftversorgung als geschlossene Messstrecke werden die Parameter  $C$ ,  $b$ ,  $m$ ,  $K_p$  der Geräteeinheit mit einer Messung nach [28], bei unterschiedlichen Ventilstellungen bestimmt. Die Näherung (3.71) bis (3.74) ermöglicht die Vereinfachung, dass die Luftwege links und rechts getrennt voneinander betrachtet werden können. Die geometrische Unterscheidung dieser beiden Luftpfade ist vernachlässigbar gering und der Einfluss der Strömungsrichtung wird ebenfalls vernachlässigt. Weshalb für jede Ventilstellung nur einmal die vier erwähnten Parameter bestimmt werden müssen. Damit ergibt sich mit den verwendeten Näherungen bei zwei Ventilen mit zwei Schaltmöglichkeiten:  $2^2 = 4$  zu unterscheidenden Ventilstellungen. Sind die Parameter bestimmt, lässt sich für die vorliegende  $i$ -Ventilstellung der auftretende Massenstrom in oder aus der  $k$ -Kolbenkammer (links oder rechts) nach dem folgenden Modell bestimmen:

$$\text{für } \left( \frac{p_{2_{ik}}}{p_{1_{ik}}} \right) \geq b_{ik} \text{ gilt:}$$

$$\dot{m}_{ik} = C_{ik}(p_{1_{ik}}) p_{1_{ik}} \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_{1_{ik}}}} \left[ 1 - \left( \frac{\frac{p_{2_{ik}}}{p_{1_{ik}}} - b_{ik}}{1 - b_{ik}}} \right)^2 \right]^{m_{ik}} \quad (3.98)$$

$$\text{bei } \left( \frac{p_{2_{ik}}}{p_{1_{ik}}} \right) < b_{ik} \text{ hingegen:}$$

$$\dot{m} = C_{ik}(p_{1_{ik}}) p_{1_{ik}} \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_{1_{ik}}}} \quad (3.99)$$

mit einem druckabhängigen kritischen Leitwert aus (3.97).

Das verwendete Modell setzt eine stationäre Strömung voraus, weshalb es nicht möglich ist transiente Vorgänge darzustellen. Es wird aber davon ausgegangen, dass die Zeitspanne der Einschwingvorgänge der Luftströmung viel kürzer als jene einer Bewegungsphase (Ventilstellung) ist und somit deren Einflüsse vernachlässigbar wird. Des Weiteren wird angenommen, dass es sich um eine adiabate Strömung der Luft in der Luftversorgung handelt. Dies wird damit begründet, dass der Wärmeaustausch aufgrund großer Wandstärken gering ist. Bei dem verwendeten Massenstrommodell werden Zustandsgrößen des ruhenden Mediums herangezogen, sogenannte Stagnationswerte. Aufgrund der im vorliegenden Anwendungsfall sehr großen Volumen der Luftversorgung, sowie der Umgebung und ein großes Volumen der Kolbenkammer im Vergleich zum Leitungsvolumen können die zugehörigen Drücke in guter Näherung als Ruhedrucke interpretiert werden. In Verbindung mit der Annahme der adiabaten Strömung ist demnach die Stagnationstemperatur an jedem Punkt der Luftströmung konstant und gleich der Ruhetemperatur am Eintritt [31]. Diese Näherung wird verwendet um die Temperatur der Luftströmung ( $T_m$  in (3.67) und (3.68)) in oder aus der Kolbenkammer zu bestimmen. Für die Berechnung des Luftmassenstroms wird der Ruhedruck in der Kolbenkammer herangezogen (Luft in der Kolbenkammer ist näherungsweise in Ruhe). Somit liegt die Systemgrenze zwischen Luftversorgung und Thermodynamischen Subsystem am Übergang von Kolbenkammer zu der anschließenden Luftleitung aber gerade noch in der näherungsweise ruhenden Luft der Kolbenkammer. Somit ist

der anliegende Druck ein Stagnationsdruck und die Temperatur ebenfalls eine Ruhetemperatur. Es gilt somit für Temperatur  $T_{\dot{m}_i}$ :

Ausströmen:

$$\begin{aligned} \dot{m}_i < 0 : \\ T_{\dot{m}_i} = T_i \end{aligned} \quad (3.100)$$

Einströmen:

$$\begin{aligned} \dot{m}_i > 0 : \\ T_{\dot{m}_i} = T_1 = T_{ZL} \end{aligned} \quad (3.101)$$

Wie bereits erwähnt werden im Simulationsmodell für jede Ventilstellung und demnach geöffneten Luftpfad die zugehörigen Kennzahlen hinterlegt und zur Berechnung des Luftmassenstroms verwendet. Die Werte werden bei voll geöffnetem Ventil aufgenommen. Dies führt dazu, dass der Luftmassenstrom während dem Schaltvorgang und somit nur teils geöffneten Ventil nicht realistisch berechnet werden kann. Bei einer Schaltzeit von in etwa 20 ms (Zeit vom betätigen des Ventils bis zum Wechsel der Endposition des Ventilankers) bei üblichen Zeitspannen der nachfolgenden Bewegungsphasen von mindestens 200 ms und der noch nicht ausgebildeten stationären Strömung wird der Einfluss vernachlässigt. Bei genauen Untersuchungen zu einzelnen Bewegungsphasen kann ein genaueres Modell, mit einer Betrachtung des Ventil(anker)stellungs-Einflusses an den Modellparametern interessant werden. Dafür ist es notwendig die Parameter als Funktion der Ankerstellung zu bestimmen. Liegt weiters die Position des Ventilankers als Funktion des Spulenstroms vor, lässt sich bei bekanntem Strom die Ankerposition und damit der Massenstrom bestimmen. Mit dem entwickelten Simulationsmodell soll jedoch die Gesamtbewegung betrachtet werden, weshalb diese Abhängigkeit vernachlässigt wird. Außerdem würde mit dem Spulenstrom und der Ankerstellung die Modellkomplexität mit voraussichtlich geringem Einfluss ansteigen. Damit dem Ansprechverhalten des Magnetventils Rechnung getragen wird, werden die Zeiten vom Ansteuern (Schaltwunsch des Reglers) bis hin zum Schalten des Ventils (Schaltzeit) als Totzeit im Modell aufgenommen. Die Magnetventile werden demnach mit idealem Rechteck-Verhalten und ausgeprägter Totzeit abgebildet. Nach abgelaufener Schaltzeit öffnen sich die Ventile prompt und es liegt sofort eine stationäre Strömung vor. Genaueres zum Ventilverhalten siehe Kap. 4.2.2

Das Subsystem der Luftversorgung enthält somit auch die Modellierung des Ansprechens der Magnetventile und berechnet ausgehend von der Ventilstellung, welche durch den Regler vorgegeben wird, die auftretenden Massenströme und die zugehörigen Stagnationstemperaturen. Das Subsystem der Luftversorgung mit den eben beschriebenen Einflüssen ist als Signalflußplan inkl. logischer Verknüpfungen der Ventile in Abbildung 3.12 dargestellt. Je nach Schaltstellung und implementierter Totzeit (= Schaltzeit) der einzelnen Ventile ergibt sich somit das Verhalten der beiden Kolbenkammern: Belüften (Verbindung mit Zuluftleitung), Entlüftung (Verbindung mit der Umgebung), abgeschlossene Kolbenkammer oder Gleichzeitiges Be- und Entlüften. Die experimentell zu bestimmenden Kennzahlen sind aufgrund der getätigten Annahmen für die vier Schaltkombinationen (SK1-4 in Abb. 3.12) im Modell zu hinterlegen. Die Bestimmung der Parameter und die zugehörigen Versuche werden im Kapitel 4.3.3 und 4.2.2 beschrieben.

### 3.4 Regler Subsystem

Der verwendete Regler des Wischer-Antriebs hat die Aufgabe das zu reinigende Sichtfeld bei sich ändernden Betriebsbedingungen (Fahrgeschwindigkeit, Gegebenheiten an der Scheibe,...)

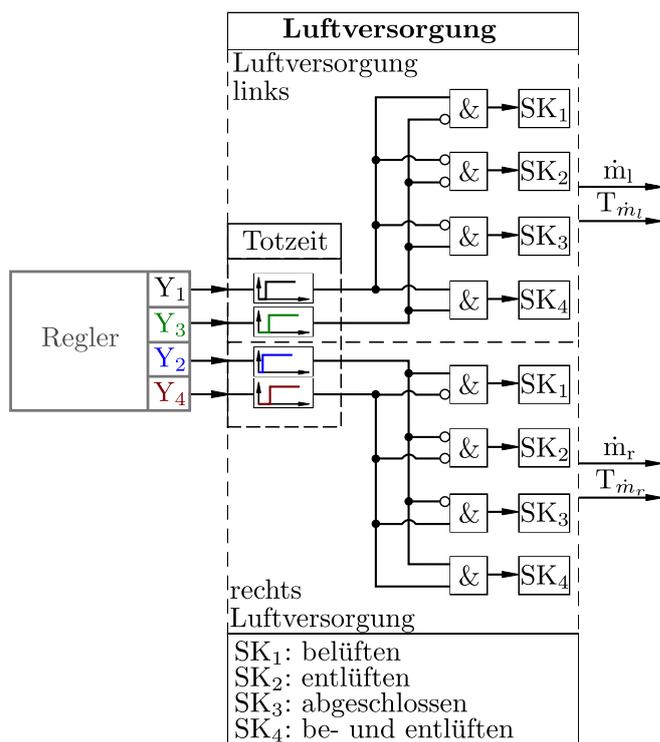


Abbildung 3.12: Prinzipdarstellung des Luftversorgung-Subsystem

möglichst konstant zu halten. Dafür wird ein 8-Bit Microcontroller mit einer Taktzeit von 10ms verwendet und das beschreibende Subsystem ist in Abb. 3.13 beispielhaft dargestellt.

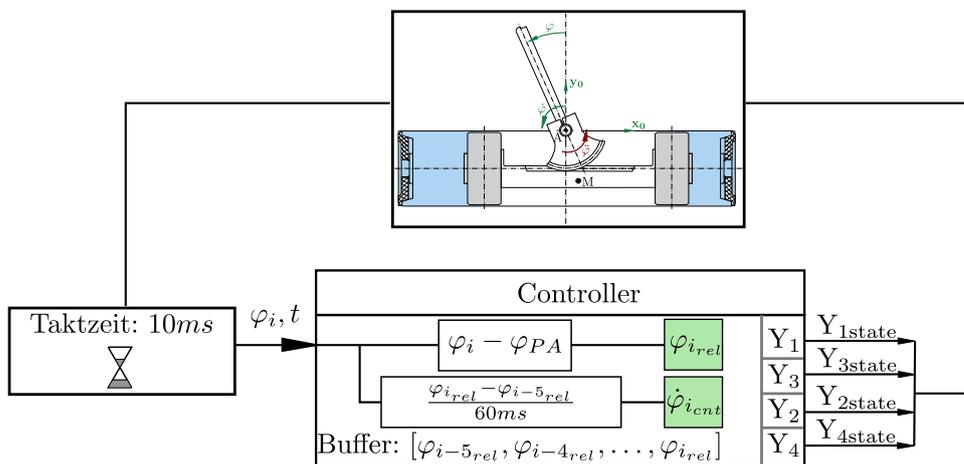


Abbildung 3.13: Prinzipskizze Regler

Im Regler wird zu jedem Zeitschritt (Taktzeit) der Winkel an der Wischer-Welle erfasst und die letzten sechs aufgenommenen Werte abgelegt (Buffer). Die Winkelgeschwindigkeit zur Zeit  $t$  wird mittels Differenzenquotient aus den Positionen zur aktuellen Zeit  $t$  und zu  $t - 60ms$  bestimmt:

$$\omega_{cnt} = \dot{\varphi}_{cnt} = \frac{\varphi_{rel}(t) - \varphi_{rel}(t - 60ms)}{60ms} \quad (3.102)$$

Mit der Verwendung eines Vielfachen der Taktzeit wird ein auftretendes Rauschen des analogen Winkelsignals (Stromsignal [4, 20mA] des Winkelsensors) geglättet, jedoch führt diese Methode

ebenfalls zu einer zeitlichen Phasenverschiebung (zu späteren Zeiten). Mit bekanntem Winkel, Winkelgeschwindigkeit, Zeit, Bewegungsrichtung und Bewegungsphase werden die Magnetventile angesteuert und somit die in Kapitel 2.2 beschriebenen Phasen eingeleitet. Dabei wird in jeder Bewegungsphase, zu jedem Takt des Microcontrollers die Abbruchkriterien, siehe Tab. 3.1, der aktuellen Phase überprüft und gegebenenfalls die nächste eingeleitet. Die zugehörigen Variablen in der Spalte Endbedingungen sind im Anhang Tabelle D.1 beschrieben. Ein zugehöriges Ablaufdiagramm der gesamten Wischer-Bewegung ist in Abbildung D.1 dargestellt. Darin sind die einzelnen Abfrageblöcke sowie die Definitionen der jeweiligen Bewegungsphasen und zugehörigen Ventilstellungen, wie in Tabelle 3.1 aufgelistet, abgebildet. Der realisierte Regler folgt während der Bewegung des betrachteten Wischer-Antrieb genau den dargestellten Ablauf und bestimmt auf diese Weise die aktuellen Bewegungszustände/Ventilstellungen. Die eingetragenen *Start* und *Stop*-Bedingungen, stellen das manuelle Ein- bzw. Ausschalten des Antriebs dar.

Bewegungsphase	Endbedingung	nächste Phase	Ventilstellung
<b>Parken</b>	Einschalten des Antriebs	<b>Beschleunigen PZ</b>	[1, 1, 0, 0]
<b>Beschleunigen PZ</b>	$\varphi_{rel} \geq \varphi_{BrPZ}$	<b>Aktives Bremsen PZ</b>	[0, 1, 1, 1]
<b>Aktives Bremsen PZ</b>	$\varphi_{rel} \leq \varphi_{CrBrPZ} \wedge  \omega_{cnt}  \leq  \omega_{BrPZ} $	<b>Stoppen PZ</b>	[1, 1, 0, 1]
	$\varphi_{rel} > \varphi_{CrBrPZ} \wedge  \omega_{cnt}  \geq  \omega_{CrBrPZ} $	<b>Emergency Stopp PZ</b>	[0, 0, 1, 1]
	$\varphi_{rel} > \varphi_{CrBrPZ} \wedge  \omega_{cnt}  \leq  \omega_{CrEBrPZ} $	<b>Halten PZ</b>	[1, 1, 0, 1]
<b>Stoppen PZ</b>	$ \omega_{cnt}  <  \omega_{StPZ} $	<b>Halten PZ</b>	[1, 1, 0, 1]
<b>Emergency Stopp PZ</b>	$ \omega_{cnt}  \leq  \omega_{CrEBrPZ} $	<b>Halten PZ</b>	[1, 1, 0, 1]
<b>Halten PZ</b>	$t \geq T_{RtPZ}$	<b>Beschleunigen PA</b>	[0, 0, 1, 1]
<b>Beschleunigen PA</b>	$\varphi_{rel} \leq \varphi_{BrPA}$	<b>Aktives Bremsen PA</b>	[1, 1, 0, 1]
<b>Aktives Bremsen PA</b>	$\varphi_{rel} \geq \varphi_{CrBrPA} \wedge  \omega_{cnt}  \leq  \omega_{BrPA} $	<b>Stoppen PA</b>	[0, 1, 1, 1]
	$\varphi_{rel} < \varphi_{CrBrPA} \wedge  \omega_{cnt}  \geq  \omega_{CrBrPA} $	<b>Emergency Stopp PA</b>	[1, 1, 0, 0]
	$\varphi_{rel} < \varphi_{CrBrPA} \wedge  \omega_{cnt}  \leq  \omega_{CrEBrPA} $	<b>Halten PA</b>	[0, 1, 1, 1]
<b>Stoppen PA</b>	$ \omega_{cnt}  <  \omega_{StPA} $	<b>Halten PA</b>	[0, 1, 1, 1]
<b>Emergency Stopp PA</b>	$ \omega_{cnt}  \leq  \omega_{CrEBrPA} $	<b>Halten PA</b>	[0, 1, 1, 1]
<b>Halten PA</b>	$t \geq T_{RtPA}$	<b>Beschleunigen PZ</b>	[1, 1, 0, 0]

**Tabelle 3.1:** Bewegungsabfolge Wischer-Antrieb

Die Ventilstellung in der letzten Spalte von Tabelle 3.1 bezieht sich auf die zugehörige Bewegungsphase und wird bei Erfüllung einer Endbedingung in jene der folgenden Bewegungsphase umgestellt. Die Einträge stellen den Zustand der Ventile in folgender Art und Weise dar:  $[Y_{PAin}, Y_{PAout}, Y_{PZin}, Y_{PZout}]$ . Die Ventile sind so definiert, dass  $Y_{PAin}$  das Zuluftventil auf jener Seite des Antriebs ist, an der sich der Kolben in Ruhe befindet. Im Gegensatz dazu ist  $Y_{PZin}$  das Zuluftventil der PZ zugeordneten Seite des Kolbens. Dies ist notwendig damit bei geänderter Ruhelage der Programmcode nicht geändert werden muss. Bei einer definierten Position PA=rechts befindet sich der Kolben in der linken Endstellung während der Parkposition, wie in Abb. 2.6 dargestellt. Somit gilt der folgende Zusammenhang:

$[Y_{PAin}, Y_{PAout}, Y_{PZin}, Y_{PZout}] = [Y_1, Y_3, Y_2, Y_4]$ .<sup>29</sup> Außerdem wird in der Tabelle 3.1 ersichtlich, dass beim betrachteten Regler die Stopp- und Haltephase mit der gleichen Ventilstellung belegt sind und sich die beiden Phasen demnach nicht unterscheiden.

Die Regelung der Wisch-Winkel<sup>30</sup> (=Regelgröße) geschieht im implementierten Regler durch eine adaptive Änderung der zugehörigen Bremswinkel  $\varphi_{BrPA}$  und  $\varphi_{BrPZ}$  (=Stellgröße). Es wird beim verwendeten Regler die tatsächliche Umkehrposition des Wischers (Istwert der Regelgröße:  $\varphi_{wi}$ ) für jeden Hub bestimmt und anhand der Abweichung zum Sollwert  $\Delta\varphi_{wi} = \varphi_{wi} - \varphi_{iTar}$ , für die zugehörige Bewegungsrichtung  $i = PA, PZ$ , die Stellgröße ( $\varphi_{Br i}$ ) geändert. Dies geschieht nicht proportional zu dieser Abweichung, sondern über konstante Korrekturfaktoren je nach Größe des auftretenden Fehlers. Es werden Bereiche um den Sollwert definiert (*Reversal Band*, *Target Tolerance*, *Tolerance*) und je nachdem in welchem Bereich der Istwert zu liegen kommt, wird die Stellgröße um einen zugehörigen, konstanten Winkel ( $K_{TOL}$ ,  $K_{TarTol}$ ,  $K_{RevBand}$ ) vergrößert oder verringert. Die Abbildung 3.14 zeigt die einzelnen Bereiche. Mit der Größe der definierten Bereiche nimmt auch der zugehörige Korrekturwert zu.

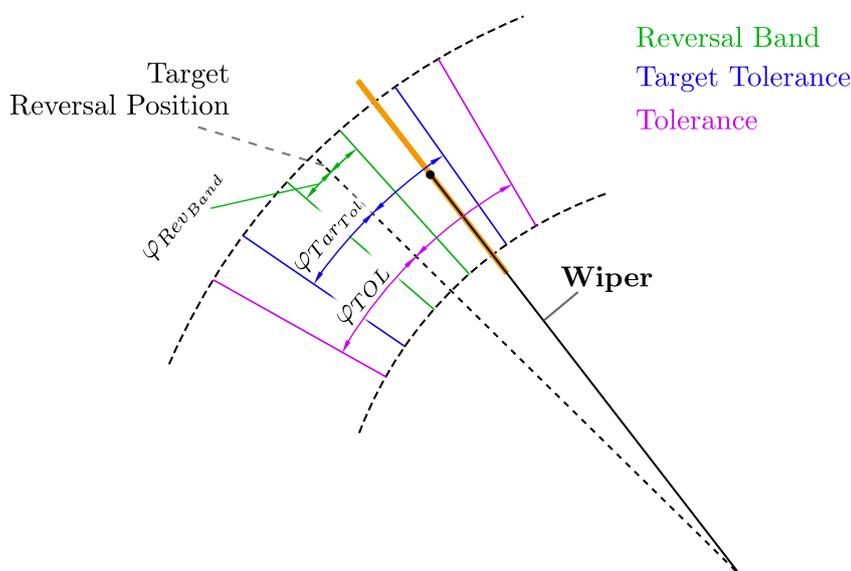


Abbildung 3.14: Bereiche der Umkehrposition

Der Controller bestimmt den Istwert (=Umkehrposition) indem bei jedem Takt überprüft wird ob der aktuelle Winkel  $\varphi_{rel}(t) = \varphi_{i_{rel}}$  größer oder kleiner als der vorherige  $\varphi_{rel}(t - 10ms) = \varphi_{i-1_{rel}}$  ist. Sobald dies erfüllt ist, wird die zugehörige Position abgespeichert und diese Überprüfung erst beim nächsten Hub wieder durchgeführt. Ist die Umkehrposition des Wischers, wie in der Abbildung 3.14 dargestellt, vor dem Sollwert so wurde die Bremsphase zu früh eingeleitet. Der Bremswinkel wird demnach, um eine (zum Umkehrbereich zugehörigen) Konstante, verstellt. Die Anpassung des Bremswinkels geschieht demnach nicht proportional der Soll- Istwert Abweichung sondern mit definierten Winkeländerungen zu zugehörigen Umkehrbereichen. Der eben beschriebene Ablauf, zur Berechnung der Stellgröße ( $\varphi_{Br}$ ) in Abhängigkeit der Regelgröße ( $\varphi_w$ ), ist zum besseren Verständnis für eine Bewegung in Richtung *PA* dargestellt. Wie diesem Diagramm zu entnehmen ist, sind für die Bremswinkel auch Maxima  $\varphi_{BoMax}$  und Minima  $\varphi_{BoMin}$  definiert welche nicht über- bzw. unterschreitet werden dürfen.

<sup>29</sup> Achtung! Kolbenposition ist immer umgekehrt zur Wischer-Position an der Scheibe: Kolben links = Wischer rechts

<sup>30</sup> Die Wisch-Winkel zugehörig zu jeder Seite ( $\varphi_{wPA}$  und  $\varphi_{wPZ}$ ) sind die vom Wischer-Blatt abgedeckten Maximal- und Minimalwinkel. Die Differenz der beiden ergibt somit das abgedeckte Wischfeld.

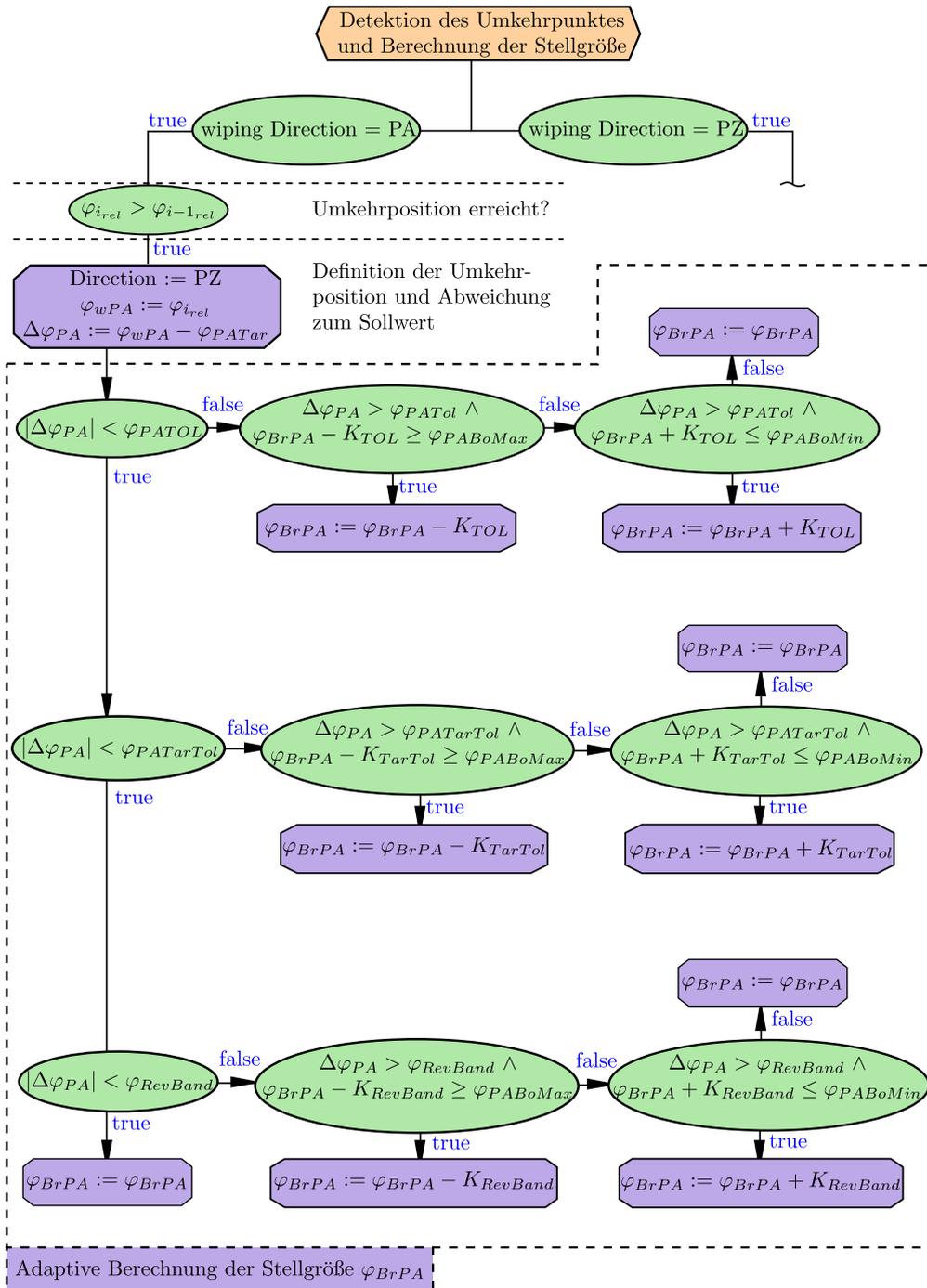


Abbildung 3.15: Bestimmung der Stellgröße anhand einer Bewegung in Richtung PA

### **3.5 Subsystem der Belastung am Wischer-Arm**

Der Fokus der vorliegenden Arbeit liegt auf dem Antrieb, weswegen die tatsächliche, komplexe Belastung durch den Kontakt des Wischer-Blatts mit der Scheibe sowie aerodynamische Kräfte nicht abgebildet werden. Eine genauere Untersuchung sowie die Modellierung, Simulation und Validierung dieser Belastungen sind Teil zukünftiger Betrachtungen. Im entwickelten Simulationsmodell wurde jedoch eine geeignete Möglichkeit implementiert, um die tatsächliche Belastung einzubinden. Dabei müssen die auftretenden Kräfte und Momente, gegebenenfalls auch aufgrund der Parallelführung bei zweiteiligen Wischer-Armen, in den Punkt  $W$  (siehe Abb. 3.1) reduziert werden. Mit den berechneten Kräften an der Schnittstelle zum mechanischen Subsystem, kann das vorgestellte Modell unter Berücksichtigung der tatsächlichen Belastung die Bewegung des Scheibenwischers berechnen.

Im Simulationsmodell, welches im Zuge dieser Arbeit entwickelt wurde, sind die Kräfte und Momente aus diesem Subsystem gleich Null gesetzt und die Belastung resultiert aus einer auf dem Wischer-Arm befindlichen Masse (Pendelmodell, siehe Kap. 3.1). Für zukünftige Untersuchungen zur tatsächlichen Belastung, kann direkt im vorgesehenen Subsystem angesetzt werden.



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar  
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

## Versuche und Parameterbestimmung

Wie aus Kapitel 3 hervorgeht, sind für die Simulation zahlreiche Parameter zur Charakterisierung des Wischer-Antriebs und seiner Subsysteme notwendig. Neben der Modellkomplexität (getroffene Annahmen im Zuge der Modellbildung) ist die Wahl bzw. die Bestimmung dieser Parameter maßgebend für ein realitätsnahe Systemdynamik.

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit der Bestimmung der Parameter und den dafür notwendigen Versuchen. In Kapitel 6 werden die Simulationsergebnisse mit der Messung eines Doppelhubs verglichen und somit die Güte des vorgestellten Modells beurteilt.

### 4.1 Bestimmung der Geometrien und Massen

In Abbildung 4.1 ist der Antrieb samt vereinfachter Belastung (Pendelmodell) dargestellt. Dabei

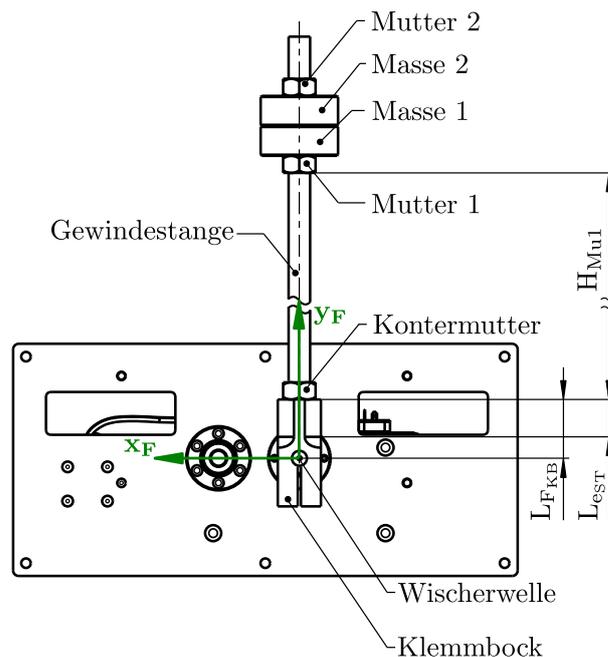


Abbildung 4.1: Antrieb samt Ersatzbelastung - Pendelmodell

wird ein Klemmbock reibschlüssig an der Wischerwelle befestigt und an der darin eingeschraubten Gewindestange zwei zylindrische Massen angebracht. Die dargestellten Komponenten der *last*-Baugruppe wurden gewogen und abgemessen. Für das mechanische Subsystem sind außerdem die Massenträgheitsmomente aller rotierenden Komponenten um die Drehachse der Wischer-Welle ( $z_0$  – *Achse*) zu bestimmen. Die Massenträgheitsmomente bezüglich des Schwerpunkts um eine zur  $z_0$  – *Achse* parallele Drehachse wurden für die Komponenten der rotierenden Baugruppe (siehe 3.1) sowie des Klemmbocks aus den zugehörigen CAD-Daten bestimmt. Alternativ können diese auch experimentell über die Periodendauer des pendelnden Körpers bestimmt oder durch eine vereinfachte Geometrie angenähert werden. Die Massen der rotatorisch- und der translatorisch-bewegten Baugruppe wurden ebenfalls mithilfe der CAD-Software berechnet. Im Zusammenhang mit den Schwerpunkts-Koordinaten werden die Massenträgheitsmomente mithilfe des Steiner-Anteils (Annahme von homogener Massenverteilung und starrer Körper) bezüglich der  $z_0$  – *Achse* umgerechnet. Für die Komponenten der Last-Baugruppe (Gewindestange, Muttern und aufgesetzten Massen) wurden die zugehörigen Massenträgheitsmomente rechnerisch, unter der Näherung homogener Massenverteilung und idealen zylindrischen Körpern, bezüglich deren Massenmittelpunkt parallel zur  $z_0$  – *Achse* bestimmt. Anschließend wird für diese Baugruppe das Gesamt-Massenträgheitsmoment  $I_{z_0Bel}$  um die  $z_0$  – *Achse* bei bekannten Abständen ( $L_{FKB}$ ,  $L_{EST}$ ,  $H_{Mu1}$  in Abb. 4.1) berechnet.

## 4.2 Versuche am vereinfachten Wischer-Antrieb

Beim Pendelversuch werden ausgewählte Zustandsgrößen des, mit dem in Abb. 4.1 dargestellten Pendel, belasteten Wischer-Antriebs während der Bewegungen gemessen. Aus den experimentell ermittelten Daten, werden anschließend notwendige Parameter (siehe 4.2.2 u. 4.2.3) bestimmt. Außerdem dienen die aufgenommenen Messdaten auch dazu, das entwickelte Simulationsmodell zu validieren, siehe Kap. 6.

### 4.2.1 Versuchsaufbau

Der Versuchsaufbau des Pendelversuchs ist in Abbildung 4.2 dargestellt. Dafür wurde der, in Kap. 2.1 vorgestellte Wischer-Antrieb (inkl. Regeleinheit), aufgebaut, mit einem inversen Pendel erweitert und mit Messtechnik ausgestattet. Im Zuge der Pendelversuche werden während der Bewegung die Drücke in den Kolbenkammern  $p_i$ , der Wischer-Wellen Winkel  $\varphi$ , das Moment an der Wischer-Welle  $M_{WW}$  und die Ströme aller Magnetventile  $I_{Vi}$  gemessen. Die dafür notwendigen Messmittel sind in Abb. 4.2 dargestellt und in Tabelle 4.1 samt Firmenbezeichnung, Messbereich, Output und Messgenauigkeit angeführt.

Die Drücke  $p_l$  und  $p_r$  werden durch zwei Drucksensoren aufgenommen. Dabei wurden in die Gehäusedeckel der Antriebseinheit (siehe Abb. 2.3) Löcher gebohrt und die Sensoren über einen Doppelnippel angeschraubt. Die Abbildung 4.3 zeigt den angeflanschten Drucksensor inkl. eingefärbtem Luftvolumen. Der durch den Doppelnippel und Drucksensor zusätzlich eingebrachte Luft-Totraum<sup>31</sup> wurde vermessen und in den Berechnungen, zusätzlich zum Totvolumen der Kolbenkammern, berücksichtigt. Aufgrund der Form des Endanschlags ist gewährleistet, dass die Druckluft in der Kolbenkammer auch bei Kontakt mit dem Kolben hinter den Endanschlag strömen kann. Damit ist sicher gestellt, dass zu jedem Zeitpunkt der tatsächliche Druck in der Kolbenkammer vom Drucksensor erfasst wird. Des Weiteren ist die Anschlussbohrung des Drucksensors weit von der radialen Luftzufuhr in die Kolbenkammer ( $B_{Ki}$  in Abb. 2.2) entfernt, weshalb die dort auftretende Strömung keinen Einfluss auf den gemessenen Druck haben wird.

<sup>31</sup> Volumen das zu jedem Zeitpunkt in der Kolbenkammern verbleibt.

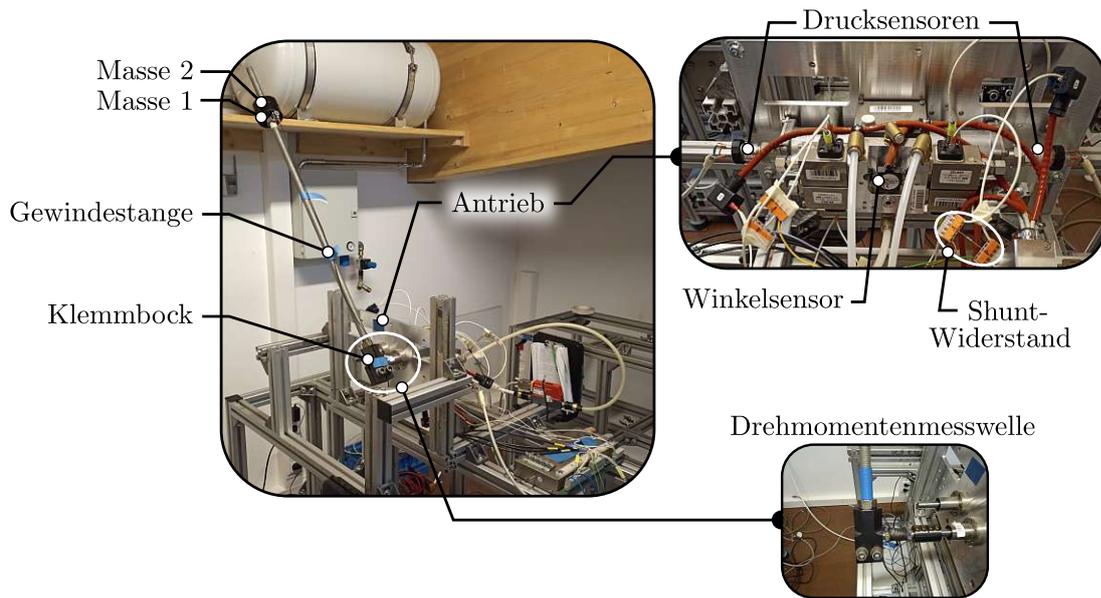


Abbildung 4.2: Versuchsaufbau Pendelversuch

Messumformer	Typbezeichnung	Messbereich	Messgenauigkeit	Output
Drucksensor 1	KBAS0137	0 – 12bar( <i>rel</i> )	0.5% v.E.	0 – 10V
Drucksensor 2	KBAS0173	0 – 10bar( <i>rel</i> )	1.0% v.E.	0 – 10V
Winkelsensor	II77991/4: Vert-X 31E	120°	0.1°	4 – 20mA
Drehmomenten-Messwelle	KBAS0248	±150Nm	4% v.E.	-2.27706 $\frac{mV}{V}$ Offset: -0.07935 $\frac{mV}{V}$
Shunt-Widerstand	$R = 120\Omega$	Verwendet zur Messung der Ventilströme und des analogen Stromsignals des Winkelsensors		

Tabelle 4.1: Verwendete Messmittel zum Pendelversuch, v.E.: vom Messbereichs-Endwert

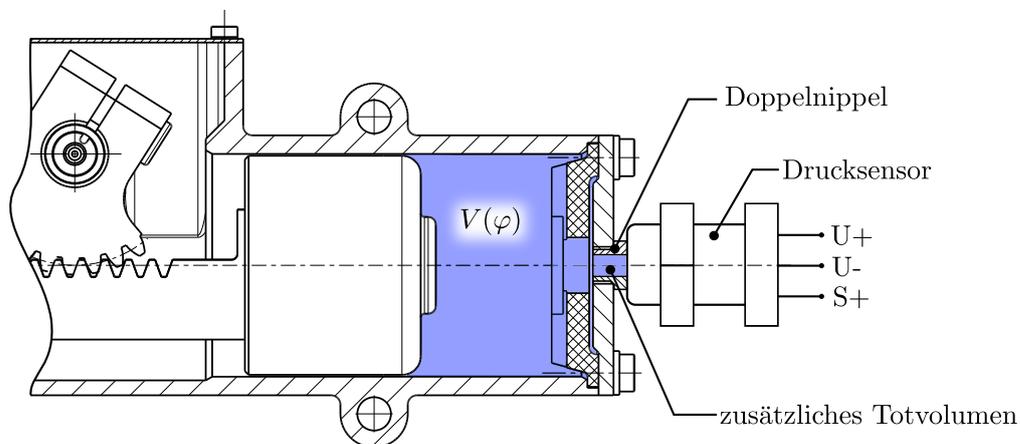


Abbildung 4.3: Drucksensor an der Antriebseinheit

Der Winkel der Wischer-Welle wird durch den in der Antriebseinheit verbauten Winkelsensor aufgenommen. Der verwendete Sensor besitzt eine Stromquelle, welche einen definierten Strom für den vorliegenden Messwert ausgibt. Der vom Sensor ausgegebene Strom, wird über den Spannungsabfall an einem, in Serie geschalteten, Shunt-Widerstand gemessen.<sup>32</sup>

Das Drehmoment an der Wischer-Welle wird aufgenommen, um die Belastung des Antriebs zu bestimmen. Dies ist vor allem dazu notwendig, um die auftretenden Kräfte im Endanschlag zu berechnen. Dabei handelt es sich um eine DMS-Messwelle mit einer applizierten DMS-Vollbrücke. Das Ausgangssignal der Brückenschaltung bezieht sich auf die gewählte Versorgungsspannung von  $5V$ . Der Messbereich von  $-150Nm$  bis  $+150Nm$  entspricht somit einem Spannungssignal von  $+10.98855mV$  bis  $-11.78205mV$ , wobei ein Offset von  $0Nm = -0.39675mV$  zu berücksichtigen ist.

Zur Messung der Magnetventil-Ströme sind ebenfalls Shunt-Widerstände appliziert.<sup>33</sup>

Alle Messstellen werden an einen Messverstärker<sup>34</sup>, angeschlossen und durch eine geeignete Messsoftware<sup>35</sup> die gemessenen Signale verarbeitet und ausgewertet.

#### 4.2.2 Parameterbestimmung Magnetventile

Im Kapitel 3.3 wurde die Modellierung der Luftversorgung detailliert beschrieben. Wie daraus hervorgeht sind die Magnetventile Teil dieses Systems und werden als ideale Ventile mit einer implementierten Totzeit simuliert. Um diese zeitliche Verzögerung vom Ansteuern, durch den Regler, bis hin zum voll geöffneten Magnetventil (=Schaltzeit des Magnetventils) zu bestimmen, ist es notwendig die Ventilströme während verschiedenen Schaltprozessen zu betrachten.

Vor der Messung und Bestimmung der Parameter, wird kurz auf das Verhalten eines Gleichstrommagneten eingegangen. In Abbildung 4.4 ist der Strom- und Spannungsverlauf eines solchen Magneten, mit linearer Ankerbewegung, über einen Schaltzyklus dargestellt. Darin sind  $-U_s$  Abschaltspannungsspitze,  $I_{an}$  Anzugsstrom,  $I_{ab}$  Abfallstrom,  $t_{11}$  Anzugsverzug,  $t_{12}$  Hubzeit,  $t_1$  Anzugszeit,  $t_{21}$  Abfallverzug,  $t_{22}$  Rücklaufzeit,  $t_2$  Abfallzeit,  $t_5$  Einschaltzeit und  $t_6$  eine stromlose Pause [33].

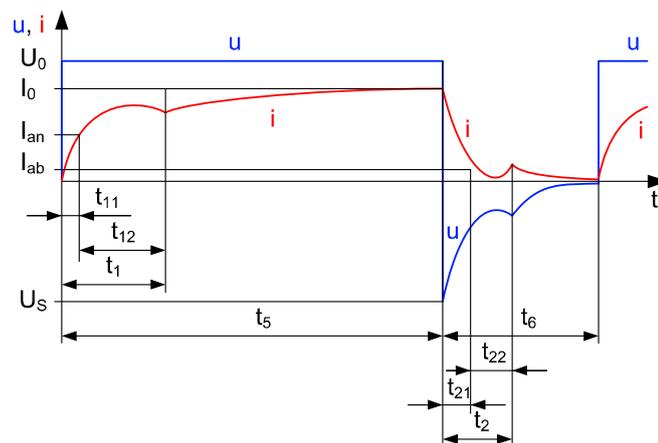


Abbildung 4.4: Dynamisches Verhalten eines Gleichstrommagnet über einen Schaltzyklus, [33]

<sup>32</sup> Beim verwendeten Widerstand ist gewährleistet, dass die maximale Bürde des Sensors von  $500\Omega$  nicht überschritten wird.

<sup>33</sup> Laut den Datenblättern der Magnetventile fließt im geschalteten Zustand ein stationärer Strom von  $83mA$ . Die gewählten Widerstände gewährleisten eine Ausnutzung des Messbereichs von  $0 - 10V$ , ohne diesen zu überschreiten.

<sup>34</sup> Verwendeter Messverstärker: IMC Cornos-PL (KBAG0057)

<sup>35</sup> Verwendete Mess-Software: imc Famos (Version 7.5Rev.3 Enterprise)

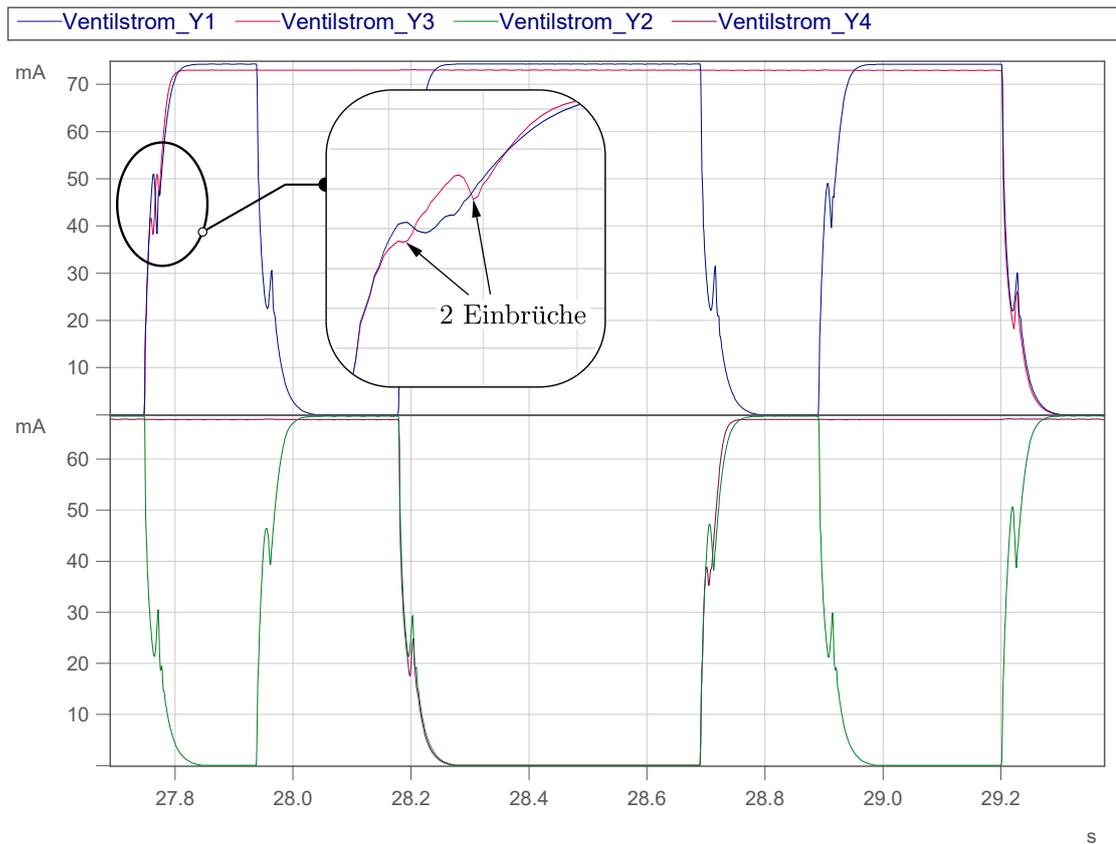
Zum Zeitpunkt  $t = 0$  wird Spannung an den Elektromagneten gelegt. Anschließend beginnt sich ein Strom, bei gleichbleibenden Luftspalt, und damit ein Magnetfeld aufzubauen. Dabei findet eine reine elektromagnetische Energiewandlung statt. Während dieser Phase ist der Strom nur abhängig von den vorliegenden elektrischen und magnetischen Widerständen sowie von der Versorgungsspannung. Nach Ablauf der Anzugsverzugszeit  $t_{11}$  wird der Magnetanker durch überwinden mechanischer Kräfte in Bewegung versetzt. Dadurch sinkt der Luftspalt und somit der magnetische Widerstand. Nun tritt eine elektro-magneto-mechanische Energiewandlung auf, da neben der Magnetisierung auch Energie zur Bewegung des Magnetankers benötigt wird. Der Verlauf des Stroms  $i(t)$  ist nun ebenfalls vom dynamischen Verhalten des Ankers (Ankermasse, auftretende Federkräfte, Reibungskräfte, etc.) abhängig. Nachdem auch die Hubzeit  $t_{12}$  verstrichen ist, wurde der Magnetanker vollständig in die andere Endstellung gebracht. Der Luftspalt ist nun minimal und der Spulenstrom steigt, unter einem wesentlich geringerem magnetischen Widerstand als zu Beginn des Anzugsvorgangs, bis zu seinem stationären Wert  $I_0$  an. Nach Abschalten der Erregerspannung  $U_0$  benötigt das magnetische Feld eine bestimmte Zeit zum Abbau, womit auch die Magnetkraft zeitlich abnimmt. Nach dem Abfallverzug  $t_{21}$  übersteigen die mechanischen Rückstellkräfte die Magnetkräfte und der Anker setzt sich in Bewegung bis er sich wieder in seiner Ruhestellung befindet. Währenddessen steigt der Luftspalt und somit auch der magnetische Widerstand an und es zeigt sich qualitativ ein entgegengesetzter Vorgang ab als jener zu  $t_{12}$ . [33]

Ein ähnliches Verhalten als jenes dargestellt in Abb. 4.4 wird auch von den im Wischer-Antrieb verwendeten Magnetventilen erwartet. Die dargestellten Zeiten  $t_1$  und  $t_2$  welche vom Zeitpunkt des Anlegen/Wegnehmens der Versorgungsspannung bis zum vollständigen Öffnen bzw. Schließen benötigt werden, sind im Versuch für jedes Ventil zu ermitteln. Diese Schaltzeiten müssen zu allen Schaltzyklen betrachtet werden, da die mechanische Belastung am Magnetanker für den Übergang verschiedener Bewegungsphasen nicht konstant ist. Aufgrund unterschiedlicher Drücke vor und nach dem Ventil treten unterschiedliche Kräfte auf und führen demnach zu unterschiedlichen Zeiten  $t_1$  und  $t_2$ . Wird zum Beispiel beim Einschalten des Wischer-Antriebs das Zuluftventil geschaltet, liegt an einer Seite (Kolbenkammer zugewandt) Umgebungsdruck und an der anderen Seite (zur Luftversorgung) des Magnetankers der Ruhedruck der Zuluftleitung an. Während der Bewegung ist der Druck in der Kolbenkammer, um ein vielfaches höher als der Umgebungsdruck und demnach unterscheidet sich die Druckdifferenz am Ventil und damit auch die Kraft am Magnetanker, im Gegensatz zum vorhin beschriebenen ersten Schaltzyklus, signifikant.

In Abb. 4.5 sind die Spulenströme aller vier Magnetventile während eines Hubs über der Zeit dargestellt. Dabei sind immer zwei Ventile welche jeweils einer Kolbenkammer zugeordnet sind,  $Y_1$  u.  $Y_3$  sowie  $Y_2$  u.  $Y_4$  gemeinsam dargestellt. Die getätigte Annahme, im Zuge der Modellbildung, von kurzen Schaltzeiten gegenüber den Bewegungsphasen wird bei der Betrachtung dieses Diagramms unterstützt.

Man erkennt den, vorhin beschriebenen, charakteristischen Stromverlauf (Magnetisierungs- und Entmagnetisierungsvorgang) eines Gleichstrom-Elektromagneten mit beweglichem Anker. Für die Ermittlung jeder Schaltzeit wurden an den gemessenen Stromverläufen jeweils zwei Punkte, wie in Abbildung 4.6 dargestellt, verwendet. Aus den Zeitpunkten des Einleitens ( $T_0$ ) und des lokalen Minima ( $T_1$ ) für den Einschaltvorgang bzw. des lokalen Maxima ( $T_2$ ) für den Ausschaltvorgang bestimmt sich die Schaltzeit, beim Einschalten:  $t_{1i} = T_{1i} - T_{0i}$  bzw. Ausschalten:  $t_{2i} = T_{2i} - T_{0i}$  für jedes Ventil  $i$ . Dies wurde mehrfach für jeden Umschaltvorgang durchgeführt<sup>36</sup>. Im Zuge der Auswertung hat sich herausgestellt, dass sich die Schaltzeiten der Ventile ZES01 ( $Y_1$  u.  $Y_2$ ) und ZES02 ( $Y_3$  u.  $Y_4$ ) bei Schaltvorgängen während der Bewegung nur zwischen dem Ein- und Ausschaltvorgang signifikant unterscheiden.

<sup>36</sup> Mindestens 16 Messpunkte pro Magnetventil. Eine genaue Auflistung der Messergebnisse siehe [34].



**Abbildung 4.5:** Ventilströme der 4 verbauten Magnetventile während eines Wischerhubs

Die Auswirkung unterschiedlicher mechanischer Belastungen am Magnetanker ist bei Schaltvorgängen während der Bewegung in guter Näherung zu vernachlässigen. Zwischen den Schaltzeiten während der Bewegung und jener der ersten Betätigung (Übergang der Parkstellung zur Beschleunigungsphase) zeigen sich hingegen deutliche Unterschiede. Wie bereits erwähnt, tritt dabei die größten Druckdifferenz am Magnetanker auf und dies zeigt sich in der Schaltzeit. Die Tabelle 4.2 zeigt die verwendeten Zeiten eines jeden Ventils während der Bewegung und für die erste Betätigung beim Start des Wischers. Zur Bestimmung dieser mittleren Schaltzeiten, aus den aufgenommenen Messpunkten, wurde die Methode der kleinsten Fehlerquadrate verwendet. Dabei wurde die Abweichung der mittleren Schaltzeit zu jeder gemessenen Schaltzeit jedes Messpunkts bestimmt, quadriert (=Fehlerquadrat) und anschließend der Zielwert (mittlere Schaltzeit) variiert, um die Summe der Fehlerquadrate zu minimieren.

Die Schaltzeiten während der ersten Betätigung sind in Tabelle 4.2, für die beiden Ventile ZES01 und ZES02, angegeben. Dabei werden die Ventile, wie bereits in der Beschreibung des Reglers (Kap. 3.4) erwähnt, der Position des Kolbens in Bezug auf die Parkposition zugeordnet. Dies ist ausschlaggebend dafür, in welcher Kolbenkammer Umgebungsdruck ( $P_A$ ) und in welcher der Versorgungsdruck ( $P_Z$ ), während der ersten Betätigung, anliegt. Aus den zugehörigen Messergebnissen geht hervor, dass sich die Schaltzeiten an der  $P_Z$ -Seite, aufgrund ähnlicher Bedingungen wie im Betrieb, nicht signifikant von diesen unterscheiden. Im Gegensatz dazu benötigt das Zuluftventil (ZES01) an der Seite  $P_A$  für den ersten Hub des Magnetankers um ca.  $\frac{1}{3}$  weniger Zeit als dies, im Mittel, während der Bewegung notwendig ist. Dies liegt daran, dass die anliegende Druckdifferenz in Höhe von  $p_{ZL} - p_{amb}$  entgegen der Druckfeder wirkt und somit die notwendige magnetische Anzugskraft für die Bewegung des Magnetankers reduziert wird. Das dieser Antriebs-Seite zugeordnete Abluftventil ( $P_{AZES02}$ ), benötigt hingegen für den

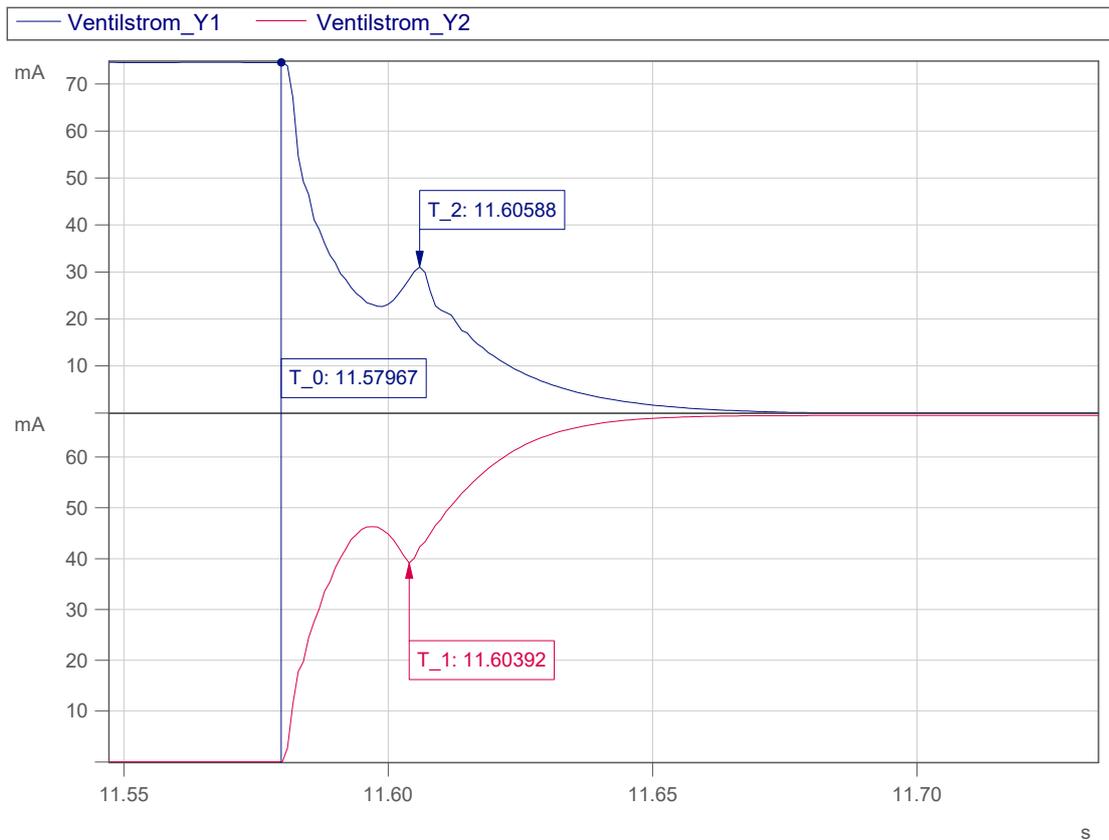


Abbildung 4.6: Schaltzeiten des Ventils  $Y_1$  und  $Y_2$

ersten Hub fast doppelt so lange wie während der Bewegung.

Die verkürzte Schaltzeit des Zuluftventil ( $PA_{ZES01}$ ) hat zur Folge, dass Druckluft aus der Versorgungsleitung nicht nur in die Kolbenkammer sondern auch Richtung Abluftventil strömt. Der daraus folgende erhöhte Druck am Abluftventil, führt zu erhöhter mechanischer Belastung am Magnetanker und demnach zu einer erhöhten notwendigen Magnetkraft zur Bewegung des Ankers. In Abbildung 4.5 ist der zugehörige Stromverlauf des Zu- und Abluftventil vergrößert dargestellt. Im Verhalten des Abluftventils sind zwei lokale Minima (Einbrüche) erkennbar. Die erste Abnahme des Stroms repräsentiert den eingeleiteten Schließvorgang, welcher anschließend durch das parallel öffnende Zuluftventil und der deshalb einströmenden Druckluft unterbrochen wird. Der Magnetanker im Abluftventil setzt sich demnach in Bewegung (erste Stromabnahme) und wird durch den erhöhten Druck daran gehindert bzw. zurück bewegt. Anschließend steigt der Strom wieder an, um das dafür notwendige Magnetfeld aufzubauen und erst bei der zweiten Reduktion des Stromes wird das Ventil vollständig geschlossen. Aufgrund dessen wird die Schaltzeit, im vorliegenden Modell, als jene Zeit definiert, die zwischen Betätigung und vollständigem Öffnen (=zweiten Minimum im Stromverlauf) verstreicht. Die erhöhte Schaltzeit des Abluftventil begründet sich demnach in der verkürzten Schaltdauer des Zuluftventils.

Neben der vorgestellten Modellierung mittels idealem Rechteckverhalten inkl. Totzeit, ist es auch möglich das tatsächlich auftretende allmähliche Öffnen bzw. Schließen des Magnetventils abzubilden. Dabei wäre es notwendig die Bewegung des Magnetankers sowie den fließenden Strom im elektro-magnetischen Kreis über Differentialgleichungen zu beschreiben und in Abhängigkeit der aktuellen Bedingungen (Position Magnetanker, anliegende Drücke, etc.) zu berechnen. Näheres dazu siehe [33] Kapitel 5. Dies würde weiters die Bestimmung des Massenstrom-Verhaltens (Parameter  $C$ ,  $b$ ,  $m$ ,  $K_p$ ), in Abhängigkeit der Ankerstellung erfordern. Dabei kann das Modell

**Schaltzeiten während der Bewegung**

Magnetventil	Vorgang	Schaltzeit	Anmerkung
ZES 01 Y <sub>1</sub> u. Y <sub>2</sub>	Magnetisieren	$t_{1ZES01} = 23.50ms$	Ventil <b>öffnet</b>
ZES 01 Y <sub>1</sub> u. Y <sub>2</sub>	Entmagnetisieren	$t_{2ZES01} = 25.52ms$	Ventil <b>schließt</b>
ZES 02 Y <sub>3</sub> u. Y <sub>4</sub>	Magnetisieren	$t_{1ZES02} = 15.50ms$	Ventil <b>schließt</b>
ZES 02 Y <sub>3</sub> u. Y <sub>4</sub>	Entmagnetisieren	$t_{2ZES02} = 26.12ms$	Ventil <b>öffnet</b>

**Schaltzeiten der ersten Betätigung**

Magnetventil	Vorgang	Schaltzeit	Anmerkung
PA <sub>ZES 01</sub> Y <sub>1</sub> o. Y <sub>2</sub>	erstes Magnetisieren	$t_{1PZES01} = 16.52ms$	Ventil <b>öffnet</b>
PZ <sub>ZES 01</sub> Y <sub>1</sub> o. Y <sub>2</sub>	erstes Entmagnetisieren	$t_{2PZES01} = 24.77ms$	Ventil <b>schließt</b>
PA <sub>ZES 02</sub> Y <sub>3</sub> o. Y <sub>4</sub>	erstes Magnetisieren	$t_{1PZES02} = 28.45ms$	Ventil <b>schließt</b>
PZ <sub>ZES 02</sub> Y <sub>3</sub> o. Y <sub>4</sub>	erstes Entmagnetisieren	$t_{2PZES02} = 26.17ms$	Ventil <b>öffnet</b>

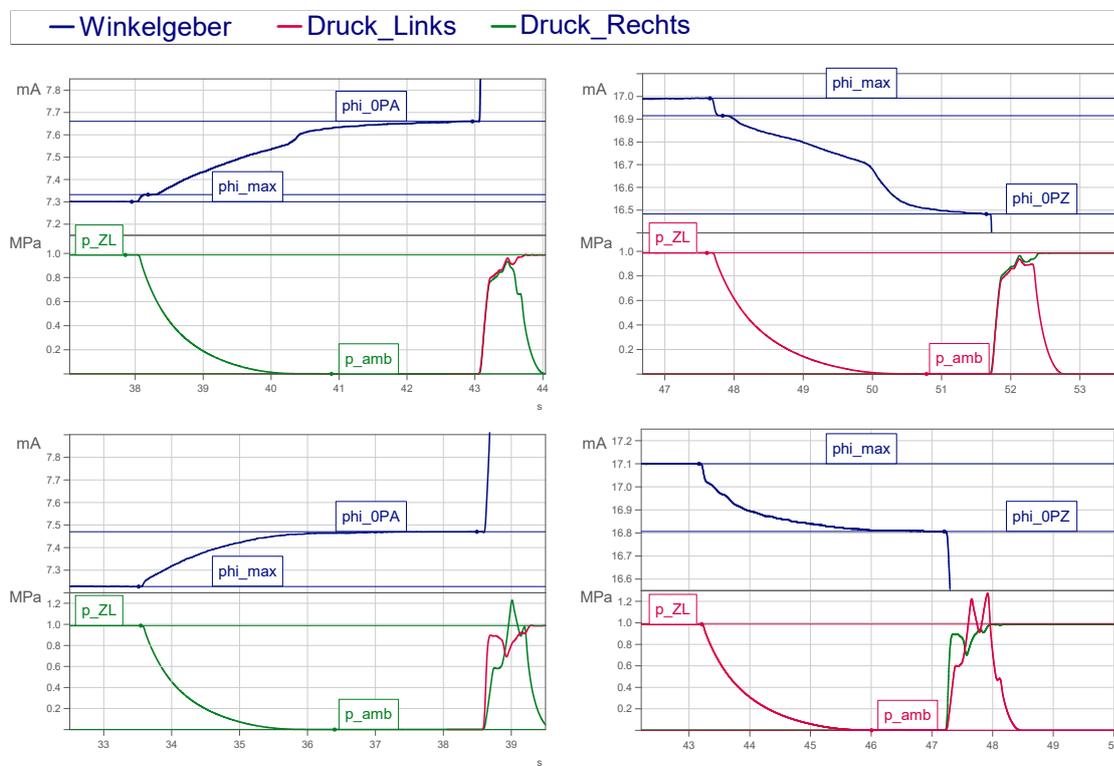
**Tabelle 4.2:** Schaltzeiten der Magnetventile

aufgrund der Annahme einer stationären Strömung an seine Grenzen stoßen und somit eine genauere Betrachtung der auftretenden Strömung erfordern. Die Komplexität des entwickelten Simulationsmodells sowie der messtechnische Aufwand müsste demnach deutlich gesteigert werden, um damit das Ventilverhalten genauer zu simulieren. Für das Ziel des entwickelten Modells ist die Miteinbeziehung der Magnetanker-Bewegung und damit eine genauere Modellierung der Ventile, aufgrund der kurzen Schaltzeiten im Vergleich der Bewegungsphasen, von untergeordneter Bedeutung und bleibt unberücksichtigt. Sollte jedoch zum Beispiel der Füllvorgang der Kolbenkammer detailliert betrachtet werden, kann eine genauere Modellbildung notwendig werden.

**4.2.3 Parameterbestimmung Endanschlag**

Zur Simulation der Rückstellkraft sowie der Bewegung des viskoelastischen Endanschlags ist es notwendig für das in Kapitel 3.1.3.2 vorgestellte Modell 1 und Modell 2 die Parameter zu bestimmen. Die statische Steifigkeitskennlinie  $c_0(s_E)$  wurde dabei durch Versuche und den daraus erhaltenen Daten ermittelt. Das zeitabhängige (viskoelastische) Verhalten wird im Zuge einer Parametervariation und eines Vergleich von Simulation und Versuch, Kap. 6.2, bestimmt. Die Versuche zum Verhalten des Endanschlags wurden am Versuchsaufbau nach Kapitel 4.2.1 durchgeführt. Die verwendete Messtechnik ist ebenfalls diesem Kapitel zu entnehmen. Als Ausgangspunkt für die Bestimmung der Steifigkeit, für den späteren Vergleich der Messung mit den Simulationsergebnissen und zur Bestimmung der Position relativ zum Endanschlag  $\varphi_{rel}$

(Notwendig für den Bremswinkel etc.), muss zu Beginn die Position des Endanschlags bestimmt werden. Dieser Nullpunkt, welcher für den Regler essenziell ist, wird am realen Antrieb durch eine im Controller programmierte Routine detektiert. Diese Null-Routine steuert die Ventile in einer definierten zeitlichen Abfolge an, um eine Kolbenkammer mit Druck zu beaufschlagen und anschließend wieder zu entlüften. Nach dem Entspannen (=Entlüften) wird eine definierte Zeit abgewartet, in welcher der Endanschlag relaxiert. Danach wird das erhaltene Stromsignal des Winkelsensors abgespeichert und als Nullpunkt hinterlegt. Zur Bestimmung der Position beider Endanschläge (links und rechts), wird dies in beiden Endlagen durchgeführt. Im Regler wird dabei nur jene Nullposition verwendet, welche in der Position  $PA$  ermittelt wurde. In Abbildung 4.7 ist diese Abfolge für den unbelasteten (keine Last an der Wischer-Welle) und belasteten (Pendel) Antrieb in Position  $PA$  und  $PZ$  dargestellt. Für jeden Fall sind die Drücke in den Kolbenkammern sowie der Winkel als Stromsignal aufgetragen. Bei den dargestellten Kurven wurde die Parkstellung in der rechten Endlage definiert ( $PA$ :rechts<sup>37</sup>).



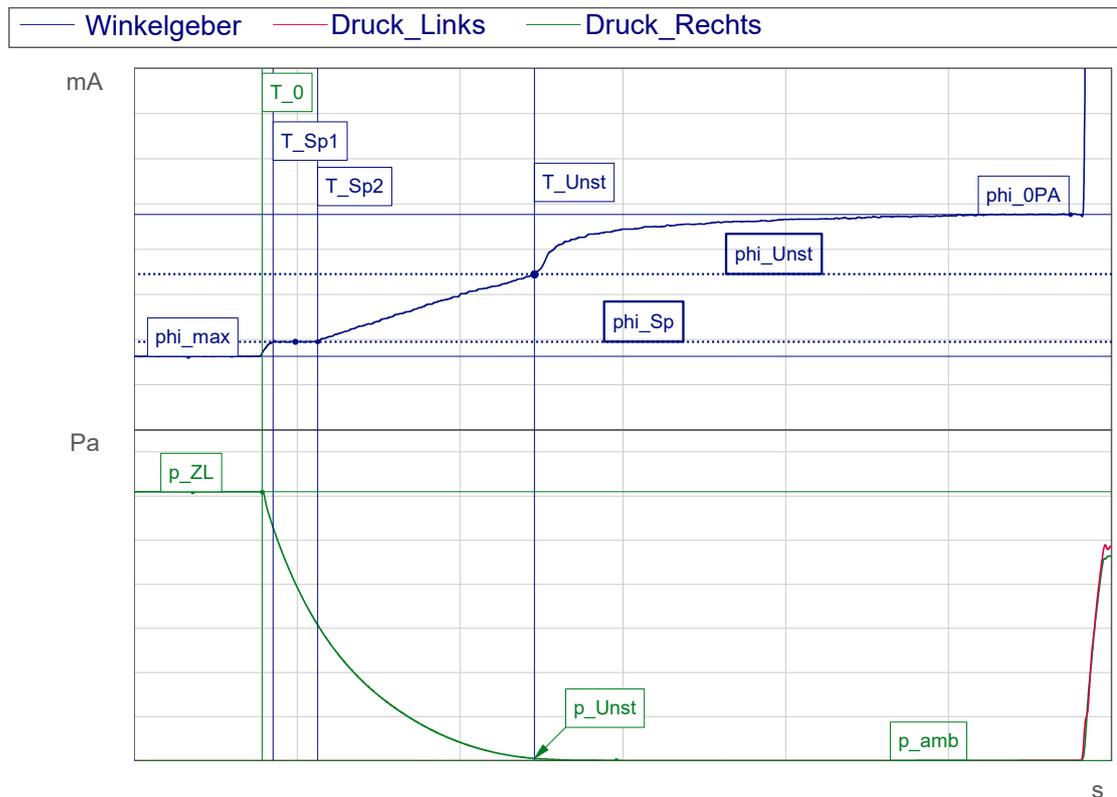
**Abbildung 4.7:** Während der Null-Routine aufgenommene Rohsignale für unterschiedliche Fälle: links oben (A): unbelasteter Antrieb in Position  $PA$ , rechts oben (B): Unbelastet  $PZ$ , links unten (C): belastet  $PA$ , rechts unten (D): belastet  $PZ$

In Abbildung 4.7 werden mehrere Eigenschaften des Endanschlags sichtbar. Vergleicht man die unbelasteten mit den belasteten Signalen erkennt man einerseits, dass die Belastung, wie zu erwarten war, den Einfederweg in den Endanschlag erhöht und damit das Winkelsignal an der Position  $PA$  zu kleineren Winkel und an der Position  $PZ$  zu größeren verschiebt. Andererseits wird ersichtlich, dass die Differenz des Winkelsignals bei voll anliegenden Druck ( $p_{ZL}$ ) zu jenem bei Umgebungsdruck ( $p_{amb}$ ) nicht gleich groß ist. Dies zeigt die, bereits in Kap. 3.1.3.2 erwähnte, nicht-lineare Steifigkeit des Elastomers. Im vorliegenden Fall resultiert diese nicht nur aus dem Werkstoffverhalten sondern auch aus der Form. Aufgrund des nicht-linearen Spannungs-

<sup>37</sup> Zur Wiederholung sei angemerkt, dass für die Parkposition die Position des Wischers gilt und nicht jene des Kolbens.

Dehnungs-Verhalten lässt sich die tatsächliche Ruhe-Position ( $\varphi_0$ ) des unbelasteten Antriebs, bei noch unbekannter Steifigkeitskennlinie nicht aus den Verläufen des belasteten Antriebs berechnen. Demnach ist diese für den unbelasteten Antrieb zu ermitteln.

Des Weiteren unterscheiden sich die Winkelsignale in ihren qualitativen Verläufen. Bei den unbelasteten Signalen in Position *PA* (Diagramm A) sowie in *PZ* (Diagramm B) zeigt sich zu Beginn der Entlüftung ein Sprung sowie in weiterer Folge ein Knick mit einem anschließend anderen Verhalten (Unstetigkeit im Verhalten des Endanschlags) im Winkelsignal. Diese treten an den Kurven des belasteten Antriebs (Diagramm C und D) nicht auf. In Abbildung 4.8 ist der Verlauf des Winkels und der Drücke während der Null-Routine aus der Stellung *PA* für den unbelasteten Antrieb (Diagramm A in Abb. 4.7) detaillierter dargestellt. Zum besseren



**Abbildung 4.8:** Winkel und Drucksignale während der Null-Routine am unbelasteten Antrieb ausgehend von der Parkstellung

Verständnis wurden die in Abb. 4.8 dargestellten Winkel und Zeiten bei unterschiedlichen Drücken aufgenommen. Daraus hat sich gezeigt, dass der Betrag des Sprungs  $\Delta_z = \varphi_{Sp} - \varphi_{max}$  bei unterschiedlichen Drücken gleich groß ist. Die zugehörigen Zeiten  $t_{Sp} = T_{Sp2} - T_{Sp1}$  während der Winkel konstant  $\varphi = \varphi_{Sp}$  bleibt, unterscheiden sich jedoch signifikant für verschiedene Drücke. Deswegen wurde dieser Winkelsprung als Spiel in der Verzahnung erkannt. Damit lässt sich auch leicht erklären, weshalb dies nur im unbelasteten Antrieb auftritt. Nämlich führt beim belasteten Antrieb die Gewichtskraft des Pendels dazu, dass die Zahnflanke des Zahnradsegments auf jener der Zahnstange anliegt, welche auch beim Entlüften in Kontakt ist. Beim unbelasteten Antrieb hingegen, wirkt keine Gewichtskraft die diesen Kontakt herstellt. Wird nun der Kolben durch den anliegenden Druck in den Endanschlag gedrückt führt die Zahnstange das Zahnsegment und damit die Wischer-Welle auf der dieser Bewegungsrichtung zugeordneten Zahnflanke. Bei einer Reduktion des Drucks während der Entlüftung, muss von der Zahnstange erst das Zahnspiel zurückgelegt werden, um mit der anderen Zahnflanke in Berührung zu kommen. In Abbildung

4.9 ist, als visuelle Hilfestellung, die Zahnpaarung mit Spiel exemplarisch dargestellt. Darin sind die zugehörigen Bewegungsrichtungen der Zahnstange und Zahnradsegment gemeinsam mit den dabei in Kontakt stehenden Zahnflanken farblich gekennzeichnet.<sup>38</sup>

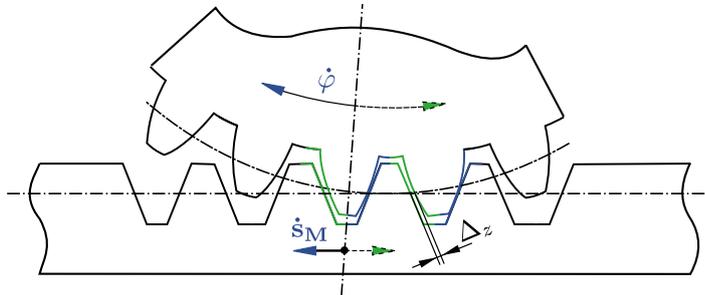


Abbildung 4.9: Zahnstange-Zahnradsegment Paarung mit Spiel  $\Delta_z$

Der Knick im Winkelverlauf ( $\varphi_{Unst}, T_{Unst}$ ) hingegen, lässt sich nicht auf einen Effekt der Zahnradpaarung zurückführen, da auch bei unterschiedlichen Drücken kein Winkelsprung und anschließende Phase mit konstantem Winkel auftritt. Aus einem Vergleich der zugehörigen Winkel und Zeiten bei variierten Drücken hat sich gezeigt, dass der Knick bei der verwendeten Routine immer an nahezu der gleichen Winkelposition auftritt. Deswegen wird der Knick auf eine Unstetigkeit in der Steifigkeit des Endanschlags zurückgeführt. Eine genaue Auswertung der aufgenommenen Zeiten und Winkeln zum Winkelsprung und der Unstetigkeit siehe [34].

Der mit der Null-Routine aufgenommene Nullpunkt  $\varphi_{0PA}$  bzw.  $\varphi_{0PZ}$  ist ein Referenzpunkt, jedoch aufgrund der kurzen Zeit zwischen vollständiger Entlastung und detektierten Position nicht die tatsächliche Ruhelage des vollständig relaxierten Endanschlags.

Für die Bestimmung der statischen Kennlinie und der tatsächlichen Lage des Endanschlags wurden quasi-statische Messungen durchgeführt. Dabei ist der Endanschlag, wie auch bei der Null-Routine, komprimiert und anschließend relaxiert geworden. Jedoch so langsam, dass geschwindigkeits-proportionale Effekte ausgeschlossen werden können. Das zeitabhängige Verhalten des Endanschlags geht somit nicht in die Ergebnisse ein und es kann direkt das statische Verhalten des Elastomers betrachtet werden. Dafür wird der vorgestellte Versuchsaufbau mit Drosseln im Luftkanal der Luftversorgung und der Abluft (vor und nach der Geräteinheit) erweitert, um somit den ein und ausströmenden Luftstrom in und aus den Kammern verringern zu können.

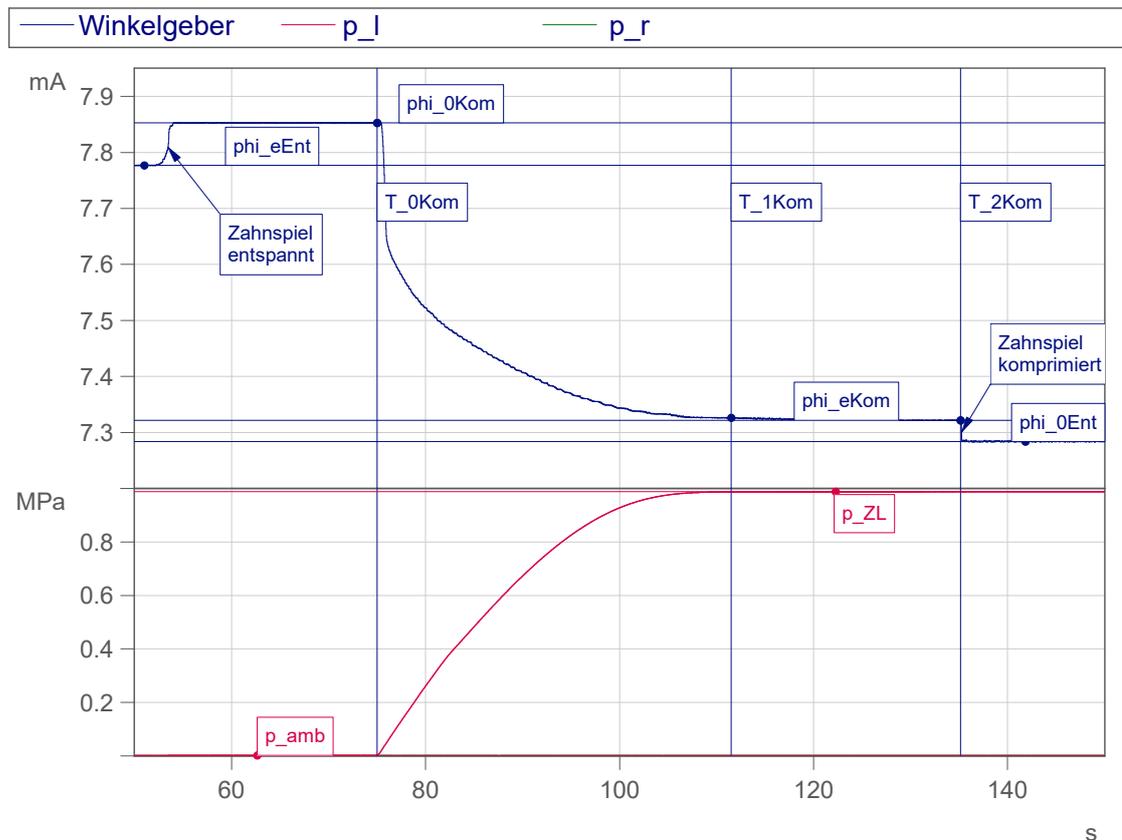
Die Vorgehensweise war wie folgt:

1. **Reset:** Die Kolbenkammer mit Druckluft befüllen und anschließend entlüften. Der Endpunkt der Entlüftung:  $\varphi_{eEnt}$ .
2. **Manuelles zurückstellen des Zahnspiels am entspannten Endanschlag** (Zahnspiel entspannt): Damit folgt der Ausgangspunkt für die Kompression:  $\varphi_{0Kom}$ .
3. **Komprimieren/Belasten:** Kolbenkammer durch öffnen der Drossel langsam mit Luft befüllen.
4. **Gleichgewicht im Komprimierten Zustand:** Dabei wird während der Zeit  $t_{kom} = T_{2Kom} - T_{1Kom}$  gewartet bis sich ein Gleichgewichtszustand einstellt. Anschließend folgt der Endpunkt des Komprimierens  $\varphi_{eKom}$ .
5. **Manuelles zurückstellen des Zahnspiels am komprimierten Endanschlag** (Zahnspiel komprimiert): Der Ausgangspunkt für das Entspannen des Endanschlags:  $\varphi_{0Ent}$ .

<sup>38</sup> Es gilt zu beachten, dass die Zahnstange die Bewegung vorgibt und nicht das Zahnradsegment!

6. **Entlüften/Entspannen:** Die Kolbenkammer wird durch öffnen der Drossel in der Abluftstrecke langsam entlüftet.
7. **Gleichgewicht im entspannten Zustand:** Der Endanschlag relaxiert während der Zeit  $t_{Ent} = T_{2Ent} - T_{1Ent}$ . Der Endpunkt des Entspannens:  $\varphi_{eEnt}$ .

Der erste Punkt ist nur zu Beginn durchzuführen, anschließend wird 2-6 wiederholt und damit die statische Kennlinie des Endanschlags durchfahren. Die Abbildung 4.10 und 4.11 zeigen die eben beschriebenen Schritte. Die beiden Anmerkungen "Öffnung 2" und "Öffnung 3" in Abb. 4.11 zeigen jene Zeitpunkte an denen die Drossel während der Entlüftung weiter geöffnet wurde, um den Zeitraum des Versuchs zu begrenzen.

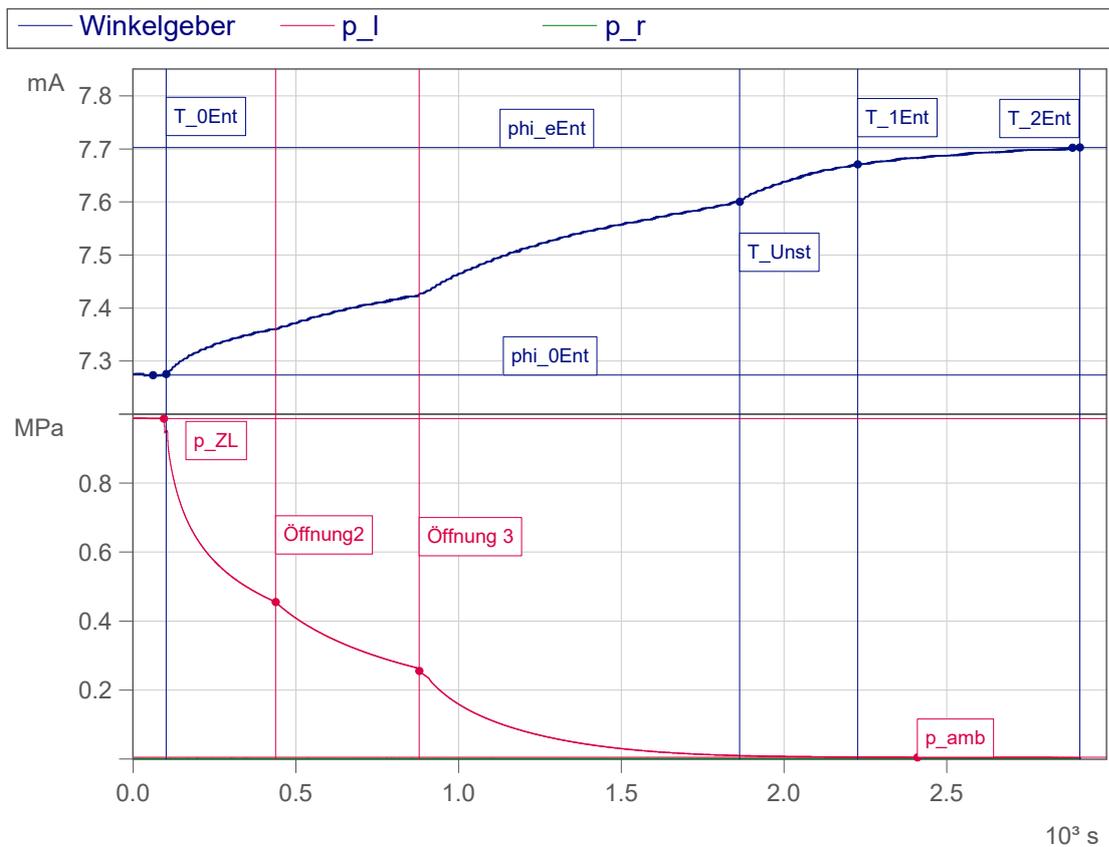


**Abbildung 4.10:** Kontinuierliches Entspannen des Endanschlags am unbelasteten Antrieb

Der beschriebene Vorgang wurde für beide Endanschläge (links und rechts) mindestens 3x (jeweils Entspannen und Komprimieren) durchgeführt. Betrachtet man den Winkel in Abb. 4.11 erkennt man, dass sich der Endanschlag auch nach vollständigem Entlüften (nach  $T_{1Ent}$ ) noch wesentlich ausdehnt (relaxiert). Dies zeigt sehr klar, dass bei kurzen betrachteten Zeiten ein tatsächlicher Gleichgewichtspunkt nicht erreicht wird.

Aufgrund des auftretenden Zahnspiels gibt es zwei mögliche Betrachtungen für den Nullpunkt des Antriebs. Weil die Zahnstange mit dem Zahnradsegment bei einer Bewegung aus dem Endanschlag heraus nicht mit derselben Zahnflanke im Eingriff ist als bei einer Kompression des Endanschlags. Im Simulationsmodell wird der Winkel  $\varphi_{eEnt}$  nach der Entlüftung und vollständig entspanntem Endanschlag als Referenzwinkel verwendet. Damit stimmt der Winkel des Simulationsmodells in der Parkstellung mit jenem des realen Antriebs überein, nicht aber an der gegenüberliegenden Seite bzw. Flanke.

Demnach muss bei einer Betrachtung der statischen Hysterese der Nullpunkt der Kompression,



**Abbildung 4.11:** Kontinuierliches Komprimieren des Endanschlags am unbelasteten Antrieb mit drei unterschiedlichen Drossel-Öffnungen

um das Zahnspiel verschoben werden. Damit dies berücksichtigt wird, muss zu Beginn der Winkel, bei dem der Kolben mit dem entspannten Endanschlag in Kontakt tritt, bestimmt werden. Dies ist nicht trivial, weil der Kolben während dem manuellen Nachstellen des Zahnspiels, im entspannten Zustand (Punkt 2 der oben angeführten Auflistung), vom Endanschlag abheben kann. In dieser Position wird der Kolben aufgrund fehlender Belastung (keine Druckdifferenz und Belastung) in keiner definierten Position gehalten. Der zugehörige Nullpunkt  $\varphi_{0Kom}$  wird demnach ausgehend vom komprimierten Zustand über den Einfederweg rechnerisch bestimmt. Unter Verwendung der Tatsache, dass bei gleicher Belastung und negierter zeitabhängigen Größen (statische Betrachtung) der aufgenommene Weg während der Entlüftung  $\Delta\varphi_{Ent}$  gleich dem Einfederweg beim Komprimieren  $\Delta\varphi_{Kom}$  sein muss, (4.3).<sup>39</sup> Damit lässt sich der Ausgangspunkt berechnen zu:

$$\Delta\varphi_{Ent} = \varphi_{eEnt} - \varphi_{0Ent} \quad (4.1)$$

$$\Delta\varphi_{Kom} = \varphi_{0Kom} - \varphi_{eKom} \quad (4.2)$$

$$\Delta\varphi_{Ent} = \Delta\varphi_{Kom} \quad (4.3)$$

$$\varphi_{0Kom} = \Delta\varphi_{Ent} + \varphi_{eKom} \quad (4.4)$$

Damit stochastische Messfehler möglichst ausgeglichen werden, sind die Winkel  $\varphi_{eEnt}$ ,  $\varphi_{0Ent}$  und  $\varphi_{eKom}$  aller Messpunkte gemittelt. Die Tabelle 4.3 zeigt die experimentell bestimmten und berechneten (inkl. Formel) Winkel:

<sup>39</sup> Dabei gilt die Annahme, dass die Übersetzung der Verzahnung konstant ist (Inertialfester Eingriffspunkt).

Position PA: linker Endanschlag		Position PZ: rechter Endanschlag	
$\varphi_{0EntPA}$	7.27216mA	$\varphi_{0EntPZ}$	17.05452mA
$\varphi_{eEntPA}$	7.76793mA	$\varphi_{eEntPZ}$	16.48269mA
$\varphi_{eKomPA}$	7.31484mA	$\varphi_{eKomPZ}$	17.01445mA
$\Delta\varphi_{EntPA} =$ $\varphi_{eEntPA} - \varphi_{0EntPA}$	0.49577mA	$\Delta\varphi_{EntPZ} =$ $\varphi_{eEntPZ} - \varphi_{0EntPZ}$	-0.57183mA
$\varphi_{0KomPA} =$ $\Delta\varphi_{EntPA} + \varphi_{eKomPA}$	7.81060mA	$\varphi_{0KomPZ} =$ $\Delta\varphi_{EntPZ} + \varphi_{eKomPZ}$	16.44261mA
$\Delta_zKomPA =$ $\varphi_{eEntPA} - \varphi_{0KomPA}$	0.04268mA	$\Delta_zKomPZ =$ $\varphi_{eEntPZ} - \varphi_{0KomPZ}$	-0.04008mA

**Tabelle 4.3:** Ermittelte Referenzwinkel und Zahnspiel der beiden Endanschläge, am unbelasteten Antrieb mit einem Versorgungs-Luftdruck von  $p_{ZLrel} = 9.88bar(rel)$

Aufgrund der Näherung der konstanten Übersetzung (inertialfesten Eingriffspunkt) während des Kompressions- und Entspannungsvorgangs, folgt die Vereinfachung, dass das Zahnspiel im komprimierten Zustand gleich groß jenem am entspannten Endanschlag ist. Eine genauere Betrachtung ist nur dann möglich, wenn direkt der Weg der Zahnstange gemessen wird.

Mit den bestimmten Referenz-Stromsignalen, können für die jeweilige Bewegungsrichtung (Entspannen bzw. Komprimieren) die Winkel unter Ausschluss des Zahnspiels bestimmt werden:

$$\varphi_{Ent} = (\varphi_I - \varphi_{eEnt}) \cdot K_{I\varphi} \quad (4.5)$$

$$\varphi_{Kom} = (\varphi_I - \varphi_{0Kom}) \cdot K_{I\varphi} \quad (4.6)$$

Darin ist  $\varphi_I$  das Winkelsignal des Winkelsensors,  $[\varphi_I] = mA$  und  $K_{I\varphi}$  der Umrechnungsfaktor von  $mA$  auf  $deg$ , infolge des Messbereichs und Output:

$$K_{I\varphi} = \frac{120^\circ - 0^\circ}{20mA - 4mA} \quad (4.7)$$

Der Winkel  $\varphi_{rel}$ , ausgehend vom Endanschlag in der Position PA, wird für alle weiteren Winkeldarstellungen sowie beim Vergleich der Messung mit den Simulationsergebnissen in Kap. 6 nach Gleichung 4.8 bestimmt:

$$\varphi_{rel} = (\varphi_I - \varphi_{eEntPA}) \cdot K_{I\varphi} \quad (4.8)$$

Beim entwickelten Simulationsmodell wurde eine ideale Verzahnung vorausgesetzt. Im Gegensatz dazu unterscheidet sich am realen Antrieb die Bewegung der Wischerwelle von jener der Kolbenbaugruppe um das Zahnspiel. Damit der zurückgelegte Weg des Kolbens und das damit bewegte Volumen möglichst gut approximiert wird, wird die Lage des Endanschlags in der Position PZ durch den Referenzwinkel des Komprimierens beschrieben. Bei dieser Betrachtung wird davon ausgegangen, dass vom Entlüften des Endanschlag in PA bis zum Kontakt in PZ kein Abheben der Zahnflanken auftritt.<sup>40</sup> Die simulierte Bewegung findet somit zwischen den beiden Positionen  $\varphi_{EPA}$  und  $\varphi_{EPZ}$  statt:

$$\varphi_{EPA} = 0^\circ \quad (4.9)$$

$$\varphi_{EPZ} = (\varphi_{0KomPZ} - \varphi_{eEntPA}) \cdot K_{I\varphi} = 65.06^\circ \quad (4.10)$$

<sup>40</sup> Genau genommen stimmt dies nur dann, wenn das Zahnspiel in der Position PA und PZ gleich groß sind. Dies ist lt. Tabelle 4.3 in guter Näherung erfüllt.

Damit wird die Bewegung der Kolbenbaugruppe in guter Näherung abgebildet, jedoch stimmt der berechnete Winkel mit dem gemessenen nicht genau überein.

Die vorgestellten Positionen ermöglichen eine Betrachtung relativ zum Nullpunkt, jedoch nicht als Absolutposition im Raum. Dafür ist es notwendig eine Referenzposition zum Inertialsystem zu bestimmen. Für diesen Zweck wurde das Pendel in die vertikale Lage gebracht (Nulllage des inversen Pendel) und dabei das Winkelsignal, bei horizontalem Antrieb (Kolbenachse= $x_0$ -Achse), aufgenommen. Aus dem erhaltenen Winkelsignal lässt sich nun, neben der Position relativ zum Endanschlag in  $PA$ :  $\varphi_{rel}$ , auch der Winkel relativ zur Mittellage ( $yz$ -Achse) bestimmen:  $\varphi = \varphi_{ABS}$ . Neben der Mittellage ist in Tabelle 4.4 ebenfalls die Position der Endanschläge in  $PA$  und  $PZ$ , welche im Simulationsmodell verwendet werden, eingetragen.

Position $\varphi = 0$	
$\varphi_{ABS}$	12.15469mA
$\varphi_{relMittig} = (\varphi_{ABS} - \varphi_{eEntPA}) \cdot K_{I\varphi}$	32.9°
Position der Endanschläge ausgehend von der Mittellage	
$\varphi_{ABS_{EPA}} = (\varphi_{eEntPA} - \varphi_{ABS}) \cdot K_{I\varphi}$	-32.9°
$\varphi_{ABS_{EPZ}} = (\varphi_{0KomPZ} - \varphi_{ABS}) \cdot K_{I\varphi}$	32.5°

**Tabelle 4.4:** Winkelsignal bei vertikaler Pendelstellung und Position der Endanschläge

Die Versuche wurden, neben der Bestimmung der Endanschlag- und Wischer-Lage, vor allem zur Ermittlung der statischen Steifigkeit des Endanschlags durchgeführt. Dabei wurden aus den durchgeführten quasi-statischen Be- und Entlastungsvorgängen, für den unbelasteten und belasteten Antrieb, die Belastungs-Weg-Kurven bestimmt. Die Kraft im Endanschlag wird für den unbelasteten Antrieb direkt aus der Druckdifferenz:  $F = p_l - p_r \cdot A_K$  berechnet, weil Einflüsse der beschleunigten Massen aufgrund sehr langsamer Bewegung vernachlässigt werden:  $\dot{\varphi} \approx 0, \ddot{\varphi} \approx 0$ .

Für den belasteten Antrieb wurden die vorgestellten Schritte 2-6 mit Belastung durch das inverse Pendel durchgeführt. Die Kraft im Endanschlag bestimmt sich dabei aus den Drücken in den Kolbenkammern und der Belastung an der Wischer-Welle, welche direkt über die Drehmomenten-Messwelle gemessen wurde:  $F = (p_l - p_r) \cdot A_K - \frac{M_{WW}}{R_{WK}}$ . Einflüsse der Massenkkräfte sind wiederum vernachlässigt.<sup>41</sup> Anschließend werden die einzelnen Be- und Entlastungskurven über den dabei zurückgelegten Winkel aufgetragen. Dabei muss beachtet werden, dass das Zahnspiel beim belasteten Antrieb keinen Einfluss hat, da bei geringen Bewegungsgeschwindigkeiten die Gewichtskraft des Pendels den Kontakt mit derselben Zahnflanke sicher stellt. Deswegen gilt zur Berechnung des Winkels für den belasteten Antrieb der Nullpunkt des Entlüftens und somit (4.5). Für den unbelasteten Antrieb werden die Winkel des Entlastungsvorgang nach (4.5) und jene des komprimierenden Endanschlags nach 4.6 berechnet.

Die Abbildung 4.12 zeigt das resultierende statische Verhalten des Endanschlags für den unbelasteten und belasteten Antrieb. Die Messwerte mit einem Winkel  $\varphi < 0$  stellen den Kontakt-Bereich zwischen Kolben und Endanschlag dar. Bei Winkel  $\varphi > 0$  hebt der Kolben vom entspannten Endanschlag ab.

Wie zu erwarten, zeigt der Gummi-Endanschlag eine ausgeprägte statische Hysteresekennlinie und einen nicht-linearen Zusammenhang zwischen Kraft und Winkel. Dabei ist anzumerken,

<sup>41</sup> Der Einfluss der Gewichtskraft der *rot*-Baugruppe wird aufgrund des geringen Abstands des Massenmittelpunkts zur Drehachse vernachlässigt. Die horizontale Lage des Antriebs führt zudem dazu, dass die Gewichtskraft der *tr*-Baugruppe keinen Einfluss hat.

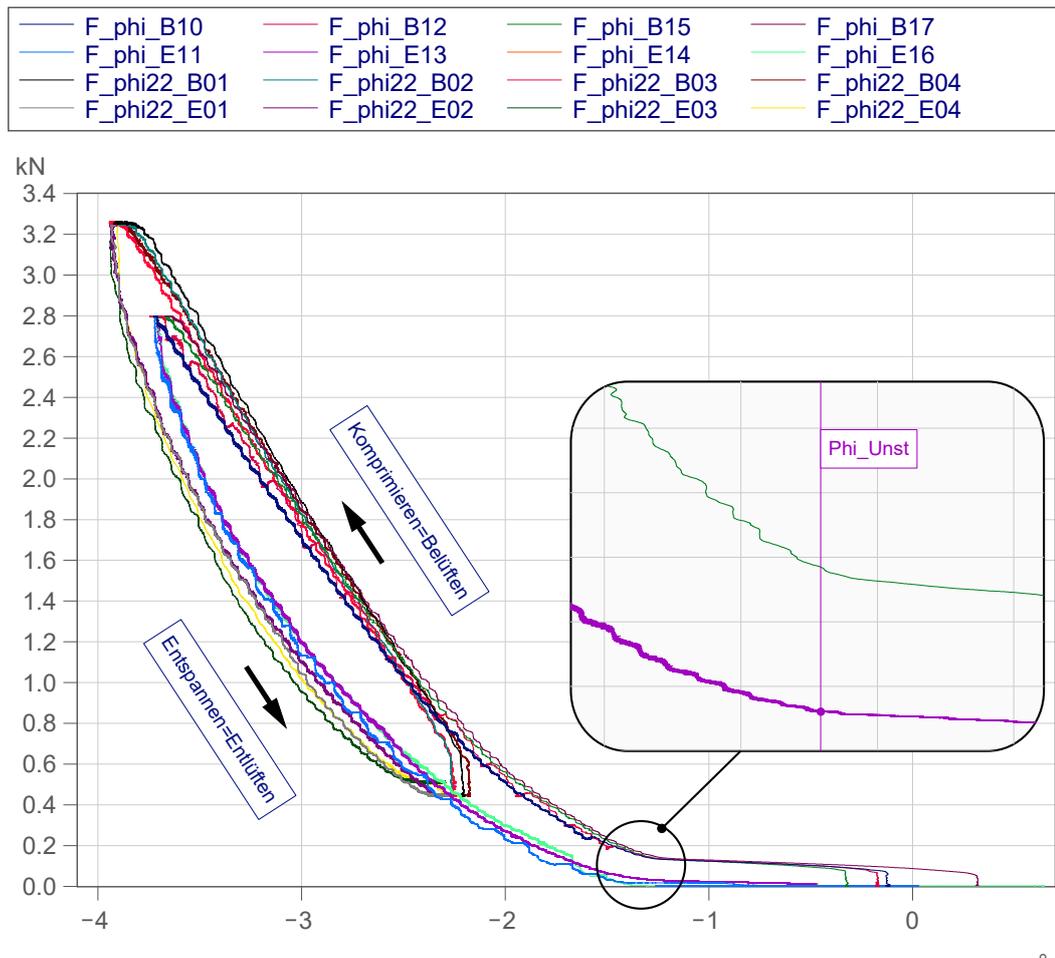


Abbildung 4.12: Statisches Kraft-Winkel Verhalten des Endanschlags

dass die Reibung nicht getrennt berücksichtigt wurde und somit auch in die gemessene Kraft des Endanschlags eingeht. Die unterschiedlichen Nullpunkte jener Kurven, welche das Komprimieren des Endanschlags darstellen, ist darauf zurückzuführen, dass beim Start der Messung der Endanschlag bereits/noch komprimiert ist/war ( $\varphi_0 < 0$ ) bzw. noch kein Kontakt aufgetreten ist ( $\varphi_0 > 0$ ).

Jene Kurven in Abbildung 4.12 die keinen Nullpunkt der Kraft besitzen, sind die Kraft-Winkel-Verläufe des belasteten Antriebs. Die statische Belastung des Pendels führt dazu, dass der Endanschlag nicht vollständig entlastet wird und somit auch kein Nulldurchgang des Winkel auftreten kann. Werden die dargestellten Kurven gemeinsam mit den zugrundeliegenden Entlüftungs- bzw. Komprimierzeiten<sup>42</sup> verglichen, stellt sich heraus, dass bei kürzeren Zeiten (schnellere Bewegung) die Steigung der Kraft zunimmt. Dies deckt sich mit der unter Kapitel 3.1.3.2 vorgestellten Theorie des viskoelastischen Materialverhaltens. Mit steigender Bewegungsgeschwindigkeit wird der Elastomer relativ steifer und führt demnach zu steileren Kraft-Winkel Verläufen. Der direkte Vergleich des belasteten und unbelasteten Antriebs zeigt eine geringe Amplitudenabhängigkeit. Das nur leicht ausgeprägte Verhalten einer steiferen Reaktion bei geringerer Belastung, kann jedoch aufgrund der geringen Abweichungen vernachlässigt werden.

Mit den implementierten Modellen des Endanschlags kann das dargestellte statische Hysterese-Verhalten nicht vollständig abgebildet werden (kein enthaltenes *MASING*-Element, siehe 3.1.3.2).

<sup>42</sup> Jene Zeit welche während dem betrachteten Vorgang verstrichen wurde.

Deshalb wird nur die Entlüftungsseite der dargestellten Kraft-Winkel Kurve approximiert. Das bedeutet aber auch, dass das statische Verhalten des Endanschlag nur für den Relaxiervorgang und nicht für das Komprimieren realistisch abgebildet wird. Bei der Simulation eines auftretenden Kontakts während dem Betrieb, weicht das abgebildete Verhalten von der Realität ab. Diese Vereinfachung stützt sich, wie bereits in der Modellbildung erwähnt, auf die reduzierte Modellkomplexität und auf den Umstand, dass Kontakt während der Wisch-Bewegung einem Spezialfall und nicht der Regel entspricht.

Zur Berechnung der auftretenden Kraft im Endanschlag wird das statische Verhalten über eine nicht-lineare Feder abgebildet. Dabei wird die Messungen mit einem Polynom approximiert. Zur Bestimmung der Federsteifigkeit wird im ersten Schritt der Winkel in die tatsächliche translatorische Bewegung  $s_E = \varphi \cdot R_{WK}$  des Endanschlags umgerechnet. Das daraus resultierende Kraft-Weg Diagramm, für den relaxierenden Endanschlag, ist in Abbildung 4.13 dargestellt.

Aus Gründen der Übersichtlichkeit ist jeweils nur eine Messung des belasteten und eine des unbelasteten Antriebs dargestellt<sup>43</sup>. Aus dem Diagramm lässt sich die bereits erwähnte (siehe auch Abb. 4.12 und 4.8) Unstetigkeit klar erkennen. Diese Eigenschaft ist nicht auf den Elastomer-Werkstoff zurückzuführen sondern auf die Geometrie des Endanschlags. Bei kleinen Kräften verhält sich der Körper wie eine lineare Feder (konstante Federsteifigkeit, siehe 4.14) und ab einer definierten Einfederlänge steigt die Kraft nicht-linear mit dem Weg an. Bei größeren Einfederlängen als jene der Unstetigkeit kommt es zu einem zweiten Kontaktpunkt (Ring) des Endanschlag mit dem Kolben am Absatz des größeren Durchmessers und zusätzlich zum Kontakt des Endanschlag mit dem Gehäusedeckel. Dies führt dazu, dass der Endanschlag als torusförmiger Elastomer-Puffer und nicht weiter als Membranfeder wirkt.

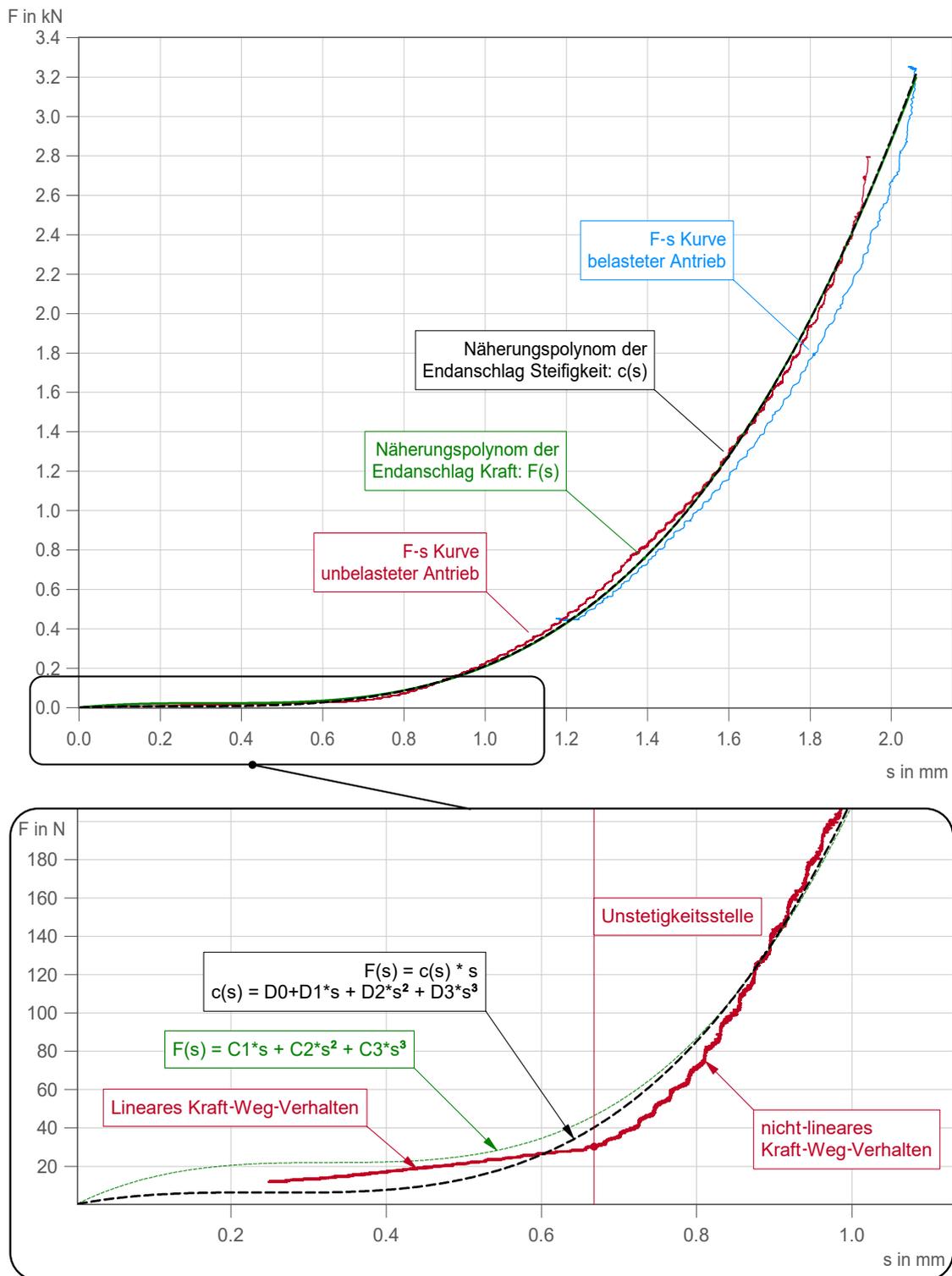
Es ist denkbar die Unstetigkeit ebenfalls in der Approximation zu verwenden und somit eine stückweise definierte Federsteifigkeit einzuführen. Da diese Unstetigkeit jedoch stark von Fertigungstoleranzen (Kolben und Endanschlag) abhängt und es für das Modell nicht sonderlich relevant ist das Verhalten in seiner detaillierten Ausprägung darzustellen, wird die Steifigkeit als Polynom über den gesamten Anwendungsbereich verwendet. Dabei wurde eine in der Messdatenverarbeitung (imc-famos) integrierte Funktion verwendet, um die Messung über ein Polynom definierter Ordnung anzunähern. Diese built-in Funktion variiert die Koeffizienten des Polynoms, um die Summe der quadrierten Abweichungen zur Messung zu minimieren = least-squared Method. Mit dieser Methode wurde jede Kurve der Messung mit einem Polynom angenähert und anschließend die Koeffizienten arithmetisch gemittelt. Für die verwendeten rheologischen Modelle und die daraus berechneten Kräfte und Federwege ist die Federsteifigkeit als auch die Ableitung dieser relevant. Deswegen wurde für die Approximation die Steifigkeit, welche aus der Messung für jeden Messpunkt berechnet wurde:  $c_i = \frac{F_i}{s_i}$ , verwendet und nicht die auftretende Kraft. Würde stattdessen die Kraft angenähert werden, zeigt sich eine signifikante Abweichung, im Bereich kleiner Einfederlängen, der daraus abgeleiteten Steifigkeit, siehe Abb. 4.14. Die Ableitung der Federsteifigkeit wäre in diesem Fall eine Gerade und kann die Realität nur in sehr grober Näherung abbilden. Das verwendete Polynom zur Berechnung der Kraft sowie Steifigkeit und dessen Ableitung gilt nach (4.11) bis (4.13) und die zugehörigen Koeffizienten sind in Tabelle 4.5 dargestellt.

$$F(s) = c(s) \cdot s \quad (4.11)$$

$$c(s) = D_0 + D_1 \cdot s + D_2 \cdot s^2 + D_3 \cdot s^3 \quad (4.12)$$

$$\frac{dc(s)}{ds} = D_1 + 2 \cdot D_2 \cdot s + 3 \cdot D_3 \cdot s^2 \quad (4.13)$$

<sup>43</sup> Die dargestellten Kurven sind jeweils diejenigen mit den längsten Entlüftungszeiten und somit langsamsten Bewegungsgeschwindigkeiten



**Abbildung 4.13:** Statisches Relaxierverhalten des Endanschlags, dargestellt als Kraft Weg Diagramm. Mit der Messung als durchgezogenen Linien und die Näherungspolynome gestrichelt.

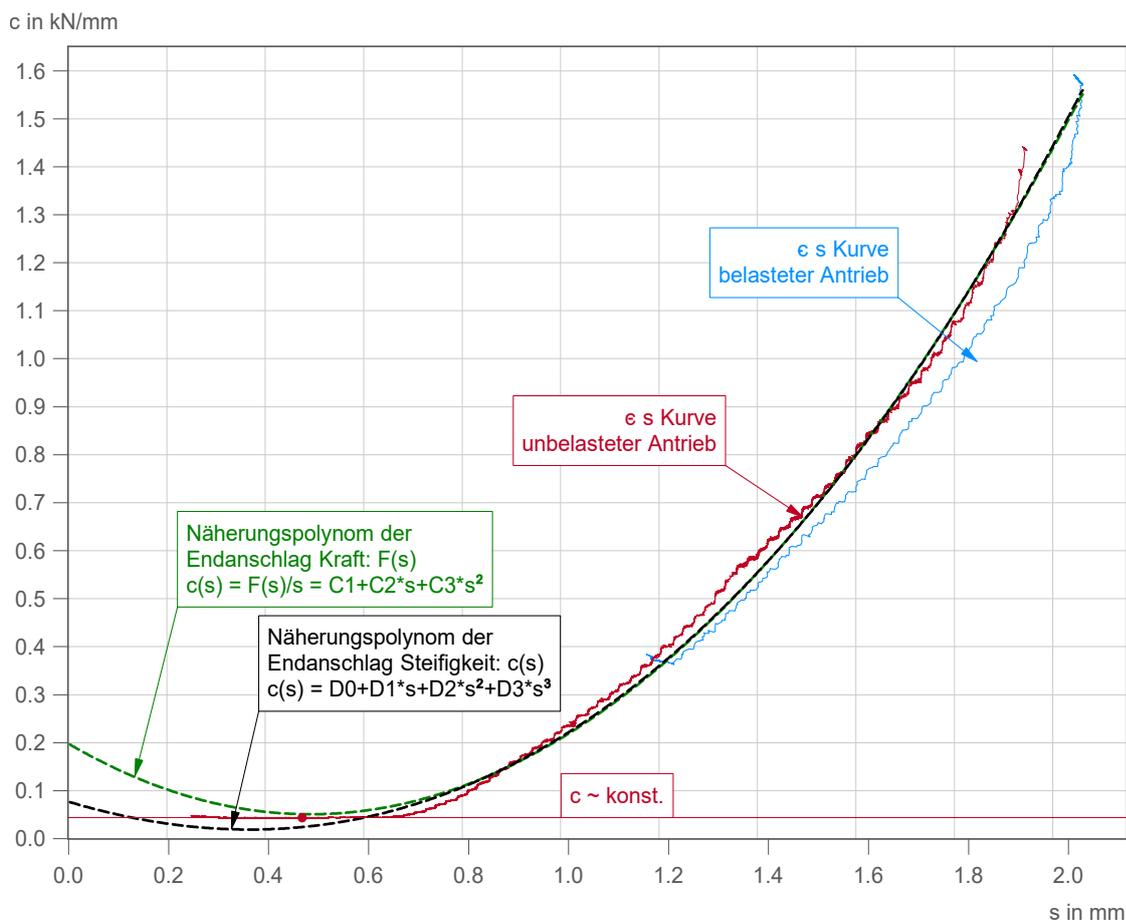


Abbildung 4.14: Statisches Steifigkeit-Weg Verhalten des Endanschlags

Koeffizienten des Näherungspolynom $c(s)$			
$D_0$ in $\frac{N}{m}$	$D_1$ in $\frac{N}{m^2}$	$D_2$ in $\frac{N}{m^3}$	$D_3$ in $\frac{N}{m^4}$
76321	$-3.0812e + 08$	$3.8963e + 11$	$5.3052e + 13$

Tabelle 4.5: Koeffizienten zu Gleichung 4.11 bis 4.13

Zur Bestimmung der Relaxationszeit  $\tau$  werden in [14] zwei Möglichkeiten mit den zugehörigen Schwierigkeiten vorgestellt: Beim Relaxationsversuch wird eine sprungförmig und anschließend konstant gehaltene Verzerrung aufgebracht und die Reaktion des Elastomers durch die auftretende Kraft gemessen. Da sich ein idealer Verzerrungssprung in der Realität nicht ausführen lässt, ist es schwierig kurze Relaxationszeiten zu ermitteln. Der Versuch ist somit nur für Anwendungen mit langsamen Belastungsvorgängen geeignet, da die Parameter für hohe Belastungsgeschwindigkeiten nicht bestimmt werden können. Eine weitere Möglichkeit ist bei konstanter Amplitude die Frequenz im, für die Anwendung, interessanten Bereich zu variieren, die Speicher- und Verluststeifigkeit messtechnisch zu ermitteln und anschließend über definierte Ansatzfunktionen zu approximieren.

Im vorliegenden Fall ist die Möglichkeit der harmonischen Erregung denkbar, jedoch mess- und versuchstechnisch aufwändig. Deswegen sollen die Relaxationszeiten und die Steifigkeit des MAXWELL-Element nicht aus einem Versuch, sondern im Zuge eines Vergleichs von Messung und Simulation durch Variation dieser Parameter bestimmt werden.

### 4.3 Versuch Luftversorgung

Für die Berechnung des Luft-Massenstroms sind, wie bereits in Kapitel 3.3.2 erwähnt, vier Parameter experimentell zu ermitteln. Die Kennzahlen der Luftversorgung bzw. Entlüftung: kritischer Leitwert  $C$ , kritisches Druckverhältnis  $b$ , unterkritischer Exponent  $m$ , und Druckabhängigkeits-Koeffizient des Leitwerts  $K_p$  sind für alle Schalt-Kombinationen des Zu- und Abluftventils zu bestimmen. Da angenommen wird, dass sich die Luftversorgung der linken und rechten Kammer nicht gegenseitig beeinflussen, sind bei zwei Ventilen und zwei Schaltmöglichkeiten  $2^2 = 4$  Schaltkombinationen zu betrachten. Beim Zuluftventil in Ruhestellung (=geschlossener Zuluftpfad) und geschaltetem Abluftventil (=geschlossener Abluftpfad) ist die zugehörige Kolbenkammer abgeschlossen und der Massenstrom folgt zu  $\dot{m} = 0$ . Ist das Zu- und Abluftventil geöffnet, gibt es eine Verbindung der Kolbenkammer zur Umgebung und zur Druckluftversorgung. Ist der Luftdruck in der Kolbenkammer höher als jener in der Zuluftleitung, führt dies zu einer Strömung aus der Kammer in Richtung Versorgung und Umgebung. Ist der Kammerdruck geringer als in der Versorgungsleitung, strömt demnach auch nur ein Teil des Massenstroms der Zuluftleitung in die Kolbenkammer. Zur genauen Bestimmung der Parameter für diesen Fall müssten beide Bereiche und somit auch die beiden Strömungsrichtungen betrachtet werden. Da diese Schaltkombination bei keiner Bewegungsphase verwendet wird, tritt sie nur während dem Schaltvorgang der Ventile und somit nur sehr geringen Zeiten auf. Bei den beiden anderen Schaltkombinationen wird die Kolbenkammer entweder mit der Umgebung oder mit der Zuluftleitung verbunden. Somit stellt sich bei konstanten Druckverhältnissen ein konstanter Massenstrom ein. Auch dieser wird von der Strömungsrichtung abhängig sein, da die Druckverluste bis zum kleinsten Querschnitt, welcher den maximalen Massenstrom definiert, sich je nach Richtung der strömenden Luft unterscheiden. Demnach wird der kritische Leitwert wie auch das kritische Druckverhältnis davon abhängen. Da sich die Strömungsquerschnitte (Bohrungsdurchmesser) der Leitungen nicht signifikant unterscheiden, soll im Zuge des entwickelten Modells dieser Einfluss vernachlässigt werden.

Unter den beschriebenen Vereinfachungen sind somit 3 verschiedene Fälle zu unterscheiden und dafür die vier Kennzahlen zu ermitteln. Damit lässt sich während der Bewegung, bei bekannten Ventilstellungen, die Massenströme in oder aus den Kolbenkammern über Gleichung 3.98 und 3.99 bestimmen.

Im Anschluss wird kurz auf die wichtigsten Details des Versuchsaufbaus und Versuchsauswertung eingegangen. Detailliertere Informationen sind dem zugehörigen Versuchsprotokoll [35] zu entnehmen.

#### 4.3.1 Versuchsaufbau

Die Bestimmung der Kennzahlen erfolgt mittels Versuchen in Anlehnung an [28]. Wie bereits erwähnt ist nicht nur das Magnetventil sondern die gesamte Luftversorgung als Messstrecke zu betrachten. Diese Vorgehensweise hat den großen Vorteil, dass die Einflüsse der gesamten Luftführung innerhalb des Antriebs in den experimentell bestimmten Parameter miteinbezogen werden. Somit sind auftretende Druckverluste in den Ergebnissen enthalten und müssen nicht anschließend über Näherungen berücksichtigt werden.

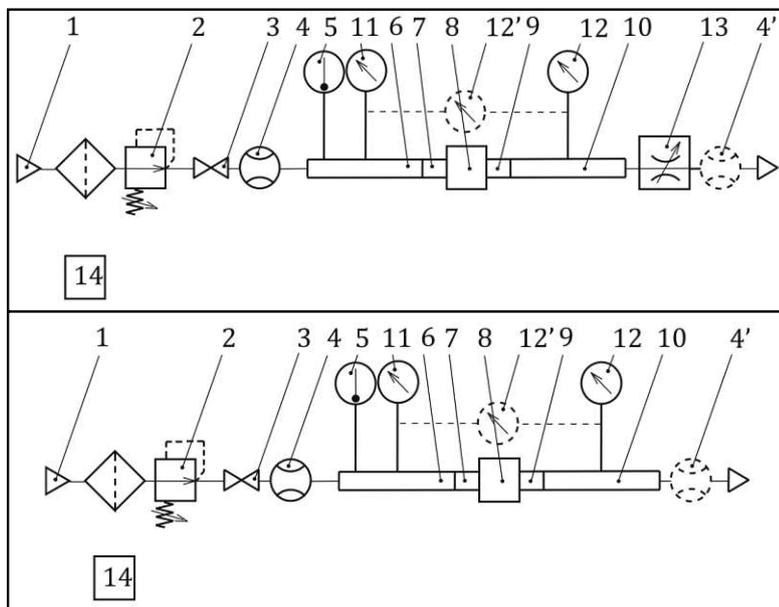
Das Ziel der Versuche nach [28] ist es das Verhalten der definierten Messstrecke (Luftführung des Wischerantriebs von der Kolbenkammer über die Magnetventile bis hin zum Zuluft-Anschluss bzw. zur Abluft=Umgebung) über den gesamten Anwendungsbereich messtechnisch zu erfassen. Der Luft-Massenstrom muss dabei so variiert werden, dass der unterkritische aber auch der überkritische Bereich während der Messung erreicht wird, um somit in beiden Zuständen Messpunkte aufzunehmen. Für jeden Messpunkt muss der jeweilige Leitwert  $C_i$ , nach (4.14) und

das vorliegende Druckverhältnis  $\frac{p_{2i}}{p_{1i}}$  bestimmt werden.

$$C_i = \frac{\dot{m}_i}{p_{1i}\rho_0} \sqrt{\frac{T_{1i}}{T_0}} \quad (4.14)$$

Somit ist es notwendig den Druck  $p_{1i}$  vor und  $p_{2i}$  nach der Messstrecke, sowie die Ruhetemperatur des Luftmassenstroms  $T_{1i}$  vor der Messstrecke und den Luftmassenstrom  $\dot{m}_i$  für jeden Messpunkt aufzunehmen. Die Parameter  $T_0$  und  $\rho_0$  sind Temperatur und Dichte der Luft im Normzustand und dienen dazu die Messergebnisse auf diesen Zustand zu beziehen, um diese unabhängig von den Bedingungen während der Messung zu erhalten.

Die Variation des Luftmassenstroms wird durch die Änderung des Druckverhältnis durchgeführt. Dabei werden in [28] zwei Möglichkeiten vorgeschlagen. Einerseits der *constant upstream pressure test* (=CUPT) und andererseits der *variable upstream pressure test* (=VUPT). Die zugehörigen genormten Versuchsaufbauten sind in Abb. 4.15, mit den Komponenten in Tb. 4.6, dargestellt.



**Abbildung 4.15:** Oben: Versuchsaufbau des *constant upstream pressure test*, Unten: Versuchsaufbau des *variable upstream pressure test* [28]

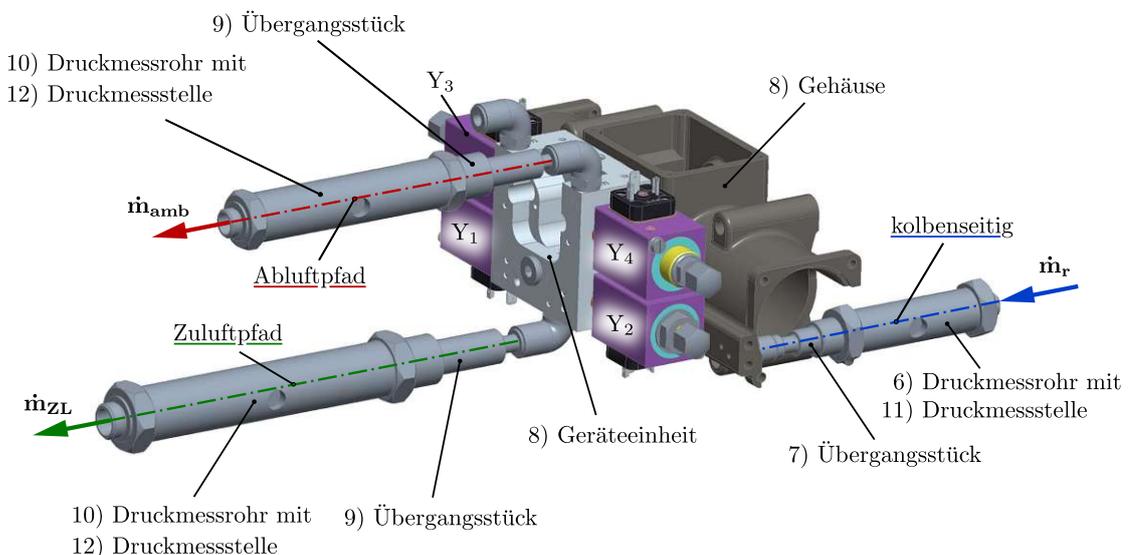
Der Unterschied der beiden Methoden liegt in der Variation des Druckverhältnis und damit des Luftmassenstroms. Beim CUPT wird der Druck vor der Messstrecke während der gesamten Messung, konstant gehalten und der Druck danach durch die Verstellung eines Drosselelements (Nr. 13) geändert. Die Messung beginnt bei voll geöffneten Drosselventil und bei einem Druck  $p_1$ , sodass sich ein überkritischer Zustand einstellt. Anschließend wird die Drossel schrittweise geschlossen und somit der Querschnitt an dieser Stelle eingeschnürt. Dies hat einen erhöhten Druckverlust zur Folge und führt zu einem Anstieg des Drucks  $p_2$ . Demnach steigt das Druckverhältnis und der Luftmassenstrom nimmt ab. Zu jedem Schritt werden die vorhin erwähnten Zustandsgrößen aufgenommen und der Leitwert berechnet. Beim VUPT hingegen, wird der Druck vor der Messstrecke variiert und jener danach konstant gehalten. Dies kann notwendig sein, wenn zum Beispiel an der Rückseite der Messstrecke (stromabwärts) kein Anschluss und demnach keine Möglichkeit gegeben ist, ein Drosselventil zu applizieren. Dies ist bei Verwendung eines Schalldämpfers der Fall, welche häufig als poröse Körper ausgeführt sind. Im vorliegenden Fall des Wischer-Antriebs entweicht die abzuführende Druckluft nach dem Abluftpfad der Geräteeinheit, ebenfalls über einen Schalldämpfer (=poröses Aluminium) zur Umgebung. Demnach

Nummer	Komponente
1	Druckluftquelle
2	Druckregelventil
3	Absperrventil
4	Volumenstrom-/ Massenstrommessgerät
4'	alternative Position von Komponente 4
5	Temperaturfühler
6	vorderes Druckmessrohr
7	vorderes Übergangsstück
8	zu messendes Bauteil
9	hinteres Übergangsstück
10	hinteres Druckmessrohr
11 & 12	Druckfühler
13	Drosselventil
14	Barometer

**Tabelle 4.6:** Komponenten der Versuchsaufbauten in Abb. 4.15

ist der Druck nach der Messstrecke gleich dem der Umgebung  $p_2 = p_{amb}$  und deswegen nicht zu variieren. Somit ist es für die Bestimmung der Abluftstrecken-Parameter notwendig den VUPT zu verwenden.

In Abbildung 4.16 ist die Messstrecke (8), bestehend aus der Luftführung im Gehäuse und der Geräteeinheit inkl. der Magnetventile, sowie die Übergangsstücke und Druckmessrohre dargestellt. Wie in der Abbildung ersichtlich, wurde das Gehäuse der Antriebseinheit modifiziert um das Übergangsstück direkt an der radialen Bohrung der Kolbenkammer anschrauben zu können. Somit entspricht der gemessene Druck an der Stelle (11) genau dem Kolbenkammern-Druck. An der anderen Seite entweicht die Luft je nach Ventilstellung über den Zuluft-, den Abluftpfad oder über beide. Nach dem Druckmessrohr des Abluftpfads wird die Luft zum Schalldämpfer und darüber an die Umgebung geführt, welcher ebenfalls zur Messstrecke gehört. Demnach entspricht der gemessene Druck an dem zugehörigen Druckmessrohr nicht dem Druck  $p_2$  sondern, wie bereits erwähnt der Umgebungsdruck  $p_{amb} = p_2$ . Die dargestellten Druckmessrohre und



**Abbildung 4.16:** Messstrecke für die Bestimmung der Durchflusscharakteristik

Übergangsstücke entsprechen den geometrischen Anforderungen nach [28], welche sich nach den Innendurchmesser und der Form der jeweiligen Anschlüsse richten. Dies ist notwendig, um an den Druckmessstellen eine beruhigte Strömung und relativ zur Luftführung der Messstrecke vernachlässigbare Strömungsgeschwindigkeiten zu erreichen. Damit gilt, dass es sich bei den gemessenen Drücken in guter Näherung um Stagnationsdrücken = Ruhedrücken und bei der gemessenen Temperatur um die Ruhetemperatur des Mediums handelt. Bei den Übergangsstücken am Zu- und Abluftpfad wurden die genormten Übergangsstücke für Push-In Verbindungen verwendet. In der Abbildung 4.17 ist der für die Messungen angefertigte Versuchsaufbau, mit den Komponenten aus Tab. 4.6, dargestellt. Das Gehäuse und die Geräteeinheit (8) sind aufgrund einfacher Bedienbarkeit im dargestellten Versuch kopfüber verbaut.

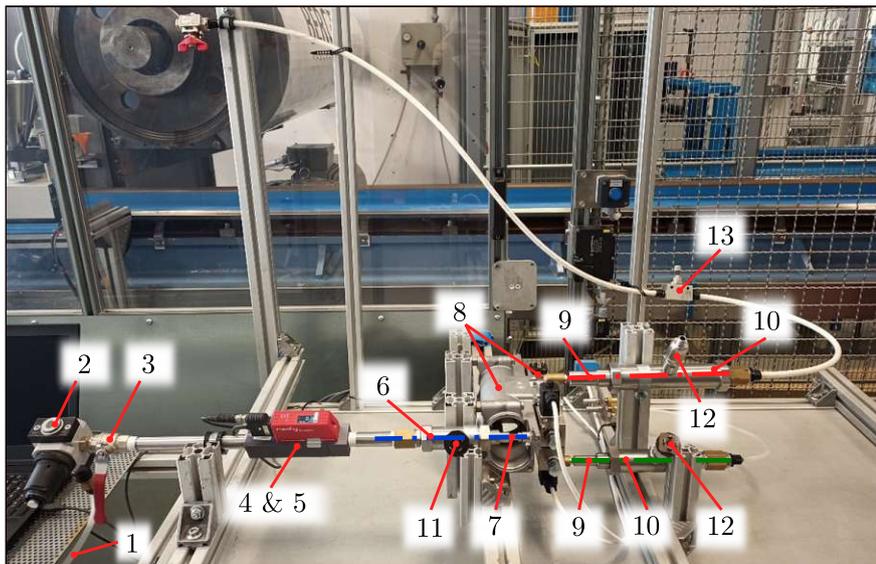


Abbildung 4.17: Versuchsaufbau zur Bestimmung der Luftversorgung-Parameter

Beim verwendeten Massenstrommessgerät (4) wird aufgrund der angewandten Messmethodik (thermisches Messprinzip<sup>44</sup>) die Lufttemperatur in der geforderten Messgenauigkeit nach [28] mitgemessen. Deswegen wird das Messgerät ebenfalls zur Temperatur Messung (5) verwendet. Bei dem dargestellten Versuchsaufbau wird das Druckminderventil (2) verwendet, um einerseits den Druck  $p_1$  beim CUPT konstant zu halten oder andererseits um diesen beim VUPT gezielt zu variieren. Je nach Ansteuerung der Ventile wird entweder der Ab- oder der Zuluftpfad geöffnet und beide können dadurch vermessen werden. Die verwendete Messtechnik und Geräte mit deren Messgenauigkeiten sind [35] zu entnehmen.

Für die Bestimmung der Luftversorgungs-Parameter wenn beide Strömungspfade geöffnet sind, wird nach dem Druckmessrohr (10) im Zuluftpfad (rot gestrichelt in Abb. 4.17 und 4.16) ein zusätzliches Massenstrommessgerät angeschlossen, um den Luftmassenstrom jeder Leitung zu erhalten.

### 4.3.2 Messauswertung zur Luftversorgung

In der Tabelle 4.7 sind die bereits besprochenen Schaltmöglichkeiten der Magnetventile zugehörig **zur rechten Kolbenkammer** aufgelistet. Die Spalten zu den Ventilen zeigen den Schaltzustand<sup>45</sup>, jene der Beschreibung die Strömungsrichtung sowie den Pfad und die letzte Spalte zeigt ob der

<sup>44</sup> Dabei wird eine definierte Heizleistung in das Medium eingetragen und über die gemessene Temperatur vor und nach der Wärmequelle, bei bekannter Dichte des annähernd idealen Gases, der Massenstrom berechnet [36].

<sup>45</sup> Geschaltet = (1), nicht Geschaltet = (0)

CONSTANT Upstream Pressure Test oder der VARIABLE Upstream Pressure Test im zugehörigen Versuch angewandt wurde. Als Wiederholung sei angemerkt, dass die Ventile Y1 und Y2 (=Zuluftventile) im Ruhezustand geschlossen und die beiden Abluftventile Y3 und Y4 im nicht geschalteten Zustand geöffnet sind.

NR.	Ventil Y2	Ventil Y4	Beschreibung	Versuch nach [28]
1	(1)	(1)	Kolbenraum > Zuluft (=Zuluftpfad)	CUPT
2	(0)	(0)	Kolbenraum > Abluft (=Abluftpfad)	VUPT
3	(1)	(0)	Kolbenraum > Zu- und Abluft	CUPT
4	(0)	(1)	abgeschlossene Kolbenkammer	-

Tabelle 4.7: Ventil-Schaltkombinationen und zugehörige Versuche der rechten Kolbenkammer

In Abbildung 3.11 ist das Verhalten einer pneumatischen Komponente bei unterschiedlichen Werten von  $b$  und  $m$  dargestellt. Ziel der Messungen ist es ebenfalls das Verhalten der betrachtete Messstrecke als Diagramm:  $\frac{C_i}{C}$  über dem Druckverhältnis  $\frac{p_2}{p_1}$  darzustellen und daraus die Kennwerte für den über- und unterkritischen Bereich abzuleiten. Wobei  $C_i$  der zu jedem Messpunkt nach (4.14) ermittelte Leitwert ist. Der überkritische Leitwert  $C$  wird durch den Mittelwert aller  $n_{ue}$  im überkritischen Zustand aufgenommenen Leitwerten bestimmt:

$$C = \frac{1}{n_{ue}} \sum_{i=1}^{n_{ue}} C_i \tag{4.15}$$

Der überkritische Zustand ist dadurch bestimmt, dass bei konstantem Druck  $p_1$  der Massenstrom auch bei veränderlichen Druck  $p_2$  konstant bleibt. Dies begründet sich durch die Tatsache, dass in diesem Fall im kleinsten Querschnitt bereits die Schallgeschwindigkeit erreicht wird und somit der Massenstrom bei gleichbleibenden Druck begrenzt ist [22], [23]. Wird der Druck  $p_1$  verändert, ändert sich aber auch die Dichte der Luft und somit die Schallgeschwindigkeit, weshalb der Massenstrom mit ansteigendem Druck  $p_1$  im überkritischen Zustand ebenfalls ansteigt.

Dies hat zur Folge, dass im Falle des CUPT der überkritische Zustand bereits während der

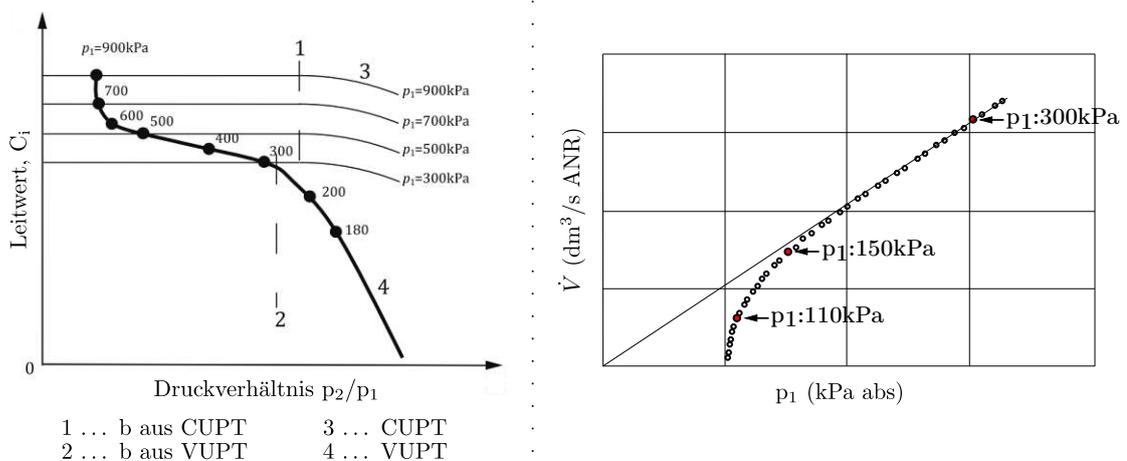


Abbildung 4.18: Links: Typische Leitwert zu Druckverhältnis Kennlinie aus dem VUPT [28], Rechts: Massenstrom bezogen auf Umgebungsbedingungen über Druck  $p_1$  [37]

Messung leicht erkannt werden kann, da sich ab dem kritischen Druckverhältnis  $b$  auch bei weiterem Absenken des Drucks  $p_2$  kein weiterer Anstieg des Massenstrom erkennen lässt und

dieser anschließend konstant bleibt (siehe Kurven 3 in Abb. 4.18 links). Beim VUPT hingegen, ist der Druck  $p_2$  konstant und der Druck  $p_1$  wird verändert. Dies führt jedoch auch dazu, dass der Massenstrom in dieser Messung nicht gegen einen definierten Wert stagniert. Trägt man beim VUPT ebenfalls den Leitwert eines jeden Messpunktes über dem Druckverhältnis auf, Kurve 4 im linken Diagramm der Abbildung 4.18, erkennt man nur schwer welche Messpunkte welchem Bereich zuzuordnen sind. Insbesondere dann, wenn während der Messung nur die Messpunkte und noch kein Verlauf bekannt ist. Die darüber liegenden Kurven 3 sind zu jedem Druck  $p_1$  ermittelten Verläufen bei Anwendung des CUPT. Aus Gründen der Anschaulichkeit und der ersichtlicheren Unterscheidung beider Bereiche, wird beim VUPT der gemessene Massenstrom über dem Eingangsdruck aufgetragen. Diesen Verlauf stellt das rechte Diagramm in Abb. 4.18 dar.<sup>46</sup> Man sieht die gemessenen Massenströme bezogen auf Nenn-Umgebungsbedingungen (Volumenstrom in ANR<sup>47</sup>) über den Eingangsdruck  $p_1$  eines VUPT. Dabei lässt sich der Unterschied zwischen unter-(parabelförmige Annäherung an eine Gerade) und überkritischem (linearer Anstieg) Bereich klar, der Übergang selbst jedoch nur schwer erkennen. Dieses Verhalten des Massenstroms kann auch bei Betrachtung des Massenstrom-Modells nach (3.98) und (3.99) erkannt werden. Auch hierbei erkennt man, dass im überkritischen Zustand, bei annähernd konstanter Temperatur und vernachlässigbarer Druckabhängigkeit des Leitwerts, der Massenstrom linear abhängig vom Druck  $p_1$  ist.

Anhand der aufgenommenen Messpunkte (genauer Versuchsablauf siehe [35]) wird für jeden Messpunkt der jeweilige Leitwert  $C_i$  bestimmt und je nach verwendeter Messmethodik eines der beiden Diagramme aus Abb. 4.18 aufgetragen. Anschließend werden jene Messpunkte, welche ersichtlich dem überkritischen Bereich zuzuordnen sind darunter zusammengefasst und die Druckabhängigkeit durch (4.16) bestimmt. Darin sind jene Werte mit Index *min* diejenigen des überkritischen Messpunkts mit dem geringsten Druck  $p_1$  und jene mit Index *max* des Messpunktes mit höchstem Druck  $p_1$ .

$$K_p = \frac{1 - \frac{C_{low}}{C_{max}}}{p_{1max} - p_{1low}} \quad (4.16)$$

Nachfolgend wird der überkritische Leitwert  $C$  für den CUPT nach (4.15) bestimmt. Beim VUPT hingegen kann dies nicht durch ein arithmetisches Mittel erfolgen, da jeder Leitwert eines jeden Messpunktes einem anderen Druck  $p_1$  zugeordnet ist. Deswegen wurde für jeden überkritischen Messpunkt der Leitwert einerseits über die gemessenen Werte nach (4.14) :  $C_i$  bestimmt und andererseits über die lineare Druckabhängigkeit nach (4.17) :  $C_{i_{Kp}}$  berechnet. Wobei als Referenzwerte jene Werte des Messpunkts mit dem höchstem Druck  $p_{1max}$  gewählt wurden. Anschließend wurde zu jedem Messpunkt der Fehler zwischen den beiden ermittelten Leitwerten  $C_i$  und  $C_{i_{Kp}}$  ermittelt und über die Variation des Referenz-Leitwerts  $C_{ref}$  aus (4.17) die Summe dieser Fehlerquadrate minimiert.

$$C_{i_{Kp}} = C_{ref} \cdot [1 - K_p \cdot (p_{1ref} - p_{1i})] \quad (4.17)$$

Im Anschluss an die Bestimmung des überkritischen Leitwerts  $C$  wird das kritische Druckverhältnis  $b$  und der unterkritische Exponent  $m$  durch Minimierung der Fehler zwischen Messpunkte und nach (3.98) abgeschätzten Massenstrom, bestimmt [28]. Die verwendeten Startwerte sind  $b = 0.5$  und  $m = 0.5$ . Die dafür verwendeten Messpunkte sind jene, welche klar ersichtlich dem unterkritischen Bereich zuzuordnen sind. Anschließend sind alle Parameter der Luftversorgung bestimmt und alle noch nicht verwendeten Messpunkte können den entsprechenden Bereichen

<sup>46</sup> Die Diagramme in Abb. 4.18, zeigen NICHT dieselbe pneumatische Komponente!

<sup>47</sup> ANR: Standard Reference Atmospheric conditions,  $T_0 = 293.15K$ ,  $p_0 = 100kPa$ ,  $\rho_0 = 1.185kg/m^3$ , 65% rel. humidity nach ISO 8778

durch deren Definition (Überkritisch:  $\frac{p_2}{p_1} < b$  und Unterkritisch  $\frac{p_2}{p_1} \geq b$ ) zugeordnet werden. Dadurch lässt sich die eben beschriebene Abfolge zur Bestimmung des Druckabhängigkeits-Beiwert  $K_p$ , des überkritischen Leitwert  $C$  sowie des kritischen Druckverhältnis  $b$  und des unterkritischen Exponenten  $m$  wiederholt durchführen. Diese Iterationsschleifen sind so lange zu ziehen, bis jeder Messpunkt einem Bereich zugeordnet bleibt.

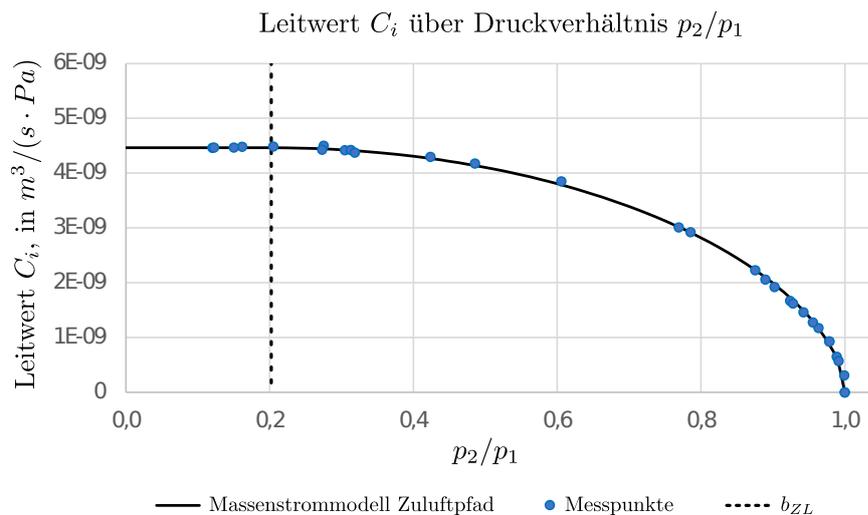
### 4.3.3 Parameter der Luftversorgung

Mit dem eben beschriebenen Versuchsaufbau, -ablauf sowie Messauswertung wurden die in Tabelle 4.7 aufgelisteten Versuche durchgeführt, ausgewertet und die Parameter für das Massenstrommodell bestimmt. Mit den ermittelten Ergebnissen lässt sich durch (4.16) der überkritische Leitwert  $C(p_1)$  als Funktion des vorliegenden Eingangsdruck  $p_1$  bestimmen und unter Anwendung des Massenstrommodells (3.98) und (3.99) der zugehörige Massenstrom in Abhängigkeit des Druckes  $p_1$  vor und  $p_2$  nach der Messstrecke sowie der Lufttemperatur  $T_1$  berechnen. Die Ergebnisse sind nachfolgend dargestellt und in Tabelle 4.8 aufgelistet:

#### Versuch 1: Zuluftpfad

**Luftströmung:** Rechte Kolbenkammer > Zuluftpfad (vgl. Abb. 4.16).

**Versuch:** Constant Upstream Pressure Test



**Abbildung 4.19:** Leitwert über Druckverhältnis des Zuluftpfads aus dem zugehörigen CUPT

### Versuch 2: Abluftpfad

**Luftströmung:** Rechte Kolbenkammer > Abluftpfad > Schalldämpfer > Umgebung (vgl. Abb. 4.16).

**Versuch:** Variable Upstream Pressure Test

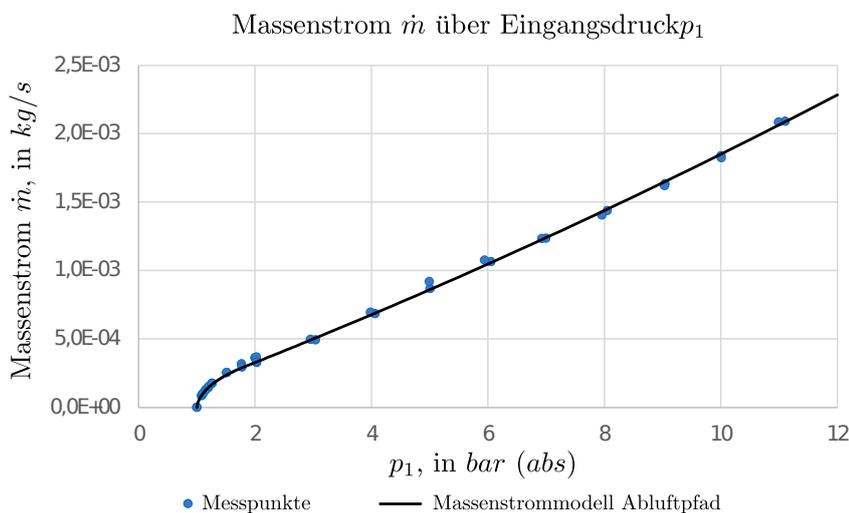


Abbildung 4.20: Massenstrom über Druck  $p_1$  des Abluftpfads aus dem zugehörigen VUPT

### Versuch 3: Zu- und Abluft

**Luftströmung:** Rechte Kolbenkammer > Zuluftpfad & Abluftpfad > Schalldämpfer > Umgebung (vgl. Abb. 4.16).

**Versuch:** Constant Upstream Pressure Test

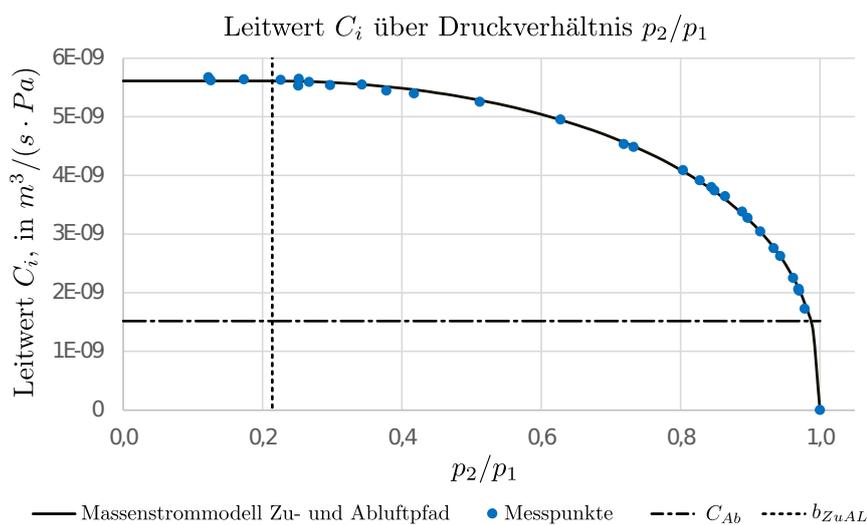


Abbildung 4.21: Leitwert über Druckverhältnis des Zu- und Abluftpfads aus dem zugehörigen CUPT

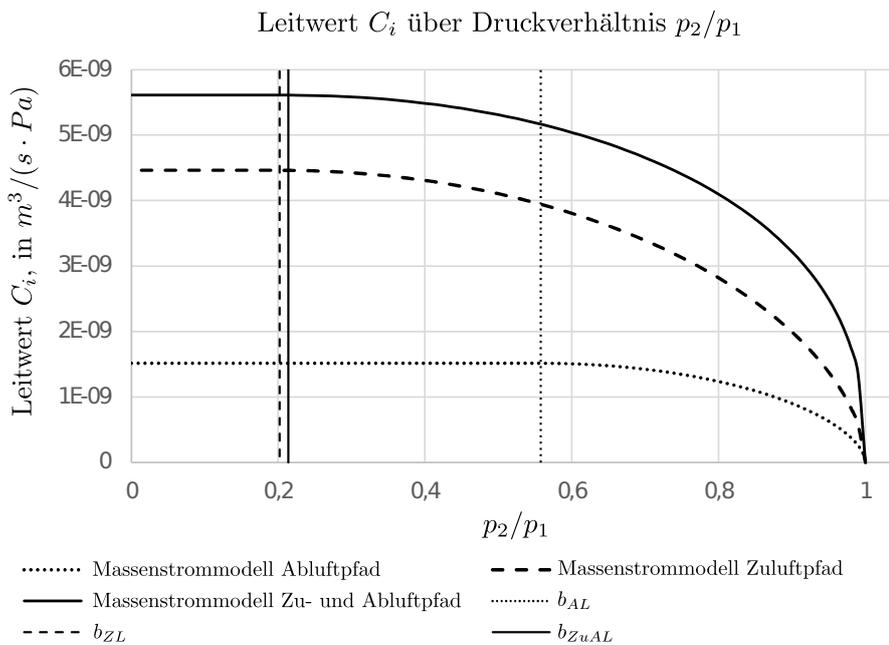
Bei diesem Versuch wurde die Gesamt-Luftströmung aus der Kolbenkammer charakterisiert. Bei Verwendung der in Tabelle 4.8 eingetragenen Parameter erhält man den gesamten Luftmassenstrom aus der Kolbenkammer, bei Verwendung des Drucks in der Zuluftleitung als Druck  $p_2$ . Die Bezugswerte sind somit dieselben wie auch beim **Versuch 1: Zuluft-**

**pfad.** Die im Diagramm 4.21 dargestellte horizontale strichpunktierte Linie entspricht dem überkritischen Leitwert des Abluftpfades. Demnach wird die Strömung mit geöffnetem Zu- und Abluftventil so interpretiert, als trete während des gesamten Versuchs ein konstanter Leckage-Massenstrom (Abluftpfad-Massenstrom) auf. Da sich der Leitwert, wie im Diagramm klar ersichtlich, mit dem verwendeten Massenstrommodell sehr gut approximieren lässt und sich somit auch so wie angenommen verhält, gilt die Annahme für den gemessenen Fall. Der konstante Massenstrom in Richtung des Abluftpfades lässt somit auf eine überkritische Strömung in diesem Bereich schließen, was bei dem verwendeten Eingangsdruck von  $p_1 \approx 10.4\text{bar}(rel)$  zu erwarten war (siehe kritisches Druckverhältnis der Abluftstrecke). Dieses Verhalten gilt jedoch nicht für den gesamten Anwendungsbe- reich. Ab einem gewissen Druck  $p_1$  wird auch die Strömung im Abluftpfad unterkritisch und somit, lässt sich die Überlagerung der beiden nicht mehr in dieser einfachen Art und Weise durchführen. Im vorliegenden Anwendungsfall wird jedoch davon ausgegangen, dass das Druckniveau in der Kolbenkammer und auch in der Zuluftleitung während des Betriebs nicht stark abnimmt. Es wird für diese Betrachtung davon ausgegangen, dass zu jedem Zeitpunkt der Druck der Zuluftleitung oder der Kolbenkammer deutlich größer als  $p_{1min} = \frac{p_{amb}}{b_{Ab}} = \frac{1.013\text{bar}}{0.5578} = 1.82\text{bar}$  ist. Damit ist sichergestellt, dass die Abluftstrecke bei gleichzeitig geöffnetem Zu- und Abluftkanal immer überkritisch durchströmt wird. In Folge dieser Annahmen lässt sich der Massenstrom im Abluftpfad aus (3.98) mit den zugehörigen Parametern aus Tabelle 4.8 berechnen und der Gesamtmassenstrom aus der Kolbenkammer oder der Zuluftleitung, je nachdem in welcher Leitung ein höherer Druck herrscht, bestimmt sich aus den (3.98) und (3.96) mit den Parametern des **Versuch 3** aus Tb. 4.8.

Die Abbildung 4.22 zeigt alle ermittelten Kurven in einem Diagramm und in Tabelle 4.8 sind die zugehörigen Parameter eingetragen.

Messergebnis Zuluftpfad				
$K_{p_{ZL}}$ , in $\frac{1}{\text{bar}}$	$p_{1ref_{ZL}}$ , in bar	$C_{ref_{ZL}}$ , in $\frac{\text{m}^3}{\text{s} \cdot \text{Pa}}$	$b_{ZL}$	$m_{ZL}$
$1.3128E - 03$	11.22	$4.4710E - 09$	0.2021	0.5569
Messergebnis Abluftpfad				
$K_{p_{AL}}$ , in $\frac{1}{\text{bar}}$	$p_{1ref_{AL}}$ , in bar	$C_{ref_{AL}}$ , in $\frac{\text{m}^3}{\text{s} \cdot \text{Pa}}$	$b_{AL}$	$m_{AL}$
$1.3785E - 02$	10.991	$1.5375E - 09$	0.5578	0.5684
Messergebnis Zu- und Abluftpfad				
$K_{p_{ZuAL}}$ , in $\frac{1}{\text{bar}}$	$p_{1ref_{ZuAL}}$ , in bar	$C_{ref_{ZuAL}}$ , in $\frac{\text{m}^3}{\text{s} \cdot \text{Pa}}$	$b_{ZuAL}$	$m_{ZuAL}$
$2.2489E - 02$	10.3794	$5.6622E - 09$	0.2139	0.3872

**Tabelle 4.8:** Ermittelte Parameter zu den Versuchen der Luftversorgung



**Abbildung 4.22:** Leitwert über Druckverhältnis der drei Schaltkombinationen

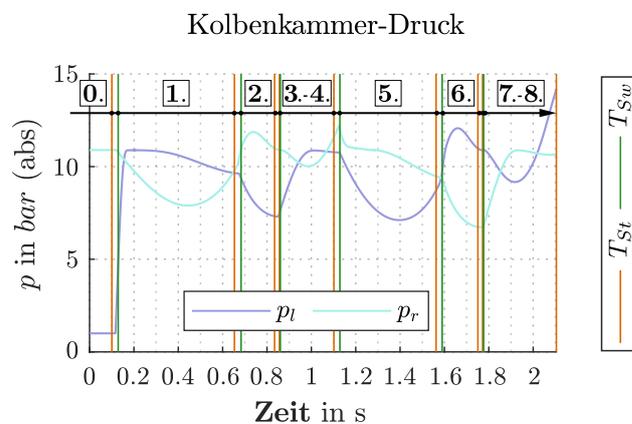


Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar  
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

## Simulation eines Doppelhubs

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse des entwickelten Simulationsmodells während einem Doppelhub<sup>48</sup> gezeigt und diskutiert. Die dargestellten Ergebnisse enthalten bereits jene Parameter (Polytropenexponent  $n$  und Parameter des Endanschlags, siehe 6) welche im Zuge der Modellvalidierung ermittelt wurden. Außerdem wurde bei den dargestellten Ergebnissen das Modell 2 zur Abbildung des Endanschlags verwendet (siehe Kap. 3.1.3.2).

Diese Beschreibung dient dazu, die Zustandsgrößen und deren Verhalten während der Bewegung noch vor dem Vergleich mit den Messungen zu betrachten, um im Zuge der Gegenüberstellung auftretende Abweichungen leichter zu erkennen und zu verstehen. Die berechneten Größen werden aus Gründen der Übersichtlichkeit gruppiert und in diesen Gruppen dargestellt. Zusätzlich wird in jeder Gruppe der Zustandsgrößen der Druck in den Kolbenkammern dargestellt. Dies dient zum besseren Verständnis der Abläufe, da die Druckdifferenz am Kolben die Leistungsfähigkeit des elektropneumatischen Antriebs darstellt. Die Drücke sind einerseits abhängig von den Ventilstellungen und den resultierenden Massenströmen in und aus den Kammern, aber auf der anderen Seite auch von den Massenträgheiten und der Belastung, da die daraus resultierende Bewegung aufgrund der Volumenänderung wiederum Einfluss auf die Drücke hat, siehe Zusammenhänge in Tab. E.1. In Abbildung 5.1 ist jenes Druckverhalten der linken  $p_l$  und rechten  $p_r$  Kolbenkammer über der Zeit dargestellt. Das Verhalten dieser Zustandsgrößen wird im folgenden genau erläutert,



**Abbildung 5.1:** Darstellung der Ventilschalt- und -umschaltzeiten

diese Abbildung soll lediglich die Übergänge der einzelnen Bewegungs-Phasen verdeutlichen.

<sup>48</sup> Bewegung von einer Endstellung zur anderen und wieder zurück.

Die dargestellten vertikalen Linien  $T_{St}$ <sup>49</sup> und  $T_{Sw}$ <sup>50</sup> stellen diese Übergänge und somit die in der Modellbildung definierten Events der Bewegung dar. Wobei die Linien  $T_{St}$  jene Zeitpunkte abbilden an denen alle Bedingungen für den nachfolgenden Bewegungszustand erfüllt sind und somit der Übergang einer Bewegungsphase zur Nächsten eingeleitet wird. Diese Linien zeigen somit den Start des jeweiligen Schaltvorgangs der Ventilstellungen dar. Am realen Antrieb werden zu diesen Zeitpunkten die Magnetspulen der Ventile an elektrische Spannung gelegt (schalten) oder von dieser getrennt (abschalten). Danach öffnen oder schließen sich die Magnetventile allmählich. Im modellierten System wird nach der Ventil-Ansteuerung ( $T_{St}$ ) die zu jedem Ventil hinterlegte Schaltzeit abgewartet und erst danach, aber abrupt, das Ventil geöffnet oder geschlossen. Zu jedem zugehörigen Zeitpunkt  $T_{Sw}$  wurden alle angesteuerten Ventile umgeschaltet. Diese Zeiten stellen somit das Ende eines jeden Umschaltvorganges dar und sind vom "langsamsten" angesteuerten Ventil<sup>51</sup> abhängig. Zur Wiederholung sei angemerkt, dass beim vorliegenden Antrieb sich ein Doppelhub zusammensetzt aus folgenden Bewegungsphasen/Bewegungszustände inkl. Ventilstellungen  $[Y1, Y2, Y3, Y4]$  ausgehend vom Zustand **0**. der **Parkstellung PA**,  $[0, 1, 0, 1]$ , diese sind ebenfalls in Abb. 5.1 zugeordnet:

1. Beschleunigen PZ,  $[1, 0, 1, 0]$ , siehe Abb. 2.7
2. Aktives Bremsen PZ,  $[0, 1, 1, 1]$ , siehe Abb. 2.8
3. Stoppen CR PZ,  $[1, 0, 1, 1]$ , siehe Abb. 2.9
4. Halten PZ,  $[1, 0, 1, 1]$ , siehe Abb. 2.10
5. Beschleunigen PA,  $[0, 1, 0, 1]$
6. Aktives Bremsen PA,  $[1, 0, 1, 1]$
7. Stoppen CR PA,  $[0, 1, 1, 1]$
8. Halten PA,  $[0, 1, 1, 1]$

Anschließend wird die Bewegung durch das Wiederholen der 8 Bewegungszustände eines Doppelhubs aufrechterhalten. Wird der Wischer-Antrieb manuell abgeschaltet, werden die Ventile in die Zustände zur Parkstellung 0. gesetzt und der Wischer-Arm fährt in die zugehörige Endlage. Bei Betrachtung der Abbildung 5.1 ist ersichtlich, dass es in diesem Fall nur 3 Übergänge pro Hub gibt. Dies liegt daran, dass die Übergangsgeschwindigkeit zur Stopp- und Haltephase so knapp beieinander liegen und somit während des Umschaltvorgangs in die Stopp-Phase bereits die Haltephase eingeleitet wird. Im vorliegenden Fall ist auch bei längeren Abständen der beiden Phasen keine Auswirkung in den Zustandsgrößen zu erwarten, da sich die Ventilstellungen der Stopp- und Haltephase im Fall der ausgewählten Regeleinheit, zur Verfügung gestellt von *Knorr-Bremse GmbH*, nicht unterscheidet.

## 5.1 Beschreibung des Systemverhaltens

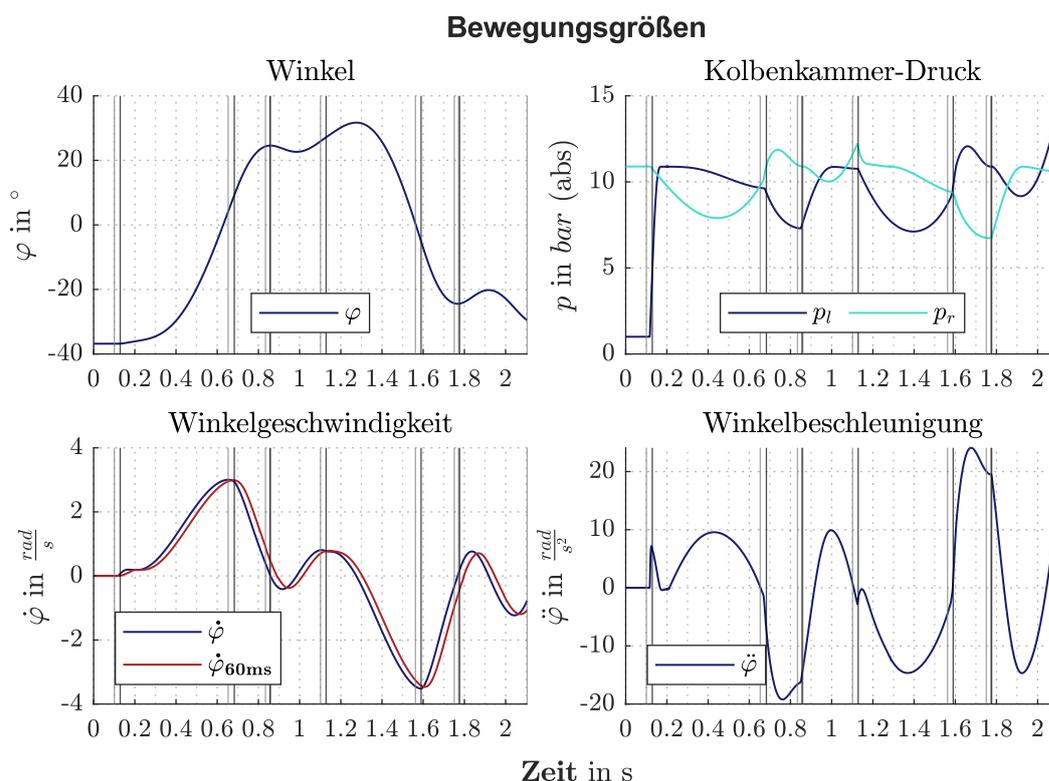
In Abbildung 5.2 sind die Zustandsgrößen der Wischer-Bewegung, in Abb. 5.3 die Größen der Druckluft in den Kolbenkammern (Index  $l$ =linke und  $r$ =rechte Kammer) und in Abb. 5.4 jene Zustandsgrößen welche die Belastung des Antriebs charakterisieren zusammengefasst.

Die Abb. 5.2 zeigt die zeitlichen Verläufe des Wischer-Winkels  $\varphi$  (absolut), der zugehörigen

<sup>49</sup>  $T_{St}$  . . . Startzeitpunkt/Einleitung des Ventilschaltvorgangs

<sup>50</sup>  $T_{Sw}$  . . . Zeitpunkt an dem das letzte Ventil umgeschaltet ist "Switch"-Zeiten

<sup>51</sup> Dem Ventil mit der längsten Schaltzeit.

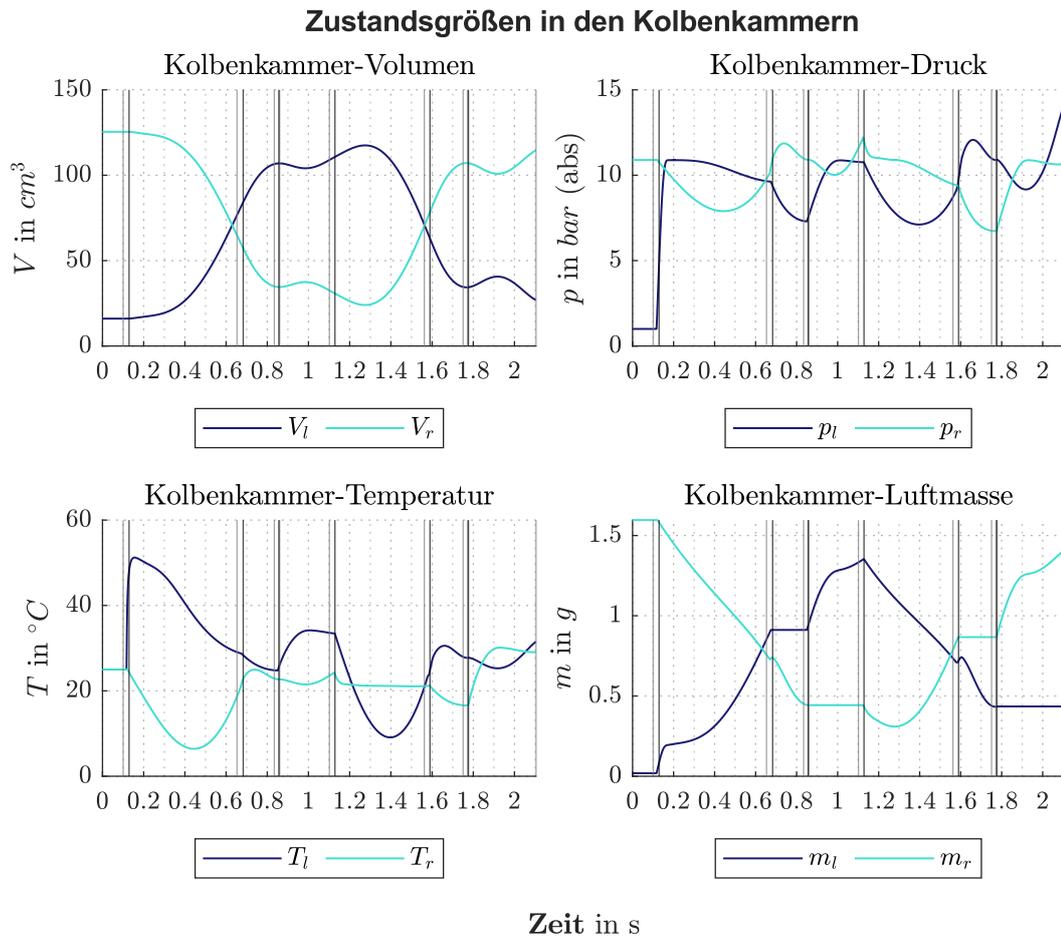


**Abbildung 5.2:** Bewegungsgrößen des Wischer-Antriebs während eines Doppelhubs über der Zeit

Winkelgeschwindigkeit  $\dot{\varphi} = \omega$  und -beschleunigung  $\ddot{\varphi}$ , gemeinsam mit jenem der Luft-Drücke in den Kolbenkammern während einem Doppelhub. Im Diagramm der Winkelgeschwindigkeit ist zudem jene, im Micro-Controller bestimmte, Wischer-Wellen Geschwindigkeit dargestellt. Näheres dazu siehe Kap. 5.1.2. Zu Beginn verharbt der Antrieb für  $0.1\text{ms}$  in der Parkstellung. Damit lässt sich überprüfen ob die Anfangsbedingungen wie gewünscht definiert wurden, außerdem werden eventuelle Rundungsfehler über diese Phase ausgeglichen. In Verbindung mit Abb. 5.3 und Abb. 5.4 ist ersichtlich, dass sich das System mit den definierten Anfangsbedingungen im thermodynamischen Gleichgewicht<sup>52</sup> befindet. Es gibt keinen Austausch an Materie (Luftmassen sind konstant) und in den Kolbenkammern herrscht Umgebungstemperatur  $T_l = T_r = T_{amb}$  (Wärmestrom=0). Zudem hält der über den Kolben komprimierte Endanschlag (Kraft siehe Abb. 5.4) den Wischer gegenüber der statischen Last (Drehmoment an der Wischer-Welle) und den Drücken in den Kolbenkammern im Gleichgewicht und es gilt:  $\ddot{\varphi} = \dot{\varphi} = 0$ . In der Parkstellung tritt die höchste Druckdifferenz ( $p_r - p_l$ ) am Kolben durch Versorgungsdruck in der rechten Kolbenkammer  $p_r = p_{ZL}$  und Umgebungsdruck in der Linken  $p_l = p_{amb}$  auf.

Die erste vertikale Linie  $T_{St}$  stellt den Start der Wischer-Bewegung dar. Zu diesem Zeitpunkt werden die Magnetventile angesteuert und die erste Beschleunigungsphase eingeleitet. Infolge dessen wird die rechte Kammer ent- und die linke belüftet. Der Druck  $p_l$  steigt rasch, infolge des großen einströmenden Massenstroms (Steigung der Luftmassen in Abb. 5.3) und nahezu ruhendem Antrieb auf das Niveau in der Versorgungsleitung an. Dies hat ebenfalls einer starken Temperaturzunahme zur Folge, siehe Abb. 5.3. Anschließend sinkt der Druck  $p_l$  bei weiterhin anliegendem Versorgungsdruck, da die Bewegungsgeschwindigkeit und somit die Volumenänderungsarbeit größer wird als die Druckänderung infolge des Massenstroms. Dies liegt daran, dass sich der Druck in der Kolbenkammer von jenem in der Luftversorgung wenig unterscheidet

<sup>52</sup> Mechanisches, thermisches und chemisches Gleichgewicht

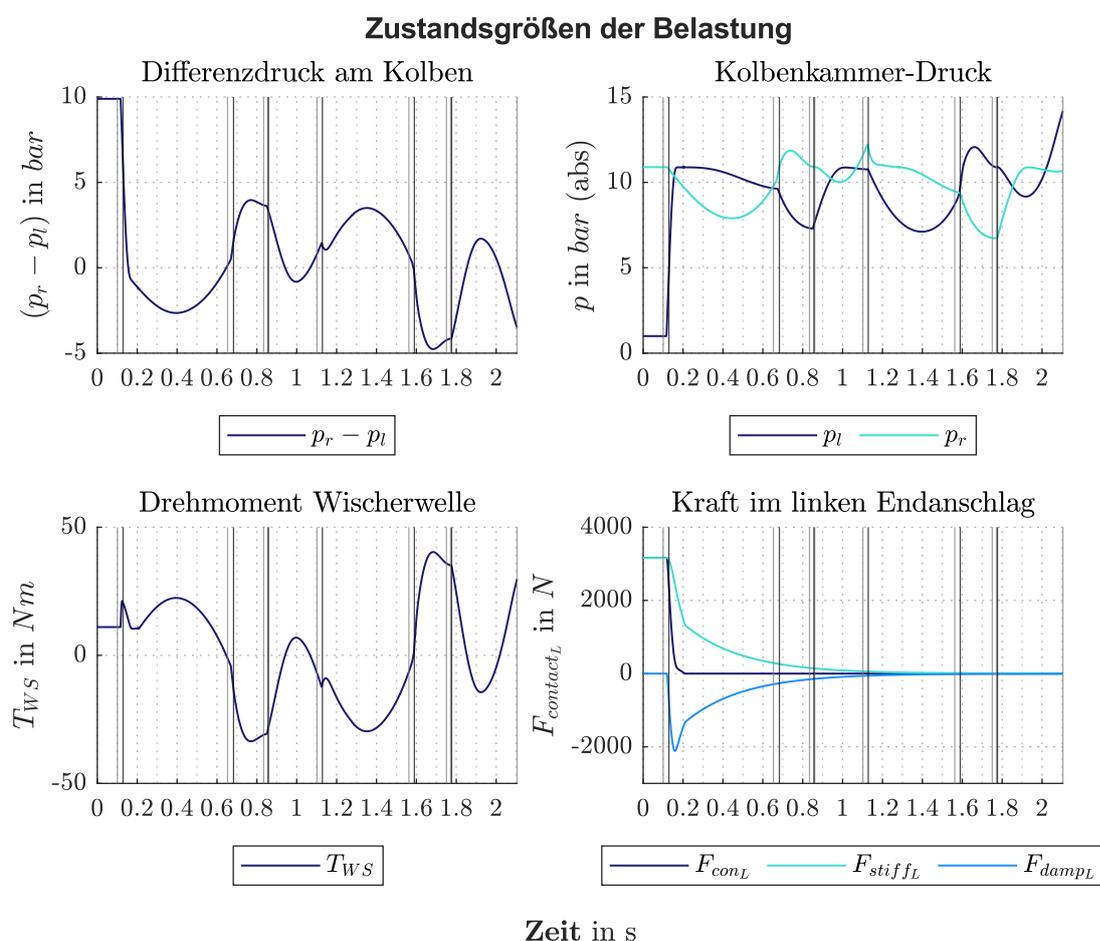


**Abbildung 5.3:** Zustandsgrößen in den Kolbenkammern während eines Doppelhubs über der Zeit

und somit der Massenstrom gering ist, wobei durch den absinkenden Druck  $p_r$  in der gegenüberliegenden, entlüftenden Kolbenkammer die Beschleunigung des Antriebs und damit die Geschwindigkeit weiter ansteigt.

Die rechte Kolbenkammer wird, wie erwähnt durch öffnen des Abluftpfades entlüftet. Nach Umschalten der Ventile ist das Druckverhältnis  $\frac{p_{amb}}{p_r}$  klein gegenüber 1 (großer Druckunterschied) und der Massenstrom  $\dot{m}_r$  hoch, weshalb der Druck rasch abnimmt. Mit sinkendem Druck und steigender Bewegungsgeschwindigkeit, stellt sich in dieser Kolbenkammer der gegenteilige Effekt zur Belüftenden aufgrund umgekehrter Zustände (ausströmender Massenstrom und komprimiertes Volumen) ein. Ein abnehmendes Volumen hat zudem eine Erhöhung der Druckänderung zur Folge (siehe (3.67) oder (3.68)), weshalb der Druck in der rechten Kammer weiterhin steil ansteigt und jener in der Linken zu stagnieren beginnt. Bei Betrachtung der Beschleunigung sowie der Geschwindigkeit, ist zu Beginn der Bewegung ein erster Peak beim Verlassen des Endanschlags sichtbar. Dies begründet sich in der Modellierung des Endanschlags und wird unter Kapitel 5.1.1 besprochen. Das zweite lokale Maxima im Beschleunigungsverlauf resultiert aus einer großen Druckdifferenz und gleichzeitig sinkender Belastung, infolge kleiner werdenden Abstand des Last-Massenmittelpunkts zum Drehmittelpunkt (Wischer-Arm bewegt sich Richtung Mittigstellung). Somit besitzt der Antrieb eine hohe Leistungsfähigkeit bei gleichzeitig geringer werdender Belastung. Anschließend sinkt die Druckdifferenz und somit die Beschleunigung. Das vorhin erklärte Verhalten der Drücke in den Kolbenkammern führt jedoch in weiterer Folge dazu, dass bereits vor der anschließenden Bremsphase die Geschwindigkeit abnimmt. Das bedeutet, dass der Antrieb in dieser Ausführung auch bei späteren Bremswinkel nicht in der Lage ist die

maximale Geschwindigkeit zu erhöhen, da er bereits in der Beschleunigungsphase abgebremst wird. Dies hat zur Folge, dass die Reaktion des Systems bei Verstellung der Bremsposition stark davon abhängt, ob zu längeren (späteren) oder kürzeren (früheren) Bremswinkeln verstellt wird. Die maximale Geschwindigkeit des Wischers ist bei der dargestellten Bremsposition bereits in der Beschleunigungsphase überschritten, weswegen diese für den betrachteten Antrieb begrenzt ist. Sie kann nur durch Erhöhung der Massenströme (Vergrößern des minimalen Querschnitts, Reduktion der Druckverluste, etc.) und somit größeren Druckdifferenzen über längere Zeitbereiche, nicht aber durch verlängerte Beschleunigungsphasen, gesteigert werden. Für die Regelung des Wisch-Winkels über die Bremspositionen bedeutet dies, ein unterschiedliches Ansprechverhalten auf geänderte Bremswinkel je nachdem ob die maximale Geschwindigkeit bereits erreicht wurde oder nicht.



**Abbildung 5.4:** Charakteristische Zustandsgrößen der Belastung während eines Doppelhubs über der Zeit

Beim Erreichen des definierten Bremswinkels schaltet der Regler in die aktive Bremsphase. Dabei wird die rechte (komprimierende) Kammer mit der Zuluftleitung verbunden und die linke (expandierende) Kolbenkammer abgeschlossen. Die hohe Geschwindigkeit sorgt dafür, dass der Druck in der sich ausdehnenden linken Kammer bei gleichbleibender Luftmasse rasch abnimmt. In der rechten Kolbenkammer hingegen ist die Druckänderung infolge Volumenänderung größer als durch den abströmenden Massenstrom ausgeglichen werden kann, weshalb der Druck über das Druckniveau der Versorgung ansteigt. Eine vorhin angesprochene Änderungen der Zuluftleitung und demnach Erhöhung des Massenstroms würde hierin eine Reduktion dieses Druckanstiegs und demnach Verringerung der Verzögerung=Bremswirkung bedeuten. Aufgrund des auftretenden

und mit dem Druck ebenfalls ansteigenden Massenstroms, bei abnehmender Geschwindigkeit und damit Volumenänderungsarbeit, sinkt der Druck nach Erreichen eines lokalen Maxima in Richtung Druckniveau der Luftversorgung ab. Bei der Verwendung einer "passiven" Bremsung, siehe Kap. 2.2, kann durch die abgesperrte Kolbenkammer ein höherer Gegendruck und somit Bremswirkung erreicht werden.

Bei Unterschreitung einer definierten Übergangs-Winkelgeschwindigkeit wird in die Stopp-Phase = Haltephase übergegangen und dabei die rechte Kolbenkammer abgeschlossen und die linke Kammer über die Zuluftleitung belüftet. Die Zeitspanne bis dieser Schwellwert unterschritten wird, hängt von der Verzögerung (Druckunterschied der beiden Kolbenkammern), vom der im Antrieb gespeicherten kinetischen Energie und von der Lage des Wischerarms gegenüber der Wischerwelle (statische Last) ab.

Aufgrund der Druckdifferenz, welche aus der Bremsphase resultiert, wird der Wischerarm zu Beginn der Haltephase in Richtung  $PA$  zurück bewegt. Die Bremsung dauert demnach so lange an, dass sich der Antrieb während der Haltephase in die Gegenrichtung bewegt. Dies führt zu einer Erhöhung des abgeschlossenen Volumens in der rechten Kammer und der Luftdruck darin sinkt. An der gegenüberliegenden Seite steigt der Druck infolge einer Reduktion des Volumens (Kompression) und zusätzlich einströmenden Luftmassenstroms. Demzufolge sinkt die Druckdifferenz und wechselt das Vorzeichen, sodass der Wischer-Antrieb wieder in Richtung  $PZ$  bewegt wird. Nun wird die abgeschlossene Kammer wieder verdichtet und die Bewegung abgebremst. Würde die Haltephase länger andauern, würde der Druck ansteigen bis sich die Bewegung wiederum umkehrt und diese Schwingung wiederholt durchgeführt werden. Bevor jedoch ein wiederholtes Rückschwingen auftreten kann, ist die Laufzeit eines Hubs abgelaufen und der Antrieb startet mit der Beschleunigungs-Phase in die gegenüberliegende Richtung: Beschleunigung  $PA$ . Bei auftretender Reibung (im entwickelten Modell vernachlässigt) ist ein geringeres Rück- und Überschwingen vor allem aufgrund zweier Nulldurchgänge der Geschwindigkeit und somit auftretender Übergänge von Haft- auf Gleitreibung (Stick-Slip) und umgekehrt zu erwarten. Bei einer Belastung durch einen realen Wischer (kein Pendel), ist die Reibung an der Scheibe in diesem Bereich ebenfalls erhöht, was dazu führen kann, dass ein Überschwingen generell verhindert wird. Bei nasser Scheibe und geringer Reibung ist dieses Verhalten, wenn auch in abgeschwächter Größenordnung, ebenfalls denkbar.

Dieses Überschwingen führt dazu, dass der Micro-Controller eine falsche maximale Auslenkung zur Anpassung der Bremspunkte verwendet. Es wird nämlich für jeden Hub nur eine (=die erste) Richtungsumkehr aufgenommen und der dazugehörige Winkel als äußerste Position aufgezeichnet. Dabei wird der aktuelle Wischwinkel immer mit jenem des vorherigen Controller-Durchlaufs verglichen. Ist der Winkel bei einer Bewegung in Richtung  $PZ$  kleiner als der vorherige so wurde die Richtungsänderung erkannt und der zugehörige Winkel abgespeichert. Dasselbe nur umgekehrt gilt für die Bewegung in Richtung  $PA$ . Tritt nun ein Überschwingen auf, so wird die Bremsposition auf die geringere Auslenkung angepasst, obwohl mit der Wischer mehr Sichtfeld an der Scheibe abdeckt. Bei einem Wischer-Antrieb mit großem geforderten Wischwinkel, kann dies dazu führen, dass (beim Überschwingen) unbeabsichtigt Kontakt mit dem Endanschlag entsteht obwohl der Controller davon ausgeht, dass er sich innerhalb der definierten Grenzen bewegt. Dies kann zu erhöhter und gleichzeitig nicht erkennbarer Belastung des Antriebs und seiner Komponenten führen.

Die anschließende entgegengesetzte Bewegung und die zugehörigen Verläufe sind qualitativ gleich zu jenem des ersten Hubs wenn sie sich auch quantitativ aufgrund der geänderten Anfangsbedingungen unterscheiden. Vor allem der Druck zu Ende der zweiten Haltephase ist deutlich größer, weil die Phase länger andauert. Dies begründet sich im Überschwingen der vorherigen Phase und des dadurch erhöhten Drucks in der rechten Kolbenkammer, sowie der rascheren Druckabnahme in der linken Kammer (geöffneter Abluftpfad und expandierendes Volumen) was

zu einer höheren Beschleunigung und somit Geschwindigkeit im nächsten Hub führt. Wie man in der Winkelbeschleunigung, während der zweiten Beschleunigungsphase erkennt, führt ein Umschalten der geschlossener Kolbenkammer zur Luftversorgung kurzfristig zu einer geringeren Beschleunigung, da der Druck auf das Niveau in der Zuluftleitung abgesenkt wird.

### 5.1.1 Ausfahren aus dem Endanschlag

Zu Beginn der Beschleunigungsphase bewegt sich der Antrieb, während dem Abbau der Druckdifferenz zwischen linker und rechter Kolbenkammer, zu Beginn rasch (erster Peak in der Beschleunigung und lokales Maxima in der Geschwindigkeit) aus dem Endanschlag heraus, siehe Abb. 5.2. Dies führt aufgrund sinkendem Einfederweg und ansteigender Geschwindigkeit dazu, dass die Kraft im Endanschlag absinkt und zwar rascher als der aufbauende Druckunterschied die Kolbenbaugruppe beschleunigen kann, weshalb die Beschleunigung und damit die Geschwindigkeit anschließend absinkt, bevor sie durch den anliegenden Druckunterschied wieder ansteigen kann. Anders ausgedrückt, bewegt sich der Kolben und damit der Antrieb aufgrund der sich ändernden Druckdifferenz aus dem Gleichgewichtszustand zwischen Endanschlag und Antrieb heraus. Mit steigender Geschwindigkeit sowie sinkendem Einfederweg sinkt die Kraft im Endanschlag nicht-linear ab, weswegen für eine gleichbleibende Beschleunigung die Kraft infolge des Luftdrucks gleich nur entgegengesetzt ansteigen müsste. Da sich die Druckdifferenz jedoch wie in Abb. 5.4 dargestellt nahezu linear verhält, sinkt die Beschleunigung wieder ab. Aufgrund der nicht-linearen Steifigkeit und des viskoelastischen Verhaltens des Endanschlags sinkt die zugehörige Kraft schneller ab als durch die Druckdifferenz am Kolben ausgeglichen werden kann. Somit wird der Wischer kurzzeitig verzögert und die Geschwindigkeit nimmt ab. Dieser Effekt ist umso stärker ausgeprägt, desto höher die Kraft im *MAXWELL*-Element, also umso signifikanter das visko-elastische (Verformungs-) Verhalten des Gummi-Elements ausgeprägt ist (siehe Kap. 6.3). Die Geschwindigkeit nimmt weiter ab, bis die Drücke in den Kolbenkammern das Lastmoment an der Wischerwelle überwinden und den Antrieb in Richtung der gegenüberliegenden Lage beschleunigen.

In Abbildung 5.4 ist das eben beschriebene Verhalten erkennbar. Wobei die Kraft im Endanschlag  $F_{conL}$  sich zusammensetzt aus jener Kraft  $F_{stiffL}$  in der nichtlinearen Feder und jener Kraft  $F_{dampL}$  im *MAXWELL*-Element. Außerdem ist in dieser Abbildung das Moment an der Wischerwelle, welches sich aus der Last und den Trägheitskräften der zugehörigen Bauteile zusammensetzt, und der erwähnte Differenzdruck  $\Delta p = p_r - p_l$  dargestellt.

### 5.1.2 Verwendete Winkelgeschwindigkeit im Micro-Controller

Im Diagramm der Winkelgeschwindigkeit, Abb. 5.2, ist neben der tatsächlichen  $\dot{\varphi}$  auch jene, welche im Regler berechnet wird  $\dot{\varphi}_{60ms}$ , dargestellt. Dabei wird zum Zeitpunkt  $t$  die Winkelgeschwindigkeit aus dem sogenannte linksseitigen- oder rückwärts- Differenzenquotienten des Winkels  $\varphi$  mit einer Schrittweite von  $\Delta t = 60 \text{ ms}$  bestimmt, siehe Kap. 3.4.

Die Wahl der hohen Schrittweite dient im vorliegenden Fall zur Glättung der Messwerte. Dies führt jedoch zu einer deutlichen, im Diagramm erkennbaren, Phasenverschiebung von in etwa  $+30 \text{ ms}$ . Diese Zeitspanne hat bei den kurzen Zeiten der einzelnen Phasen einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss. Wie in etwa beim Übergang von Brems- auf die nachfolgende Stopp- bzw. Haltephase. Dieser wird eingeleitet, wenn die Winkelgeschwindigkeit  $\dot{\varphi}_{60ms}$ , welche im Micro-Controller bestimmt wird, die zugeordnete, vordefinierte Übergangs-Geschwindigkeit unterschreitet. Die zeitliche Phasenverschiebung führt dazu, dass die tatsächliche Winkelgeschwindigkeit zum Zeitpunkt des Übergangs bereits um ca. 60 % niedriger ist, als jene die im Regler verwendet wird. Dies bedeutet, dass der Übergang bei deutlich geringerer Geschwindigkeit eingeleitet wird. Würde hingegen bei der tatsächlichen Übergangsgeschwindigkeit umgeschaltet,

fürte dies aufgrund der höheren Volumenänderung in der Kolbenkammer zu einem lokalen Druckanstieg und demzufolge zu einer erhöhten Verzögerung/Beschleunigung in die gegenwärtige Richtung. Auch wenn im vorliegenden Fall die zeitliche Verschiebung des Geschwindigkeitssignals "nur" dazu führt, dass die tatsächliche Übergangsgeschwindigkeit geringer als die erwartende ist, kann dies bei einer weiteren Absenkung der Übergangsgeschwindigkeit dazu führen, dass die Tatsächliche bereits das Vorzeichen gewechselt hat und betragsmäßig größer geworden ist. Diesen Umstand gilt es bei der Wahl dieses Regler-Parameter zu berücksichtigen. Abhilfe kann in etwa durch eine genauere Bestimmung der Geschwindigkeit (Gewichtung, Filter,...) oder durch Berücksichtigung der Phasenverschiebung geschaffen werden.

# Modellvalidierung und Parametervariation

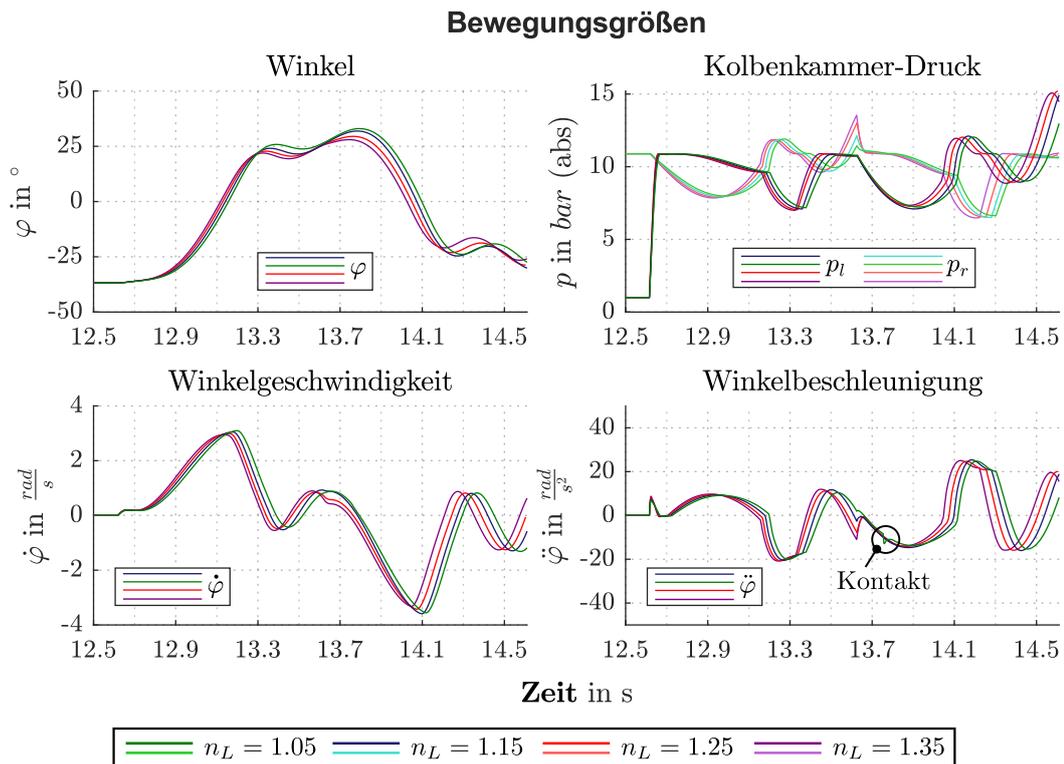
Die Ergebnisse des Simulationsmodells werden in diesem Kapitel mit experimentellen Daten aus durchgeführten Messungen verglichen. Damit wurden einerseits noch unbekannte Modellparameter durch Variation und Vergleich ermittelt und andererseits das entwickelte Modell validiert sowie zugrundeliegende Modellgrenzen aufgezeigt. Die Validierung ist erforderlich, um die Güte des Simulationsmodell mit allen Vereinfachungen der Modellbildung für den betrachteten Anwendungsfall zu beurteilen und somit auch Vertrauen in das Simulationswerkzeug zu schaffen [38]. Wie auch für die Bestimmung diverser Modellparameter wird der Pendelversuch, siehe Abschnitt 4.2, herangezogen um die notwendigen Messdaten zu ermitteln. Der Versuchsaufbau wie auch die verwendete Messtechnik bleiben unverändert. Im Zuge dieses Validierungsversuch wurden das Drehmoment an der Wischerwelle, die Drücke in den Kolbenkammern, der Winkel der Wischerwelle und die Ströme an den Magnetventilen während der Wisch-Bewegung aufgenommen. Nach [38] wird die Validierung eines Modells dafür verwendet, um eine Aussage über die Gültigkeit des Modells, in Bezug auf seinen Anwendungszweck, zu treffen. Üblicherweise wird ein Pflichtenheft angeführt und die Erreichung der darin festgelegten Anforderungen im Zuge der Validierung geprüft. Damit ist es notwendig den Zweck des entwickelten Modells zu definieren. Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich, nach der Zielsetzung Kap. 1.2, vor allem mit der Modellbildung, das Aufzeigen erster Erkenntnisse, zum Steigern des Systemverständnis sowie für einen Ausblick inwiefern die Simulation im Entwicklungsstadium herangezogen werden kann oder nicht. Der Anwendungszweck des derzeit entwickelten Modells ist somit, in erster Linie die qualitative Reaktion des Systems bei der Anwendung des implementierten Reglers. Es muss demnach in der Lage sein, charakteristische Eigenschaften des Antriebs aufzuzeigen und diese realistisch wiederzugeben. Wobei kein Maß für quantitative Fehler vorgegeben wird, sondern die Anforderungen sich rein auf das qualitative Abbilden beziehen.

Die Qualität des Modells muss, für jeden zukünftigen Anwendungszweck, wie in Kapitel 7.2 diskutiert, für sich beurteilt werden.

Damit neben den qualitativen Übereinstimmung zum realen Wischer auch quantitativ das reale Verhalten möglichst gut approximiert werden kann, wurden die Polytropen-Exponenten wie auch die Parameter der Endanschlag-Modelle durch Variation und einen Vergleich mit ermittelten Messdaten bestimmt. In den folgenden Kapiteln 6.1 und 6.2 werden die Einflüsse dieser Parameter aufgezeigt und im Vergleich zu den experimentell ermittelten Daten aufgetragen.

## 6.1 Variation und Bestimmung des Polytropen-Exponenten

Für das entwickelte Simulationsmodell wurde in der Kolbenkammer, von einer polytropen Zustandsänderung ausgegangen. Der Polytropen-Exponent ist für Luft, als ideales Gas,  $n \in [1, 1.4]$ . Außerdem wurde in der Modellbildung die Annahme getroffen, dass der Polytropen-Exponent  $n$  über eine Bewegungsphase konstant sei, sich für die einzelnen jedoch unterscheiden kann. In Abb. 6.1 sind die Bewegungsgrößen für 4 verschiedene  $n$  dargestellt.



**Abbildung 6.1:** Vergleich der Simulations- und Messergebnisse der Bewegungsgrößen

In den illustrierten Diagrammen wurde, der Einfachheit halber, der Exponent für die zugehörige Kurve nicht nur während einer Bewegungsphase, sondern über den gesamten Doppelhub konstant gehalten. Damit wird vor allem der Einfluss dieses Parameter gezeigt. Wie aus der Modellbildung erwartet, führen große Polytropen-Exponenten zu schnelleren Änderungen im Druck. Da die zeitliche Druckänderung (Ableitung nach der Zeit  $\frac{dp}{dt}$ ) mit diesem Parameter skaliert wird, siehe (3.67). Das bedeutet, umso höher der Exponent desto betragsmäßig größer ist das Ansprechen (die Änderung) des Drucks auf eine gegebene Volumenänderung und auf ein- und ausströmende Massenströme. Dies begründet sich in der Tatsache, dass bei einem Polytropen-Exponent von  $n = 1.4$  (obere Schranke) um eine adiabate Zustandsänderung handelt und somit kein Wärmestrom auftritt. Dies hat zur Folge, dass Energie nur durch Volumenänderung und auftretende Massenströme in das System hinein aber auch heraus gebracht werden kann. Ein Polytropen-Exponent von  $n = 1$  steht für eine isotherme Zustandsänderung und steht somit für einen vollständigen Wärmeaustausch mit der Umgebung. Die Temperatur ändert sich während der Bewegung nicht und damit auch der Druck in geringerem Ausmaß. Die Problematik bei dieser Vereinfachung ist, dass sich während der Bewegungsphase das Volumen und somit auch die Zylinder-Fläche ändert. Damit ändert sich der Wärmestrom ebenfalls und diese Annahmen gelten nur näherungsweise. Außerdem muss bedacht werden, dass eine Änderung der Umgebungstemperatur in diesem Fall ebenfalls unberücksichtigt bleibt. Da jedoch davon ausgegangen wird, dass sich die Umgebungstemperatur

während dem Wischen nicht stark verändert, ist diese Betrachtung nicht notwendig. Auch wenn aus eben genannten Gründen diese Modellbildung die Realität nicht exakt abbilden kann, wird deutlich, dass bei verhinderten Wärmeaustausch (guter Isolierung) der Antrieb rascher auf Änderungen reagiert. Die Kurven werden somit in Richtung kürzeren Zeiten verschoben, wenn der Polytropen-Exponent ansteigt. Außerdem wird aus Abbildung 6.1 ersichtlich, dass mit sinkenden  $n$  der maximale Ausschlag im Winkel, aber auch in der Geschwindigkeit ansteigt. Dies lässt sich dadurch begründen, dass bei größerem  $n$  das Bremsen in der Beschleunigungsphase noch früher auftritt und somit die Bremswirkung zusätzlich erhöht. Dies führt im vorliegenden Fall dazu, dass beim Modell mit  $n = 1.35$  während dem Rückschwingen bereits Kontakt mit dem Endanschlag auftritt. Dies lässt sich im Knick der Winkelbeschleunigung, aufgrund der auftretenden Kraft im Endanschlag, erkennen.

Anhand von durchgeführten Variationen der Polytropen-Exponenten aller einzelnen Ventilstellungen und angestellter Vergleiche zu den aufgenommenen Messkurven, wurden folgende Parameter für das Modell, bei einer Umgebungstemperatur von  $T_{amb} = 24^\circ$ , ermittelt:

Belüften $Y_{in} = 1, Y_{out} = 1$	$n = 1.1$
Entlüften $Y_{in} = 0, Y_{out} = 1$	$n = 1.05$
Abgesperrt $Y_{in} = 0, Y_{out} = 0$	$n = 1.25$
Belüften mit geöffnetem Abluftpfad $Y_{in} = 1, Y_{out} = 0, p_{ZL} \geq p_i$	$n = 1.1$
Entlüften mit geöffnetem Zuluftpfad $Y_{in} = 1, Y_{out} = 0, p_{ZL} < p_i$	$n = 1.05$
Für $i = l$ gilt $Y_{in} = Y_1$ und $Y_{out} = Y_3$ Für $i = r$ gilt $Y_{in} = Y_2$ und $Y_{out} = Y_4$	

**Tabelle 6.1:** Definierte polytropen - Exponenten bei zugehörigen Ventilstellungen

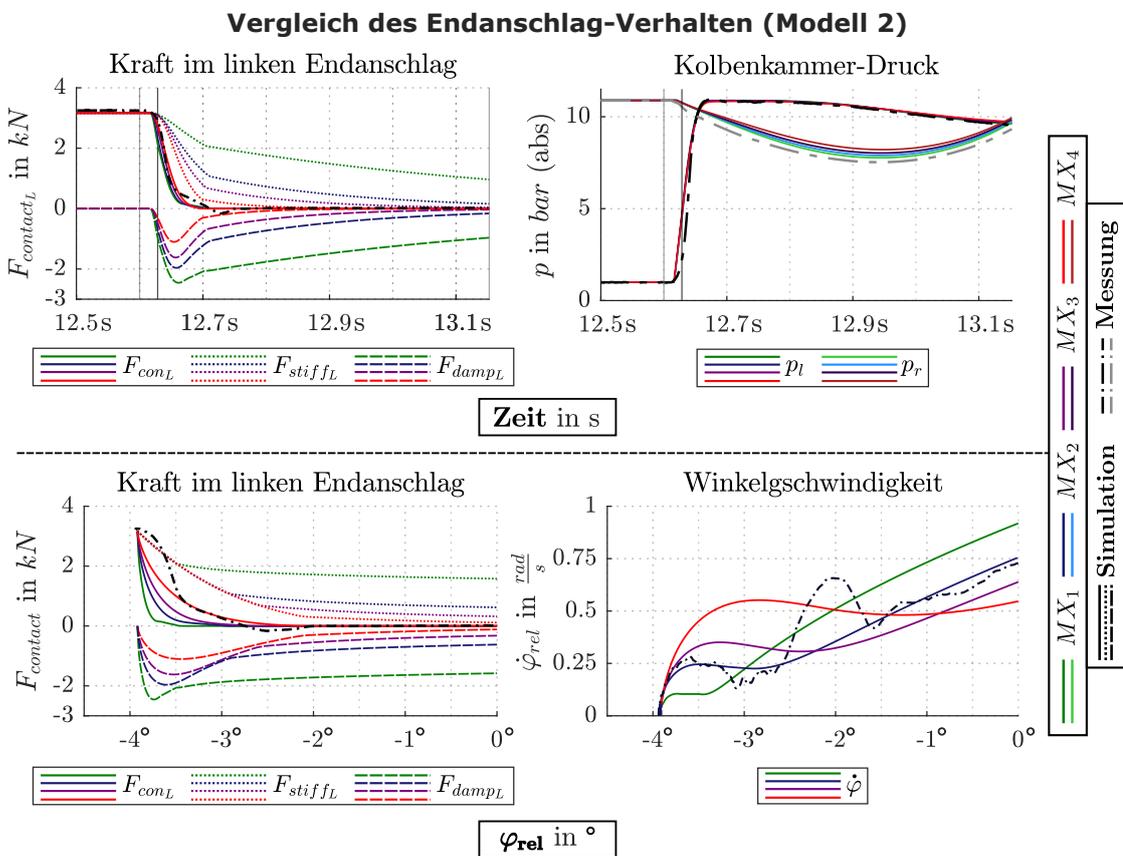
## 6.2 Variation und Bestimmung der Endanschlag-Parameter

Für den Vergleich der Simulations- und Messergebnisse wird die Kraft im Endanschlag herangezogen. Da diese nur mit beträchtlichem messtechnischem Aufwand direkt gemessen werden kann, wird das aufgenommene Drehmoment an der Wischerwelle, die Drücke in den Kolbenkammern und die Beschleunigung des Antriebs herangezogen und daraus die Kraft im Endanschlag berechnet. Das Drehmoment ist dabei Lastmoment inkl. Kräfte infolge Massenträgheiten des Pendels. Mittels der Beschleunigung, welche durch zweimaliges Differenzieren des Winkelsignals bestimmt wird, können die Kräfte infolge der Massenträgheit des Antriebs (*rot-* und *tr-*Baugruppe) berechnet werden. Das erhaltene Beschleunigungssignal ist aufgrund der numerischen Differentiation (Schrittweite  $10ms$ ) stark verrauscht. Die daraus resultierenden Trägheitskräfte sind im Vergleich zu den anderen, wirkenden Kräften sehr gering und demnach vernachlässigbar. Die verwendeten Formeln zur Bestimmung, können direkt aus denen der Modellbildung, siehe Kap. 3.1, umgeformt werden. Zu Beachten ist, dass auftretende Kräfte infolge Reibung (in den Lagerbuchsen, am Kolben etc.) in diesem Fall der Kraft im Endanschlag zu gerechnet sind. Diese Einflüsse wurden nicht getrennt bestimmt und können somit auch nicht negiert werden. Im vorliegenden Fall, bedeutet dies, dass die Kräfte inkl. Reibung zu verstehen sind und bei einer nachträglich Modellierung von Reib-Effekten abgezogen werden müssen.

Die Abbildungen 6.3 und 6.2 zeigen einen Vergleich der Simulationsergebnisse, aus den zugehöri-

gen Modellen mit jeweils 4 unterschiedlichen Parametern, mit den aufgenommenen Messergebnissen. Dabei wird die Kraft im Endanschlag sowie der Druck in den Kolbenkammern über der Zeit während der Park- und anschließenden Beschleunigungsphase dargestellt. Außerdem zeigen die Diagramme die Kraft und Winkelgeschwindigkeit über dem Winkel. Die Kraft im Endanschlag  $F_{con_L}$  ist mit dessen Bestandteilen dargestellt. Die Kraft  $F_{stiff_L}$  ist jene, welche aufgrund der statischen Einfederung resultiert und stellt das statische Verhalten des Elastomers dar. Die Kraft  $F_{damp_L}$  ist jene die aus dem dynamischen Verhalten des Modells resultiert. Sie ist somit beim Modell 1 die Kraft im Dämpfer des *VOIGT-KELVIN*-Elements und beim Modell 2 die Kraft im *MAXWELL*-Element. Es wird nun anhand des Modells 2 das Verhalten des Endanschlags und der Vergleich zum Messergebnis beschrieben und anschließend kurz auf das Modell 1 eingegangen.

### Modell 2, verallgemeinertes *MAXWELL*-Element



**Abbildung 6.2:** Einfluss unterschiedlicher Endanschlag Parameter auf Kraft, Winkelgeschwindigkeit und Druck am Wischer-Antrieb, des Modell 2

Das Endanschlag-Modell 2, siehe Abb. 3.5, wurde im Zuge der Modellbildung ausführlich erklärt und die auftretenden Kräfte und Bewegungen hergeleitet. In Abbildung 6.2 ist das daraus resultierende Verhalten für 4 verschiedene Parametersets  $MX_1$  bis  $MX_4$  dargestellt. Die Steifigkeit der Feder  $c_0(s_E)$ , als statische Kennlinie des relaxierenden Endanschlags, wurde im Kapitel 4.2.3 bestimmt. Für das *MAXWELL*-Element wird beim implementierte Modell 2 die Federsteifigkeit  $c_M$  als vielfaches der statischen Steifigkeit des Elastomers definiert:  $c_M = K_M \cdot c_0(s_E)$ . Dieser Ansatz wurde gewählt, um die Nichtlinearität der statischen Kennlinie auch im dynamischen Verhalten zu berücksichtigen. Damit ist die Federsteifigkeit des *MAXWELL*-Elements ebenfalls

abhängig von der Einfederlänge  $s_E$  des Endanschlags und wird wie auch dessen Ableitung mit der definierten Konstante  $K_M$  skaliert. Für den Zusammenhang zum geschwindigkeitsproportionalen Dämpfer wird eine Retardationszeit  $\tau_M$  definiert, welche multipliziert mit der vorliegenden Federsteifigkeit  $c_M$  die Dämpfungsziffer  $d_M(s_E) = c_M(s_E) \cdot \tau_M$  ergibt.

Die dargestellten Kurven gleicher Farbe sind den *MAXWELL*-Elementen unterschiedlicher Parameter  $MX_1 - MX_4$  zugeordnet. Dabei wurden die Parameter so gewählt, dass die auftretende Kraft im Maxwell-Element mit steigendem Indizes  $MX_1 - MX_4$  abnimmt. Für das Verständnis der Bewegung kann das System, während Kontakt mit dem Endanschlag besteht, als Kraft-Erregtes System interpretiert werden. Da die Kraft auf den Endanschlag vor allem aufgrund der am Kolben anliegenden Drücke resultiert. Der Einfluss der Bewegung, welche eine Änderung der Belastung (Abnahme des Pendelwinkels) und des Drucks hervorruft, ist bei den geringen Winkeln im Endanschlag ebenfalls gering. Der zeitliche Verlauf der Kraft  $F_{conL}$  ist somit vor allem durch den anliegenden Druck vorgegeben, die Bewegung ist die Reaktion darauf. Der Knick im zeitlichen Kraftverlauf resultiert, direkt aus dem Knick im Verlauf des Differenzdrucks infolge des stagnierenden linken Kolbenkammern-Drucks, siehe 5.4.

Bei Betrachtung der Winkelgeschwindigkeit erkennt man, dass diese bei allen Kurven zuerst ansteigt, ein lokales Maxima erreicht und erst nach einem gewissen Winkel weiter ansteigt. Außerdem nimmt man ein höheres erstes Maximum bei sinkender Kraft im *MAXWELL*-Element wahr, wobei die definierten Parameter vorgeben wie groß die Kraft bei vorgegebener Geschwindigkeit und Auslenkung ist. Wird nun durch eine hohe Kraft in diesem Element die resultierende Gesamtsteifigkeit sehr groß (Steigung von  $F_{conL}$  im Kraft-Winkel Diagramm), wird bei einer definierten Kraftänderung der dafür benötigte Weg geringer. Bei dem vorliegenden, näherungsweise Kraft-erregtem, System ist die zeitliche Änderung der Kraft vorgegeben und somit führt dies, bei höheren Kräften im *MAXWELL*-Element und damit steifer erscheinendem Endanschlag, zu einer geringeren Geschwindigkeit. Der anschließende Geschwindigkeitsrückgang liegt daran, dass die Kraftänderung infolge der geringeren Druckänderung sinkt. Diese Geschwindigkeitsreduktion führt weiters zu einer Reduktion der Kräfte  $F_{dampL}$ . Im Anschluss an das Verlassen des Endanschlags führt die unterschiedliche Modellierung zu unterschiedlichen Geschwindigkeiten im weiteren Bewegungsablauf. Die Anfangsbedingung für die Bewegung ohne Kontakt bestimmt sich somit, aus dem verwendeten Modell des Endanschlags. Höhere Geschwindigkeiten zu Beginn, führen zu einem größerem zurückgelegten Weg während des Kontakts und demzufolge zu einer geringeren Druckreduktion in der entlüfteten rechten Kolbenkammer. Dies führt im weiteren Verlauf zu geringeren Druckunterschieden der Kammern und somit zu einer geringeren Beschleunigung. Die erhöhte Geschwindigkeit während dem Kontakt, führt demnach zu geringeren Winkelgeschwindigkeiten im weiteren Verlauf der Bewegung.

Zusammenfassend kann somit gesagt werden, dass bei jenem Modell mit geringerer Kraft im *MAXWELL*-Element der Kontakt mit dem Endanschlag über einen größeren Winkelbereich auftritt. Da die Zeit für diese Bewegung nahezu gleich ist (Kraft-Erregt) tritt eine höhere Geschwindigkeit auf und der anschließende Aufbau des Druckunterschieds wird gehemmt.

Der Kraft-Zeit Verlauf wird wie bereits erwähnt, aufgrund der geringen Rückwirkung der Bewegung (kleine Winkeländerung), von allen dargestellten Kurven gut abgebildet. Die gemessene Winkelgeschwindigkeit während dem Kontakt mit dem Endanschlag, lässt sich durch den Parameter-Satz  $MX_2$ , eingetragen in Tabelle 6.2, am besten abbilden, weshalb diese Parameter verwendet werden. Diese Entscheidung begründet sich dadurch, dass die Anfangsbedingungen der weiteren Bewegung möglichst gut der Realität entsprechen sollen.

Der Vollständigkeit halber muss aber auch erwähnt werden, dass die mittels Vergleich ermittelten Parameter, eventuell nicht den physikalischen Eigenschaften des Endanschlags entsprechen. Es wurde dabei nur auf eine möglichst gute Approximation des Kraft-Zeit und Winkelgeschwindigkeit Verhaltens Wert gelegt. Werte, welche beispielsweise mittels einer harmonischen Erregung

$c_M(s_E) = K_M \cdot c_0(s_E)$	$d_M(s_E) = \tau_M \cdot c_M(s_E)$
$K_M = 115.5$	$\tau_M = 2.0ms$

**Tabelle 6.2:** Definierte Parameter des Modells 2, bestimmt für einen Versorgungsdruck von  $p_{ZL} = 10.9bar(abs)$

oder einem Relaxationsversuch, siehe 3.1.3.2, bestimmt werden, können möglicherweise stark von den verwendeten abweichen.

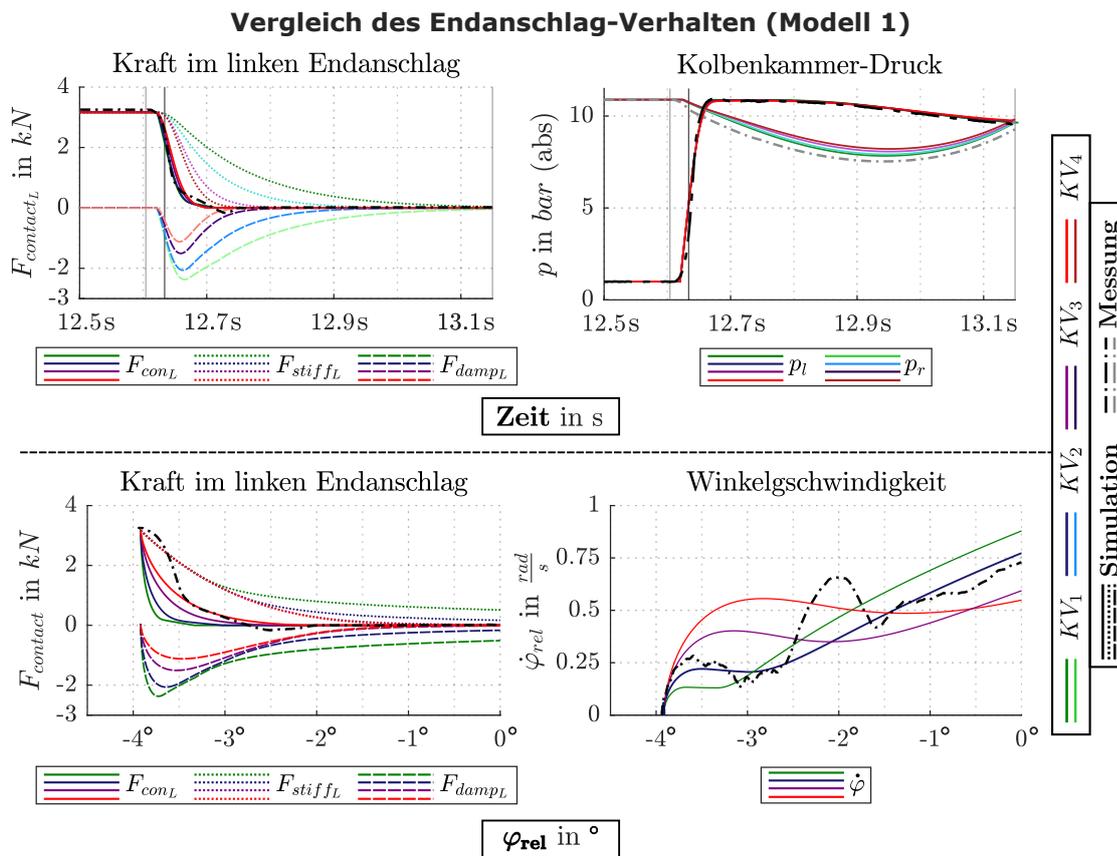
Bei Betrachtung des Kraft-Winkel Verhaltens, beim voll komprimierten Endanschlag in etwa, sieht man deutliche Abweichungen vom verwendeten Modell. Dies ist vor allem der Modellbildung der Magnetventile geschuldet. Im vorliegendem Modell öffnen diese nach verstrichener Schaltzeit prompt, obwohl reale Ventile allmählich öffnen. Dies führt dazu, dass beim realen Antrieb zu Beginn der Druck sich aufgrund der geringen Massenströme bei teilweise geöffneten Ventilen nur langsam ändert und demnach auch die Reaktion des Endanschlags nahe an der statischen Kennlinie liegt. Bei einer genauen Betrachtung der Kraft-Zeit oder Druck-Zeit Diagramme, im Bereich des Übergangs von der Parkstellung zur Beschleunigungsphase, erkennt man einen allmählichen Übergang bei den Messergebnissen und einen Knick bei den Simulationsergebnissen. Würde man die Kurve entlang der x-Achse um diesen Bereich verschieben, wird auch das Kraft-Weg-Verhalten gut abgebildet. Ein noch genaueres Abbild der Realität lässt sich in etwa mit einer Serienschaltung von mehreren MAXWELL-Elementen erreichen. Das Verhalten zu Beginn der Bewegung kann jedoch nur durch eine genauere Modellierung der Magnetventile mit dem Simulationsmodell erfasst werden.

Das zweite Maximum in der Geschwindigkeit (im Winkelgeschwindigkeit-Winkel Diagramm), welches nur in den Mess-Ergebnissen auftritt, zeigt sich genau zu jenem Zeitpunkt an dem die berechnete Kraft im Endanschlag negativ ist. Die negative Kraft würde bedeuten, dass der Endanschlag an der Kolbenbaugruppe anzieht, was aufgrund des einseitigen Kontakts physikalisch unmöglich<sup>53</sup> ist. Der Vorzeichenwechsel resultiert aus dem aufgenommenen Lastmoment der Wischerwelle, welches in diesem Bereich deutlich abnimmt. Deswegen wird der Anstieg in der Winkelgeschwindigkeit darauf zurückgeführt, dass die Massenträgheit des elastischen Pendels nach dem Absenken der Winkelgeschwindigkeit sozusagen den Antrieb überholt. Die beschleunigte Masse führt demnach zu einer Umwandlung der in der Verformung gespeicherten Energie in kinetische Energie. Aufgrund des vorliegenden Zahnspiels ist dieses Schwingen des elastischen Pendels bei abgebremster Wischerwelle nicht im Druck erkennbar. Die Verformung infolge der Beschleunigung zu Beginn der Bewegung wird somit wieder in kinetische Energie umgesetzt, was sich in einem Anstieg der Winkelgeschwindigkeit und einer Reduktion des Drehmoments sichtbar macht.

### Modell 1, KELVIN-VOIGT-Element

In Abbildung 6.3 ist das Verhalten des Wischer-Antriebs im Bereich des Kontakts mit dem Endanschlag, modelliert mittels KELVIN-VOIGT-Element, dargestellt. Im Gegensatz zum Modell 2 ist die einzig veränderliche Größe in diesem Modell die, den Zusammenhang zwischen Dämpfer und Feder charakterisierende, Retardationszeit  $\tau_{KV}$ . Die Dämpfungsziffer setzt sich zusammen aus  $d_{KV} = \tau_{KV} \cdot c_0(s_E)$ , wobei die Steifigkeit des zugehörigen Federelements durch die statische Kennlinie bereits bestimmt ist. Die dargestellten Kurven besitzen mit ansteigenden Indizes  $KV_1$  bis  $KV_4$  sinkende Werte für  $\tau_{KV}$ . Für den vorliegenden Fall, lassen sich die Messergebnisse in ähnlich guter Weise abbilden wie auch mit dem Modell 2. Neben kleinen Abweichungen in der Winkelgeschwindigkeit (bei  $-4^\circ$  bis  $-3^\circ$ ), treten Unterschiede beim Verhalten des Endanschlags,

<sup>53</sup> Nur sehr begrenzt (Reibung, Adhäsion) denkbar



**Abbildung 6.3:** Einfluss unterschiedlicher Endanschlag Parameter auf Kraft, Winkelgeschwindigkeit und Druck am Wischer-Antrieb, des Modell 1

nachdem der Kolben diesen verlassen hat, auf. Da mit der Bestimmung der Steifigkeit nur  $\tau_{KV}$  verändert werden kann, um die Messergebnisse möglichst gut zu approximieren, ist somit auch das Verhalten ohne Kontakt vorgegeben. Es lässt sich durch nur einen Parameter auch weniger Einfluss auf das Verhalten nehmen. Hingegen dazu, können durch die zwei Parameter des Modells 2 mehrere Lösungen gefunden und somit auch Einfluss auf dieses Verhalten genommen werden. Für eine möglichst gute Approximation der Winkelgeschwindigkeit ergibt sich der Parameter  $\tau_{KV_2}$  zu:

$$d_{KV}(s_E) = \tau_{KV} \cdot c_0(s_E)$$

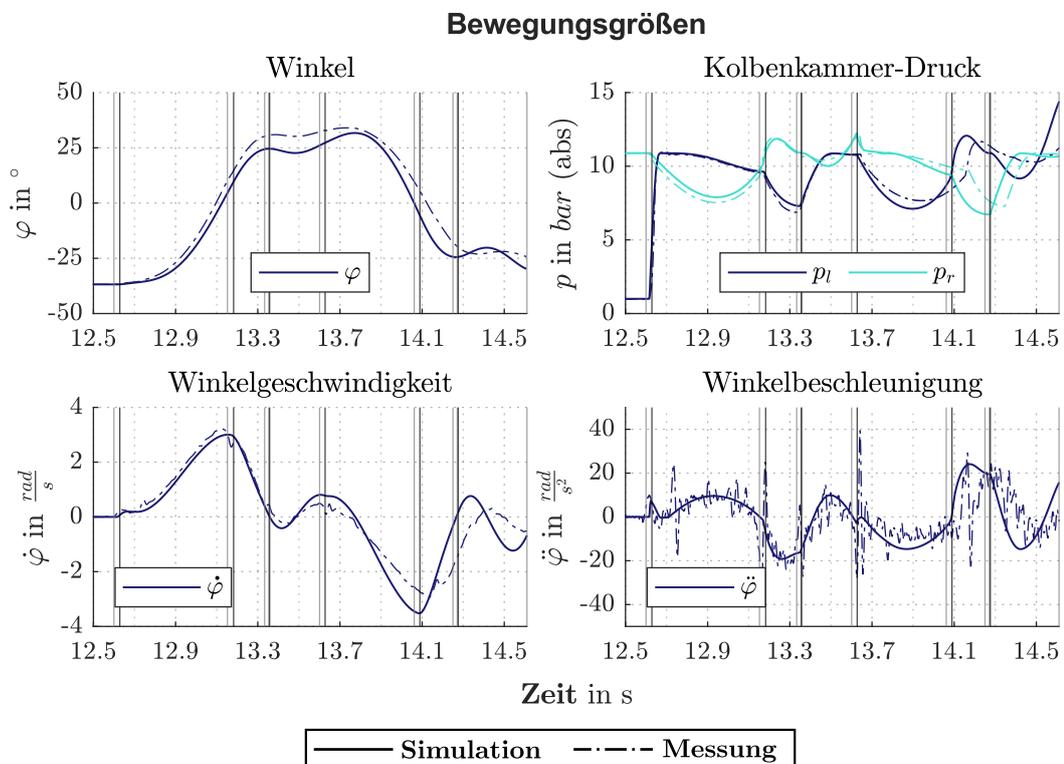
$$\tau_M = 0.256s$$

**Tabelle 6.3:** Definierter Parameter des Modells 1, bestimmt für einen Versorgungsdruck von  $p_{ZL} = 10.9 \text{ bar}(abs)$

### 6.3 Vergleich der Mess- und Simulationsergebnisse

In Abbildung 6.4 sind die Simulationsergebnisse der Bewegungsgrößen und in Abb. 6.5 jene der Belastungsgrößen des Wischer-Antriebs den experimentell ermittelten Messgrößen gegenübergestellt. Für das Simulationsmodell wurde das Modell 2 des Endanschlags verwendet. Bei der Betrachtung dieser Gegenüberstellung wird ersichtlich, dass das qualitative Verhalten der Messergebnisse, mit dem entwickelten Modell sehr gut abgebildet werden kann. Das Verhalten des realen Antriebs kann damit bis auf auftretende Sprünge in der Geschwindigkeit, aufgrund vom Überwinden des Zahnspiels, vollständig wiedergegeben werden. Quantitative Abweichungen in den jeweiligen Verläufen sind auf Messfehler, Modellannahmen und Näherungen zurückzuführen. Im folgenden soll nun kurz auf signifikante Abweichungen in den betragsmäßigen Größen, der dargestellten Abbildungen, eingegangen und eventuelle Möglichkeiten zur Verringerung dieser aufgezeigt werden.

Bei Betrachtung der Kolbenkammer-Drücke erkennt man beim Übergang der Parkstellung zur



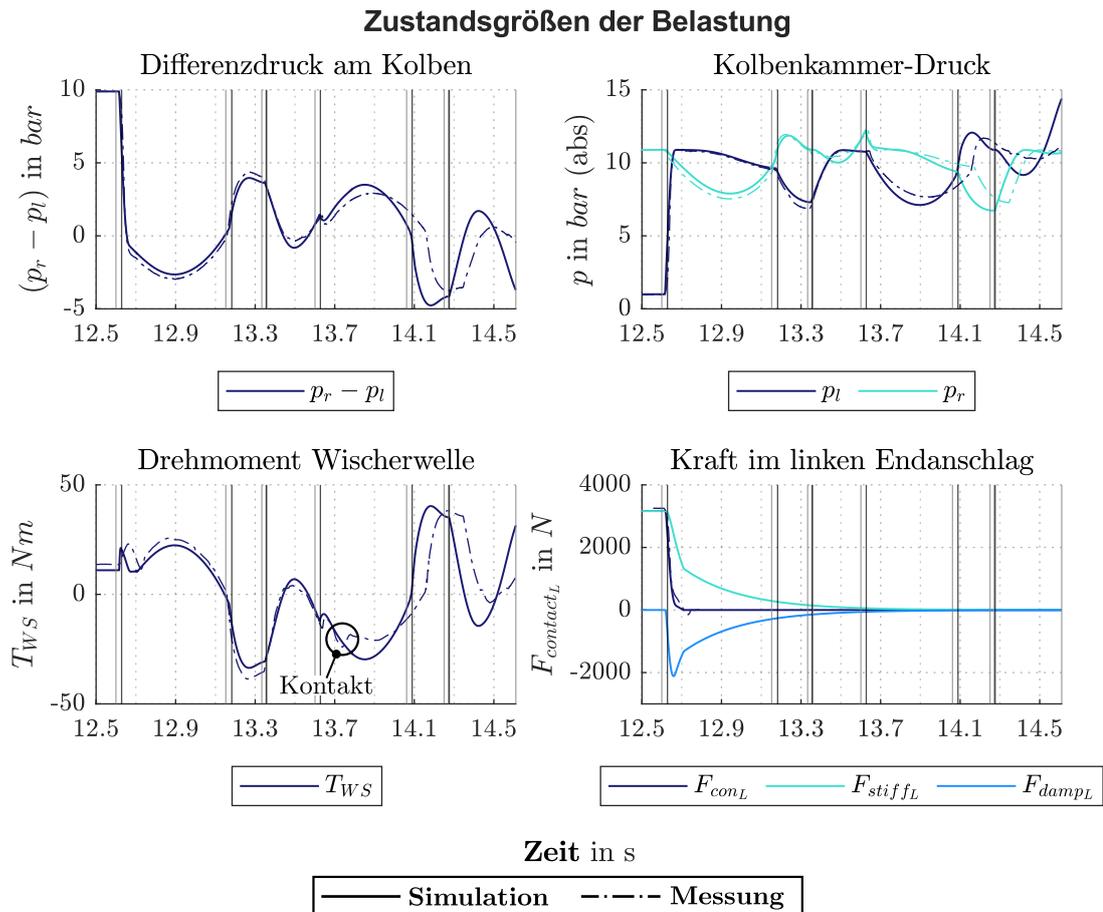
**Abbildung 6.4:** Vergleich der Simulations- und Messergebnisse anhand der Bewegungsgrößen

Beschleunigungsphase einen Unterschied, vor allem in der rechten Kammer, was sich primär auf die Modellierung der Magnetventile zurückführen lässt. Während die realen Ventile allmählich öffnen und sich somit bereits im Zuge des Schaltvorgangs ein Massenstrom ausbilden kann, sinkt der Druck am realen Antrieb bereits früher ab. Dies ist beim ersten Schaltprozess sehr deutlich, da die Schaltzeit für das Ventil ZES02 aufgrund der zwei gemessenen Einbrüche länger ausfällt als sonst, siehe Kapitel 4.2.2. Die Näherung einer prompten Öffnung nach verstrichener Schaltzeit erweist sich, zumindest in diesem Fall, als gute Näherung jedoch keiner exakten Abbildung der realen Gegebenheiten. Eine Verbesserung dieses Verhaltens könnte mit einer definierten Öffnungsfunktion und damit ein von der Magnetanker-Stellung abhängigen Leitwert  $C$  schaffen. Wobei es dabei abzuschätzen gilt, ab wann sich der Magnetanker tatsächlich in Bewegung versetzt, wie sich das Ventil öffnet und wie sich dies auf den kritischen Leitwert auswirkt. Eine

Möglichkeit zur detaillierten Abbildung des Ventilverhaltens, sowie die Auswirkungen, wurde bereits in Kap. 4.2.2 diskutiert. Des Weiteren erkennt man eine steilere Abnahme des Drucks zu Beginn der Beschleunigungsphase in den Messergebnissen. Die Simulationsergebnisse mit hohem Polytropen-Exponenten und somit kleinerem Wärmeaustausch, siehe Abb. 6.1, zeigen dieses Verhalten ebenfalls. Jedoch würde mit einem Exponenten  $n$ , nahe an 1.4, auch ein steilerer Druckanstieg durch die anschließende Kompression (Volumenänderung) führen. Dieser Vergleich zeigt eine Einschränkung des konstanten Polytropen-Exponenten über eine Bewegungsphase hinweg. Die Miteinbeziehung des tatsächlich auftretenden Wärmestroms, siehe Kapitel 3.2.1, kann eine weitere Verbesserung der Simulationsergebnisse bringen. Zusätzliche Fehlerquellen für diese Abweichung sind Fertigungstoleranzen der Ventile, sowie auftretende Messfehler bei der Bestimmung des kritischen Leitwerts des Abluftpfads. Dieser wurde mit dem VUPT bestimmt und unterliegt nach [28] höheren Messfehlern als beim CUPT, welche dem Messprinzip geschuldet sind. Dieses Verhalten des Drucks führt dazu, dass sich der reale Wischer-Antrieb ein wenig früher in Bewegung versetzt. Dies zeigt sich im Winkel, der -geschwindigkeit und -beschleunigung. Zudem führt die größere Druckdifferenz in weiterer Folge auch zu einem größeren erreichten Wischwinkel. Wobei die auftretende Abweichung des Winkels in der Position  $PZ$ , primär aus dem nicht modellierten Zahnspiel der realen Verzahnung folgt. Außerdem hat das elastische Pendel einen Einfluss.

Wie in den Diagrammen ersichtlich ist, wird mittels Simulation das Messergebnis im ersten Hub auch quantitativ gut wiedergespiegelt. Beim zweiten Hub des Wischers zeigen sich jedoch deutliche Abweichungen zwischen Messung und Simulation. Diese lässt sich mit der nicht im Modell abgebildeten Reibung des Kolbens im Zylinder, der Welle im Gehäuse sowie die Reibung im Zahnkontakt erklären. Wobei der Vergleich darauf schließen lässt, dass vor allem die Haftreibung beim Nulldurchgang der Geschwindigkeit den größten Einfluss hat. Wie bereits beim Vergleich der Endanschlag-Parameter erwähnt, wurde mit der vorgestellten Modellierung die Reibung während dem Kontakt mit dem Endanschlag miteinbezogen. Betrachtet man die Winkelgeschwindigkeit, erkennt man dass diese während dem ersten Hub nahezu ident mit jener der Messung ist. Sobald diese jedoch nahezu 0 wird, wird die gemessene Beschleunigung niedriger als jene der Simulation, obwohl zu diesem Zeitpunkt die Druckdifferenz nahezu gleich groß ist. Anschließend ist die Geschwindigkeit während dem Rück- und anschließenden Überschwingen in den Simulationsergebnissen deutlich größer als jene der Messung. Deswegen ist die kinetische Energie im simulierten Antrieb deutlich erhöht und führt dazu, dass es im darauf folgenden Hub zu deutlich steileren Druckänderungen kommt. Deswegen wird der Bremswinkel früher erreicht und führt nach der annähernd gleich lange dauernden Bremsphase zu einer längeren Haltephase. Dies führt in weiterer Folge zu einem deutlich größeren Druckanstieg in der linken Kolbenkammer aufgrund des Rückschwingens. Bei einem modellierten Wischer-Scheibe Kontakt werden deutlich höhere Momente infolge der dort auftretenden Reibkräfte an die Wischerwelle eingebracht (hohe Hebelarme), weshalb die auftretende Reibung im Antrieb selbst vernachlässigbar gering ist. Die verbaute Drehmomenten-Messwelle inkl. Muffenkupplung und die daraus folgende Verlängerung der Wischerwelle führt zudem dazu, dass das Biegemoment aufgrund der Gewichtskraft der Belastung (Pendel) an der fliegend gelagerten Welle erhöht ist. Dies führt neben erhöhten Lager- auch zu größeren Reibkräften. Beim realen Wischer-Antrieb, bei dem sich der Wischerarm primär an der Scheibe abstützt und die Welle somit deutlich geringere Biegemomente ertragen muss, sind die auftretende Reibkräfte in der Wellen-Lagerung demnach deutlich reduziert.

In Abbildung 6.5 sind die Belastungscharakterisierenden Größen der Simulation jenen der Messung gegenübergestellt. Die Differenz von rechtem zu linkem Kolbenkammer-Druck zeigt im ersten Doppelhub eine sehr gute Übereinstimmung mit jenen kleinen Abweichungen welche bereits diskutiert wurden. Das Drehmoment an der Wischerwelle zeigt neben den zu erwartenden



**Abbildung 6.5:** Vergleich von Simulations- und Messergebnissen charakteristischer Größen der Belastung

Unterschieden auch im Stillstand eine Diskrepanz. Diese resultiert aus einer Summe an Messfehlern: der Messwelle (Messgenauigkeit, überlagertes Biegemoment), in der Bestimmung der Pendelposition gegenüber dem Antrieb, bei der Bestimmung der Winkellage des Antriebs an sich, Fehler in der Lage des Pendelschwerpunktes (theoretisch bestimmt). Während dem Rückschwingen erkennt man im Drehmoment einen Knick, welcher aufgrund eines auftretenden Kontakts mit dem Endanschlag entsteht. Anschließend ist das Moment aufgrund der geringeren Druckdifferenz sowie dem elastischen Pendels geringer als in der Simulation, bei geringen Unterschieden in der Winkelbeschleunigung. Das Verhalten nach dem Kontakt und um den Nulldurchgang der Winkelgeschwindigkeit, zeigt sich eine deutlich geringere Steigung im Drehmoment. Aufgrund der Lage der Drehmomenten-Messwelle wird das Antriebsmoment infolge der Druckänderung um die Reibung reduziert, weswegen sich die Druckdifferenz zwischen Simulation und Messung geringer unterscheidet als das Drehmoment. Im zweiten Hub der Größen aus Abb. 5.4 erkennt man dasselbe Verhalten welches bereits an den Größen aus Abb. 6.4 beschrieben wurde.

### 6.3.1 Modellgrenzen

Das entwickelte Simulationsmodell zeigt, wie im vorangegangenen Kapitel beschrieben und illustriert, dass das betrachtete Verhalten des Antriebs sehr gut abgebildet werden kann. Dennoch unterliegt jede Modellbildung gewissen Grenzen, welche aufgrund getätigten Annahmen oder Vereinfachungen resultieren. Dieses Kapitel soll einige der wichtigsten Modellannahmen und der damit resultierenden Modellgrenzen aufzeigen, erhebt jedoch keinen Anspruch auf Vollständigkeit. Einige der Annahmen wurden bereits im Zuge der Modellbildung, des Parameterabgleichs sowie der Modell-Validierung besprochen.

#### Verzahnung

Im vorliegenden Modell wurde der Verzahnung nur wenig Beachtung geschenkt, da diese für die Betrachtung des Systemverhaltens eine untergeordnete Rolle spielt. Deswegen wurde diese ohne Relativbewegung, mit konstantem Eingriffspunkt und ohne Reibung implementiert. Bei den Versuchen hat sich gezeigt, dass das auftretende Zahnspiel durchaus sichtbar in den Modellgrößen ist und auch einen Einfluss darauf hat, jedoch ist dieser Einfluss bei Betrachtung des Systemverhaltens weniger relevant. Für eine genauere Untersuchung z.B. des Endanschlag Verhaltens oder der dabei auftretenden Kräfte, kann es aber notwendig werden auch das Zahnspiel mit zu modellieren, wie sich in der Bestimmung einiger Parameter, siehe Kapitel 4.2.3, gezeigt hat. Für die Betrachtung oder Simulation der tatsächlich auftretenden Belastungen an der Zahnstangen-Zahnradsegment Paarung wird es ebenfalls notwendig sein diese Verbindung mathematisch genauer abzubilden.

#### Magnetventile

Die Modellierung der Ventile, promptes öffnen nach Ablauf der Schaltzeit, führt dazu, dass der genaue zeitliche Verlauf nicht abgebildet werden kann. Diese Abweichungen sind jedoch bei Schaltzeiten in Größenordnungen von  $20ms$  durchaus zu vernachlässigen. Eine genauere Modellierung kann jedoch interessant sein, wenn das Kraft-Weg Verhalten des Endanschlags interessiert, oder die Übergänge der einzelnen Bewegungsphasen näher untersucht werden sollen. Sind Verhalten in dieser zeitlichen Größenordnung interessant, müssen unter Umständen auch das zeitliche Verhalten des Micro-Controllers genauer betrachtet werden.

#### Durchfluss-Modell

Das verwendete Modell zur Bestimmung der Luftmassenströme in und aus den Kolbenkammern, stützt sich auf mehrere Annahmen hat jedoch den Vorteil, dass die Parameter experimentell bestimmt wurden. Bei dem verwendeten Modell wird zu jedem Zeitpunkt davon ausgegangen, dass es sich um eine stationäre Strömung handelt, weshalb transiente Vorgänge nicht abgebildet werden können. Druckschwankungen in den Leitungen sind jedoch für den betrachteten Antrieb und dessen Verhalten nicht relevant, könnten jedoch bei sehr großen Querschnitten und damit Luftvolumen und -massen einen Einfluss haben. Die Näherung der adiabaten Strömung und der daraus resultierenden konstanten Stagnationstemperatur kann bei einer von der Umgebungstemperatur abweichenden Temperatur im Luftversorgungsspeicher und des daraus resultierenden Wärmestroms über die Leitungen nicht mehr gültig sein. Zusätzlich wurde bei dem vorliegenden Modell und dessen Parameter angenommen, dass sich bei zwei geöffneten Pfaden einer Kolbenkammer der Abluftpfad im überkritischen Zustand befindet und sich daraus der Massenstrom in der Zuluftleitung bestimmt. Bei sehr geringen Drücken in der Luftversorgung wird diese Annahme ungültig. Bei einem gemessenen kritischen Druckverhältnis von  $b_{ZuAL} = 0.21$  wird jedoch bei Drücken von  $p_{ZL} \geq 5bar$  (bei  $p_{amb} \approx 1bar$ ) erwartet, dass diese Näherung gültig bleibt.

Bei dem vorliegenden Antrieb sind beide Kanäle nur während eines Umschaltvorgangs geöffnet und demnach ist dieser Umstand unkritisch, sollte diese Schaltkombination während eines gesamten Bewegungszustands vorliegen, ist die Richtungsabhängigkeit der aufgenommenen Parameter zu betrachten.

### Polytrope Zustandsänderung

Die Polytrope Zustandsänderung für jede Schaltkombination der Ventile führt zu Einschränkungen, welche detailliert in 6.1 diskutiert wurden. Es sei hier nur darauf verwiesen, dass die im Modell verwendeten Exponenten durch Vergleich mit Messungen bei einer bestimmten Umgebungstemperatur ermittelt wurden. Der Wärmestrom ist abhängig von dem Temperaturunterschied  $T_{amb} - T_{Zyl}$ , der Fläche und dem Wärmeübergangsbeiwert. Eine geänderte Umgebungstemperatur führt auch dazu, dass sich die Temperatur in den Kolbenkammern vor dem Start des Wischers an diese anpasst. Weshalb der Temperaturunterschied unkritisch erscheint. Jedoch führt eine geänderte Ausgangstemperatur zu einer veränderten Dichte des Mediums und somit auch zu anderen Temperaturänderungen bei gleichen Druckänderungen, siehe (3.69) und (3.70) in welcher die Temperaturänderung mit der aktuellen Temperatur skaliert wird. Außerdem ist nach [27] der Wärmeübergangskoeffizient abhängig von der Temperatur. Somit werden die bei einer definierten Umgebungstemperatur ermittelten Polytropenexponenten nur begrenzte Gültigkeit besitzen wenn die auftretende Umgebungstemperatur stark davon abweicht.

### Parameter Endanschlag

Die Parameter in Kap. 6.2 wurden für den expandierenden Endanschlag bei einem definierten Druck der Luftversorgung und Umgebung, sowie Belastung mittels Parametervariation bestimmt. Damit kann nicht davon ausgegangen werden, dass das modellierte Verhalten bei anderen Drücken oder Belastungen und somit geänderten Geschwindigkeiten in derselben Genauigkeit abgebildet werden kann. Für einen großen Bereich der Modellanwendung müssten Parameter mit geänderten Bedingungen ermittelt und in komplexere Modelle (z.B. mehrere *MAXWELL*-Elemente in Modell 2) eingebunden werden. Nur somit kann die Frequenzabhängigkeit des Elastomers gut abgebildet werden. Des Weiteren wurde nur die statische Kennlinie des expandierenden Endanschlags in das Modell eingebunden. Dies hat zur Folge, dass die statische Hysterese nicht abgebildet und somit dieses Verhalten nur näherungsweise simuliert werden kann. Eine Möglichkeit dies mit einem Modell abzubilden wurde in Kapitel 4.2.3 aufgezeigt.

# Zusammenfassung und Ausblick

## 7.1 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurde ein dynamisches Simulationsmodell eines „elektropneumatischen Scheibenwischer-Antriebs“ entwickelt und in MATLAB implementiert. Das Modell wurde in seiner Komplexität so gewählt, um ein grundlegendes Systemverständnis aufzubauen und eine modulare Weiterentwicklung zu ermöglichen.

Grundlagen, Annahmen und Vereinfachungen eines jeden Subsystems wurden in Abschnitt 3 detailliert beschrieben und somit ein System aus Differential- und algebraischen Gleichungen hergeleitet. Zur Bestimmung der Modellparameter und Validierung des Simulationsmodells wurden Messungen an zwei neuen Versuchsaufbauten (Versuch am vereinfachten Scheibenwischer, Kap. 4.2, und Versuch zur Luftversorgung, Kap. 4.3) durchgeführt. Als Simulationsumgebung wurde MATLAB gewählt, wobei das erhaltene Gleichungssystem durch einen geeigneten Solver zu jedem Zeitschritt integriert wird. Der implementierte Regler sorgt währenddessen dafür, dass zu definierten Zuständen (Winkel, Winkelgeschwindigkeit, etc.) die Magnetventile geschaltet werden, sich somit die gewollte Bewegungsphase einstellt und zugehörige Parameter verwendet werden. Damit kann die Bewegung des Scheibenwischers unter Eingriff des Reglers aus dem Stillstand simuliert werden. Durch einen Vergleich der Mess- und Simulationsergebnisse, welcher zur Modell-Validierung, Abschnitt 6.3, herangezogen wurde, konnte gezeigt werden, dass die Bewegung eines Wischer-Antriebs mit vereinfachter Belastung qualitativ aber auch quantitativ sehr gut mit dem entwickelten Modell abgebildet werden kann. Weiters wurden Modellgrenzen, Kapitel 6.3.1, aufgezeigt und mögliche Erweiterungen der einzelnen Systeme sowie deren Auswirkungen diskutiert.

Die gewählte Modellkomplexität und die damit erhaltenen Gleichungen ermöglichten eine detaillierte Diskussion der Simulationsergebnisse auf Basis eines validierten Modells in Abschnitt 5.1. Dabei konnte das auftretende dynamische Verhalten des Scheibenwischer-Antriebs als Wechselwirkungen der einzelnen Zustandsgrößen erklärt und somit Zusammenhänge geklärt werden. Zudem wurden Möglichkeiten zur Steigerung der Geschwindigkeit, der Bremswirkung sowie die Einflüsse des Bremspunktes, des Rückschwingens und der berechneten Geschwindigkeit des Reglers aufgezeigt.

Die dargestellten Zusammenhänge und Abhängigkeiten bilden die Basis, um in weiterer Folge den Antrieb sowie die Regelung weiter zu entwickeln und zu adaptieren. Außerdem bietet das entwickelte und validierte Simulationsmodell eine Grundlage für zukünftige Untersuchungen.

## 7.2 Ausblick

Das entwickelte Simulationsmodell und die gezeigten Ergebnisse dienen vor allem zur Steigerung des Systemverständnisses. Es kann jedoch in weiterer Folge auch für eine Vielzahl an Anwendungen herangezogen werden. Einige davon werden im folgenden kurz vorgestellt und die dazu notwendigen Modellvertiefungen angeführt.

### Hardware in the Loop

Eine mögliche Anwendung des entwickelten Modells ist die Simulation des Wischer-Antrieb Verhaltens auf die Ansteuerung durch einen realen Micro-Controller. Dies hat den großen Vorteil, dass die Regler-Parameter sowie das Regelverhalten am Rechner zu simulieren ohne einen notwendigen Antrieb. Außerdem werden dabei die Zustandsgrößen direkt berechnet welche ansonsten erst durch geeignete Messtechnik ermittelt werden muss. Das vorliegende Modell des Antriebs muss für diese Anwendung jedoch noch um eine geeignete Kommunikation mit dem Regler erweitert werden. Dies kann entweder dadurch geschehen, dass das programmierte C-File des Reglers über MATLAB aufgerufen wird und somit die Bewegung simuliert, oder durch ein entsprechendes analoges Signal als Kommunikation zwischen realem Regler und dem MATLAB-Skript. Dafür ist es notwendig den berechneten Winkel in ein zugehöriges Winkelsignal zu wandeln und dies an den Regler zu führen. Des Weiteren muss das binäre Signal der Ventilansteuerung des Reglers aufgenommen und in einen Vektor der Ventilstellung dem MATLAB-File übergeben werden. Es ist in beiden Fällen zu beachten, welchen Ausgang und Eingang das betrachtete Subsystem des Reglers, siehe Kap. 3.4 und E.1, hat. Für die Kommunikation mit einem C-File kann beispielsweise über eine MEX Funktion das geschriebene C-file aufgerufen und ausgeführt werden, siehe MATLAB-Dokumentation. Dabei muss sich ebenfalls mit den notwendigen Variablen des C-files auseinandergesetzt werden.

Des Weiteren wird darauf hingewiesen, dass es für diese Anwendung Sinn macht den Kontakt an der Scheibe zu modellieren. Der Eingriff des Reglers dürfte im Falle des Pendelmodells deutlich von einer realen Anwendung abweichen, da sich beispielsweise das Überschwingen anders ausprägen wird.

### Berechnung auftretender Belastungen

Das entwickelte Simulationsmodell kann in weiterer Folge, ebenfalls zur Bestimmung eines tatsächlichen Lastkollektiv der Verzahnung oder anderen Bauteilen verwendet werden. Für den aktuellen Fall kann bereits das Moment an der Wischerwelle als Lastmoment herangezogen werden. Wird jedoch eine detaillierte Betrachtung der Verzahnungskräfte gewünscht, können die Kräfte im Post-Processing direkt berechnet werden. Für eine realistische Betrachtung dieser Lasten kann es jedoch notwendig sein, das Zahnspiel ebenfalls zu modellieren. Auch zur Berechnung der Belastung an den Lagern sowie der Kolbenführung kann das Modell als Grundlage dienen oder hierfür weiter entwickelt werden.

### Studie zu Schaltkombination

Ein sehr interessanter Anwendungsfall des vorliegenden Modells wäre eine Studie zu unterschiedlichen Schaltkombinationen. Dabei kann in etwa untersucht werden, welchen Einfluss eine "passive" Bremsung auf die Wisch-Geschwindigkeit und Bremswirkung hat. Hierbei wäre es denkbar den Bremswinkel zu späteren Winkel zu verschieben, da mit dieser Art der Abbremsung innerhalb kürzerer Zeit die Geschwindigkeit abgebaut wird. Außerdem wäre es denkbar die Schaltkombinationen in der Haltephase zu untersuchen, um das Überschwingen zu minimieren. Im Zuge dieser Studien müssen jedoch die Annahmen

der Modellbildung der Luftversorgung, Kap. 3.3, sowie jene der Parameterbestimmung unter Kap. 4.3.3 beachtet werden.

### **Einflussstudie der Düsen**

Im beschriebenen Antrieb befindet sich im Abluftpfad eine eingeschraubte Düse mit definierten Düsendurchmesser. Der Einfluss dieses Durchmesser auf die Bewegung des Antriebs, kann durch die Bestimmung der Luftversorgungs-Parameter, des Abluftpfads und jene bei geöffneten Zu- und Abluftventil, am neuen Versuchsaufbau (Kap. 4.3.3) für unterschiedliche Düsendurchmesser bestimmt und anschließend mit dem entwickelten Modell simuliert werden. Dies würde eine Grundlage schaffen, um bei unterschiedlichen Projekten mit anderen Düsengeometrien das gewünschte Verhalten des Antriebs einzustellen.

Des Weiteren hat sich in den dargestellten Simulationsergebnissen interessanterweise gezeigt, dass das Druckniveau der Zuluftleitung primär für die Bewegung beim Losfahren des Antriebs relevant ist. Die anschließende Bewegung hängt aber vor allem von der Druckdifferenz (Leistungsfähigkeit des Antriebs) am Kolben und nicht von den absoluten Werten ab. Im Anschluss an das Anfahren, geben vor allem die auftretenden Massenströme sowie die Kolbenbewegung die Änderung der Drücke vor. Die Massenströme sind abhängig von den auftretenden Druckverhältnissen, weswegen in erster Linie der Massenstrom im Abluftventil durch eine Änderung des Druckniveau verändert wird. Darauf könnte aber mit einem größeren Düsenquerschnitt reagiert werden. Da der Abluftpfad während der Bewegung, für nahezu alle Fälle, im überkritischen Zustand durchströmt wird (siehe Kap. 4.3.3) ist der Massenstrom näherungsweise linear vom Druck vor diesem Pfad abhängig. Der Düsendurchmesser geht quadratisch in den kritischen Leitwert ein, weshalb ein Ausgleich über diesen Querschnitt möglich sein sollte. Diese Betrachtung kann mittels Untersuchungen am Simulationsmodell erfolgen.

### **Parameterstudien**

Mit dem entwickelten Simulationsmodell können, neben den Ventilstellungen, auch diverse andere Parameter variiert und die resultierenden Einflüsse studiert werden. Damit wird dem Entwickler eine Möglichkeit geboten, unterschiedliche Ideen vorab am Rechner zu simulieren und die entstandenen Auswirkungen zu betrachten und zu diskutieren.

Eine Möglichkeit wäre neben den Düsendurchmesser andere Komponenten der Luftversorgung zu verändern/auszutauschen und in Kombination mit dem Versuchsaufbau der Leitwertbestimmung die geänderten Parameter experimentell zu bestimmen und in das Modell einzubinden. Änderungen in der Luftversorgung und die resultierenden Auswirkungen können auch bereits vor einem Eingriff aufgrund der aufgearbeiteten Theorie abgeschätzt werden. So wurde in der Modellbildung gezeigt, dass der Durchmesser des kleinsten Querschnitts linear in den kritischen Leitwert eingeht etc.

Weitere Parameter deren Einflüsse untersucht werden können, sind als Beispiel: der Kolbendurchmesser, ein zusätzliches Totvolumen (geringere Druckänderungen) oder der Einfluss einer geänderten Übersetzung der Verzahnung (Änderung des Hebelarms der Kammerdrücke). Für jede Variation von Parametern müssen die in der Modellbildung vorgestellten Annahmen und die damit einhergehenden Grenzen beachtet werden.

Wie in der vorangehenden Auflistung dargestellt, birgt das Modell zukünftig eine Vielzahl an Anwendungsmöglichkeiten. Trotzdem wäre es im nächsten Schritt sinnvoll, auch das Verhalten zwischen Scheibenwischer und Scheibe näher zu betrachten und die mathematischen Zusammenhänge in das Modell einzupflegen.

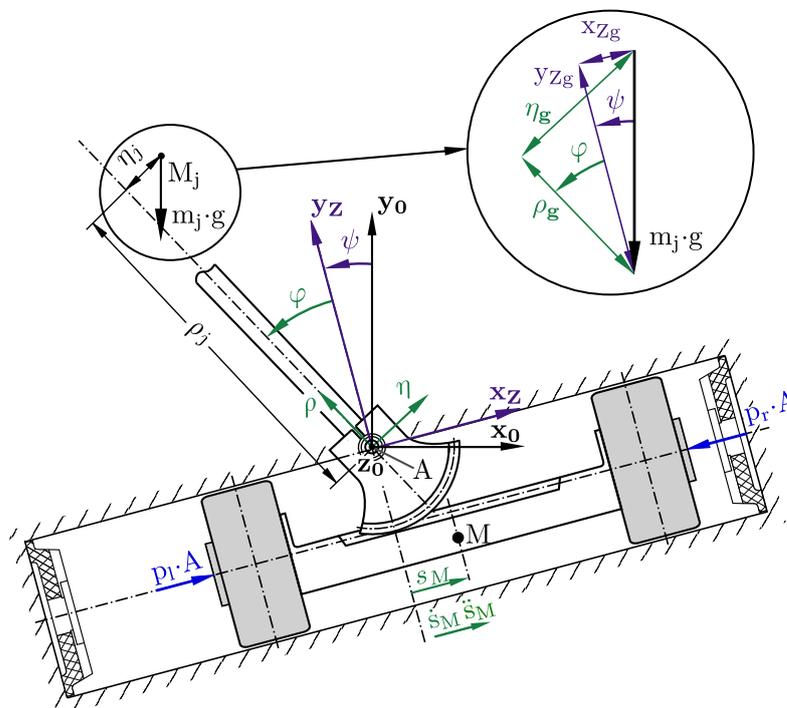


Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar  
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

ANHANG **A**

# Anhang A

## A.1 Zusammenhang der unterschiedlichen Koordinatensysteme



**Abbildung A.1:** Ausgelenktes mechanisches Subsystem und Darstellung der verwendeten Koordinatensysteme

In Abbildung A.1 ist das mechanische Subsystem mit allen, unter Kapitel 3.1, verwendeten Koordinatensystemen dargestellt. Es ist des weiteren ein Massenmittelpunkt  $M_j$  in einer allgemeinen Lage dargestellt und die zugehörige Gewichtskraft in den Koordinaten aller Koordinatensysteme zerlegt. Somit lässt sich die Gewichtskraft  $m_j \cdot g$  in den verschiedenen Systemen anschreiben zu:

$$m_j \cdot \vec{g} = m_j \cdot g \cdot \begin{pmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \end{pmatrix}_0 \quad (\text{A.1})$$

$$m_j \cdot \vec{g} = m_j \cdot g \cdot \begin{pmatrix} -\sin(\psi) \\ -\cos(\psi) \\ 0 \end{pmatrix}_Z \quad (\text{A.2})$$

$$m_j \cdot \vec{g} = m_j \cdot g \cdot \begin{pmatrix} -\sin(\varphi + \psi) \\ -\cos(\varphi + \psi) \\ 0 \end{pmatrix}_F \quad (\text{A.3})$$

Der Vektor  $\vec{r}_{M_j A}$  vom Drehpunkt  $A$  zum Massenmittelpunkt  $M_j$  lässt sich ebenfalls direkt aus der Skizze in den unterschiedlichen Koordinatensystemen anschreiben oder über Transformationsmatrizen umrechnen. Die Systeme lassen sich durch eine Rotation um die  $z_0$ -Achse ineinander überführen. Für eine Drehung um den Winkel  $\zeta$  bezüglich der positiven  $z$ -Richtung lässt sich die Transformationsmatrix anschreiben zu:

$$A_\zeta = \begin{pmatrix} \cos(\zeta) & -\sin(\zeta) & 0 \\ \sin(\zeta) & \cos(\zeta) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (\text{A.4})$$

Damit lässt sich zum Beispiel der Vektor  $\vec{r}_{M_j A}$  zwischen den unterschiedlichen Systeme durch die folgenden Koordinatentransformationen umrechnen:

$$\vec{r}_{M_j A|F} = A_{F0} \vec{r}_{M_j A|0} = A_{\varphi+\psi} \vec{r}_{M_j A|0} = \begin{pmatrix} \cos(\varphi + \psi) & -\sin(\varphi + \psi) & 0 \\ \sin(\varphi + \psi) & \cos(\varphi + \psi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \vec{r}_{M_j A|0} \quad (\text{A.5})$$

$$\vec{r}_{M_j A|Z} = A_{Z0} \vec{r}_{M_j A|0} = A_{\psi} \vec{r}_{M_j A|0} = \begin{pmatrix} \cos(\psi) & -\sin(\psi) & 0 \\ \sin(\psi) & \cos(\psi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \vec{r}_{M_j A|0} \quad (\text{A.6})$$



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar  
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

ANHANG **B**

**Anhang B**

## B.1 Mechanisches Verhalten von Elastomeren

Das mechanische Verhalten von Werkstoffen beschreibt die Reaktion in Art und Größe auf eine äußere angelegte Kraft oder Deformation. Wie in Abbildung B.1 zu sehen, verhalten sich Kunststoffe bei niedrigen Temperaturen sowie hohen Belastungsgeschwindigkeiten spröde und umgekehrt bei hohen Temperaturen und/oder niedrigen Geschwindigkeiten weich bzw. duktil. Das ist auf die mikroskopischen Verformungsmechanismen des Polymers zurückzuführen. Neben der Frequenz- und Temperatur-Abhängigkeit ist das mechanische Verhalten eines Polymers (besonders bei gefüllten Elastomeren) auch von der Höhe der Belastung (Amplitude) abhängig. [13]

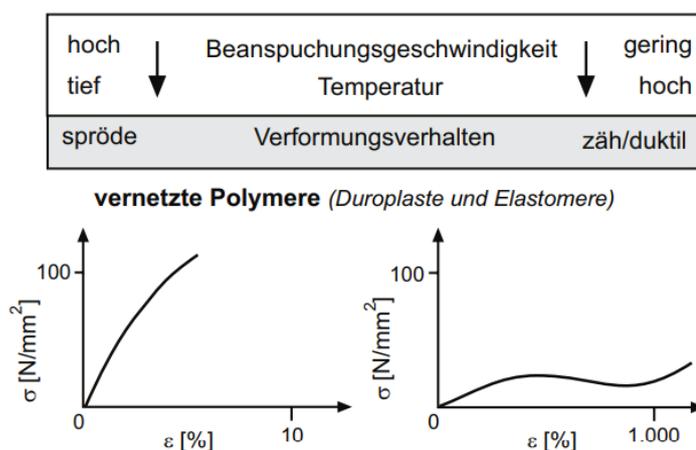


Abbildung B.1: Mechanisches Verhalten von Duroplasten und Elastomeren [13]

Aufgrund dieser Eigenschaften ist die Verformung von Elastomeren, in den meisten Anwendungsfällen, nicht durch einen einfachen linearen Zusammenhang mit der Belastung<sup>54</sup> beschreibbar. Die Glasübergangstemperatur  $T_g$  ist bei den meisten Elastomeren unter der Raumtemperatur, weswegen sie bei üblichen Anwendungen meist erweicht vorliegen. [13]

Die erwähnte Temperatur  $T_g$  bezeichnet den Übergang vom energieelastischen ( $T < T_g$ ) zum entropieelastischen ( $T > T_g$ ) Bereich und wird Glasübergangstemperatur genannt, da Polymere bei Temperaturen darunter meist spröde vorliegen. Bei realen Kunststoffen zeigt sich dieser Übergang nicht durch eine Unstetigkeit im Materialverhalten, sondern bildet einen ausgeprägten Bereich ab: Glasübergangsbereich<sup>55</sup>. Die Glasübergangstemperatur  $T_g$  beschreibt dabei jenen Punkt, an dem die Änderung der betrachtete mechanischen Eigenschaften am größten ist<sup>56</sup> [13]. Bei noch höheren Temperaturen folgt der Schmelzbereich und anschließend der Schmelz-Zustand, welcher sich bei Elastomeren durch eine nicht reversible Entfestigung bemerkbar macht und deswegen keine sinnvolle Anwendung, mit Ausnahme bei thermoplastischen Elastomere, darstellt. Die einzelnen Bereiche besitzen ihren Namen aufgrund der dort überwiegender Verformungsmechanismen. Während im energieelastischen Bereich sich die Verformungen hauptsächlich auf Änderungen der Atomabstände und Valenzwinkelverzerrungen (=Änderung der inneren Energie  $\Delta U$ ) zurückführen lassen, sind dabei Umlagerungen von Molekülabschnitten, Drehung der C-C Bindungen und abgleiten von Verschlaufungen „eingefrorenen“. Diese Effekte überwiegen dafür im entropie-elastischen Bereich, wodurch der Ordnungszustand des Polymers (=Änderung der

<sup>54</sup> Nur bei sehr geringen Belastungen (ca. 10% der Festigkeit) und innerhalb des entropie-elastischen Bereichs [13]

<sup>55</sup> Dieser Bereich ist üblicherweise zwischen 10-40°C breit und der E-Modul ändert sich um einen Faktor 10-10.000 [13].

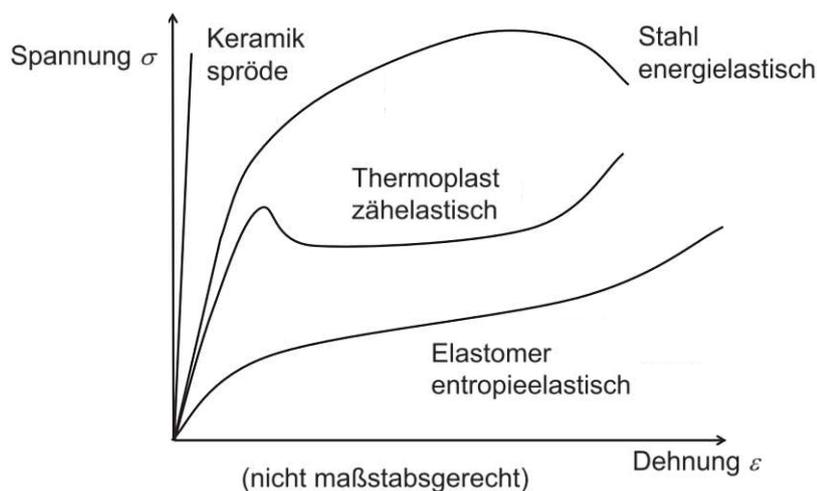
<sup>56</sup> Bei Betrachtung der Steifigkeit (respektive dem E-Modul) über der Temperatur ist die Glasübergangstemperatur genau am Wendepunkt der betrachteten Kurve im Übergangsbereich.

Entropie  $\Delta S$ ) geändert wird. Bei Metallen überwiegt in den allermeisten Anwendungen die energieelastische Verformung wohingegen bei Elastomeren, bei Temperaturen oberhalb  $T_g$ , die Entropieelastizität mit ca. 85-90% der gesamten Verformung den größten Anteil übernimmt. [13]

Im folgenden sind wichtige Eigenschaften, welche das Verhalten von Elastomeren charakterisieren, aufgezeigt:

### Nichtlineares $\sigma$ - $\epsilon$ Verhalten

Der Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung ist für Elastomere im Allgemeinen nichtlinear. In der Abbildung B.2, welche typische  $\sigma - \epsilon$  Kurven darstellt, ist dieses Verhalten verdeutlicht.<sup>57</sup> Auch Metalle wie z.B. Stahl zeigen nichtlineares Materialverhalten. Metalle werden jedoch im Gegensatz zu Elastomeren oft nur im linearen Bereich verwendet. Dieser Bereich ist bei Metallen deutlich ausgeprägter und sie verhalten sich darin reversibel. Bei den meisten Elastomeren zeigt sich, wie in Abb. B.2 dargestellt, zu Beginn ein degressiver und anschließend progressiver Anstieg der Spannung mit steigender Verformung (typische S-Kurve). [20]



**Abbildung B.2:** Typische Spannungs-Dehnungs-Kurven für versch. Werkstoffe [20]

Diese beiden Bereiche werden durch die Entropieelastizität, der Umordnung des molekularen Aufbaus, des Elastomer erklärt. Zu Beginn muss ein materialspezifischer Schwellwert an Energie aufgebracht werden, um die Umordnungsvorgänge in Bewegung zu setzen, weshalb zu Beginn die Steigung im  $\sigma - \epsilon$  Diagramm steiler ist. Darüber folgt der Bereich in dem sich die in Bewegung versetzten Polymerketten bei geringeren notwendigen Energieaufwand umlagern. Sind die Umlagerungsmöglichkeiten erschöpft ist eine weitere Verformung nur auf Änderungen im Atomabstand sowie auf Valenzwinkelverzerrungen zurückzuführen und der notwendige Kraftaufwand steigt [13].

Elastomere zeigen bereits bei vergleichsweise geringen Belastungen, im Vergleich zum Materialversagen, ein nicht-lineares Spannungs-Dehnungs-Verhalten. Der Einsatzbereich und damit die Modellbildung dieser Polymere geht deswegen meist über das lineare Verhalten hinaus.

<sup>57</sup> Die Abbildung zeigt nur qualitativ typische Verhalten der dargestellten Materialien.

### Statische Hysterese

Die statische Hysterese bezeichnet jene Eigenschaft von Elastomeren, dass auch bei quasistatischer Belastung Energie dissipiert wird. In Abbildung B.3 ist die Reaktion eines Elastomerlagers auf eine Kraft-Erregung mit  $0.03 \text{ Hz}$  dargestellt. Die Antwort auf eine von außen aufgebrachte Last ist somit auch bei einer sehr geringen Geschwindigkeit nahe  $0 \text{ Hz}$  abhängig vom Vorzeichen der Belastung und damit von der Vorgeschichte des Bauteils. Sie entspricht demnach einer inneren Reibung ist jedoch unabhängig von der Geschwindigkeit [14].

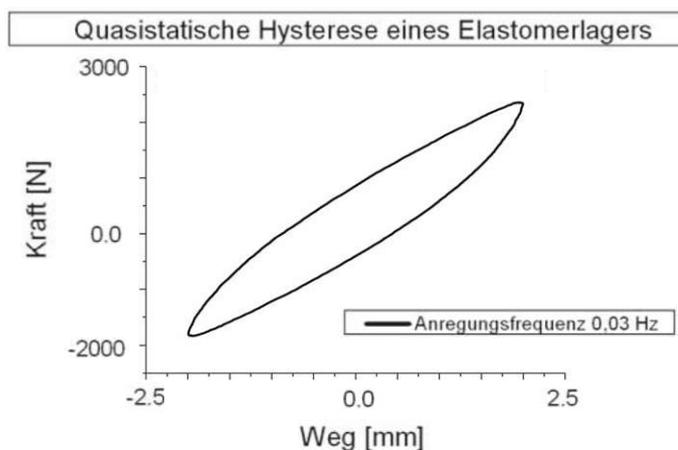


Abbildung B.3: Quasistatische Hysterese eines Elastomerbauteils [14]

### Amplitudenabhängigkeit

Die Amplitudenabhängigkeit von Polymeren beschreibt deren Eigenschaft, dass die Steifigkeit bei einer zyklischen Belastung nicht nur von der Frequenz, sondern eben auch von der Amplitude abhängt. Somit erscheint ein Elastomer mit ausgeprägter Amplitudenabhängigkeit bei kleineren Amplituden steifer als bei größeren. Außerdem konnte durch vergangene Untersuchungen nachgewiesen werden, dass die Amplitudenabhängigkeit bei steigendem Füllstoffgehalt zunimmt. Bei geringer werdender Amplitude (Belastungshöhe) steigt die Steifigkeit bei höheren Füllstoffgehalten (z.B. Ruß) mehr an als bei geringeren Anteile. [14] In Abbildung B.4 ist ein Kraft-Weg-Diagramm eines Elastomer-Lagers bei Belastungen derselben Frequenz und unterschiedlichen Amplituden dargestellt. Die Kurven werden mit sinkender Amplitude steiler und liegen<sup>58</sup> mit ihren Umkehrpunkten an den Kurven der niedrigeren Amplituden an. [14]

In [15] wird des Weiteren angemerkt, dass die Amplitudenabhängigkeit mit sinkender Temperatur und steigender Frequenz zunimmt und umgekehrt.

<sup>58</sup> Bei vielen Bauteilen, jedoch nicht zwingend bei allen

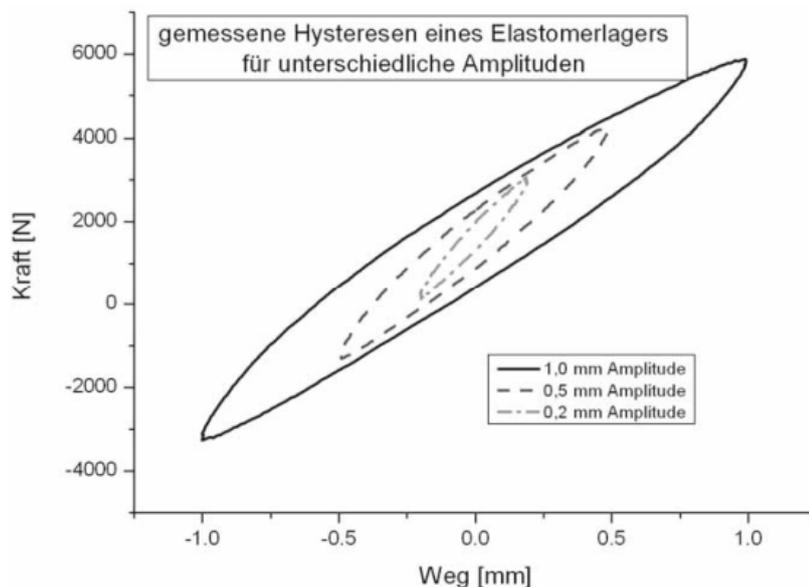


Abbildung B.4: Amplitudenabhängigkeit eines Elastomerbauteils [14]

### Frequenzabhängigkeit

Das mechanische Verhalten von Polymeren ist bei zyklischen Belastungen zusätzlich von der Frequenz und demnach von der Belastungsgeschwindigkeit abhängig. Dieser Einfluss ist in Abbildung B.5 dargestellt. Wenn die Beanspruchung des Kunststoffes verglichen mit der Dauer seiner Umlagerungsprozesse schnell abläuft, so verhält sich dieser auch im entropieelastischen Zustand steifer. Eine hohe Verformungsgeschwindigkeit hemmt damit die in diesem Bereich üblichen Umordnungsmechanismen. [13]

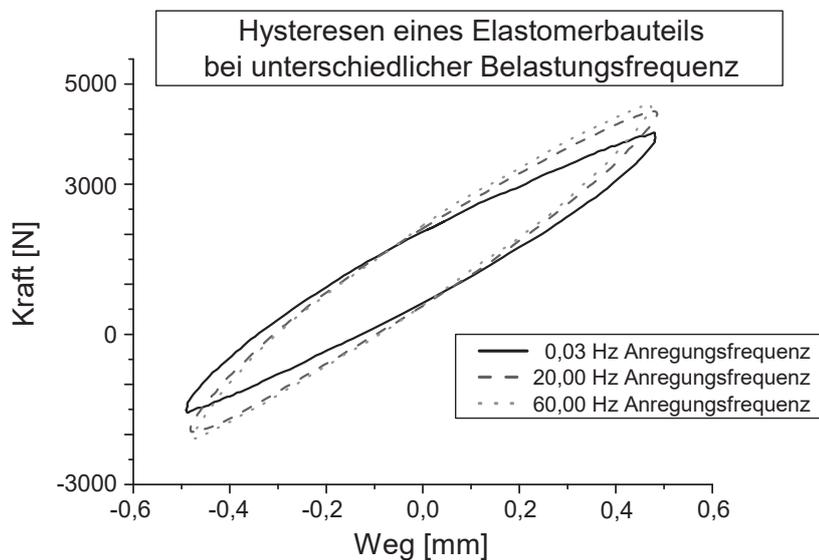


Abbildung B.5: Frequenzabhängigkeit eines Elastomerbauteils [14]

Zusätzlich zur bereits erwähnten statischen Hysterese tritt somit zusätzlich eine sogenannte viskoelastische Hysterese auf, welche abhängig von der Belastungsgeschwindigkeit ist. Die resultierende Spannungs-Dehnungs-Hystereseurve von realen Polymeren ist demnach eine Überlagerung der viskoelastischen und statischen Hysterese, wobei die dissipierte

Energie des viskoelastischen Anteils bei nahezu statischer Belastung gegen 0 strebt [14]. Demnach kann mithilfe viskoelastischer Modelle die dynamische Hysterese abgebildet werden, nicht jedoch die statische.

ANHANG **C**

**Anhang C**

## C.1 Herleitung der Druckaufbaugleichung aus der polytropen Zustandsänderung

$$\frac{p}{\rho^n} = \text{const.} \quad (\text{C.1})$$

$$\rho = \rho_0 \cdot \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{n}}$$

$$\dot{\rho} = \rho_0 \left(\frac{1}{p_0}\right)^{\frac{1}{n}} \frac{1}{n} p^{\frac{1}{n}-1} \dot{p}$$

$$\dot{\rho} = \frac{\rho \dot{p}}{n p} \quad (\text{C.2})$$

$$\dot{m} = \frac{d}{dt}(\rho V) = \dot{\rho} V + \rho \dot{V} \quad (\text{C.3})$$

$$\dot{p} = \dot{m} \frac{np}{V\rho} - np \frac{\dot{V}}{V}$$

mit 3.53 folgt:

$$(\text{C.4})$$

$$\dot{p} = \dot{m} \frac{n RT}{V} - np \frac{\dot{V}}{V} \quad (\text{C.5})$$

ANHANG **D**

**Anhang D**

## D.1 Visualisierung der nacheinander folgenden Bewegungsphasen

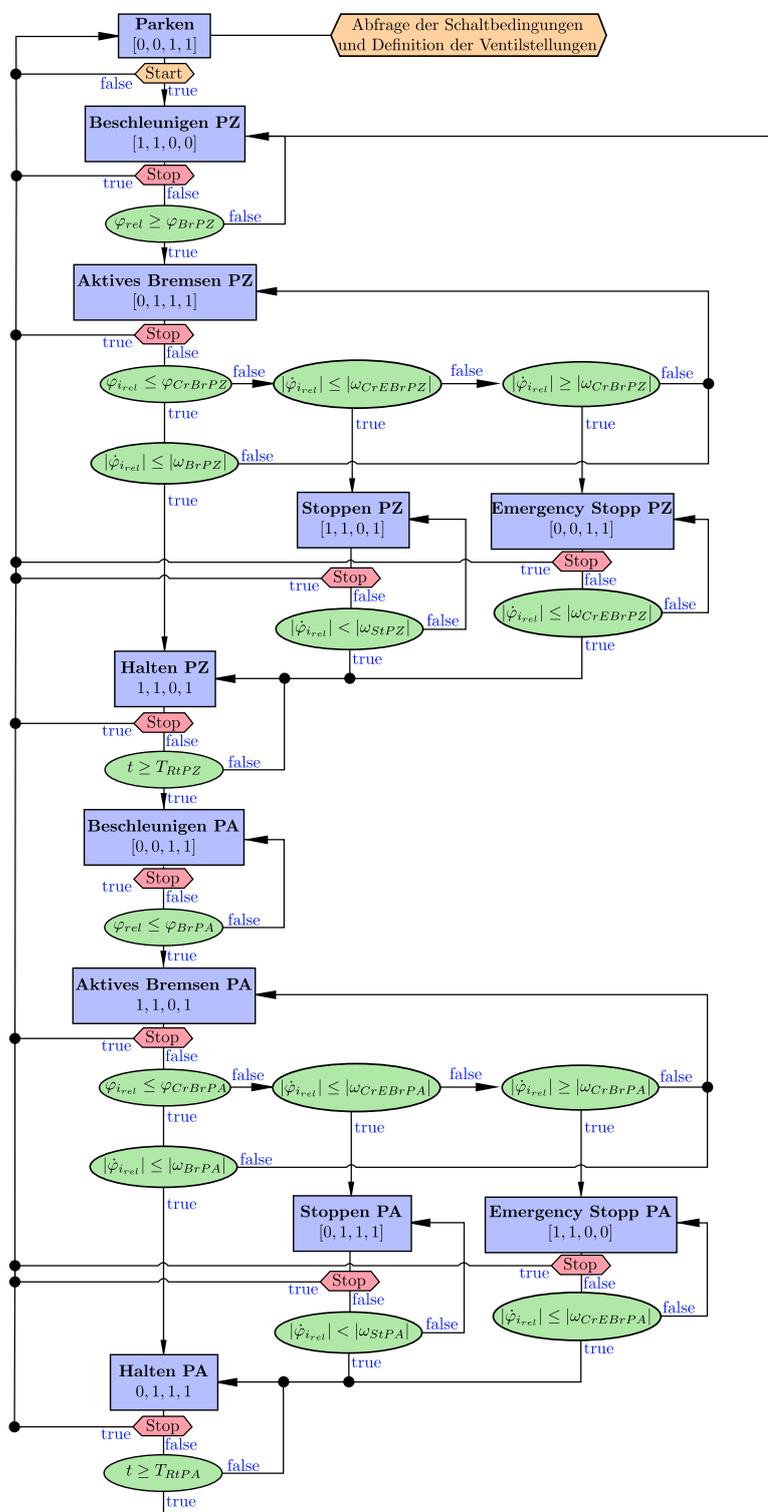


Abbildung D.1: Visualisierte Bestimmung der Ventilstellungen anhand eines Ablaufdiagramms

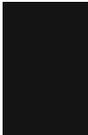
## D.2 Variablendefinition der Endbedingungen im Regler

Grenzwert	Variable im Matlab-Code	Beschreibung
$\varphi_{BrPZ}$	PPZBPWS1	Bremswinkel bei Bewegung Richtung PZ
$\varphi_{BrPA}$	PPABPWS1	Bremswinkel bei Bewegung Richtung PA
$\varphi_{CrBrPZ}$	PPZCRBRPOS	Kritischer Bremswinkel PZ zur Entscheidung welche Bremsphase eingeleitet wird
$\varphi_{CrBrPA}$	PPACRBRPOS	Kritischer Bremswinkel PA zur Entscheidung welche Bremsphase eingeleitet wird
$\omega_{BrPZ}$	PBRVELPZ	Übergangsgeschwindigkeit PZ vom Bremsen zum Stoppen
$\omega_{BrPA}$	PBRVELPA	Übergangsgeschwindigkeit PA vom Bremsen zum Stoppen
$\omega_{CrBrPZ}$	PPZCRBRVEL	Kritischer Geschwindigkeitsschwellwert PZ bei Überschreiten des krit. Bremswinkels
$\omega_{CrBrPA}$	PPACRBRVEL	Kritischer Geschwindigkeitsschwellwert PA bei Überschreiten des krit. Bremswinkels
$\omega_{CrEBrPZ}$	PPZCREBRVEL	Übergangsgeschwindigkeit PZ als Übergang von Not-Stopp- zur Haltephase
$\omega_{CrEBrPA}$	PPACREBRVEL	Übergangsgeschwindigkeit PA als Übergang von Not-Stopp- zur Haltephase
$\omega_{StPZ}$	PSTOVELPZ	Übergangsgeschwindigkeit PZ für den Übergang von Stopp- zu Haltephase
$\omega_{StPA}$	PSTOVELPA	Übergangsgeschwindigkeit PA für den Übergang von Stopp- zu Haltephase
$T_{RtPZ}$	RtTargetPZ1	Dauer für einen Hub in Richtung PZ
$T_{RtPA}$	RtTargetPA1	Dauer für einen Hub in Richtung PA

**Tabelle D.1:** Beschreibung der Variablen in Tb.3.1 und Zusammenhang mit Programm-Code



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar  
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

ANHANG **E** 

**Anhang E**

## E.1 Implementation in MATLAB

Für die Simulation (numerische Integration und anschließenden Post-Processing) des zu betrachtenden Wischer-Antriebs mit den vorgestellten Subsystemen wurde die Software MATLAB der Version R2019b Update 3 (9.7.0.1261785) verwendet.

Die Software findet im technisch-wissenschaftlichen Bereich häufig Anwendung. Eine umfangreiche Bibliothek mit vordefinierten Toolboxen und Built-In Funktionen erleichtert die Berechnung einer Vielzahl an mathematischen Problemstellungen und deren grafischen Ausgabe. [39]

Im folgenden Kapitel wird auf die verwendete Simulationssoftware sowie auf die Einbindung der einzelnen Subsysteme eingegangen. Der Simulationsablauf sowie die Abhängigkeiten der einzelnen Teilsysteme ist beschrieben. In Kapitel E.3 sind die implementierten Funktionen, wie sie in der entwickelten Software durchlaufen werden, aufgelistet und deren Aufgaben kurz beschrieben.

Für die Simulation des elektro-pneumatischen Wischer-Antriebs wurde diese Software aufgrund mehrerer Aspekte gewählt. Die vorhin beschriebenen Subsysteme beschreiben die zugehörigen Zustandsgrößen mittels Differentialgleichungen. Aufgabe des Simulationsprogramms ist es demnach für jeden Zeitschritt die Differentialgleichungen aller Subsysteme zu lösen und die Möglichkeit zu bieten einen Eingriff durch den Regler zu ermöglichen. Matlab bietet diesbezüglich eine Vielzahl an Differentialgleichungslöser mit automatischer Schrittweitensteuerung wie den verwendeten Solver ODE45 an. Dabei wird die explizite Runge-Kutta Methode auf Basis des Dormand-Prince Paar verwendet [40], [41]. Bei der Dormand-Prince Methode wird dabei die Differentialgleichung pro Zeitschritt sieben mal ausgewertet, wobei die letzte Stützstelle die erste des nächsten Zeitschrittes ist (FSAL). Demnach sind pro Zeitschritt 6 Funktionsauswertungen (Berechnung der Differentialgleichung) notwendig. Dies ermöglicht eine Näherung für einen lokalen Diskretisierungsfehler 4ter und 5ter Ordnung<sup>59</sup>. Die charakteristischen Koeffizienten sowie mehr Informationen zu dieser Methode sind [41] zu entnehmen. Der Solver ODE45 nützt anschließend die Abweichung ( $\text{Error} = e(i)$ , Formel E.1) zwischen den Näherungen 4. und 5. Ordnung zur automatischen Schrittweitensteuerung.

Mit dem Solver lassen sich beliebig viele gewöhnliche, explizite Differentialgleichungen erster Ordnung lösen. Damit kann er für die vorliegende Problemstellung herangezogen werden, wenn auch die DFG zweiter Ordnung des mechanischen Subsystem in zwei DFG's erster Ordnung umgeschrieben werden muss. Ein weiterer Vorteil des Solvers ist neben der automatischen Schrittweitensteuerung die Möglichkeit einer Verwendung von sogenannten Event-Functions. Diese werden unter anderem immer dann verwendet, wenn die numerische Simulation nicht nach einer gewissen Zeit sondern zu einem gewissen Zustand abgebrochen werden soll. Damit lässt sich eine Funktion definieren welche, neben den zu lösenden Differentialgleichungen, zu jedem Zeitschritt aufgerufen wird und ein Abbruchkriterium für die Simulation enthält. Mithilfe dieser Funktion kann die Simulation nach vordefinierten Wischer-Hüben oder durchlaufenen Bewegungsphasen abgebrochen werden. Außerdem kann, gekoppelt mit einer programmierten Schleife, die Simulation zu den definierten Events abgebrochen und mit geänderten Bedingungen weitergeführt werden (z.B. Ventilschaltungen).

Ein zusätzliches Argument zur Verwendung von MATLAB ist eine mögliche Koppelung mit anderen Programmiersprachen wie z.B. C. Für eine eventuelle Anwendung des Simulationsmodells als Hardware in the Loop, muss eine Möglichkeit der Kommunikation mit dem Regler des realen Wischer-Antriebs geschaffen werden. Auch wenn eine geeignete Kommunikation erst im

<sup>59</sup> In [41] ist gezeigt, dass für eine Genauigkeit bis zur n-ten Ordnung n+1 Funktionsauswertungen (verwendete Stützstellen) unter Anwendung der darin vorgestellten Gewichtungen notwendig ist. Demnach sind die 6 Auswertungen für die 5.te Ordnung notwendig.

Anschluss dieser Arbeit implementiert werden muss, ist dies grundsätzlich in der verwendeten Software möglich. Diese Anwendung hat einen großen Anreiz, da bereits vor dem Fertigungsprozess eine Abschätzung des Verhaltens gegeben werden kann.

Neben der erwähnten Event-Funktion können dem Solver weitere Optionen zugewiesen werden. Unter anderem ist eine Relativ- (*RelTol*) und eine Absoluttoleranz (*AbsTol*) zu definieren, welche für den im Programm bestimmten Zeitschritt maßgebend sind. Dies geschieht nach Formel E.1, wobei der Fehler zwischen Näherung 4.ter und 5.ter Ordnung (*e*) für jeden Zeitschritt und jede Zustandsgröße  $y(i)$  überprüft wird:

$$|e(i)| \leq \max(\text{RelTol} \cdot \text{abs}(y(i)), \text{AbsTol}) \tag{E.1}$$

## E.2 Simulationsablauf

In diesem Kapitel wird der Aufbau und Ablauf des Simulationsmodell gezeigt. Implementierte Funktionen werden mit den Bezeichnungen im MATLAB-Code angemerkt: **Funktion**. Der grundsätzliche Aufbau und Ablauf des Rechen-Programms ist in Abbildung E.1 dargestellt. Wie man erkennt, unterteilt sich das Simulationsmodell in einzelne Bereiche. Zu Beginn des Programm-Ablaufs müssen Parameter des Wischer-Antriebs bezüglich geometrische Abmessungen, Massen, Trägheitsmomente, Totzeiten der Ventile etc. sowie Parameter des Reglers definiert werden. Daraus abzuleitende Größen wie in etwa Gesamtmassen oder Trägheitsmomente der einzelnen Baugruppen werden, wie in Kapitel 3.1 beschrieben, berechnet. Die eingegebenen und berechneten Konstanten, werden anschließend in einem implementierten globalen Speicher (VAR: **globalVar**) gelesen. Dieser globale Speicher lässt sich über die implementierte Funktion vom gesamten Skript aus aufrufen und darin gespeicherte Variablen abfragen und überschreiben sowie neue Variablen definieren.

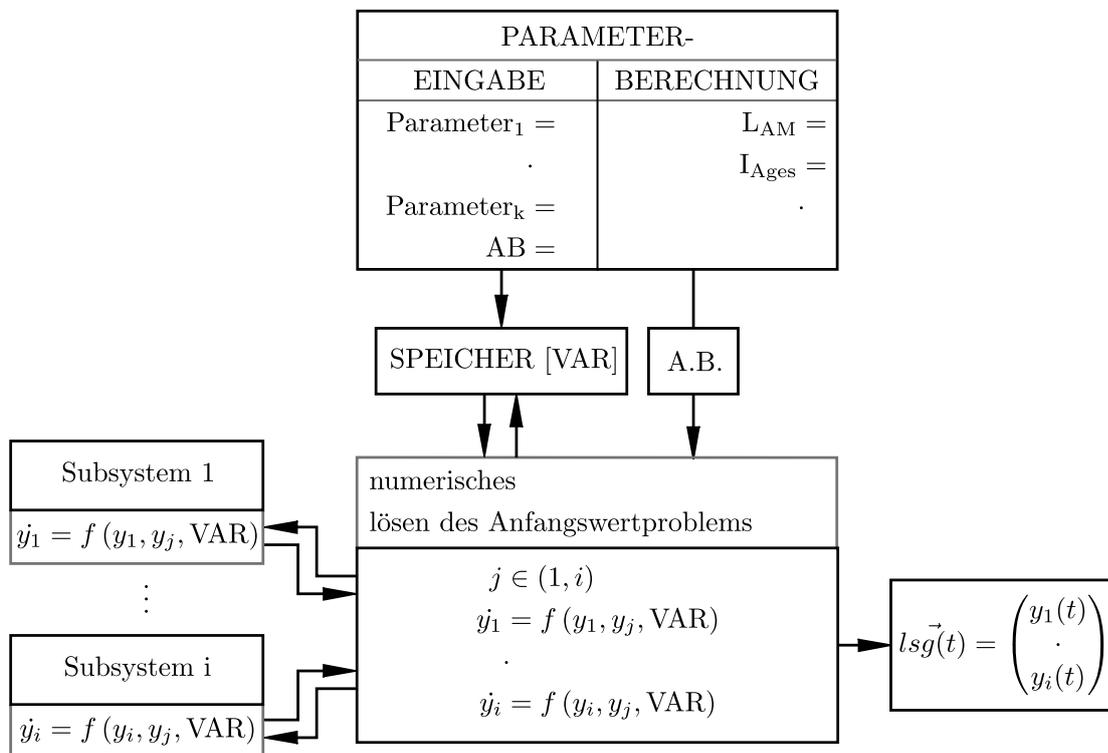


Abbildung E.1: Grundsätzlicher Aufbau der Modellstruktur

Dies hat mehrere Vorteile. Abgespeicherte Variablen lassen sich somit auch innerhalb von Funktionen verwenden oder überschreiben. Somit müssen Parameter nicht für jede Funktion explizit übergeben werden. Außerdem ermöglicht dies den notwendigen Zugriff auf veränderliche Größen wie in etwa die Ventilstellungen durch den Regler. Damit können Variablen während der Bewegung (Lösen der Differentialgleichung) von einzelnen Funktionen geändert und diese Änderung anschließend von allen verwendet werden. Dies hat bedeutende Vorteile gegenüber globalen Variablen in MATLAB. Man läuft somit nicht Gefahr bereits definierte Variablen unbewusst zu überschreiben. Außerdem ist es damit sehr einfach zu realisieren alle notwendigen Parameter aus einem externen File zu lesen und in den Speicher zu laden.

Neben den Modellparametern des Antriebs ist es ebenfalls notwendig Anfangsbedingungen (A.B.) der zu berechnenden Bewegung für alle Zustandsgrößen und den Ventilstellungen zu definieren. Die Anfangsbedingungen definieren den Ausgangszustand und werden ebenfalls in den globalen Speicher abgelegt. Die Standard-Einstellungen sind im Modell so gewählt, dass sich der Antrieb in einer Endstellung befindet und in der zugehörigen Parkstellung eine definierte Zeit verbleibt, bevor die Ventile in die Beschleunigungsphase umgeschaltet werden. Dies führt dazu, dass sich vor der Bewegung ein Gleichgewichtszustand zwischen den Gewichtskräften, den Drücken in den Kolbenkammern und der Kraft im Endanschlag einstellen kann. Damit sind Fehler der Ausgangsposition (Abweichungen von der tatsächlichen Ruhestellung) unkritischer. Sind alle Anfangsbedingungen angegeben und die Modellparameter definiert, wird im nächsten Schritt die numerische Integration durchgeführt. Zur Verwendung des beschriebenen ODE-Solvers mit Events müssen in MATLAB zumindest zwei Funktionen definiert werden. Einerseits die Funktion **ODEfun** in welcher die zeitlichen Ableitungen aller zu integrierenden Zustandsgrößen dem Solver übergeben werden und andererseits eine Event-Funktion **EventFcn**, welche vorgibt zu welchen Zuständen/Ereignissen die numerische Integration abgebrochen werden soll. Im vorliegenden Fall übergibt die Funktion **ODEfun** zu jedem Zeitschritt die Ableitungen aller Zustandsgrößen, in Form einer  $1 \times 12$  Zeilenmatrix wie in (E.2) dargestellt, dem Solver. Dabei werden beim Durchlaufen dieser Funktion alle Subsysteme aufgerufen und die darin modellierten Differentialgleichung zum aktuellen Zeitschritt ausgewertet. Nach abgeschlossener Integration gibt der Solver die Lösung **lsg** als  $n \times 12$  Matrix zurück, wobei  $n$  die Anzahl an ausgewerteten Zeitschritten ist <sup>60</sup>.

$$\frac{d\vec{y}(t)}{dt} = \frac{d\vec{lsg}(t)}{dt} = \begin{bmatrix} \dot{p}_l & \dot{p}_r & \dot{T}_l & \dot{T}_r & \dot{m}_l & \dot{m}_r & \dot{\varphi} = \varphi_1 & \dot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi} & \dot{s}_{E_l} & \dot{s}_{E_r} & \dot{F}_{dyn_l} & \dot{F}_{dyn_r} \end{bmatrix} \quad (\text{E.2})$$

Die **EventFcn** Funktion besitzt für das gezielte Abbrechen der Integration drei Ausgabegrößen: [*value*, *isterminal*, *direction*]. Mit der Größe *value* = 0 wird definiert wann die Integration abzurechnen ist. Somit lässt sich eine mathematische Bedingung formulieren, welche an den Nullstellen die Integration abbricht. Die beiden anderen Ausgabegrößen der Event-Funktion grenzen das Abbruchkriterium ein. Die Berechnung wird nämlich nur dann abgebrochen wenn zum Zeitpunkt von *value* = 0 der Wert *isterminal* = 1 ist und von der vordefinierten Seite (*direction*) in die Nullstelle eingelaufen wird. Ist *direction* = +1 gesetzt werden nur jene Nullstellen von *value* berücksichtigt bei denen der Wert von *value* ansteigt. Umgekehrtes gilt bei *direction* = -1 und für *direction* = 0 bleiben die Werte vor der Nullstelle unberücksichtigt. Im Modell wird die Integration immer dann abgebrochen, wenn der Regler die Ventilstellungen ändert. Also immer dann wenn eine Bewegungsphase endet und in eine neue übergegangen wird. Dies dient bei der Aufbereitung der Ergebnisse zur Unterscheidung der einzelnen Phasen. Anschließend wird die Integration mit den letzten Werten der vorherigen Phase als Anfangsbedingung erneut gestartet, wenn die zu berechnende Anzahl an Hüben noch nicht erreicht ist. Der

<sup>60</sup> Sind nicht die tatsächlich berechneten Zeitschritte, sondern dazwischen extrapolierte Lösungen.

Abbruch nach jeder Bewegungsphase wird im Modell derart umgesetzt, dass ausgehend von der Event-Funktion alle  $10ms$  (=Taktzeit des Microcontroller) jene des Reglers (**controller**) aufgerufen wird. In der Regler-Funktion werden die Endbedingungen zur aktuellen Bewegungsphase (Endbedingungen in Tb. 3.1) überprüft und gegebenenfalls, durch Änderung der Ventilstellung im globalen Speicher, in die zugehörige Phase übergegangen. Wird eine Änderung der Ventilstellung in der Event-Funktion erkannt wird der Wert  $value = 0$  gesetzt und die Integration abgebrochen. Der Zeitpunkt des Integrations-Abbruchs definiert damit den Eingriff des Reglers, wobei die Ventile erst nach ablaufender Schaltzeit geschaltet werden.

Diese Vorgehensweise hat neben dem einfacheren Post-Processing weitere Vorteile, wie in etwa bei einer notwendigen Fehlersuche. Wird aufgrund eines Fehlers die Integration abgebrochen, liegen demzufolge zumindest die Ergebnisse der vorangegangenen Bewegungsphasen noch als Variablen im Workspace vor. Außerdem lässt sich dadurch die gesamte Berechnung auch nach gewissen Phasen abbrechen und spart somit Rechenzeit, falls nur einzelne betrachtet werden sollen.

Die Überprüfung einer möglichen Umkehrposition und eine eventuelle Änderung der Stellgröße, wie in Kap. 3.4 beschrieben, wird nach jedem Hub im Subsystem des Reglers durchgeführt.

Während der Integration werden über die **ODEfun**-Funktion die einzelnen Subsysteme aufgerufen und somit die zeitlichen Ableitungen aller Zustandsgrößen  $\dot{y}_i(t)$ , zu jedem Zeitschritt  $t$  bestimmt. Die Tabelle E.1 zeigt für jedes Subsystem die darin berechneten Zustandsgrößen sowie deren Abhängigkeiten und verweist auf die zugehörigen Gleichungen:

**Thermodynamisches Subsystem: *ThermoSubSystem***

$\dot{p}_i = \dot{p}_i(p_i, \dot{m}_i, T_{\dot{m}_i}, \varphi, \dot{\varphi}, VAR)$	... (3.67) u. (3.68)
$\dot{T}_i = \dot{T}_i(p_i, \dot{p}_i, T_i, \dot{m}_i, \varphi, \dot{\varphi}, VAR)$	... (3.69) u. (3.70)

**Luftversorgung Subsystem: *Luftversorgung***

$\dot{m}_i = \dot{m}_i(p_i, T_i, \mathbf{Y}_{state}, t, VAR)$	... (3.98) u. (3.99)
---	----------------------

**Mechanisches Subsystem: *ang\_acc***

$\dot{\varphi} = \varphi_1$	$= L\vec{S}G(8)$
$\dot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi} = \ddot{\varphi}(p_l, p_r, \varphi, \dot{\varphi}, F_{w\eta}, F_{w\rho}, M_w, F_E, VAR)$	... (3.26)
$\dot{s}_{E_i} = \dot{s}_{E_i}(s_{E_i}, \varphi, \dot{\varphi}, F_{E_i}(\varphi, F_{dyn_i}), VAR)$	... siehe Kap. 3.1.3.2
$\dot{F}_{dyn_i} = \dot{F}_{dyn_i}(F_{dyn_i}, s_{E_i}, \dot{s}_{E_i}, VAR)$	... siehe Kap. 3.1.3.2

**Regler: *controller***

$Y_{state} = [Y_1, Y_2, Y_3, Y_4]^T = Y_{state}(\varphi, \dot{\varphi}, t, VAR)$	... siehe Tabelle 3.1
--	-----------------------

**Wischer-Scheibe-Kontakt: *WischerScheibe***

$F_{W\eta} = F_{W\rho} = M_W = 0$	-
-----------------------------------	---

**VAR.** ... Parameter und Konstanten

*VAR* ... Parameter und Konstanten

**Tabelle E.1:** Abhängigkeiten und Referenzen der Zustandsgrößen

Wie in der Tabelle ersichtlich, sind die Differentialgleichungen voneinander abhängig und zeigen somit die Wechselwirkungen der einzelnen Subsysteme über deren Systemgrenzen hinweg. Die

Subsysteme sind in getrennten Funktionen implementiert und können, solange die Eingangs- und Ausgabegrößen gleich bleiben, unabhängig voneinander erweitert, ausgetauscht und verändert werden. Damit ist der geforderte modulare Aufbau erfüllt und ein weiterarbeiten über diese Arbeit hinaus, sollte ohne Probleme möglich sein. Die Ein- und Ausgabegrößen der einzelnen Subsysteme ist in Tabelle E.2 dargestellt. Für den Regler ist noch anzumerken, dass die Ventilstellungen keine tatsächliche Ausgabegröße dieser Funktion ist. Vielmehr ist die Ventilstellung eine Variable im globalen Speicher, welche beim Durchlaufen des Reglers geändert wird.

<b>Funktion</b>	Ausgabegrößen	Eingangsrößen
<b>ThermoSubSystem</b>	$\dot{m}_l, T_{\dot{m}_l}, \dot{m}_r, T_{\dot{m}_r}$	$p_l, p_r, T_l, T_r, \mathbf{Y}_{\text{state}}, t$
<b>Luftversorgung</b>	$\dot{p}_l, \dot{p}_r, \dot{T}_l, \dot{T}_r$	$p_l, p_r, T_l, T_r, \varphi, \dot{\varphi}, \dot{m}_l, T_{\dot{m}_l}, \dot{m}_r, T_{\dot{m}_r}, t$
<b>ang_acc</b>	$\ddot{\varphi}, \dot{s}_{E_l}, \dot{s}_{E_r}, \dot{F}_{dyn_l}, \dot{F}_{dyn_r}$	$p_l, p_r, \varphi, \dot{\varphi}, s_{E_l}, s_{E_r}, F_{dyn_l}, F_{dyn_r}, F_{W_\eta}, F_{W_\rho}, M_W$
<b>WischerScheibe</b>	$F_{W_\eta}, F_{W_\rho}, M_W$	$\varphi, \dot{\varphi}$
<b>Controller</b>	$\mathbf{Y}_{\text{state}}$	$\varphi, t$

**Tabelle E.2:** Ein- und Ausgabegrößen der Subsysteme

In Tabelle E.3 und E.4 sind alle implementierten Funktionen und Sub-Funktionen hierarchisch aufgelistet und deren Aufgaben kurz beschrieben.

### E.3 Kurzbeschreibung der implementierten Funktionen und deren hierarchischer Aufbau

#### *EventFcn*

Diese Funktion ruft nach ablaufen der Taktzeit den Regler auf. Hat sich die Bewegungsphase ( $w_{state}$ ) während dem Durchlaufen des **Controller** geändert, wird **getvalve\_states** aufgerufen und die Ventilstellungen  $Y_{state}$  zum aktuellen Bewegungszustand im globalen Speicher angepasst und die numerische Integration abgebrochen. Des Weiteren wird überprüft ob eine Bedingung zum Beenden des Wischers (z.B. zu berechnende Anzahl an Hübten wurde erreicht) erfüllt ist und somit der Wischerantrieb abgeschaltet ( $Wiper_{ON} = false$ ). Somit wird die Integration nicht wiederholt gestartet.

	<b>Controller</b>	<b>Regler Funktion:</b> detektiert die Umkehrposition, zählt durchlaufene Hübe, bestimmt über <b>C.1</b> die Position gegenüber der Ruhelage ( $\varphi_{rel}$ ), über <b>C.2</b> mithilfe des Differenzenquotienten die Geschwindigkeit ( $\omega_{cnt}$ ), adaptiert in <b>C.3</b> den Bremswinkel und speichert den geänderten Bremswinkel zur zugehörigen Bewegungsrichtung ( <i>PA</i> o. <i>PZ</i> ) im globalen Speicher. Außerdem wird mit <b>C.4</b> überprüft ob die Endbedingungen der aktuellen Bewegungsphase erfüllt sind und ändert gegebenenfalls den Bewegungszustand ( $w_{state}$ ) im globalen Speicher.
C.1	<i>getPosition</i>	Gibt Position gegenüber der Ruhelage ( $\varphi_{rel}$ ) zurück.
C.2	<i>getVelocity</i>	Bestimmt über den Differenzenquotienten die Geschwindigkeit ( $\omega_{cnt}$ ).
C.3	<i>adaptBrPos</i>	Detektiert den Bereich der Umkehrposition (gegenüber dem Sollwert) und adaptiert den zugehörigen Bremswinkel im globalen Speicher.
C.4	<i>checkstatechange</i>	Überprüft ob Endbedingungen der aktuellen Bewegungsphase erfüllt sind und ändert gegebenenfalls den Bewegungszustand ( $w_{state}$ ) im globalen Speicher
	<b>getvalve_states</b>	Ventilstellungen $Y_{state}$ werden zur aktuellen Bewegungsphase ( $w_{state}$ ) im globalen Speicher angepasst.

**Tabelle E.3:** *EventFcn* hierarchischer zugeordnete Funktionen im Simulationsmodell

**ODEfun**

Ruft nacheinander die Funktionen der Subsysteme (bis auf den Regler) auf und weist die berechneten zeitlichen Ableitungen aller Zustandsgrößen dem zeitlich abgeleiteten Lösungsvektor  $\dot{l}sg(t)$ , für den aktuellen Zeitschritt  $t$  zu.

	<b>Luftversorgung</b>	Das Luftversorgungs-Subsystem definiert die tatsächlich vorliegenden Ventilzustände. Ausgehend von den Stellungen welche der Regler vorgibt wird das implementierte Ventilverhalten simuliert (Totzeit). Außerdem werden die hinterlegten Kennzahlen der Luftführung den vorliegenden Zuständen zugeordnet. Anschließend wird damit, durch <b>L.1</b> , die Massenströme berechnet.
L.1	<i>calcMpunkt</i>	Berechnung des Massenstroms in Abhängigkeit der Ventistellungen und den anliegenden Drücken und Temperaturen.
	<b>ThermoSubSystem</b>	Es werden die thermodynamischen Zustandsgrößen $V_i, T_i$ sowie die Ableitungen $\dot{V}_i, \dot{T}_i, \dot{p}_i$ in den Kolbenkammern berechnet.
	<b>WischerScheibe</b>	Derzeit als Platzhalter ausgeführt um damit tatsächlich auftretende Kräfte zwischen Wischerblatt und Scheibe zu berechnen.
	<b>ang_acc</b>	Das mechanische Subsystem berechnet die Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}(t)$ unter Einbeziehung der Kraft im Endanschlag welche in <b>M.1</b> bestimmt werden. Außerdem wird die zeitliche Ableitung des Einfederwegs ( $\dot{s}_{E_i}$ ) sowie der geschwindigkeits-proportionalen Kraft ( $\dot{F}_{dyn_i}$ ) des Endanschlags von <b>M.1</b> zu <b>ODEfun</b> weitergegeben. Mittels <b>M.2</b> kann Reibung im Antrieb berücksichtigt werden, ist jedoch derzeit zu 0 gesetzt.
M.1	<i>F_contact</i>	Berechnung der zeitlichen Ableitung des Einfederwegs ( $\dot{s}_{E_i}$ ) sowie der geschwindigkeits-proportionalen Kraft ( $\dot{F}_{dyn_i}$ ) des Endanschlags.
M.2	<i>driveFriction</i>	Möglichkeit zur Berücksichtigung der Reibung im Zylinder sowie in den Lagern des Antriebs. Derzeit nur als leerer Platzhalter implementiert.

**Tabelle E.4:** *ODEfun* hierarchischer zugeordnete Funktionen im Simulationsmodell

# Literaturverzeichnis

- [1] TSI, “Technische Spezifikation für die Interoperabilität des Teilsystems „Fahrzeuge— Lokomotiven und Personenwagen“ des Eisenbahnsystems in der Europäischen Union Nr.1302/2014,” 16.06.2019.
- [2] DIN 5566-1, “Schienenfahrzeuge – Führerräume – Teil 1: Allgemeine Anforderungen,” 10772 Berlin, 05.2020.
- [3] DIN 5566-2, “Schienenfahrzeuge – Führerräume – Teil 2: Zusatzanforderungen an Eisenbahnfahrzeuge,” 10772 Berlin, 05.2020.
- [4] DIN EN 16186-1:2014+A1:2018, “Bahnanwendungen – Führerraum – Teil 1: Anthropometrische Daten und Sichtbedingungen; Deutsche Fassung,” 04.2019.
- [5] DIN prEN 16186-5:2019, “Bahnanwendungen – Führerraum – Teil 5: Sichtbedingungen nach außen bei Straßenbahnfahrzeugen,” 08.2019.
- [6] Knorr Bremse GmbH, “Scheibenwischsysteme,” Beethovengasse 43-45, A-2340 Mödling, 2020. [Online]. Available: [https://www.knorr-bremse.com/remote/media/pictures/railvehicles\\_1/scheibenwischer\\_neu\\_zoom.jpg](https://www.knorr-bremse.com/remote/media/pictures/railvehicles_1/scheibenwischer_neu_zoom.jpg)
- [7] Knorr Bremse GmbH, “Broschüre Scheibenwisch- und -waschsysteme,” Moosacher Str. 80, D-80809 München, 2010. [Online]. Available: [https://www.knorr-bremse.com/remote/media/documents/railvehicles/en/en\\_neu\\_2010/WindscreenWiper.pdf](https://www.knorr-bremse.com/remote/media/documents/railvehicles/en/en_neu_2010/WindscreenWiper.pdf)
- [8] DIN EN 14198:2016+A1:2018, “Bahnanwendungen – Bremsen – Anforderungen an die Bremsausrüstung lokbespannter Züge,” 10772 Berlin.
- [9] B. Breuer and K. H. Bill, *Bremsenhandbuch: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik*, 2017.
- [10] Contelec AG, “Product Overview Vert-X - Kontaktlose Sensoren,” 2020.
- [11] Knorr Bremse GmbH, “Beschreibung Ventilmagnete: MV45- Z-01-G; Z-01N-G; Z-02-G; ZE-01; ZES-01; ZE-02; ZE-02L; ZES-02,” Moosacher Str. 80, D-80809 München.
- [12] P. Lugner, “Mechanik 2,” Skriptum zur Vorlesung, TU, Wien, 2009.
- [13] G. Ehrenstein, *Polymer-Werkstoffe: Struktur ; Eigenschaften ; Anwendung*, 3rd ed. s.l.: Carl Hanser Fachbuchverlag, 2011.
- [14] M. Waltz, “Dynamisches Verhalten von gummigefederten Eisenbahnrädern,” Ph.D. dissertation, 09, 2005.
- [15] C. Wrana, *Polymerphysik: Eine physikalische Beschreibung von Elastomeren und ihren anwendungsrelevanten Eigenschaften*. Berlin: Springer Spektrum, 2014.

- [16] T. Renz, "Elementare Materialmodelle der Linearen Viskoelastizität im Zeitbereich," *Beiträge zur Materialtheorie*, no. 05/07, 2007.
- [17] A. V. Tobolsky and M. Hoffmann, *Mechanische Eigenschaften und Struktur von Polymeren*, 1967.
- [18] H. Domininghaus, P. Elsner, P. Eyerer, and T. Hirth, *Kunststoffe: Eigenschaften und Anwendungen*, 2008.
- [19] R. Pohl and M. Wahle, *Entwicklung eines Rechenmodells zur Beschreibung von Gummibauteilen bei statischer und dynamischer Belastung: Simulationsmodell für Gummibauteile*, 1999.
- [20] G. Abts, *Einführung in die Kautschuktechnologie*, 2nd ed. München: Hanser, 2019.
- [21] F. R. Schwarzl, *Polymermechanik: Struktur und mechanisches Verhalten von Polymeren*. Berlin: Springer, 1990.
- [22] H. Murrenhoff and F. Bauer, *Grundlagen Fluidtechnik: Teil 2: Pneumatik*, 1st ed., ser. Reihe Fluidtechnik U. Aachen: Mainz, 1999, vol. 3.
- [23] H.-W. Grollius, *Grundlagen der Pneumatik*, 4th ed. München: Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag, 2018.
- [24] R. Eschmann, "Modellbildung und Simulation pneumatischer Zylinderantriebe," Dissertation, Technische Hochschule, Aachen, 09.1994.
- [25] M. Dehli, E. Doering, and H. Schedwill, *Grundlagen der Technischen Thermodynamik: Für eine praxisorientierte Lehre*, 9th ed., 2020.
- [26] E. Hering, R. Martin, and M. Stohrer, *Taschenbuch der Mathematik und Physik*, 2009.
- [27] J. F. Carneiro and F. G. de Almeida, "Heat transfer evaluation of industrial pneumatic cylinders," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, vol. 221, no. 1, pp. 119–128, 2007.
- [28] ISO 6358-1:2013, "Pneumatic fluid power - Determination of flow-rate characteristics of components using compressible fluids: Part 1: General rules and test methods for steady-state flow," 15.05.2013.
- [29] M. Ramsperger and L. Pasieka, "Zur Anwendbarkeit des Massenstrom-Modells nach ISO 6358 mit den Kennwerten Leitwert C und kritisches Druckverhältnis b für Gase im Hochdruckbereich bis 300 bar," *Forschung im Ingenieurwesen*, vol. 78, no. 3-4, pp. 93–106, 2014.
- [30] ISO 6358-2:2019, "Pneumatic fluid power - Determination of flow-rate characteristics of components using compressible fluids: Part 2: Alternative test methods," 08.2019.
- [31] ISO 6358-3:2014, "Pneumatic fluid power - Determination of flow-rate characteristics of components using compressible fluids: Part 3: Method for calculating steady-state flow-rate characteristics of systems," 01.10.2014.
- [32] I. E. Idelčik and M. O. Steinberg, Eds., *Handbook of hydraulic resistance*, 3rd ed. Boca Raton, Fla.: CRC Press, 1994.

- [33] E. Kallenbach, R. Eick, T. Ströhla, K. Feindt, M. Kallenbach, and O. Radler, *Elektromagnete: Grundlagen, Berechnung, Entwurf und Anwendung*, 2018.
- [34] B. Ebner, “Wischerantrieb - Validierungsversuch,” *Prüfprotokoll Knorr-Bremse GmbH*, 2020.
- [35] B. Ebner, “Wischerantrieb - Ventilmessung,” *Prüfprotokoll Knorr-Bremse GmbH*, 2020.
- [36] Vögtlin Instruments AG, “Massedurchflussmesser und Regler, Druckregler red-y smart series: Teil I: Allgemeine Bedienungsanleitung,” Langenhagstrasse 1, 4147 Aesch (Schweiz). [Online]. Available: [https://www.voegtlin.com/data/329-3027\\_de\\_manualsmart110.pdf](https://www.voegtlin.com/data/329-3027_de_manualsmart110.pdf)
- [37] N. O. K. Kuroshita, “Improvements of Test Method of Flow-rate Characteristics of Pneumatic Components,” *SICE Annual Conference in Sapporo*, 2004.
- [38] M. Viehof, “Stand der Technik und der Wissenschaft: Modellvalidierung im Anwendungsbereich der Fahrdynamiksimulation,” Ph.D. dissertation, 07.2017.
- [39] The MathWorks Inc., “MATLAB Dokumentation: Primer,” 2020. [Online]. Available: [https://de.mathworks.com/help/pdf\\_doc/matlab/learn\\_matlab.pdf](https://de.mathworks.com/help/pdf_doc/matlab/learn_matlab.pdf)
- [40] L. F. Shampine, M. W. Reichelt, “The MATLAB ODE Suite,” *SIAM Journal on Scientific Computing*, no. Vol. 18, pp. 1–22, 1997. [Online]. Available: [https://www.mathworks.com/help/pdf\\_doc/otherdocs/ode\\_suite.pdf](https://www.mathworks.com/help/pdf_doc/otherdocs/ode_suite.pdf)
- [41] J. R. Dormand , P. J. Prince, “A family of embedded Runge-Kutta formulae,” *J. Comp. Appl. Math.*, no. Vol. 6, pp. 19–26, 1980.