



Matthias Ehrenhuber

**Dynamische Modellierung eines pneumatischen  
Bremsystems für Nutzfahrzeuge**

Masterarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades Diplomingenieur

Technische Universität Graz

Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften

Institut für Fahrzeugtechnik

Member of FSI

Institutsvorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Fischer

Betreuer: Univ.-Doz. Dipl.-Ing. Dr. techn. Arno Eichberger

Graz, 1.12.2013

Restricted access until 1.12.2015





## Zitat

*”Die großen Leute haben eine Vorliebe für Zahlen. Wenn ihr ihnen von einem neuen Freund erzählt, befragen sie euch nie über das Wesentliche. Sie fragen euch nie: Wie ist der Klang seiner Stimme? Welche Spiele liebt er am meisten? Sammelt er Schmetterlinge? Sie fragen euch. Wie alt ist er? Wieviel Brüder hat er? Wieviel wiegt er? Wieviel verdient sein Vater? Dann erst glauben sie ihn zu kennen. ”*

*Antoine de Saint-Exupéry, Der kleine Prinz*



# Danksagung

Ich möchte allen voran meinen Betreuer seitens der technischen Universität Graz Herrn Arno Eichberger und meinen Betreuer vom Engineering Center Steyr Herrn Florian Faistauer bedanken. Es wurde mir immer die benötigte Hilfe und Betreuung zur Verfügung gestellt. Ein gutes Arbeitsklima begleitete mich durch die gesamt vorliegende Arbeit.

Besonderer Dank gebührt auch allen anderen die mir im Zuge dieser Diplomarbeit mit Rat und Tat zur Seite standen.

Da diese Diplomarbeit gleichzeitig auch den Abschluss meines Studiums darstellt, möchte ich an dieser Stelle auch all den Menschen danken die mich während meines Studiums unterstützt haben. Insbesondere sind hier meine Eltern Max und Resi hervorzuheben.



# Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am .....  
(Unterschrift)

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....  
(date) (signature)





# Abstract

This theses deal with the dynamic modeling of a pneumatic brake. This brake is used in many commercial vehicles. The technical Computation program Matlab/Simulink was used for this purpose. The base for this thesis is the electronic controlled brake system. The individual components and assemblies of the brake system had to be integrated by means of appropriate methods in the simulation environment. One main part was to find suitable models for the pneumatic system. They models have to reflect the Dynamics of the electro-pneumatic system.

The modeled components are:

- Axle modulators for front- and rear axle
- ABS - valve
- pipes of the pneumatic system
- brake signal transmitter
- disc brake for generating a brake torque
- volumes and air tanks

With the created models various simulations were carried out to validate their suitability for the construction of a complete model of the electronic brake system. The results were validated using the available data and on numeric stability investigated. With the modeled components, an overall system was created that can be integrated into an overall vehicle simulation. Furthermore a test setup was constructed to enable a validation of the components.

The goal is to be able to make predictions about the brake system with modified parameters.



# Kurzfassung

Die vorliegende Diplomarbeit befasst sich mit der dynamischen Modellierung einer pneumatischen Bremse wie sie in sehr vielen Nutzfahrzeugen zu finden ist. Das technische Berechnungsprogramm Matlab/Simulink kam zu diesem Zweck zum Einsatz. Die Modellierung erfolgte auf Basis eines elektronischen Bremssystems wie es heute in Europa üblich ist. Die einzelnen Bauteile und Baugruppen mussten zuerst verstanden und dann mittels geeigneten Methoden in die Simulationsumgebung integriert werden. Die Schwierigkeit der Modellierung bestand einerseits im Finden geeigneter Modelle welche die Dynamik des elektro pneumatischen Systems ausreichend genau wiedergeben können und andererseits deren Möglichkeit des Aufbaus in der Simulationsumgebung.

Modelliert wurden:

- Achsmodulatoren für Vorder- und Hinterachse
- ABS - Ventile für den radnahen Einbau an der Vorderachse
- Leitungen des Pneumatiksystems
- Der Bremswertgeber welcher für die Simulationen die notwendigen Größen berechnet
- Die Scheibenbremse für die Umwandlung von einströmender Druckluft in ein Bremsmoment
- Volumen zur Speicherung von Druckluft

Mit den erstellten Modellen wurden diverse Simulationen durchgeführt um deren Eignung für den Aufbau eines Gesamtmodells des elektronischen Bremssystems festzustellen. Die Ergebnisse wurden mit Hilfe der zur Verfügung stehenden Daten validiert und auf numerische Stabilität untersucht. Mit den modellierten Bauteilen wurde ein Gesamtsystem erstellt welches in eine Gesamtfahrzeugsimulation integriert werden kann. Weiters wurde noch ein Testaufbau aufgebaut um eine Validierung der Komponenten zu ermöglichen.

Ziel ist es mit dem Simulationsmodell Voraussagen machen zu können, welche das Verhalten des Bremssystems bei veränderten Parametern betreffen. Werden beispielsweise Durchmesser und Längen der Druckluftleitungen verändert so sollen Aussagen über die Druckverläufe in den Bremszylindern gemacht werden können.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Danksagung</b>	<b>v</b>
<b>Eidesstattliche Erklärung</b>	<b>vii</b>
<b>Abstract</b>	<b>ix</b>
<b>Kurzfassung</b>	<b>xi</b>
<b>Inhalt</b>	<b>xv</b>
<b>Abkürzungen</b>	<b>xvii</b>
<b>Symbole</b>	<b>xix</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Allgemeine Einführung . . . . .	1
1.1.1 Sicherheitssysteme . . . . .	1
1.1.2 Aktive Sicherheissysteme . . . . .	2
1.1.3 Passive Sicherheitssysteme . . . . .	3
1.2 Motivation . . . . .	3
1.3 Zielsetzung . . . . .	3
<b>2 Einführung in die Bremsauslegung</b>	<b>5</b>
2.1 Bremsen . . . . .	5
2.1.1 Bremsvorgang und Bremswirkung . . . . .	5
2.1.2 Gesetzliche Rahmenbedingungen . . . . .	7
2.2 Überleitung Druckluft-Bremsanlage . . . . .	8
<b>3 Theoretische Grundlagen Druckluftbremsanlage</b>	<b>9</b>
3.1 Warum Druckluft . . . . .	9
3.2 Gesamtsystem . . . . .	10
3.2.1 Zweikreis Zweileiter Bremsanlage . . . . .	10
3.2.1.1 Wirkungsweise . . . . .	10
3.2.2 Elektronisch geregeltes Bremssystem EBS . . . . .	13
3.3 Bauteile der Druckluftbremsanlage . . . . .	14
3.3.1 Luftbeschaffungsanlage . . . . .	15
3.3.2 Druckluftleitung . . . . .	15

3.3.3	ABS Einrichtung . . . . .	16
3.3.4	Proportional Relaisventil . . . . .	20
3.3.5	Achsmodulator . . . . .	20
3.3.6	Druckluftspeicher . . . . .	21
3.3.7	Fußbremsventil Bremswertgeber . . . . .	21
3.3.8	Membran Bremszylinder . . . . .	22
3.3.9	Tristop Bremszylinder . . . . .	23
<b>4</b>	<b>Modellierung und Simulation</b>	<b>25</b>
4.1	Allgemeine Grundlagen . . . . .	25
4.1.1	Allgemeine physikalische Grundlagen . . . . .	25
4.1.1.1	Luft als ideales Gas . . . . .	25
4.1.1.2	Drosselmodell . . . . .	26
4.1.1.3	Volumenmodell . . . . .	28
4.1.2	Allgemeines über MATLAB/Simulink . . . . .	29
4.2	Ausgangssituation . . . . .	30
4.3	Modellierung der Komponenten . . . . .	32
4.3.1	Druckluftleitung . . . . .	33
4.3.1.1	Physikalische Grundlagen . . . . .	33
4.3.1.2	Modellierung . . . . .	35
4.3.1.3	Evaluierung . . . . .	37
4.3.2	Druckspeicher . . . . .	39
4.3.2.1	Physikalische Grundlagen . . . . .	39
4.3.2.2	Modellierung . . . . .	39
4.3.2.3	Evaluierung . . . . .	41
4.3.3	System Speicher-Leitung-Speicher . . . . .	43
4.3.4	Bremswertgeber . . . . .	45
4.3.4.1	Physikalische Grundlagen . . . . .	46
4.3.4.2	Modellierung . . . . .	46
4.3.4.3	Evaluierung . . . . .	46
4.3.5	Ventil . . . . .	47
4.3.5.1	Physikalische Grundlagen . . . . .	47
4.3.5.2	Modellierung . . . . .	48
4.3.5.3	Evaluierung . . . . .	49
4.3.6	ABS Modulator . . . . .	51
4.3.6.1	Physikalische Grundlagen . . . . .	51
4.3.6.2	Modellierung . . . . .	51
4.3.6.3	Evaluierung . . . . .	53
4.3.7	Achsmodulator . . . . .	56
4.3.7.1	Physikalische Grundlagen . . . . .	57
4.3.7.2	Modellierung . . . . .	57
4.3.7.3	Evaluierung . . . . .	61
4.3.8	Scheibenbremse . . . . .	64

4.3.8.1	Physikalische Grundlagen . . . . .	64
4.3.8.2	Modellierung . . . . .	66
4.3.8.3	Evaluierung . . . . .	71
4.4	Zusammenstellung der Komponenten . . . . .	73
4.5	Simulation Gesamtsystem . . . . .	76
<b>5</b>	<b>Resultate</b>	<b>79</b>
5.1	Resultate einer Fahrzeugmessung . . . . .	79
5.2	Resultate aus der Simulation mit ABS - Eingriff . . . . .	80
5.3	Resultate aus der Simulation mit veränderlicher Pedalstellung . . . . .	83
5.4	Resultate eines Versuchsaufbaus Speicher - Leitung - Speicher . . . . .	85
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>91</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>I</b>
	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>V</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>VII</b>





# Abkürzungen

ECS	Engineering Center Steyr
ECU	Electronic Control Unit
ABS	Antiblockiersystem
ASR	Antischlupfregelung
ALB	Automatische Lastabhängige Bremse
ESP	Elektronisches Stabilitäts Programm
MAN	Maschinenfabrik Augsburg Nürnberg
TU	Technische Universität
LKW	Lastkraftwagen
EU	Europäische Union
DIN	Deutsches Institut für Normung
StVZO	Straßenverkehrs Zulassungs Ordnung
EWG	Europäische Wirtschaftsgemeinschaft
ECE	Economic Commission for Europe (Wirtschaftskommission für Europa)
DIN	Deutsches Institut für Normung
RREG	Richtlinie des Rates der Europäischen Gemeinschaften
ABV	Automatischer Blockierverhinderer
ISO	International Organization for Standardization
CAN	Controller Area Network, ein Fahrzeugbussystem



# Symbole

## Variablen

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
$x$	Position in x Richtung	m
$m$	Masse	kg
$v$	Geschwindigkeit	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
$v_1$	Geschwindigkeit	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
$v_0$	Geschwindigkeit	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
$W_{Br}$	Bremsarbeit	J
$GG$	Gesamtgewicht	kg
$a$	Beschleunigung oder Verzögerung	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
$F_{Br}$	Bremskraft am Außendurchmesser des Rades	N
$P_{Br}$	Bremsleistung	W
$g$	Erdbeschleunigung	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
$z$	Abbremsung	-
$F_{Br,max}$	maximale Bremskraft am Außendurchmesser des Rades	N
$z_{max}$	maximale Abbremsung	-
$\mu_H$	Haftreibungsbeiwert	-
$\mu_R$	Gleitreibungsbeiwert	-
$\alpha$	Steigungswinkel	rad
$F_R$	Reibkraft	N
$F_G$	Gewichtskraft	N
$f_R$	Reibbeiwert	-
$p$	Druck	Pa
$V$	Volumen	$\text{m}^3$
$T$	Temperatur	K
$T_0$	Umgebungstemperatur	K
$R$	Gaskonstante	$\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$
$\kappa$	Isentropenexponent	-
$c_p$	spezifische Wärmekapazität bei konstanten Druck	$\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$
$c_v$	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen	$\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$
$\rho_0$	Dichte bei Umgebungsbedingungen	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
$p_0$	Umgebungsdruck	Pa
$b$	Druckverhältnis	-
$C$	Leitwert	$\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$

## Symbole

---

$\dot{m}$	Massenstrom	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
$k_1$	linearer Faktor	-
$\dot{p}$	zeitliche Druckänderung	$\frac{\text{Pa}}{\text{s}}$
$\dot{V}$	zeitliche Änderung des Volumens	$\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
$T_{\dot{m}}$	Temperatur eines Massenstroms	K
$m_{sys}$	Masse im System	kg
$\dot{m}_{in}, \dot{m}_{out}$	eintretender und austretender Massenstrom	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
$A$	Fläche	$\text{m}^2$
$a$	Schallgeschwindigkeit	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
$D$	Durchmesser	m
$F$	Kraft	N
$c$	Federkonstante	$\frac{\text{N}}{\text{m}}$
$i$	Hebelverhältnis	-
$x, x_{lw}$	Weg bzw Leerweg	m
$\dot{x}$	zeitliche Änderung des Weges (Geschwindigkeit)	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
$\ddot{x}$	zweite Ableitung des Weges nach der Zeit (Beschleunigung)	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

# 1 Einleitung

## 1.1 Allgemeine Einführung

Die Technologie in Nutzfahrzeugen wird stetig weiterentwickelt. Neben den Antriebsstangkomponenten, welche für den Vortrieb des Nutzfahrzeuges sorgen, übernehmen auch jene Fahrzeugsysteme, die den Vortrieb begrenzen und das Fahrzeug abbrem sen, eine wichtige Rolle. Sie machen das sichere Bewegen und Manövrieren des Fahrzeugs im Alltag möglich [10].

### 1.1.1 Sicherheitssysteme

Einige Größen welche auf die Sicherheit im Straßenverkehr Einfluss haben sind folgende:

- der Zustand des Kraftfahrzeugs (z.B. Ausrüstungsgrad, Reifenzustand, Verschleißerscheinungen)
- die Wetter-, Straßen- und Verkehrsverhältnisse (z.B. Seitenwind, Straßenbelag, Verkehrsdichte)
- die Fähigkeiten des Fahrer

Leistete früher – natürlich neben der Fahrzeugbeleuchtung – im Wesentlichen nur die Bremsanlage mit dem Bremspedal, den Bremsleitungen und den Radbremsen einen Beitrag zur Fahrsicherheit, so kamen bei Weiterentwicklung immer mehr Systeme hinzu, die in die Bremsanlage eingreifen. Diese Sicherheitssysteme werden wegen ihres aktiven Eingriffs auch als **Aktive Sicherheitssysteme** bezeichnet.

Fahrsicherheitssysteme, wie sie in Fahrzeugen nach dem neuesten Stand der Technik verwendet werden, verbessern in hervorragender Weise die Fahrsicherheit des Fahrzeugs. Die Bremse ist eine sehr wichtige Komponente im Kraftfahrzeug. Sie ist für das sichere Bewegen des Kraftfahrzeugs im Straßenverkehr unverzichtbar. Bei den niedrigen Geschwindigkeiten und der geringen Verkehrsdichte in der Anfangszeit der Automobilgeschichte waren die Anforderungen an die Bremse im Vergleich zu heute wesentlich geringer. Im Lauf der Zeit wurde die Bremsanlage stetig weiterentwickelt.

Letztendlich sind die höheren Geschwindigkeiten, die heute mit den Nutzfahrzeugen gefahren werden können, auch deshalb möglich, weil zuverlässige Bremsanlagen das Fahrzeug auch in Gefahrensituationen sicher abbrem sen und zum Stillstand bringen können.

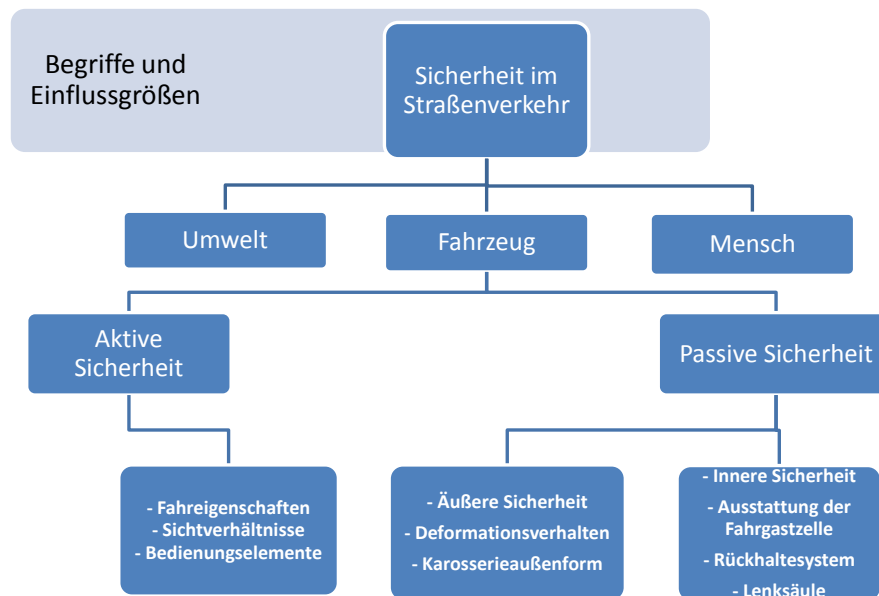


Abbildung 1.1: Sicherheit im Straßenverkehr

Die Bremsanlage ist damit ein wichtiger Bestandteil der Sicherheitssysteme im Kraftfahrzeug.

Wie in fast allen Bereichen des Kraftfahrzeugs hat auch bei den modernen Sicherheitssystemen die Elektronik Einzug gehalten. Die in heutiger Zeit gestellten Anforderungen können nur noch mit elektronischer Hilfe erfüllt werden [10].

Abbildung 1.1 zeigt die Begriffe und Einflussgrößen der Sicherheit im Straßenverkehr.

### 1.1.2 Aktive Sicherheitssysteme

Diese Systeme sollen helfen, Unfälle zu vermeiden und tragen damit vorbeugend zur Sicherheit im Straßenverkehr bei. Einige Beispiele für die aktiven Fahrsicherheitssysteme sind:

- das Antiblockiersystem (ABS),

- die Antischlupfregelung (ASR),
- das elektronische Stabilitätsprogramm (ESP).

Diese Sicherheitssysteme stabilisieren das Fahrzeug in kritischen Situationen und erhalten dabei deren Lenkbarkeit soweit dies möglich ist.

### 1.1.3 Passive Sicherheitssysteme

Diese Systeme dienen dem Schutz der Insassen vor schweren Verletzungen im Falle eines Unfalls. Sie senken die Verletzungsgefahr und mildern die Unfallfolgen.

Beispiele für passive Sicherheitsausrüstung sind der gesetzlich vorgeschriebene Sicherheitsgurt sowie der Airbag, der bei Nutzfahrzeugen oft im Lenkrad anzufinden ist [10].

## 1.2 Motivation

Betrachtet man den Entstehungsprozess eines Nutzfahrzeuges so werden immer mehr verschiedene Varianten des Fahrzeugs berücksichtigt. Von den Aufbauten, den Achsanordnungen bis zu den Fahrzeugabmaßen müssen viele verschiedene Möglichkeiten betrachtet werden. Für den Aufbau eines pneumatischen Bremssystems bedeutet dies eine Vielzahl an Variationen bezüglich Leitungslängen, Anzahl der zu versorgenden Bremsen und generelles Bremsverhalten der unterschiedlichen Fahrzeuge.

Seit 2011 sind ESP und ABS innerhalb der EU verpflichtend für schwere Nutzfahrzeuge, was zu steigenden Zertifizierungsanforderungen führt. Um die Aufwendungen einer Homologation solcher Regelsysteme so gering wie möglich zu halten, ist der Einsatz von gut abgestimmten und dynamischen Simulationsmodellen zum Testen und Auslegen von Reglern unausweichlich.

## 1.3 Zielsetzung

Ziel dieser Diplomarbeit ist es, eine Simulation des elektronischen Bremssystems zu ermöglichen. Im Rahmen dieser Arbeit soll ein Modell einer Druckluftbremse, wie sie in Nutzfahrzeugen eingesetzt wird, aufgebaut und mit Hilfe von Messdaten parametrisiert werden. Besonderes Augenmerk soll dabei auf die Dynamik des Systems gelegt werden, so dass es zusammen mit einer Gesamtfahrzeugsimulation zur Auslegung von ESP- und ABS-Regelungen herangezogen werden kann.

Der Arbeitsumfang wurde in der Ausschreibung der Diplomarbeit wie folgt beschrieben:

- Systemanalyse und Literaturstudium
- Mithilfe bei der Durchführung von Fahrzeugmessungen



- Dynamische Modellierung des Bremssystems in MATLAB/Simulink
- Integration in das Gesamtfahrzeugmodell
- Verifikation und Validierung der Simulation mit Hilfe von Fahrzeugmessdaten
- Zusammenfassung und Dokumentation der Ergebnisse

## 2 Einführung in die Bremsauslegung

### 2.1 Bremsen

Als Bremsen bezeichnet man alle Einrichtungen, in denen sich der Bewegung eines Fahrzeuges entgegengesetzte Kräfte erzeugt werden. Der Zweck kann das Verhindern unerwünschter Beschleunigung bei Talfahrt (Beharrungsbremse, Dauerbremse), Verringern der Geschwindigkeit, gegebenenfalls bis zum Anhalten an bestimmter Stelle (Verzögerungsbremse, Betriebs- bzw. Hilfsbremse) und Verhüten von unerwünschter Bewegung des ruhenden Fahrzeuges (Feststellbremse) sein. Jede Bremswirkung setzt eine Bremskraft zwischen Fahrzeug und Fahrbahn voraus, welche bei Straßenfahrzeugen kraftschlüssig am Umfang der Reifen wirkt. Der Ort der Erzeugung der Bremswirkung kann dabei in den Radnaben (Radbremse), im Antriebsstrang (meist Retarder) oder auch im Verbrennungsmotor (Motorbremse) liegen. Dabei wird in Nutzfahrzeugen bei Beharrungs- und Verzögerungsbremse die Lage- bzw. Bewegungsenergie des Fahrzeuges üblicherweise durch Reibung in Wärme umgewandelt, deren Speicherung und Abgabe von besonderer Bedeutung ist [3].

#### 2.1.1 Bremsvorgang und Bremswirkung

Physikalisch betrachtet bedingen Bremsvorgänge eine Umwandlung von Lageenergie (Beharrungsbremse) oder kinetischer Energie (Verzögerungsbremse) eines Fahrzeuges durch Bremsarbeit  $W_{Br}$  in eine andere Energieform (üblicherweise Wärmeenergie). Diese ist von der Fahrzeugmasse (Gesamtgewicht  $GG$ ), der Endgeschwindigkeit  $v_1$  und der Ausgangsgeschwindigkeit  $v_0$  abhängig und errechnet sich für die ebene Fahrbahn bei Abbremsung bis zur Endgeschwindigkeit:

$$W_{Br} = \frac{1}{2} \cdot GG \cdot (v_0^2 - v_1^2) \quad (2.1)$$

Dabei wird durch die zu erzielende Verzögerung  $a$  die am Umfang der Räder erforderliche Bremskraft  $F_{Br}$  zu:

$$F_{Br} = GG \cdot a \quad (2.2)$$

Die momentane Bremsleistung  $P_{Br}$  ergibt sich weiters zu:

$$P_{Br} = F_{Br} \cdot v \quad (2.3)$$

Um auf die im Fahrzeugbau übliche und in DIN ISO 611 festgelegte Abbremsung  $z$  zu kommen wird der Quotient aus der Bremskraft  $F_{Br}$  und der Gewichtskraft  $F_G$  berechnet:

$$z = \frac{F_{Br}}{F_g} = \frac{a}{g} \quad (2.4)$$

Ob eine gewünschte Verzögerung erzielt werden kann, hängt sowohl von der Bremsanlage, als auch von den Bedingungen zwischen Reifen und Fahrbahnoberfläche und einer optimalen Bremskraftverteilung ab. Diese ist dann gegeben, wenn alle Räder gebremst sind und bei zunehmender Abbremsung  $z$  möglichst gleichzeitig an die Kraftschlussgrenze stoßen. Die Kraftschlussgrenze ist über den Haftbeiwert  $\mu_H$ , dem Quotient aus maximal übertragbarer Haftungskraft (Bremskraft)  $F_{Br,max}$  und der Gewichtskraft  $F_G$  beschrieben. Unter diesen Voraussetzungen gilt für die maximal erzielbare Abbremsung  $z_{max}$  an der Kraftschlussgrenze:

$$z_{max} = \frac{F_{Br,max}}{F_G} = \frac{\mu_H \cdot F_G}{F_G} = \mu_H \quad (2.5)$$

Grundsätzlich wird bei jedem Bremsvorgang Haftung zwischen Rädern und Fahrbahn angestrebt. Dabei ist zu beachten, dass die Haftbeiwerte sowohl von der Paarung Reifen/Fahrbahn, der Profilgestaltung, Profiltiefe, Reifendruck und Temperatur als auch wesentlich vom Oberflächenzustand der Fahrbahn (trocken, nass, verschneit, vereist) abhängig sind und zwischen den Extremwerten  $\mu_H = 0,1$  (Eis) und  $\mu_H = 1,2$  (Asphaltbeton, trocken) liegen können. Ab der Kraftschlussgrenze geht die Haftreibung bei kontinuierlich zunehmendem Radschlupf über in den Zustand der Gleitreibung, bei der die Räder des Fahrzeugs völlig blockieren. Da bei gleichen Reifen- und Fahrbahnbedingungen die Reibbeiwerte  $\mu_R$  deutlich niedriger als die Haftbeiwerte  $\mu_H$  sind und bei Gleitreibung die Lenkungs-fähigkeit der Räder verloren geht, müssen neu zuzulassende Nutzfahrzeuge mit einem zulässigen Gesamtgewicht von über 3,5 t mit einem Anti Blockier System ausgerüstet sein (§ 41b StVZO) [3].

Tabelle 2.1: Fahrzeugklassen für Nutzfahrzeuge nach EU-Richtlinie 71/320/EWG

Klasse	N (Lastkraftwagen)			O (Lastanhänger)			
Stufung	N <sub>1</sub>	N <sub>2</sub>	N <sub>3</sub>	O <sub>1</sub>	O <sub>2</sub>	O <sub>3</sub>	O <sub>4</sub>
Gesamtgewicht	≤ 3,5t	> 3,5t ≤ 12t	> 12t	≤ 0,75t	> 3,5t ≤ 10t	> 3,5t	> 10t

### 2.1.2 Gesetzliche Rahmenbedingungen

Im Rahmen der Erteilung der Allgemeinen Betriebserlaubnis für Typen (§ 20 StVZO) oder der Betriebserlaubnis für Einzelfahrzeuge (§ 21 StVZO) müssen die Bremsanlagen von Fahrzeugen auf die Einhaltung der nationalen Bau- und Betriebsvorschriften (§ 41 StVZO) hin geprüft werden. Für Fahrzeuge, die nach dem 1. Januar 1991 erstmalig in Verkehr gekommen sind, gelten die meist weiterreichenden Anforderungen der EU-Richtlinie 71/320/EWG bzw. der Regelung ECE R-13 [11][3].

Die Anforderungen an eine diesen Richtlinien entsprechende so genannte EG-Bremsanlage sind von der jeweiligen Fahrzeugklasse (siehe Tabelle 2.1) abhängig und betreffen die folgenden, in ihrer Funktionsweise knapp beschriebenen Bremsanlagen (exakte Begriffsdefinitionen in DIN ISO 611):

- Die Betriebsbremsanlage dient zur Verringerung der Geschwindigkeit des Fahrzeugs. Sie wird vom Fahrer mit dem Fuß betätigt und muss abstufbar sein.
- Die Hilfsbremsanlage muss bei Ausfall der Betriebsbremse deren Funktion mit verminderter Wirkung erfüllen. Sie braucht keine unabhängige Bremsanlage zu sein; der zweite Kreis einer zweikreisigen Bremsanlage oder eine abstufbare Feststellbremse genügt.
- Die Feststellbremsanlage sichert ein stehendes Fahrzeug gegen Wegrollen. Sie muss bei Ausfall der Energieversorgung (Druckluft) voll wirken können. Deshalb ist eine mechanische Wirkung auf die Radbremse (Seilzug, Gestänge, Federspeicher) vorgeschrieben.
- Die Dauerbremsanlage wandelt Lage- oder Bewegungsenergie des Fahrzeuges verschleißlos in Wärme um. Sie ist als Zusatzbremsanlage zu betrachten.
- Die selbsttätige Bremsanlage bremst Anhängerfahrzeuge beim Abreißen der Verbindungseinrichtung bzw. bei Druckverlust in der Vorratsleitung (bei Druckluft-Bremsanlagen)[3].

Tabelle 2.2: Prüfungsanforderungen entsprechend EU-Richtlinie 71/320/EWG [5]

Bremsanlage	Test-Typ	Fahrzeugklasse							
		N <sub>1</sub>	N <sub>2</sub>	N <sub>3</sub>	O <sub>1</sub>	O <sub>2</sub>	O <sub>3</sub>	O <sub>4</sub>	
Betriebsbremsanlage	ABS erford.	-	+	+	-	-	+	+	

Die Vorschriften und die weiteren gesetzlichen Rahmenbedingungen sind den entsprechenden Normen zu entnehmen und werden hier nicht weiter ausgeführt. Siehe auch [3] Kapitel 4.4 oder [5].

## 2.2 Überleitung Druckluft-Bremsanlage

Schwere Kraftfahrzeuge wie Lastkraftwagen und Omnibusse über 7,5 t Gesamtgewicht lassen sich mit einer direkt betätigten Bremsanlage, ohne zusätzliche gespeicherte Energie, selbst wenn sie mit Bremskraftverstärkern ausgerüstet sind, nicht mehr verkehrssicher abbremsen, da die abzubremsende Masse zu groß ist. In Nutzfahrzeugen verwendet man daher zur Erzeugung der erforderlichen Kräfte an den Radbremsen die Fremdenergie Druckluft (Fremdkraft- Bremsanlage). [3] Eine Übersicht bzw. die Erklärung der Druckluftbremsanlage ist im folgenden Kapitel nachzulesen.

Um die große Masse eines Lastkraftwagens abzubremsen benötigt man eine sehr große Bremsleistung. Die Bremsleistung ergibt sich aus Kraft mal Geschwindigkeit siehe auch Gleichung (2.3). Wird eine Fahrt im Gefälle durchgeführt errechnet sich die Bremskraft bei Vernachlässigung des Luftwiderstandes aus:

$$F_{Br} = m \cdot g \cdot \sin(\alpha) - m \cdot g \cdot f_R \quad (2.6)$$

Bremsleistungen moderner Nutzfahrzeuge sind Größenordnungsmäßig 10fach größer als Antriebsleistungen.

# 3 Theoretische Grundlagen

## Druckluftbremsanlage

In diesem Teil der Diplomarbeit wird auf die Druckluftbremsanlage eingegangen. Sie zu verstehen war essentiell um die Arbeit durchzuführen und auch um die Ergebnisse verstehen zu können.

### 3.1 Warum Druckluft

In diesem Kapitel wird erklärt warum in der Nutzfahrzeugtechnik der Energieträger Druckluft verwendet wird.

Die Vorteile der Druckluft als gasförmiges, kompressibles Medium in mobilen Anlagen wie Lastkraftwagen sind:

- **Verfügbarkeit:** Luft umgibt uns nahezu überall und ist in beliebiger Menge verfügbar
- **Abluft:** Rückleitungen sind nicht nötig, da die Abluft wieder ins Freie entweichen kann
- **Leitung:** In Rohrleitungen lassen sich auch größere Entfernungen zwischen Erzeuger und Verbraucher relativ verlustarm bewerkstelligen
- **Speicherbarkeit:** Eine Speicherung ist leicht zu realisieren somit muss die Luftbeschaffungsanlage nur arbeiten wenn der Druck im Speicher unter den Einschalt-  
druck absinkt. Die gesetzlichen Anforderungen bezüglich Ausfall der Luftbeschaffungsanlage lassen sich ohne größere Probleme erfüllen (siehe auch Kapitel 2.1.2)
- **Sauberkeit:** Bei Leckagen und der Abluft treten keine Verunreinigungen auf
- **Gewicht:** Die pneumatischen Anlagenteile sind meist leichter als vergleichbare Elemente mit anderen Energieträgern
- **Zuverlässigkeit:** Die üblichen Temperaturschwankungen stellen keine Probleme dar, der Verschleiß an den Bauelementen ist vergleichsweise gering
- **Schnelligkeit:** Durch die hohe Strömungsgeschwindigkeit der Druckluft lässt sich eine schnelle Betätigung der Aktoren erreichen
- **Temperaturunempfindlich:** Die Druckluft hat im Gegensatz zu Bremsflüssigkeiten keine Probleme mit der hohen Temperatur welche in Bremsennähe herrscht.

Die Nachteile der Druckluft sind:

- **Kraft:** Da der im Druckluftsystem vorherrschende Druck meist 10 bar nicht übersteigt sind im Vergleich zu hydraulischen Aktuatoren relativ große Durchmesser erforderlich um eine entsprechende Kraft zu erzeugen ( $\text{Kraft} = \text{Druck} \cdot \text{Fläche}$ )
- **Positionsregelung:** Durch die Kompressibilität der Luft kann man z.B. die Geschwindigkeit eines ausfahrenden Zylinders kaum kontrollieren
- **Energieaufwand:** Der Wirkungsgrad einer in der Nutzfahrzeugtechnik üblichen Luftbeschaffungsanlage ist vergleichsweise gering
- **Lärm:** Durch die ausströmende Druckluft entsteht Lärm

Aufgrund der überwiegenden Vorteile der Pneumatik für die Anwendung im Bremssystem hat sich diese im Nutzfahrzeugbereich durchgesetzt. Größere Lastkraftwagen sind fast ausschließlich mit Druckluftbremsanlagen bestückt.

## 3.2 Gesamtsystem

Das System Druckluftbremsanlage soll in diesem Kapitel erläutert werden. Wesentlicher Teil der Diplomarbeit war zu verstehen wie das zu modellierende Bremssystem aufgebaut ist um es überhaupt nachzubilden können.

Den Ausgang bildet hier die Zweikreis Zweileiter Bremsanlage welche heutzutage in Europa nach und nach durch das Elektronische Bremssystem (EBS) ersetzt wird. Um den gesetzlichen Anforderungen (siehe Kapitel 2.1.2) zu genügen wird dieses jedoch auch im EBS als Redundanzsystem verwendet. Näheres ist in den folgenden Kapiteln zu finden.

### 3.2.1 Zweikreis Zweileiter Bremsanlage

Der Aufbau der Bremsanlage wird in Abbildung 3.1 und 3.2 schematisch dargestellt und im nachfolgenden Kapitel wird die Wirkungsweise erläutert. Als Quelle hierzu diene [12] Seite 4 und 5.

#### 3.2.1.1 Wirkungsweise

Die von dem Kompressor **1** geförderte Druckluft gelangt über den Druckregler **2**, der den Druck in der Anlage im Bereich von z. B. 7,3 bis 8,2 bar regelt, zum Lufttrockner **3**. In diesem wird der Druckluft die in der Luft enthaltene Wasserdampfmenge entzogen und über die Entlüftung des Trockners ins Freie geleitet. Die getrocknete Luft gelangt dann zum Vierkreis-Schutzventil. Dieses **4** sichert bei Defekten eines oder mehrerer Kreise die noch intakten Kreise gegen einen Druckabfall ab. Innerhalb der Betriebsbremskreise I und II gelangt die gespeicherte Vorratsluft aus den Luftbehältern (**6** und **7**) zum Motorwagen-

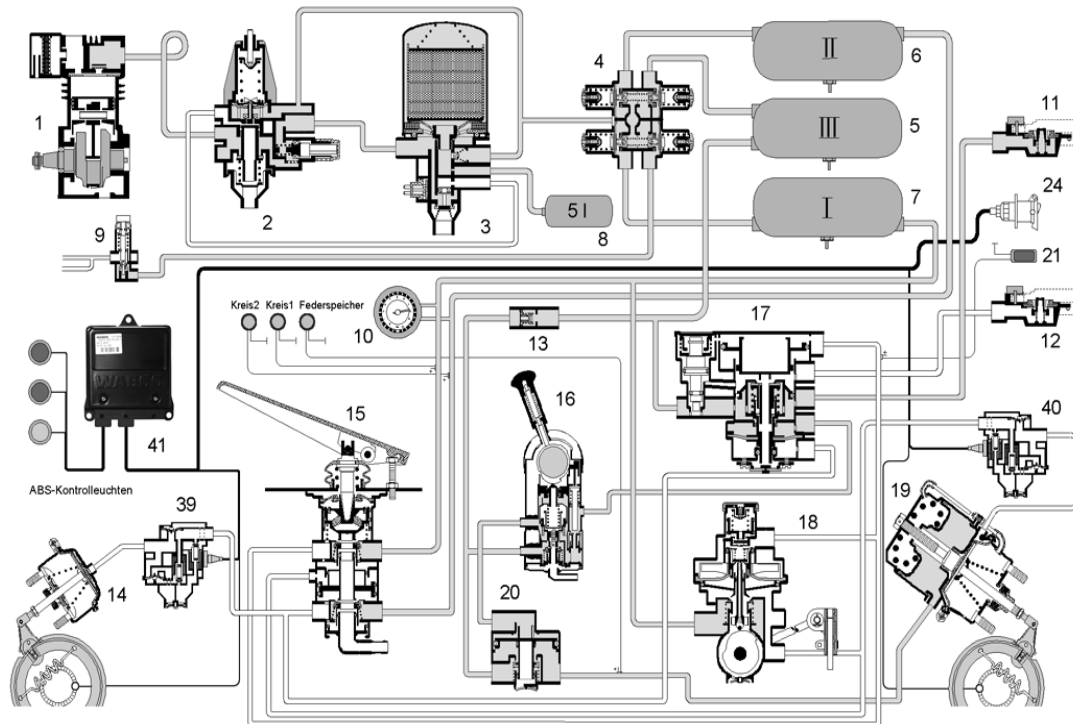


Abbildung 3.1: Schaubild Zweikreis Zweileiter Druckluftbremsanlage Motorwagen [12]

Bremsventil **15**. Im Kreis III strömt die Druckluft vom Luftbehälter **5** über das im Anhänger-Steuerventil **17** integrierte 2/2-Wegeventil zum automatischen Kupplungskopf **11** als auch über das Rückschlagventil **13**, Handbremsventil **16** und das Relaisventil **20** in den Federspeicherteil der Tristop Bremszylinder **19**. Über den Kreis IV werden eventuelle Nebenverbraucher, die in diesem Fall aus der Motorstaudruckbremsanlage bestehen, mit Luft versorgt. Die Versorgung der Bremsanlage des Anhängers wird bei angekuppeltem Vorratsschlauch über den Kupplungskopf **11** mit Druckluft sichergestellt. Diese gelangt dann durch den Leitungsfiter **25** und das Anhänger- Bremsventil **27** in den Druckluftbehälter **28** und strömt auch zu den Vorratsanschlüssen der ABS - Relaisventile **38**.

- **Betriebsbremsanlage:** Bei Betätigung des Motorwagen-Bremsventils **15** strömt Druckluft über das ABS-Magnetregelventil **39** in die Membranzylinder **14** der Vorderachse als auch zum automatischen Bremskraftregler **18**. Dieser steuert um und Vorratsluft gelangt über das ABS-Magnetregelventil **40** in den Betriebsbremsteil (Membranzylinder) der Tristop Bremszylinder **19**. Der Druck in den Bremszylindern, der die für die Radbremse benötigte Kraft erzeugt, ist abhängig von der auf das Motorwagen- Bremsventil wirkenden Betätigungskraft sowie vom Beladungszu-



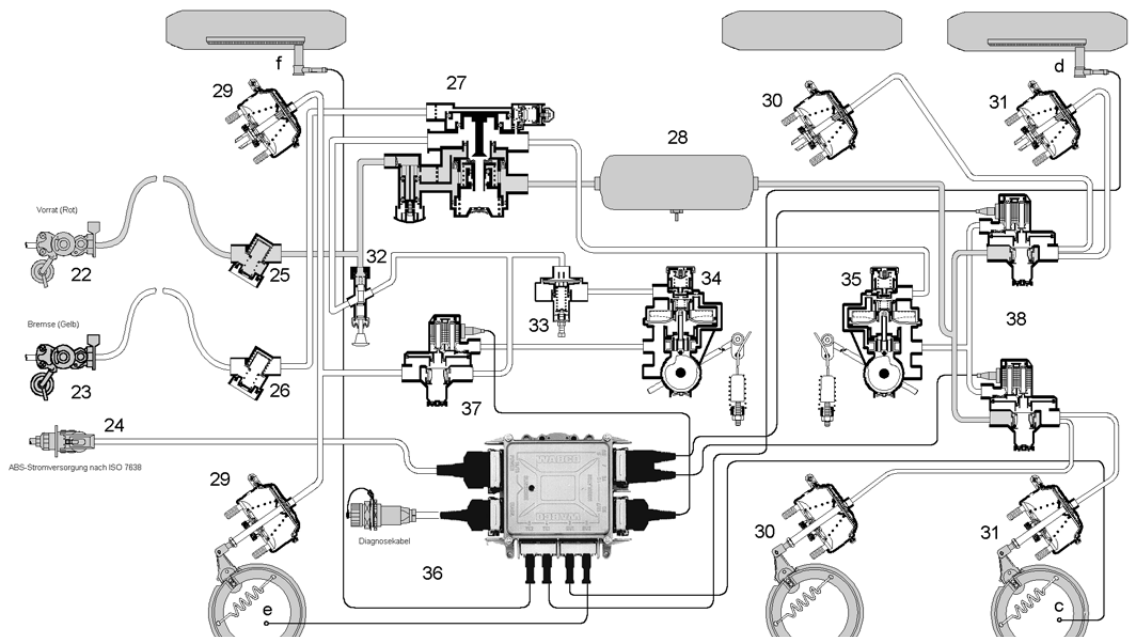


Abbildung 3.2: Schaubild Zweikreis Zweileiter Druckluftbremsanlage Anhänger [12]

stand des Fahrzeuges. Dieser Bremsdruck wird von dem automatischen Bremskraftregler **18** gesteuert, welcher über eine Anlenkung mit der Hinterachse verbunden ist. Durch den beim Be- und Entladen des Fahrzeuges sich verändernden Abstand zwischen Fahrzeugrahmen und Achse erfolgt eine stufenlose Regelung des Bremsdruckes in Abhängigkeit des Beladungszustandes. Zeitgleich wird über eine Steuerleitung das im Motorwagen- Bremsventil integrierte Last/Leer- Ventil vom automatischen Bremskraftregler mit beeinflusst. Somit ist auch der Bremsdruck der Vorderachse von dem Beladungszustand des Fahrzeuges abhängig (vorwiegend beim LKW). Das von beiden Betriebsbremskreisen angesteuerte Anhänger-Steuerventil **17** belüftet über den Kupplungskopf **12** und den Verbindungsschlauch „Bremsse“ den Steueranschluss des Anhänger- Bremsventils **27**. Damit wird der Weg der Vorratsluft aus dem Luftbehälter **28** über das Anhänger-Bremsventil, Anhänger- Löseventil **32**, Anpassungsventil **33** zum automatischen Bremskraftregler **34** sowie zum ABS-Relaisventil **37** freigegeben. Das Relaisventil **37** wird vom ALB-Regler **34** angesteuert und die Druckluft strömt zu den Membranbremszylindern **29** der Vorderachse. Über den ALB-Regler **35** werden die ABS-Relaisventile **38** angesteuert und der Weg der Druckluft zu den Membranzylindern (**30** und **31**) gewährleistet. Der dem angesteuerten Druck des Motorwagens entsprechende Bremsdruck im Anhänger wird durch die automatischen Bremskraftregler (**34** und **35**) dem jeweiligen Beladungszustand des Anhängers angepasst. Um eine Überbremsung der

Radbremse der Vorderachse in möglichen Teilbremsbereichen zu vermeiden, wird der Bremsdruck von dem Anpassungsventil **33** reduziert. Die ABS-Relaisventile im Anhänger und die ABS-Magnetregelventile (im Motorwagen) dienen der Steuerung (Druckaufbau, Druckhalten oder Drucksinken) der Bremszylinder. Wenn die Ventile von der ABS-Elektronik (**36** oder **41**) aktiviert werden, erfolgt diese Steuerung unabhängig von dem vom Motorwagen bzw. Anhänger-Bremsventil durchgesteuerten Druck. Im Bereitschafts-Zustand (Magnete stromlos) haben die Magnetventile die Funktion eines Relaisventils und dienen zur schnellen Be- und Entlüftung der Bremszylinder.

- **Feststellbremsanlage:** Bei Betätigung des Handbremsventils **16** in die Raststellung werden die verbauten Federspeicher der Tristop Zylinder **19** vollständig entlüftet. Die für die Radbremse notwendige Kraft erzeugen somit die stark vorgespannten Federn der Tristop Zylinder. Zeitgleich wird auch die Leitung vom Handbremsventil **16** zum Anhänger-Steuerventil **17** entlüftet. Die Abbremsung des Anhängers wird durch das Belüften des Verbindungsschlauches „Bremse“ eingeleitet. Da in der Richtlinie des Rates der „Europäischen Gemeinschaften“ (RREG) gefordert wird, dass ein Lastkraftwagenzug nur vom Motorwagen gehalten werden muss, kann die Bremsanlage des Anhängers durch Betätigung des Handbremshebels in die sogenannte „Kontrollstellung“ wieder entlüftet werden. Somit kann überprüft werden, ob die Feststellbremsanlage des Motorwagens die RREG-Bedingungen erfüllt.
- **Hilfbremsanlage:** Durch die feinfühligke Abstufbarkeit des Handbremsventils **16** kann der Lastkraftwagenzug bei einem Ausfall der Betriebsbremskreise I und II mit den Federspeicherteilen der Tristop Zylinder **19** gebremst werden. Die Erzeugung der Bremskraft für die Radbremsen erfolgt, wie bereits bei der Feststellbremsanlage beschrieben, durch die Kraft der vorgespannten Federn der Tristop Zylinder **19**, jedoch werden in diesem Fall die Federspeicherteile nicht vollständig entlüftet, sondern nur entsprechend der benötigten Bremswirkung entlüftet.

### 3.2.2 Elektronisch geregeltes Bremssystem EBS

Das elektronisch geregelte Bremssystem ist eine Weiterentwicklung des Antiblockiersystems. Die Betriebssicherheit wird maßgeblich erhöht und dieses System hat sich in schweren Lastkraftwagen europaweit durchgesetzt. Ein elektronisches Stabilitätsprogramm ist mit diesem System realisierbar.

Das EBS besteht aus: (siehe auch Bild 3.3)

- **Zentralsteuergerät: 1** Übergeordnete Bremsenmanagementfunktionen für die Achsdruckregelungen und Auswertungen von Signalen
- **Bremswertgeber: 2** erzeugt aus der Bremspedalstellung einen elektrischen und pneumatischen Verzögerungssollwert
- **Porportional Relaisventil: 3** Regelt den Vorderachsbremsdruck

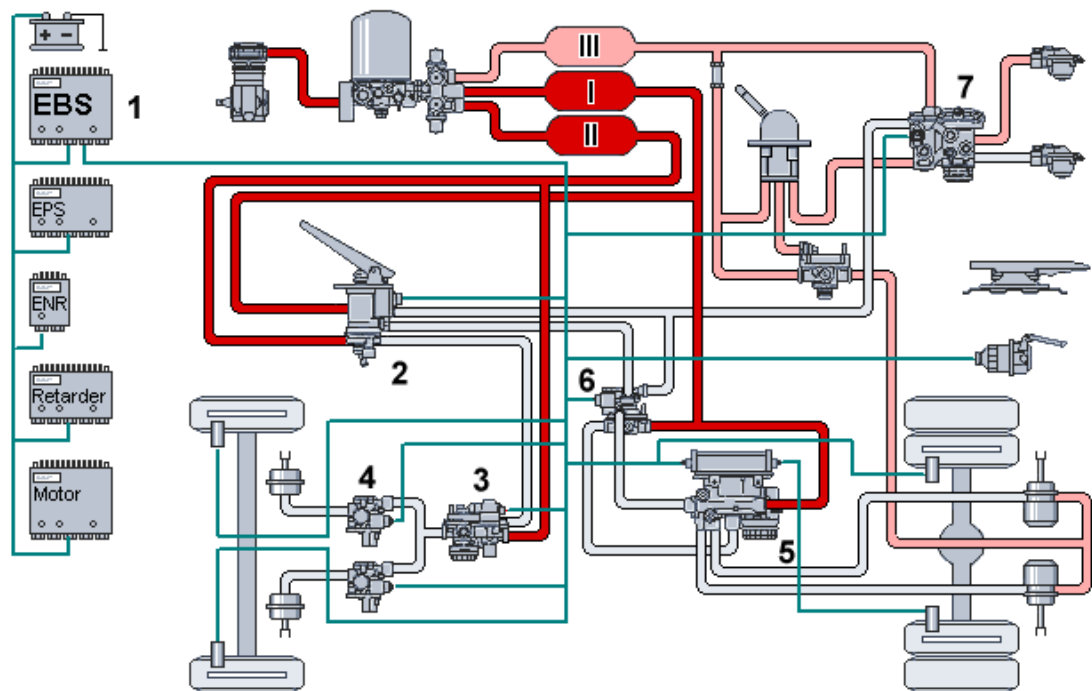


Abbildung 3.3: Schaubild Elektronisch geregeltes Bremssystem Motorwagen [12]

- **ABS Magnetventil: 4** Wird im Fall eines ABS Eingriffs aktiv und steuert den Bremsdruck der entsprechenden Bremszylinder
- **Hinterachsmodulator: 5** Regelt die Bremsdrücke an der Hinterachse
- **Redundanzventil: 6** Dient der Be- und Entlüftung der Bremszylinder im Redundanzfall
- **Anhängersteuerventil: 7** Regelt die Drücke an den Anhängerdruckluftkupplungen

### 3.3 Bauteile der Druckluftbremsanlage

In diesem Kapitel werden einige Bauteile der Druckluftbremsanlage näher erläutert. Es wurden hier bewusst nur jene Bauteile beschrieben welche für die nachfolgenden Kapitel besonders wichtig sind. Falls noch weitere Informationen über in diesem Kapitel nicht beschriebene Bauteile können diese in [12] oder [4] nachgeschlagen werden.

### 3.3.1 Luftbeschaffungsanlage

Die Luftbeschaffungsanlage ist das Herz der Druckluftanlage. Bei den Verdichtern kann zwischen Turboverdichtern und Verdrängungsverdichtern unterschieden werden. Bei konstanter Drehzahl liefert der Verdrängungsverdichter annähernd einen konstanten Massenstrom beinahe unabhängig vom Druck. Der Turboverdichter liefert einen vom Massenstrom weitgehend unabhängigen Druck.

Im Nutzfahrzeugbereich werden fast ausnahmslos Verdrängungsverdichter nach dem Prinzip des **Hubkolbenverdichters** angewandt. Die Begründung liefern folgende Punkte:

- Platzsparende, einfache und sichere Bauweise bei genügend hohen Verdichtungsdrücken
- Robustheit gegenüber Einwirkungen von außen
- Geringe Wartungsanfälligkeit
- Die eingesetzten Kompressoren sind für die durchschnittlichen Lebenszyklen eines Nutzfahrzeuges langlebig genug
- Die verschiedenen Anforderungen bezüglich Verdichtungsdruck und Volumenstrom sind preiswert und am Markt vorhanden

Die Wirkungsweise des im Bild 3.4 dargestellten Einzylinder Kompressors ist folgende:

Der Antrieb erfolgt von der Verbrennungskraftmaschine über Riemen und Riemenscheibe. Die rotierende Pleuelstange überträgt über die Pleuelstange die Bewegung an den Pleuelstange. Bei der Abwärtsbewegung des Pleuels wird durch einen verbauten Filter (Motorluft-, Nass- oder Ölbadfilter) gereinigte Luft über den Anschluss **0** und ein Saugventil in den Arbeitsraum gesaugt. Bei der Aufwärtsbewegung des Pleuels wird die zuvor angesaugte Luft verdichtet und über Anschluss **2** ausgestoßen.

Die Schmierung kann durch Tauch- oder Umlaufschmierung erfolgen.

### 3.3.2 Druckluftleitung

Im Nutzfahrzeugsektor werden meist Stahlrohre oder Kunststoffrohre aus Polyamid verwendet. Eine Übersicht über eingesetzte Rohrleitungen gibt Tabelle

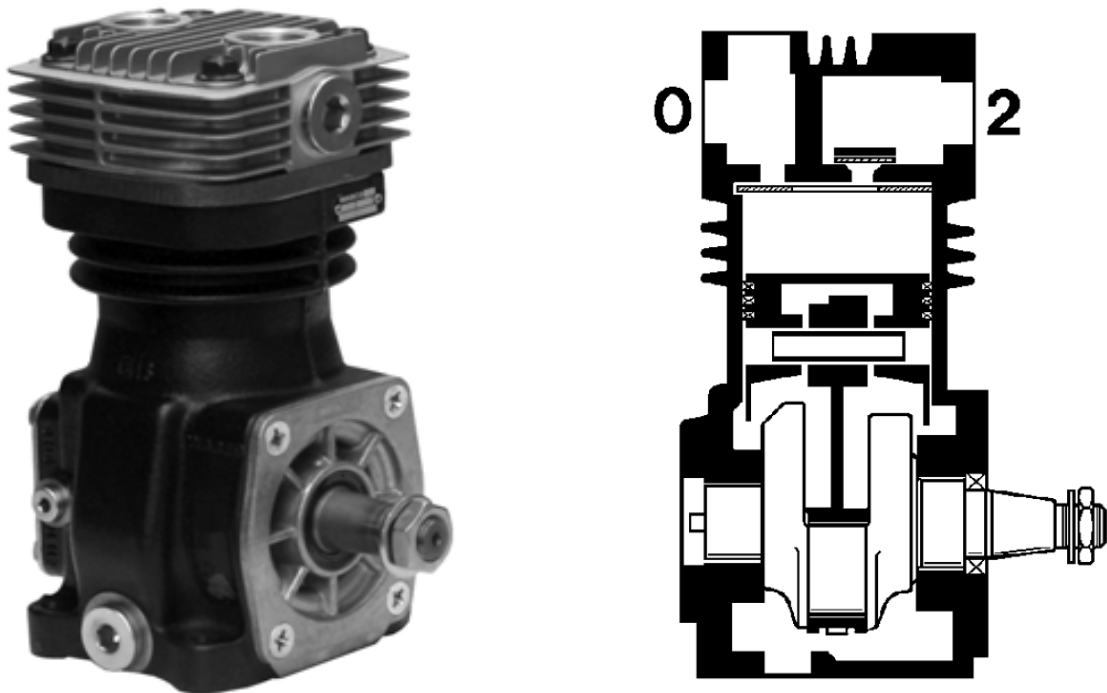


Abbildung 3.4: Einzylinder Kompressor der Firma Wabco [12]

Tabelle 3.1: Eingesetzte Rohrleitungen nach [12], S. 152

Ø	Straßenfahrzeuge
6 mm	Messleitungen und Steuerleitungen
8 mm	Motorstaudruckbremsanlage, Türbetätigungen, Sondereinrichtungen
10 mm	Steuerleitungen
12 mm	Bremsleitungen und Vorratsleitungen
15 mm	Bremsleitungen und Vorratsleitungen
18 mm	Verbindung Kompressor- Druckregler, Vorratsleitungen

Zu beachten ist die unterschiedliche Längenänderung von Stahlrohren und Polyamidrohren. Die Längenänderung durch Temperaturänderung ist bei Kunststoffrohren ungefähr 13 mal größer als bei Stahlrohren.

### 3.3.3 ABS Einrichtung

Das Antiblockiersystem auch automatischer Blockierverhinderer (ABV) genannt hat die Aufgabe das Blockieren der Fahrzeigräder zu verhindern. Sinn und Zweck dieses Systems ist dass auch bei Vollbremsung noch Seitenführungskräfte an den gebremsten Rädern er-

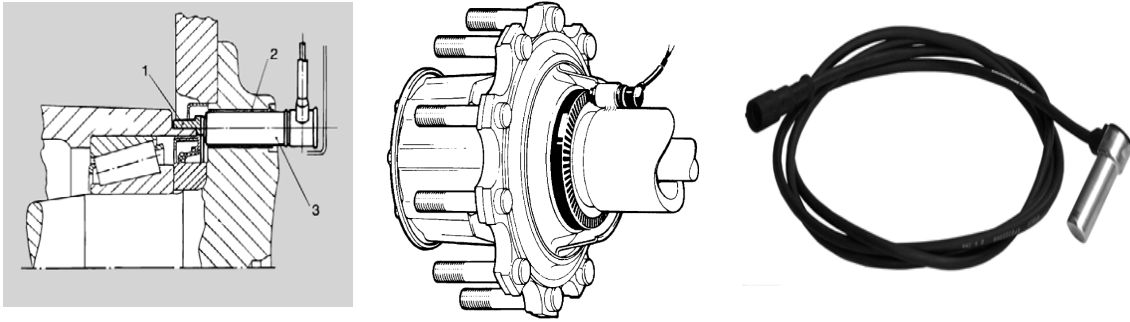


Abbildung 3.5: Bauelemente und Anordnung (links) Polrad (mitte) Polradsensor (rechts)  
[12] [4]

halten bleiben um weiterhin noch Lenken zu können und die Stabilität des Fahrzeugs aufrechtzuerhalten. Zugleich soll die Ausnutzung des verfügbaren Kraftschlusses zwischen Reifen und Fahrbahn und die damit verbundene Fahrzeugverzögerung optimiert werden um einen möglichst kurzen und stabilen Bremsweg zu gewährleisten.

#### Gesetzeslage:

Für die in Europa zum Einsatz kommenden Fahrzeuge gelten einheitliche Vorgaben. Die Vorschriften für Bremsanlagen inkl. ABS sind in der ECE-R13 bzw. 71/320/EWG enthalten. Darin heißt es dass seit 31.3.2001 für alle Nutzfahrzeuge die ABS - Pflicht gilt.

#### Bauelemente des Antiblockiersystems:

- **Polradsensor:** siehe Bild 3.5 Der Polradsensor **3**, welcher feststehend mit der Klemmbuchse **2** verbaut ist, erfasst mit Hilfe des Polrades **1**, welches sich mit dem Rad mitbewegt, kontinuierlich die Drehbewegung des Rades. Die erzeugten elektrischen Signale werden an die Elektronik im **ABS-Steuergerät** übermittelt. Es wird ein induktives Messprinzip verwendet. Durch die Relativbewegung des Polrades zum Polradsensor wird ein rechteckiges Ausgangssignal erzeugt.
- **ABS - Steuergerät:**

Das elektronische Steuergerät (Bild 3.6) errechnet aus den empfangenen Sensorsignalen die gewünschten Ausgangssignale welche an die ABS - Ventile weitergeleitet werden. Eine Sicherheitsschaltung überprüft bei jedem Fahrantritt die ABS-Anlage (Sensoren, Magnetventile, Elektronik und Verkabelung) und übermittelt möglicherweise vorhandene Fehler an den Fahrer. Es gibt mittlerweile viele verschiedene Versionen der Steuergeräte falls weitere Informationen nötig sind können diese unter [13] oder [12] nachgeschlagen werden. Für die verschiedenen Regelungsarten wird auf [4] verwiesen.
- **ABS - Ventil:**

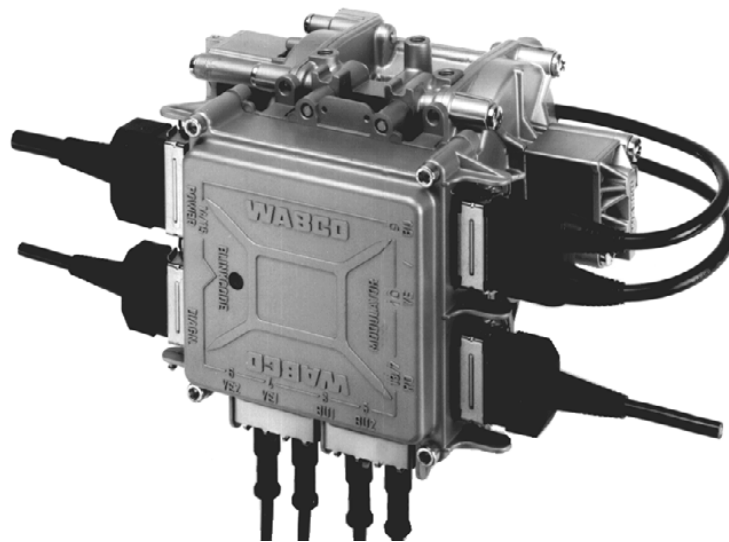


Abbildung 3.6: ABS - Steuergerät für Anhängerfahrzeuge der Firma WABCO [12]

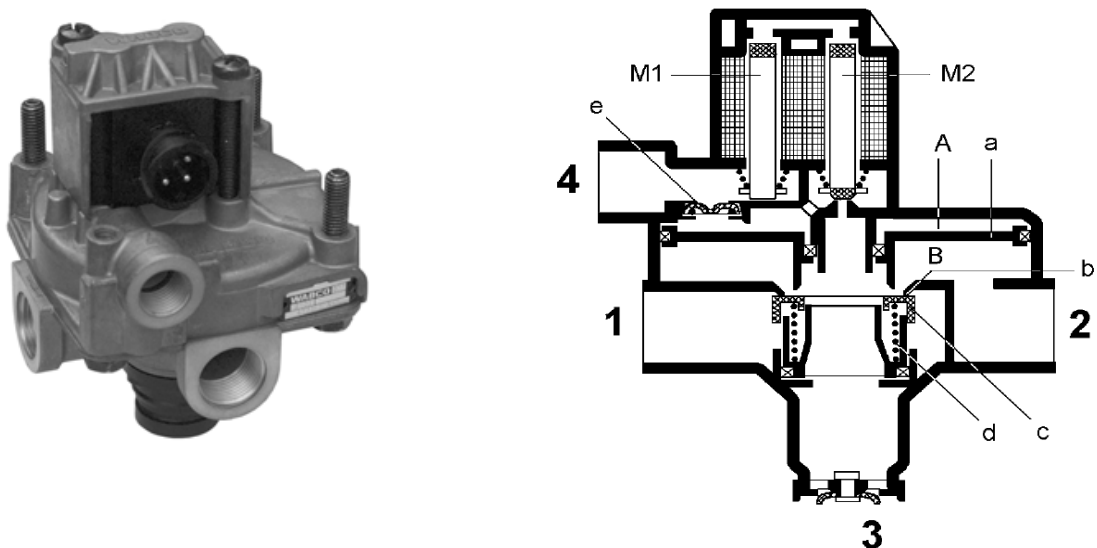


Abbildung 3.7: ABS - Magnetventil der Firma WABCO [12]

Das ABS - Magnetregelventil (Abbildung: 3.7) hat die Aufgabe während eines Bremsvorganges mit Hilfe der vom ABS - Steuergerät empfangenen Signale innerhalb von Millisekunden den Druck in den Bremszylindern zu **erhöhen**, zu **senken** oder zu **halten**. Das Magnetregelventil beinhaltet zwei Ventilmagnete welche den Status offen und geschlossen annehmen können. Die Magnete steuern den Druck in den Vorsteuerkammern der jeweiligen Membranen.

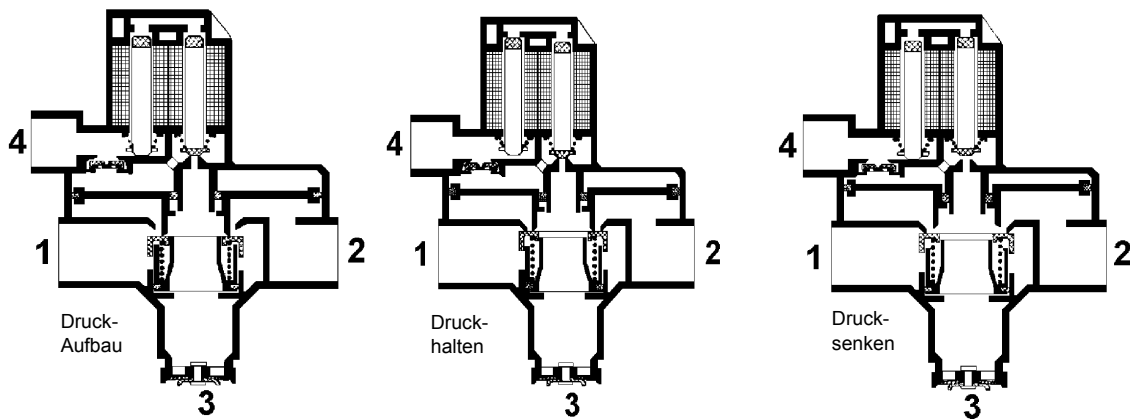


Abbildung 3.8: ABS - Ventilstellungen Druck- Aufbau, Halten, Senken ([14] S14&15)

Da dieses Ventil im Zuge dieser Arbeit modelliert werden musste, wird die Wirkungsweise hier näher erläutert

#### Wirkungsweise:

Die Bezeichnungen sind Bild 3.7 zu entnehmen

- **Druckaufbau:** Für den Fall einer normalen Bremsung, ohne ABS Eingriff, sind beide Magnete (M1 und M2) stromlos und die einströmende Druckluft kann ungehindert von 1 nach 2 strömen. Der Kolben (a) befindet sich in seiner unteren Endstellung (Bild 3.8 Links).
- **Druckhalten:** (Bild 3.8 Mitte) Der Magnet M1 wird erregt und der Anker hat somit angezogen. Damit ist, trotz des steigenden Steuerdruckes, die Luftzuführung von dem Anschluss 4 nach Kammer A unterbrochen. Es stellt sich zwischen Raum A und Raum B Druckgleichheit ein. Der Ringkolben (c) legt sich somit wieder auf die Fläche (b). Die Druckluft kann nun weder von 1 nach 2 noch von 2 nach 3 (außen) strömen.
- **Druckabbau:** (Bild 3.8 Rechts) Magnet M2 ist erregt und somit ist der Durchgang zum Raum A verschlossen. Die abgehobene Dichtung am Fuss von M2 gibt den Weg zur Entlüftung 3 frei und der Druck aus Raum A entweicht durch die innere Öffnung des Ringkolbens (a) in die Umgebung. Hierdurch wird der Kolben (a) von der Dichtung abgehoben und der Druck vom Anschluss 2 und dem angeschlossenen Bremszylinder entweicht über den Raum B und die Entlüftung 3 in die Umgebung. [14]



### 3.3.4 Proportional Relaisventil

Das Proportional-Relaisventil (Abbildung: 3.9) kommt beim elektronisch geregelten Bremssystem als Stellglied zum Aussteuern der Bremsdrücke an der Vorderachse zum Einsatz. Beim elektronischen Bremssystem wird im Gegensatz zum konventionellen Bremssystem der Druck nicht vom Fußbremsventil direkt gesteuert sondern wird von dem Proportional Relaisventil gesteuert

Es besteht aus einem elektronischen Proportional-Magnetventil (a), einem Relaisventil (b) und einem Drucksensor (c). Die elektrische Ansteuerung und Überwachung erfolgt über das Zentralmodul des Hybridsystems (siehe auch Abbildung 3.3).

Der von der Elektronik vorgegebene Steuerstrom wird mit Hilfe des Proportional- Magnetventils (a) in einen Steuerdruck für das Relaisventil umgesetzt. Der Ausgangsdruck (Anschluss 2) des Proportional-Relaisventil ist proportional zu diesem Druck. Die pneumatische Ansteuerung des Relaisventils (Anschluss 4) erfolgt durch den redundanten (unterstützenden) Druck, der vom Bremswertgebers, Anschluss 22 angesteuert wird. [12]

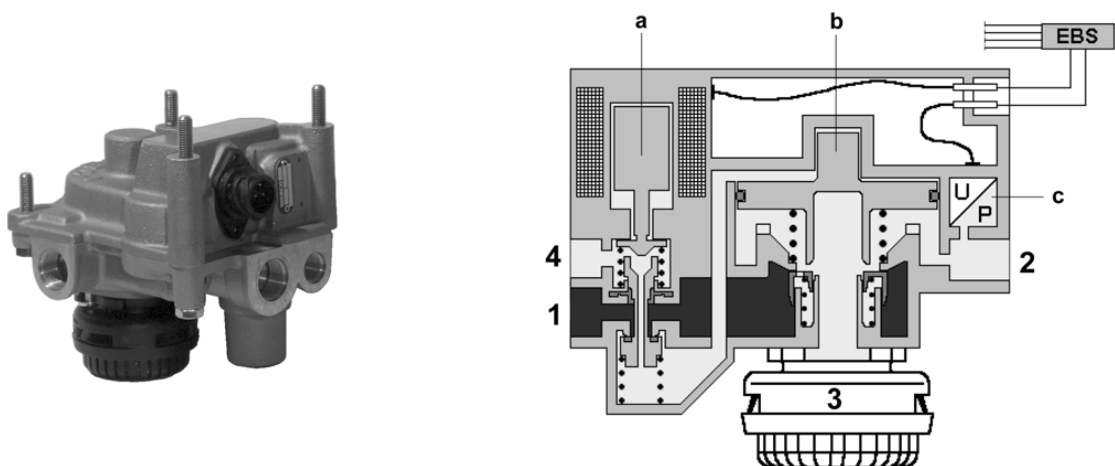


Abbildung 3.9: Proportional Relaisventil der Firma WABCO [12]

### 3.3.5 Achsmodulator

Der Achsmodulator (Abbildung 3.10) wird an den Hinterachsen eines Nutzfahrzeuges eingesetzt und regelt die Bremszylinderdrücke auf beiden Seiten der Achsen.

Er verfügt über zwei pneumatisch unabhängig steuerbare Druckregelkanäle (Kanäle **A** und **B**) mit jeweils einem Belüftungs- und Entlüftungsventil, jeweils über einem Drucksensor und einer gemeinsam genutzten Regelektronik. Die Vorgabe der elektronisch übermittelten Soll drücke und die externe Überwachung erfolgt durch das Zentralmodul.





Abbildung 3.11: Druckluftspeicher Stahl geschweißt [12]

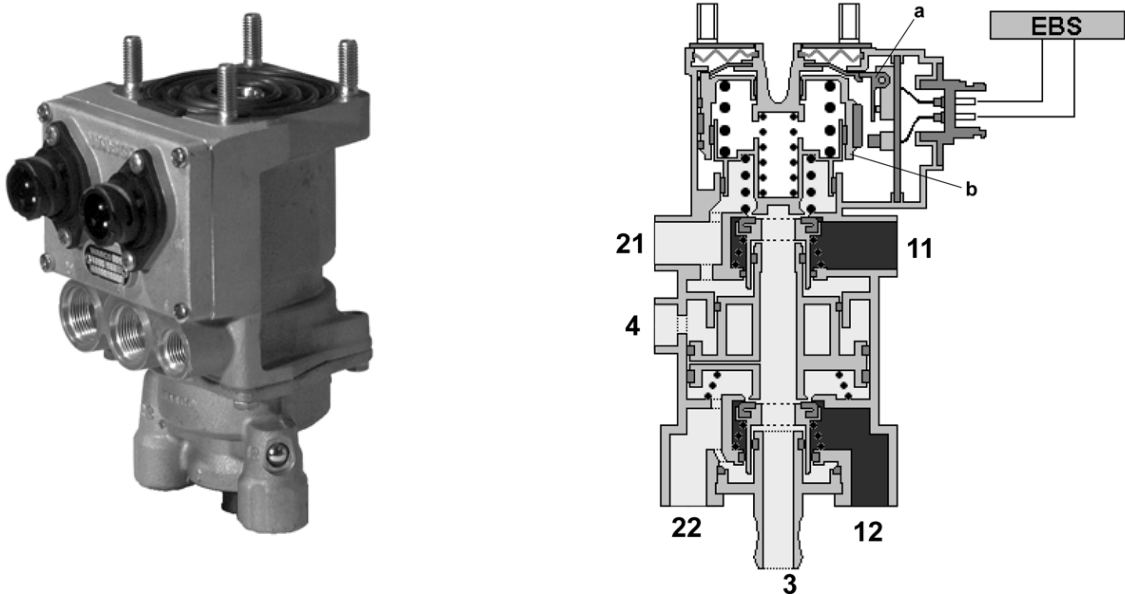


Abbildung 3.12: Bremswertgeber der Firma WABCO [12]

gen). Der Betätigungsweg wird über einen Sensor erfasst und als elektronisches Signal über den CAN-Bus an die ECU übermittelt.

### 3.3.8 Membran Bremszylinder

Der Membranzylinder (Abbildung 3.13) muss die Bremskraft für die Radbremse erzeugen. Beim Einströmen von Druckluft wird eine Kolbenkraft erzeugt welche über die Druckstange (a) auf den Bremshebel einwirkt. Beim Entlüften drückt die vorgespannte

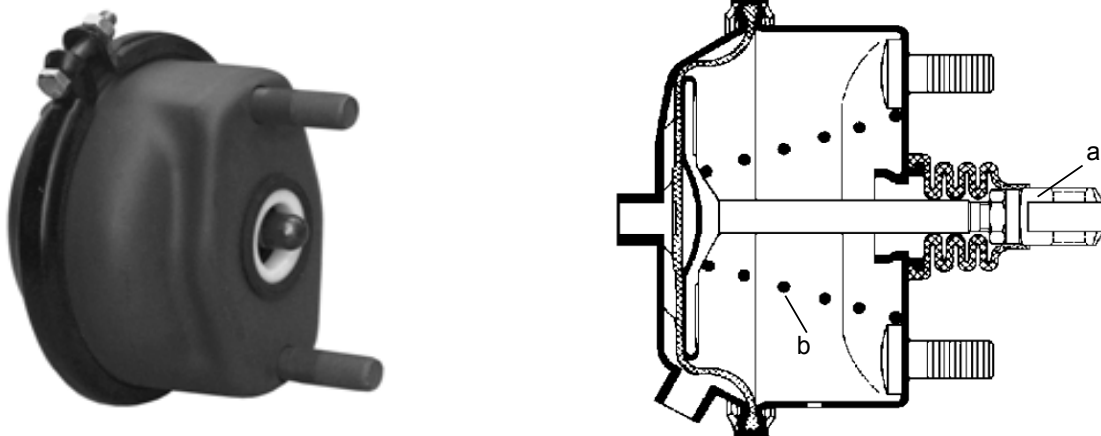


Abbildung 3.13: Membranzylinder für Scheibenbremse [12]

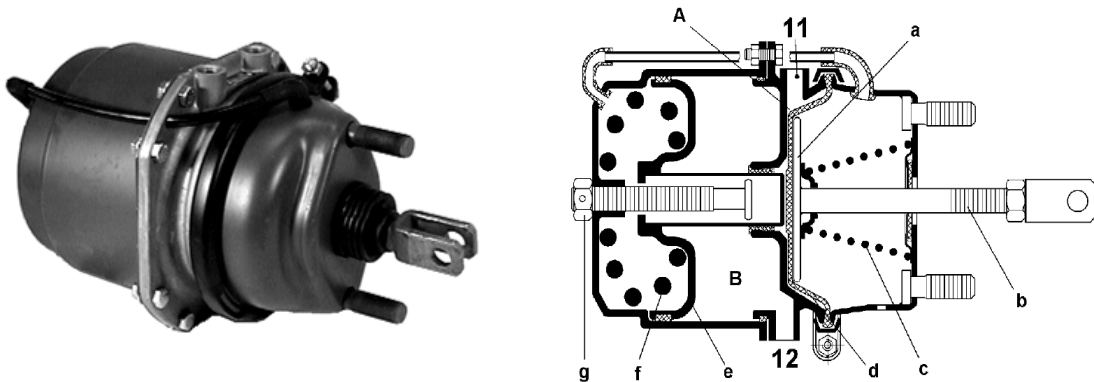


Abbildung 3.14: Tristopzylinder für Scheibenbremse [12]

Druckfeder (b) den Kolben und die Membran in ihre Ausgangsstellung zurück.

### 3.3.9 Tristop Bremszylinder

Der Tristop Bremszylinder oder auch kombinierter Federspeicher Membranzylinder genannt, dient wie auch der Membranzylinder zur Erzeugung der Bremskraft für die Radbremsen. Der Tristop Zylinder ist im Gegensatz zum Membranzylinder im drucklosen Zustand im gebremsten Zustand. Bewerkstelligt wird dies über einen Federspeicherteil welcher zum Bewegen des Fahrzeuges immer mit Druckluft beaufschlagt werden muss. Im Falle eines Druckabfalls oder bei Betätigung der Feststellbremse wird der Federspeicherteil entlüftet und das entsprechende Rad wird gebremst.

Beim Betätigen der **Betriebsbremse** wird Raum **A** und somit die Membran (**d**) über

Anschluss (**11**) mit Druckluft versorgt und drückt den Kolben (**a**) gegen die Druckfeder (**c**). Über die Kolbenstange (**b**) wird die Kraft an den Gestängesteller übergeben. Beim Entlüften drückt die Druckfeder den Kolben und die Membran wieder zurück in ihre Ausgangsstellung.

Bei Betätigung der **Feststellbremse** wird der noch unter Druck stehende Raum, je nach Stellung des Handbremshebels, **B** teilweise oder ganz entlüftet. Jene Kraft welche von der Druckfeder (**f**) nun auf den Kolben (**e**) und die Druckstange (**b**) übertragen wird wirkt auf die Radbremse. Da es sich in diesem Fall um eine ausschließlich mechanische Bremse handelt darf der Federspeicherteil als Feststellbremse verwendet werden (siehe auch Kapitel 2.1.2 gesetzliche Bestimmungen). Um die Bremse wieder zu lösen muss Raum **B** über Anschluss **12** unter Druck gesetzt werden.

# 4 Modellierung und Simulation

## 4.1 Allgemeine Grundlagen

### 4.1.1 Allgemeine physikalische Grundlagen

#### 4.1.1.1 Luft als ideales Gas

Da die in dem zu modellierenden Bremssystem befindliche Luft trocken ist kann sie als ideales Gas behandelt werden.

Damit gilt die allgemeine Gasgleichung:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (4.1)$$

Wobei hier  $p$  der Druck in Pascal,  $V$  das Volumen in Kubikmeter,  $m$  die Masse der Luft in kg,  $R$  die Gaskonstante der Luft in  $\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$  und  $T$  die absolute Temperatur in Kelvin ist.

Um die Randbedingungen des Bremssystems zu definieren wurden folgende Umgebungswerte <sup>1</sup> gewählt:

Tabelle 4.1: Initialisierungsdaten Umgebungsbedingungen

	Symbol	Wert	Einheit
Umgebungstemperatur	$T_0$	293	K
Gaskonstante	$R$	287	$\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$
Isotropenexponent	$\kappa$	1,4	

Die spezifische Wärmekapazität für konstantes Volumen (isochor)  $c_v$  errechnet sich aus

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (4.2)$$

und

$$R = c_p - c_v \quad (4.3)$$

zu

$$c_v = \frac{R}{\kappa - 1}. \quad (4.4)$$

---

<sup>1</sup>Konstanten und Standardbedingungen wurden aus [6] nachgeschlagen

Womit sich die spezifische Wärmekapazität für konstanten Druck  $c_p$  wie folgt berechnen lässt.

$$c_p = R + c_v \quad (4.5)$$

Damit ergibt sich die spezifische Wärmekapazität für konstantes Volumen zu

$$c_v = 717 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

und für konstanten Druck zu

$$c_p = 1004,5 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}.$$

Der Umgebungsdruck wird mit  $p_0 = 1,013 \cdot 10^5$  Pa angenommen. Somit ergibt sich mit

$$\rho_0 = \frac{p_0}{R \cdot T_0} \quad (4.6)$$

die Dichte bei Umgebungsbedingungen zu

$$\rho_0 = 1,20 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}.$$

#### 4.1.1.2 Drosselmodell

Die modellierten Bauteile beinhalten viele Drosseln, jeder Ventilquerschnitt stellt im Grunde genommen eine Drossel dar. In diesem Kapitel wird auf das verwendete Drosselmodell eingegangen. Grundlagen hierzu lieferten, neben den Skripten aus den Vorlesungen Thermodynamik und Strömungslehre, die Bücher [2] und [6].

Für alle technisch relevanten Drosseln sind Messungen und empirische Modelle nötig um die durchgeführten Massenströme annähernd richtig berechnen zu können. Die kritischen Druckverhältnisse unterscheiden sich häufig von denen einer Düse. Sanville fand eine Möglichkeit zur Berechnung der Massenströme durch eine Drossel. Dieses Modell wurde später die Basis für die ISO Norm 6358. Das Modell beinhaltet zwei Parameter welche den Massenstrom beschreiben:

- Das *Druckverhältnis*  $b$  und den
- pneumatischen *Leitwert*  $C$ .

Das kritische *Druckverhältnis*  $b$  ist der Quotient aus dem Ausgangsdruck  $p_{2c}$  und dem Eingangsdruck  $p_{1c}$  bei welchem die Luftströmung Schallgeschwindigkeit erreicht.

$$b = \frac{p_{2c}}{p_{1c}} \quad (4.7)$$

Als Anhaltswerte für das kritische Druckverhältnis  $b$  gelten [15]:

- $b = 0,5$  für verlustfreie Strömung
- $b = 0,3$  für ein pneumatisches Einzelement mit einigen Umlenkungen
- $b = 0,1$  für stark verlustbehaftete Strömung (Serienschaltung mehrerer Elemente).

Der Kennwert  $b$  gibt Aufschluss über die **Strömungsgeschwindigkeit**.

- $\frac{p_2}{p_1} < b$  ... überkritischer Fall, Strömungsgeschwindigkeit = Schallgeschwindigkeit
- $\frac{p_2}{p_1} > b$  ... unterkritischer Fall, Strömungsgeschwindigkeit < Schallgeschwindigkeit

Der *Leitwert*  $C$  beschreibt das Verhältnis zwischen der maximalen Durchflussmenge  $Q_{max}$  und dem absoluten Eingangsdruck  $p_1$  bei kritischem Durchfluss (Überschall) und einer Lufttemperatur von 20°.

$$\dot{m} = \begin{cases} p_1 \cdot C \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \cdot \left( \sqrt{1 - \frac{p_2 - b}{1 - b}} \right)^2 & \text{falls } \frac{p_2}{p_1} > b \quad (\text{Unterschall}) \\ p_1 \cdot C \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} & \text{falls } \frac{p_2}{p_1} \leq b \quad (\text{Gedrosselt}) \end{cases} \quad (4.8)$$

Die Bestimmung des Leitwertes  $C$  für pneumatische Widerstände ist in ISO 6358 genormt. Darin gibt es zwei verschiedene Methoden zur Messung des Leitwertes.

- Bei der ersten Methode wird bei konstantem Vordruck  $p_1$  der Gegendruck  $p_2$  soweit abgesenkt bis sich der Durchfluss nicht mehr erhöht. Dieser Punkt entspricht dem Stagnationspunkt, es muss im engsten Querschnitt Schallgeschwindigkeit herrschen. Der kritische Durchfluss ist erreicht.
- Die zweite Methode ist für Prüflinge bei welchen eine Variation des Gegendruckes nicht möglich oder nicht zulässig ist. In diesem Fall legt die zweite Methode fest, dass bei konstantem Gegendruck  $p_2$  der Vordruck  $p_1$  solange erhöht wird bis der Massenstrom proportional zum Vordruck steigt.

Der überkritische Fall tritt ein falls der Quotient aus dem Druck der ausströmenden Seite und des Drucks der einströmenden Seite kleiner ist als das kritische Druckverhältnis  $b$ . Eine weitere Senkung des Ausgangsdruck würde in diesem überkritischen Fall zu keiner Massenstromerhöhung führen.

Für die Simulationen in dieser Diplomarbeit wurde die Gleichung 4.8 um einen weiteren dritten Fall erweitert. Der dritte Fall entspricht laminarer Strömung.



$$\dot{m} = \begin{cases} k_1 \cdot p_1 \cdot \left(1 - \frac{p_2}{p_1}\right) \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} & \frac{p_2}{p_1} \geq 0,999 \quad (\text{Laminar}) \\ p_1 \cdot C \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \cdot \left(\sqrt{1 - \frac{p_2 - b}{p_1 - b}}\right)^2 & \text{falls } 0,999 > \frac{p_2}{p_1} > b \quad (\text{Unterschall}) \\ p_1 \cdot C \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} & \text{falls } \frac{p_2}{p_1} \leq b \quad (\text{Gedrosselt}) \end{cases} \quad (4.9)$$

der lineare Faktor  $k_1$  errechnet sich aus:

$$k_1 = 1000 \cdot C \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{0,999 - b}{1 - b}\right)^2} \quad (4.10)$$

Drosseln werden als isenthalp angenommen. Das heißt die Enthalpie vor und nach der Drossel ist konstant. Für Druckluft (ideales Gas) bedeutet dies:

$$dh = c_p \cdot dT$$

Isenthalpe Zustandsänderung bedeutet keine Änderung der Enthalpie:

$$dh = 0$$

Für ideale Gase liefert dies

$$T = \text{const.}$$

Dieses Modell liefert ausreichend genaue Ergebnisse für die simulationsrelevanten Modelle. Das Limit 0,999 entspricht dem Druckverhältnis bei laminarer Strömung. Übliche Werte bewegen sich laut [2] im Bereich von 0,995 bis 0,999.

#### 4.1.1.3 Volumenmodell

Die aufgebauten Modelle enthalten immer verschieden große Volumen welche mit Druckluft versorgt werden. Dieses Kapitel soll die physikalischen Grundlagen der Volumenmodelle näherbringen.

Die verwendeten Volumenmodelle entsprechen thermodynamisch einem **offenen instationären** System. Massenströme mit entsprechenden Temperaturen werden zu- und abgeführt. Ein Wärmestrom kann über die Systemgrenzen fließen.

Die Änderung des Druckes im Volumen ergibt sich laut [1] und [7] zu:

$$\dot{p} = \frac{\kappa \cdot R}{V} \cdot \dot{m} \cdot T_{\dot{m}} - \kappa \cdot p \cdot \frac{\dot{V}}{V} - (\kappa - 1) \cdot \frac{\dot{Q}}{V} \quad (4.11)$$

Der Wärmetransport über die Systemgrenze ergibt sich mit der Oberfläche des wärmeübertragenden Elementes zu:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot \Delta T \quad (4.12)$$

Die Temperaturänderung im Volumen kann durch folgende Gleichung errechnet werden:

$$\dot{T} = \frac{1}{m_{sys}} \cdot (\kappa \cdot T_{in} \cdot \dot{m}_{in} - \kappa \cdot T \cdot \dot{m}_{out} - \frac{\alpha \cdot A \cdot \Delta T}{c_v} - \dot{m} \cdot T) \quad (4.13)$$

Auf die im jeweiligen Modell verwendeten Gleichungen wird im entsprechenden Kapitel näher eingegangen.

#### 4.1.2 Allgemeines über MATLAB/Simulink

Es handelt sich bei diesem Programm über ein Werkzeug zur numerischen Bearbeitung von Systemen. Es ist zur schnellen Analyse und Simulation von dynamischen Vorgängen geeignet und wird in der Forschung und Entwicklung eingesetzt.

Das Tool Simulink baut auf MATLAB auf und ist besonders geeignet zur Darstellung und Untersuchung von dynamischen und mathematischen Vorgängen. Simulink bildet eine graphische Benutzeroberfläche, mit der MATLAB Programme und Codes erstellt und ausgeführt werden können. MATLAB ist eine in C geschriebene interpretative Sprache. Weitere Informationen siehe [9].

Hier noch einige Vorgehensweisen um eine möglichst übersichtliche und einfache Form der Modelle zu gewährleisten.

- Um in komplexen System auf allgemeine Parameter zugreifen zu können, sollte eine Initialisierungsdatei erstellt werden. Die in einer m-file definierten Parameter werden in MATLAB im Workspace abgelegt und können dann im Simulink aufgerufen werden. Es gibt hier verschiedene Vorgehensweisen. In diesem Fall wurden nur die allgemein für das Bremssystem geltende Parameter definiert. Eine kleine Übersicht bildet hier Abbildung 4.1.
- Bevor mit den erstellten Modellen die Simulation gestartet werden kann, müssen die Simulationsparameter gewählt werden. Der richtige Solver ist ebenso wichtig wie die Dauer der Simulation. Auch der Zeitschritt kann entweder variabel oder mit fixen Werten festgelegt werden. Siehe auch Abbildung 4.2.
- Um Übersichtlichkeit zu gewährleisten sollten Subsysteme definiert werden.

- Damit nicht zu viele sich kreuzende Signallinien in einem System vorkommen, können Goto und From Blöcke verwendet werden.
- Zeitliche Ableitung werden wie folgt bezeichnet:  $m'$ , dies entspricht  $\dot{m}$ , ist jedoch in Simulink so nicht abbildbar.

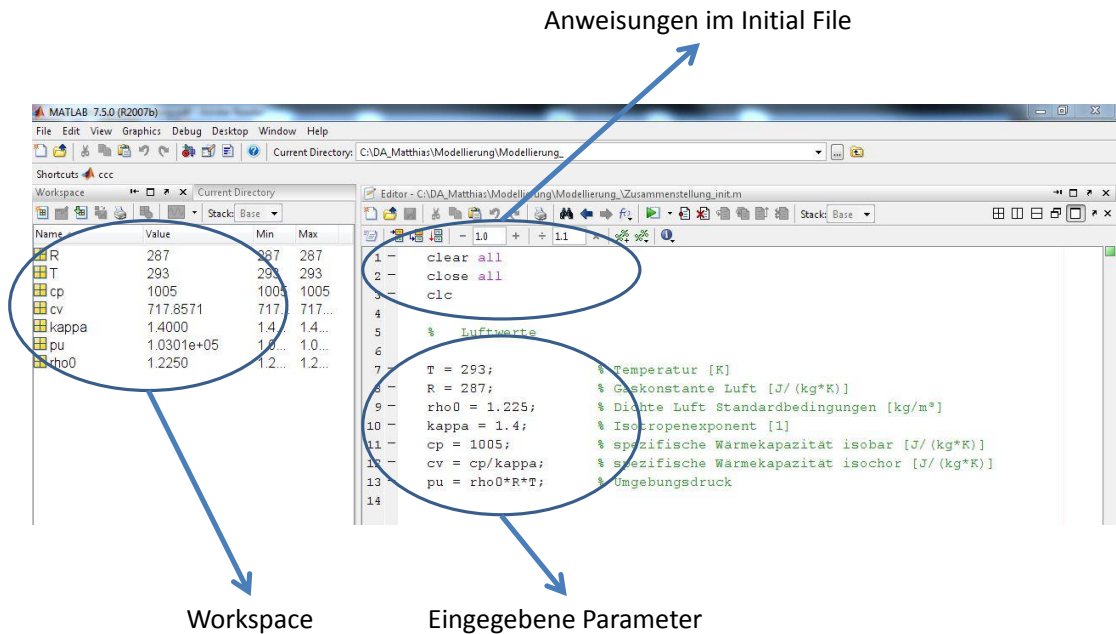


Abbildung 4.1: Grafische Oberfläche Matlab

## 4.2 Ausgangssituation

Die Ausgangssituation des nachzubildenden Systems gab das ECS mit dem in Abbildung 4.3 dargestellten 4x2 Bremssystem eines Lastkraftwagens vor.

Auf dieser Abbildung ist zu erkennen das es sich um ein **elektronisches Bremssystem** mit einem **Vorderachsmodulator** und einem **Hinterachsmodulator** handelt. Über **Druckluftspeicher** werden die Modulatoren mit weitgehend konstanten Druck versorgt.

Die **ECU** (Electronic Control Unit) (2) berechnet mit Hilfe der zur Verfügung stehenden Daten die jeweiligen Solldrücke für die einzelnen Achsen und Räder (3,4,5,6) und gibt diese an die Achsmodulatoren und ABS Modulatoren weiter. An jedem Rad ist ein Geschwindigkeitsaufnehmer montiert und die aktuellen Drücke im Bremssystem werden an verschiedenen Stellen ermittelt. Der **Bremswertgeber** (10) gibt die aus der Pedalstellung generierten Signale an die ECU weiter.

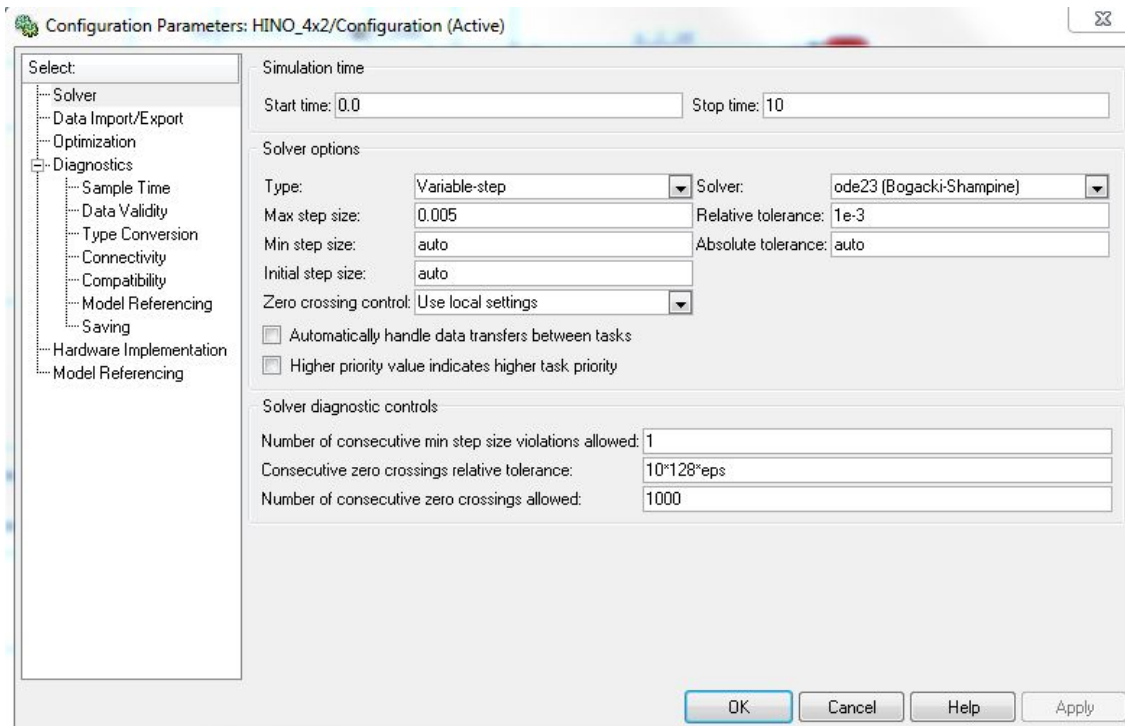


Abbildung 4.2: Einstellmöglichkeiten der Simulationsparameter

Der Vorderachsmodulator (1) ist für den Bremsdruck an der Vorderachse zuständig und kann nicht zwischen linker und rechter Bremse differenzieren. Um eine Druckregelung für jedes Vorderrad zu bewerkstelligen wurde vor jeder Bremse ein **ABS Ventil** verbaut, welcher den Druck an der entsprechenden **Vorderradbremse** steuern kann. Das ABS Ventil wird im Falle einer ABS Bremsung von der ECU angesteuert.

Der Hinterachsmodulator (7) ist für die Bremsdrücke an den Rädern der Hinterachse (5,6) zuständig und verfügt über zwei Kreise. Jeder Kreis ist einzeln steuerbar und ist für eine Seite des Fahrzeuges verantwortlich.

Als Ausgangssituation für diese Diplomarbeit wird vorausgesetzt dass die Solldrücke von der ECU ermittelt werden und bereits zur Verfügung stehen. Auch die Ansteuerung des ABS Modulators übernimmt die ECU. Die Druckversorgung der Druckspeicher kann als konstant angenommen werden, eine Modellierung des Kompressors ist nicht notwendig. Die Tristop Bremsen an der Hinterachse befinden sich bereits in Fahrstellung und müssen nicht erst gelöst werden.

Damit war der Rahmen für die Modellierung der Komponenten festgelegt. Die zu modellierenden Komponenten sind in folgender Auflistung zu finden.

- Druckluftleitung
- Druckspeicher



mik und numerische Stabilität erfüllen konnten.

### 4.3.1 Druckluftleitung

Die Druckluftleitungen sind die Verbindungen zwischen den einzelnen Modellen und transportieren die einströmende Druckluft an ihren Bestimmungsort. Weitere Details zu den verwendeten Leitungen im pneumatischen Bremssystem sind im Kapitel 3.3.2 zu finden.

Es musste eine Möglichkeit gefunden werden wie eine Leitung modelliert werden kann, welche die Anforderungen an die Dynamik im konkreten System erfüllt. Das nachfolgende Modell ist eine Drossel welche in Abhängigkeit von den Druckunterschieden der vorhergehenden und nachfolgenden Volumen den Massenstrom wiedergibt. Der Massenstrom kann in beide Richtungen fließen, je nachdem welches Volumen den höheren Druck aufweist.

#### 4.3.1.1 Physikalische Grundlagen

Die physikalischen Grundlagen der Druckluftleitung werden in diesem Kapitel weitestgehend wiedergegeben. Grundsätzlich handelt es sich bei der Leitung um ein offenes, instationäres System, welches in seiner Gesamtheit, auch in Rücksprache mit den Betreuern, auf eine Drossel reduziert werden konnte. Die Grundlagen zur Massenstromberechnung stammen aus [2].

#### Berechnung der Schallgeschwindigkeit für ideale Gase:

Eine Schallwelle ist eine Druck- und Dichteschwankung geringer Amplitude. Sie bewegt sich in in einem kompressiblen Medium (Luft) mit der Schallgeschwindigkeit  $a$  fort.

$$a^2 = \frac{dp}{d\rho} \quad (4.14)$$

Die Druckänderungen bei der Schallausbreitung erfolgen sehr schnell. Dadurch bleibt keine Zeit für Wärmeaustausch mit der Umgebung. Dies heißt es handelt sich um eine *adiabate* Zustandsänderung.

Die Druckstörungen sind außerdem so klein, dass die Reibung vernachlässigt werden kann. Das heißt das Gas zeigt ein *ideales* Verhalten bei der Schallausbreitung.

Somit kann eine *isentropen* Zustandsänderung zugrundegelegt werden, für welche gilt:

$$p \cdot v^\kappa = \text{konstant} \quad (4.15)$$

oder mit  $v = \rho^{-1}$  führt Gleichung (4.15) zu:

$$p \cdot \rho^{-\kappa} = \text{konstant} \quad (4.16)$$

Die Isentropenbeziehung (4.15) differenziert nach der Produktregel führt zu:

$$dp \cdot \rho^{-\kappa} + p \cdot (-\kappa) \cdot \rho^{-\kappa-1} \cdot d\rho = 0 \quad (4.17)$$

Umgeformt auf

$$\frac{dp}{d\rho} = \kappa \cdot \frac{p}{\rho} = \kappa \cdot p \cdot v \quad (4.18)$$

Eingesetzt in Gleichung (4.14) ergibt sich die Schallgeschwindigkeit zu:

$$a = \sqrt{\kappa \cdot \frac{p}{\rho}} = \sqrt{\kappa \cdot p \cdot v} \quad (4.19)$$

und mit der idealen Gasgleichung  $p \cdot v = R \cdot T$  ergibt sich die Schallgeschwindigkeit zu:

$$a = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T} \quad (4.20)$$

Für Luft bei  $20^\circ\text{C}$  ergibt sich somit eine Schallgeschwindigkeit von rund  $343 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ .

Hier zeigt sich, die Schallgeschwindigkeit bei idealen Gasen ist nur von der **Temperatur** abhängig. Sie kann auch zur Messung der Temperatur herangezogen werden.

#### Massenstromberechnung:

Der Massenstrom welcher durch die Leitung fließt ergibt sich aus den Quotient der Drücke zu Beginn der Leitung und am Ende der Leitung. Die im Modell verwendete Gleichung ist aus Buch [2] abgeleitet und wird nachfolgend angeführt:

$$\dot{m} = \begin{cases} k_1 \cdot p_1 \cdot \left(1 - \frac{p_2}{p_1}\right) \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} & \frac{p_2}{p_1} \geq 0,997 \quad (\text{Laminar}) \\ p_1 \cdot C \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \cdot \left(\sqrt{1 - \frac{p_2 - b}{p_1 - b}}\right)^2 & \text{falls } 0,997 > \frac{p_2}{p_1} > b \quad (\text{Unterschall}) \\ p_1 \cdot C \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} & \text{falls } \frac{p_2}{p_1} \leq b \quad (\text{Gedrosselt}) \end{cases} \quad (4.21)$$

Zur Berechnung des Faktors  $k_1$  wird folgende Gleichung verwendet:

$$k_1 = 1000 \cdot C \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{0,997 - b}{1 - b}\right)^2} \quad (4.22)$$

Das kritische Druckverhältnis  $b$  wird nach einer empirisch ermittelten Gleichung berechnet ([2] Seite 58):

$$b = \frac{474 \cdot C}{D^2} \quad (4.23)$$

Der pneumatische Leitwert  $C$  wird laut Gidlund [2] aus folgender Gleichung berechnet:

$$C = \frac{0,029 \cdot D^2}{\sqrt{\frac{L}{D^{1,25}} + 510}} \quad (4.24)$$

Die Temperatur des ausströmenden Massenstroms wird als konstant angenommen und entspricht der Temperatur des vorgeschalteten Volumens. Siehe auch Kapitel 4.1.1.2. Ob dieses Modell standhält muss in Versuchen ermittelt werden. In vielen verschiedenen Literaturquellen werden ebenso viele verschiedene Modelle verwendet. Die Wahl fiel auf dieses Modell, da es die nötigen Anforderungen an Dynamik und Stabilität erfüllt.

#### 4.3.1.2 Modellierung

Mit den Grundlagen aus Kapitel 4.3.1 und Kapitel 3.3.2 wurde im Programm Matlab/Simulink ein Modell erstellt. Das Modell soll die strömungsmechanischen Begebenheiten in der gewählten Leitung möglichst getreu wiedergeben. Die grundsätzlichen Umgebungsparameter werden aus der Initialisierungsdatei (M-File) entnommen. Siehe auch Abbildung 4.1.

Abbildung 4.4 zeigt das Simulationsmodell der Druckluftleitung. Darauf ist zu erkennen das die **Eingangsgrößen**  $p_1$ ,  $p_2$  und  $T_1$  sind. Der Druck  $p_1$  ist jener am Anfang der Leitung und wird vom vorhergehenden Element bezogen. Der Druck  $p_2$  ist jener am Ende der Leitung und wird vom nachfolgenden Element bezogen. Die Eingangsgröße  $T_1$  ist die Temperatur der Druckluft am Anfang der Leitung und wird ebenfalls vom vorhergehenden Element bezogen.

**Ausgangsgrößen** sind die Temperatur des ausströmenden Massenstroms  $Tm'^2$  und der Massenstrom  $m'$  welcher durch die Leitung fließt. Hier ist zu erwähnen das der Transport der Druckluft in beide Richtungen erfolgen kann.

Abbildung 4.5 zeigt das sich unter dem Modell Leitung (Abbildung 4.4) befindende Submodell. Die grün hinterlegten Blöcke sind die Eingangsgrößen  $p_1$ ,  $T_1$  und  $p_2$ . Diese werden im nachfolgendem *Bus Creator*<sup>3</sup> in einer Matrix abgelegt. Das Druckverhältnis wird ebenso wie die verschiedenen Fälle mittels eines *Fcn Block* errechnet. Die Modellwahl ist ein *Lookup Table* welcher aus dem Eingangssignal des Druckverhältnisses eine

<sup>2</sup>die Darstellung  $m'$  entspricht dem Formelzeichen  $\dot{m}$  diese Darstellung wird wegen der Darstellung in der Simulink Umgebung gewählt

<sup>3</sup>für nähere Informationen zu den Simulink Blöcken (kursiv gedruckt) siehe [9]



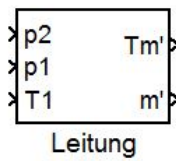


Abbildung 4.4: Modell Druckluftleitung in Matlab/SIMULINK

Ausgabegröße auswirft, welche den *Multiport Switch* angibt welcher Fall gerade der aktuelle ist. Die Ausgabeblocke sind rot hinterlegt und sind im System Leitung  $m'$  und  $Tm'$ .

Im Submodell wird auch erwähnt das die Parameter  $C, b$  und  $k1$  im Mask Editor initiiert werden. Für jedes Modell kann eine Maske erstellt werden in welcher verschiedene Parameter für das jeweilige Modell definiert werden können. Im Falle der Leitung sind dies der Durchmesser, die Länge und die Anfangsdichte der im System befindlichen Luft. Die Maske wird in Bild 4.6 dargestellt, und kann mittels eines Doppelklicks auf das Leitungssystem aufgerufen werden.

In der in Bild 4.7 dargestellten Umgebung werden die Einstellungen für die Maske definiert. In der Initialisation werden die für die Durchflussberechnung benötigten Parameter errechnet, um diese dann im Modell verfügbar zu machen. Im Fall der Leitung sind dies der Pneumatische Leitwert  $C$  das kritische Druckverhältnis  $b$  und der Faktor  $k1$ .

Der Pneumatische Leitwert ist von dem Durchmesser  $d$  und der Länge  $L$  der Leitung abhängig. Das kritische Druckverhältnis ist wiederum vom Pneumatischen Leitwert und dem Durchmesser der Leitung abhängig. Für die Berechnung des Faktors  $k1$  ist der Pneumatische Leitwert, das kritische Druckverhältnis und die Dichte der in der Leitung

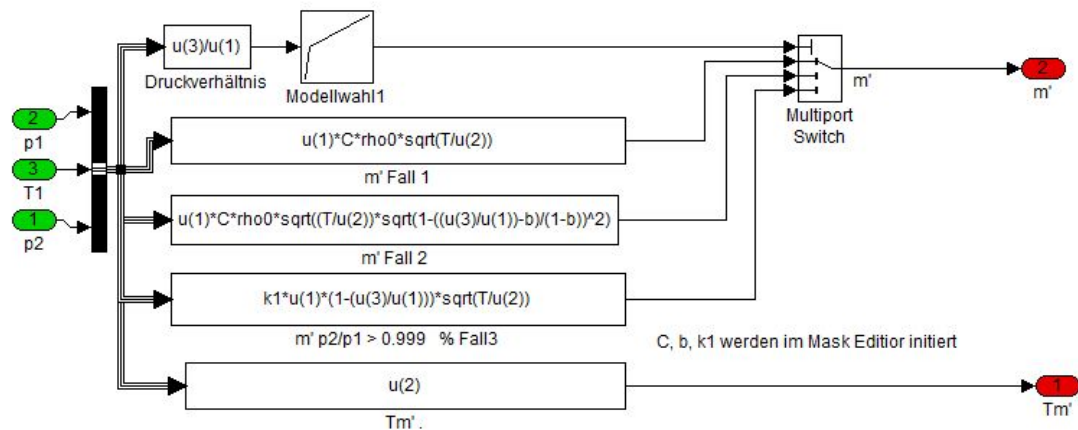


Abbildung 4.5: Submodell Druckluftleitung

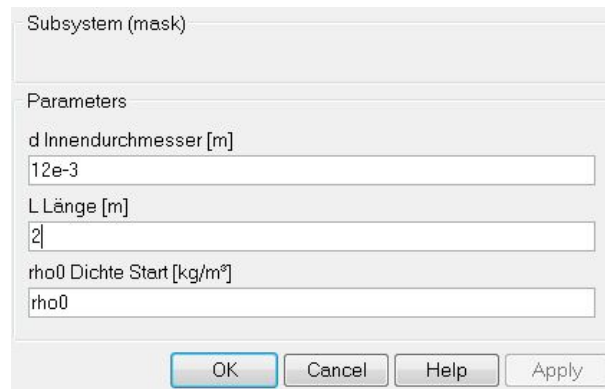


Abbildung 4.6: Maske Druckluftleitung

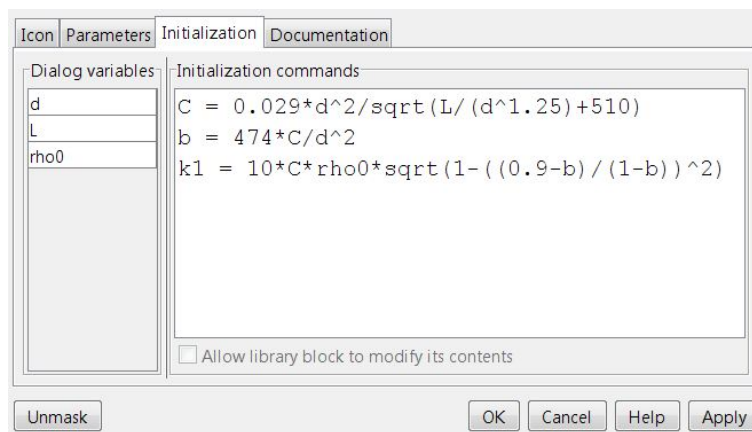


Abbildung 4.7: Mask Editor Druckluftleitung

befindlichen Luft im Anfangszustand  $\rho_0$  notwendig.

Die errechneten Parameter werden dann in der Simulink Umgebung des Systems Leitung verfügbar gemacht, sodass wie im Bild 4.5 auf die entsprechenden Parameter zugegriffen werden kann.

#### 4.3.1.3 Evaluierung

Die Evaluierung des Systems Leitung erfolgt mittels eines Versuchs bei welchem folgende Annahmen getroffen wurden:

- Der Ausgangsdruck  $p_2$  wird konstant gehalten
- Der Eingangsdruck  $p_1$  wird gesteigert
- Die Eingangstemperatur  $T_1$  wird konstant gehalten

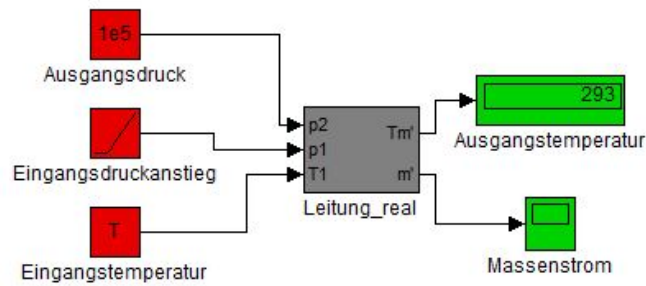


Abbildung 4.8: Verifikation der Leitung - Aufbau

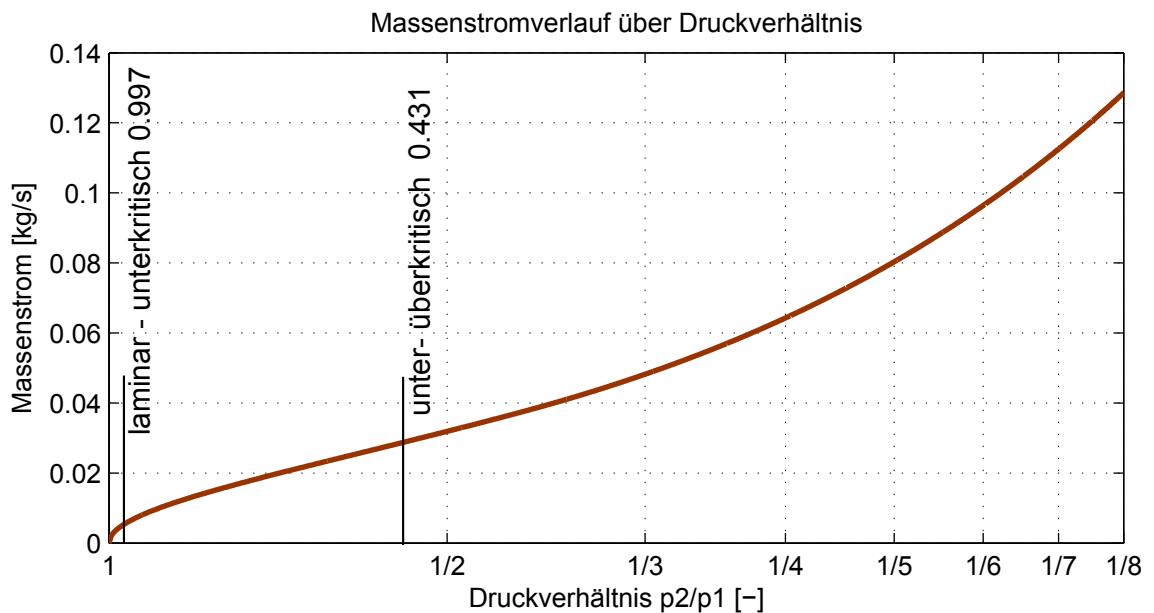


Abbildung 4.9: Verifikation der Leitung - Ergebnis - Diagramm

Abbildung 4.8 zeigt den Aufbau des Versuchs zur Verifikation der Leitung. Der Ausgangsdruck  $p_2$  wird konstant mit 1 bar mittels einem *Constant Block* angegeben. Der Eingangsdruck von 1 bar auf 8 bar gesteigert. Die Eingangstemperatur wird konstant bei Umgebungstemperatur gehalten. Die Länge der Leitung wird mit 2m angenommen. Der Durchmesser bei dieser Evaluierung wird mit 12mm festgelegt.

Die Ergebnisse werden mittels eines *Display Block* für die Temperatur, und mittels eines *scope* für den Massenstrom ausgegeben. Bei der Temperatur wird ein konstanter Ausgangswert erfolgen daher kann der *Display Block* eingesetzt werden. Beim Massenstrom wird eine zeitliche Veränderung eintreten, daher werden die Ergebnisse mittels

eines *Scopes* aufgezeichnet.

Die Simulation wird mit dem ode45 (Dormand-Prince) solver ausgeführt und endet bei 6s. Der ode45 solver ist der Standardsolver und für diese Aufgabe gut geeignet, näheres hierzu siehe [9].

Abbildung 4.9 zeigt die Ergebnisse der Simulation. Aufgetragen ist der Massenstrom über das logarithmische Druckverhältnis. Bei einem Druckverhältnis von 0,997 ist die Umschaltung zwischen laminaren und unterkritischen Fall. Bei einem Druckverhältnis von 0,4317 ist die Umschaltung zwischen unterkritischem und überkritischem Fall. Der Verlauf ist in diesen Punkten stetig und zeigt keine Sprünge auf. Die Evaluierung zeigt plausible Ergebnisse, weitere Validierung erfolgt mittels eines Systemaufbaus Speicher-Leitung-Speicher siehe Kapitel 4.3.3.

### 4.3.2 Druckspeicher

In diesem Kapitel wird die Modellierung eines Speichers für die Druckluft beschrieben. Allgemeine Grundlagen über den Aufbau und die Funktion sind Kapitel 3 zu entnehmen. Dieses Volumenmodell wird für beinahe jedes aufgebaute Modell als Bauelement verwendet.

#### 4.3.2.1 Physikalische Grundlagen

Die physikalischen Grundlagen sind aus Kapitel 4.1.1.3 abgeleitet und werden hier nochmals angeführt um der Modellierung besser folgen zu können.

Die Druckänderung wird mittels folgender Gleichung errechnet:

$$\dot{p} = \frac{\kappa \cdot R}{V} \cdot \dot{m} \cdot T_{in} - (\kappa - 1) \cdot \frac{\dot{Q}}{V} \quad (4.25)$$

Der Wärmetransport ergibt sich zu:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot \Delta T \quad (4.26)$$

Die Temperaturänderung im Volumen wird durch folgende Gleichung errechnet:

$$\dot{T} = \frac{1}{m_{sys}} \cdot (\kappa \cdot T_{in} \cdot \dot{m}_{in} - \kappa \cdot T \cdot \dot{m}_{out} - \frac{\alpha \cdot A \cdot \Delta T}{c_v} - \dot{m} \cdot T) \quad (4.27)$$

#### 4.3.2.2 Modellierung

Das Volumen wird definiert über:

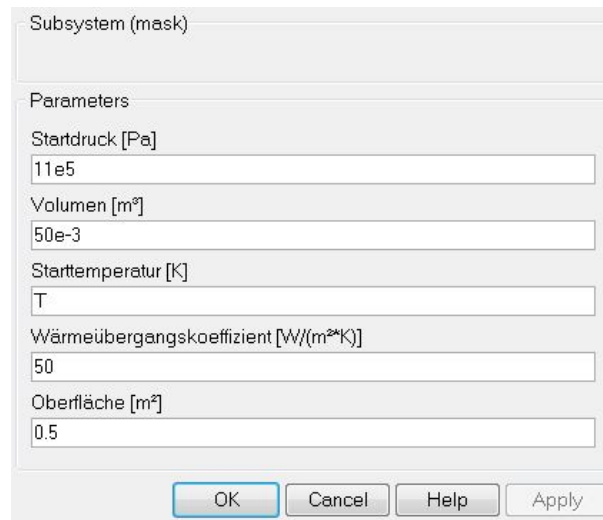


Abbildung 4.10: Maske Volumen

- Den Startdruck zu Beginn der Simulation
- Den Inhalt des Volumens
- Die Starttemperatur
- Den Wärmeübergangskoeffizient
- Die Oberfläche des Volumens

Diese Parameter werden über eine Maske definiert und somit dem Modell verfügbar gemacht. Die Eingabemaske wird in Bild 4.10 dargestellt. Es können die oben genannten Parameter editiert werden.

In Abbildung 3.12 ist das Modell des Volumens dargestellt. Die **Eingangsgrößen** bestehen aus der Temperatur  $T_{m'_{ein}}$ <sup>4</sup> des einströmenden Massenstroms, dem einströmenden Massenstrom  $m'_{ein}$  und dem ausströmenden Massenstrom  $m'_{aus}$ .

Die **Ausgangsgrößen** bestehen aus dem Druck  $p_v$  welcher im Volumen herrscht und der Temperatur  $T_v$  der Luft im Volumen.

Der Aufbau des Volumen Systems wird in Abbildung 4.12 dargestellt. Die Eingangsgrößen werden grün dargestellt und die Ausgangsgrößen sind rot hinterlegt. Für die Umsetzung der im vorhergehenden Kapitel beschriebenen Zusammenhänge werden die notwendigen Größen in einem *bus creator* gesammelt und für die nachfolgenden *Fcn* Blöcke verfügbar gemacht. In jenen Blöcken wird der physikalische Zusammenhang realisiert. Die Integration der zeitlichen Ableitungen liefert die gewünschten Ausgangsgrößen. Die Integratoren wurden mit den entsprechenden Anfangswerten versehen und die physikalischen Grenzen wurden festgelegt um numerische Stabilität zu gewährleisten.

<sup>4</sup> $m'$  entspricht dem Massenstrom  $\dot{m}$  wird jedoch hier aus Darstellungsgründen in Simulink verwendet

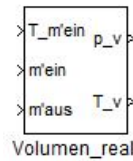


Abbildung 4.11: Volumen Modell

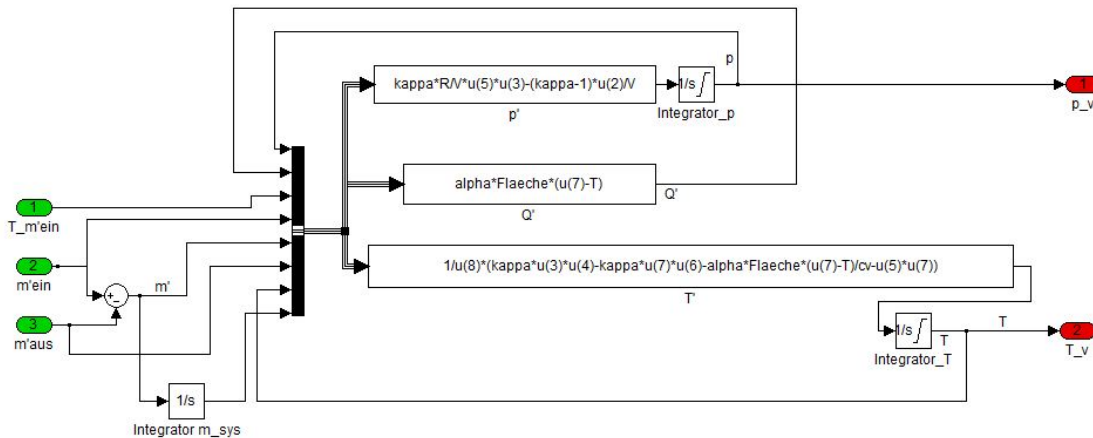


Abbildung 4.12: Volumen Subsystem

Die Temperatur des einströmenden Massenstroms wird direkt an den *Bus Creator* weitergegeben. Die Massenströme die ins Volumen hineinströmen bzw. herausströmen werden ebenfalls direkt an den *Bus Creator* weitergegeben. Mittels eines *sum block* wird die Differenz aus zu- und abfließenden Massenströmen errechnet und dieser Wert wird an den *Bus Creator* weitergegeben. Die Masse im System wird mit einem Integrator errechnet welcher die Änderung der Masse im Volumen aufintegriert und diesen Wert an den *Bus Creator* weitergibt. Der Anfangswert dieses Integrators errechnet sich aus den Anfangsbedingungen welche in der Maske (Abbildung 4.10) vor Beginn der Simulation eingegeben wurden. Der Startwert des Integrators für den Druck wird ebenfalls durch dem zuvor eingegebenen Startdruck festgelegt, genauso wie der Startwert für den Integrator der Temperatur.

#### 4.3.2.3 Evaluierung

Die Evaluierung des Systems Druckspeicher wurde mit folgenden Annahmen durchgeführt:

- Konstante Eingangstemperatur

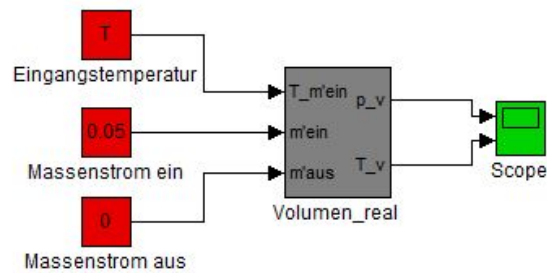


Abbildung 4.13: Volumen Subsystem

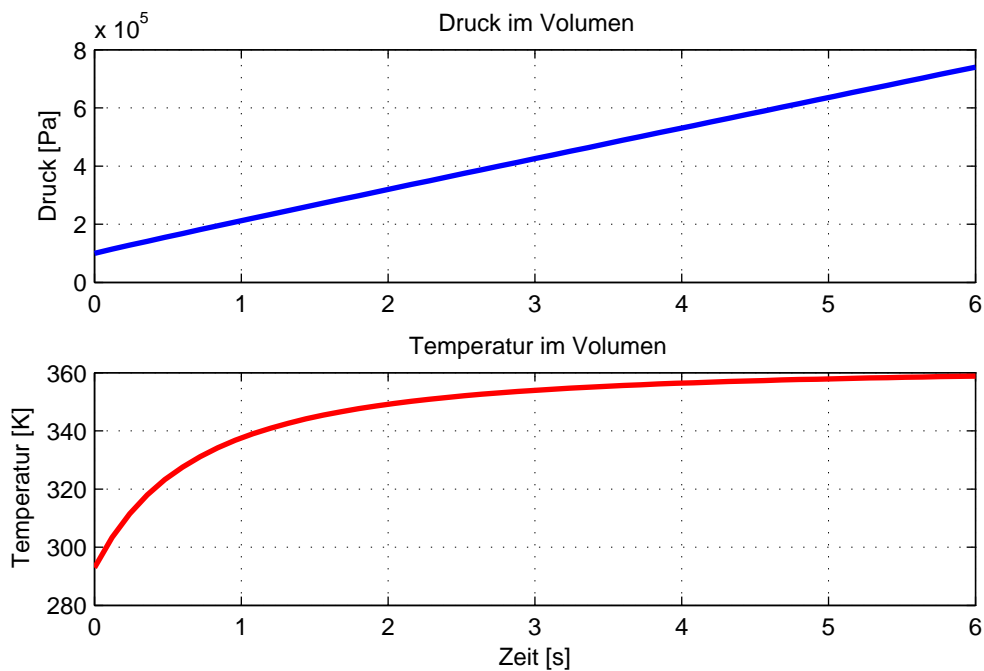


Abbildung 4.14: Volumen Subsystem

- Konstanter Massenstrom in das Volumen
- Kein Massenstrom aus dem Volumen

Abbildung 4.13 zeigt den Aufbau zur Verifikation des Volumens. Die Eingangstemperatur  $T_{m'ein}$  wird mittels eines *Constant* Blocks auf Umgebungstemperatur festgelegt. Der Massenstrom in das Volumen  $m'ein$  wird mit 0,05 kg/s festgesetzt. Der ausströmende Massenstrom  $m'aus$  wird auf null gesetzt. Die Ausgangsgrößen  $p_v$  und  $T_v$  werden mittels eines Scopes aufgezeichnet.

Der verwendete Solver ist wiederum ode45 und die Simulationszeit beträgt 6s.

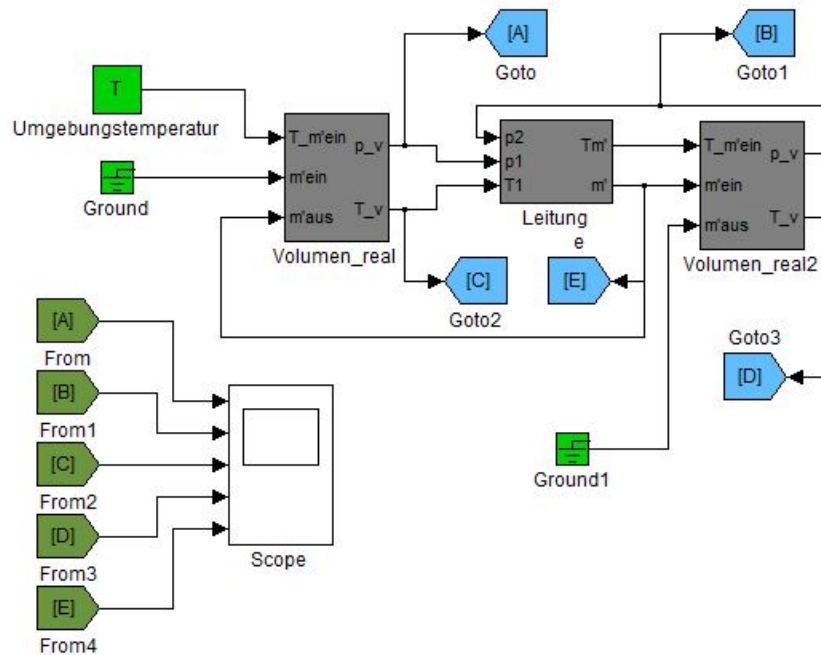


Abbildung 4.15: Aufbau System Speicher-Leitung-Speicher

Der aufgezeichnete Druck- und Temperaturverlauf in Bild 4.14 zeigt folgendes:

- Der Druck im Volumen steigt innerhalb der Zeit von 6s von dem Startdruck auf ca. 6,5 bar
- Die Temperatur im Volumen steigt anfangs stark an, nähert sich dann einem Maximum von rund 360 K

Da ein konstanter Massenstrom in das Volumen fließt ist es plausibel dass der Druck beinahe linear steigt. Der Temperaturverlauf ist ebenfalls plausibel, da ab einer Temperatur von rund 340 K, Wärme in vermehrten Ausmaß abgegeben werden kann. Weitere Validierung siehe Kapitel 4.3.3.

### 4.3.3 System Speicher-Leitung-Speicher

Zum Zweck der Validierung der Modelle Leitung und Volumen soll folgender Versuch durchgeführt werden:

Ein Speichervolumen mit einem hohen Anfangsdruck und einer gewissen Starttemperatur soll mittels einer Leitung mit einem zweiten Volumen verbunden werden. Eine Simulation soll gestartet werden und das Verhalten der Drücke, Massenströme und Temperaturen auf Plausibilität überprüft werden.



Abbildung 4.15 zeigt den Aufbau des Systems in der Simulink Umgebung. Die grau hinterlegten Blöcke sind die Volumenmodelle und das Leitungsmodell. Der Druck des linken Volumens  $p_v$  ist der Eingangsdruck  $p1$  der Leitung, der Druck im rechten Volumen  $p_v$  ist der Ausgangsdruck der Leitung  $p2$ . Die Temperatur des linken Volumens  $T_v$  ist die Eingangstemperatur in die Leitung  $T1$ . Die Temperatur des ausströmenden Massenstroms aus der Leitung  $Tm'$  ist die Eingangstemperatur ins rechte Volumen  $T_{m' \text{ ein}}$ . Als Eingangsgröße  $T_{m' \text{ ein}}$  ins linke Volumen wird mittels eines *Constant Blocks* die Umgebungstemperatur festgelegt. Der Massenstrom in das linke Volumen  $m' \text{ ein}$  wird mittels eines *Ground Blocks* auf Null gesetzt, ebenso wie der Massenstrom aus dem rechten Volumen  $m' \text{ aus}$ . Massenströme können dennoch in beide Richtungen auftreten, da der Massenstrom aus der Leitung  $m'$  das Vorzeichen wechseln kann.

Die zu untersuchenden Größen werden mittels *Goto* Blöcken und *From* Blöcken an das Scope weitergegeben. Dies dient der Übersichtlichkeit, da sonst sehr viele sich kreuzende Leitungen im Modell auftreten würden.

Für die Simulation wurden folgende Parameter verwendet:

- Volumen des linken Volumens: 50 l
- Startdruck des linken Volumens: 11 bar
- Starttemperatur des linken Volumens: 293 K
- Wärmeübergangskoeffizient des linken Volumens  $50 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$
- Oberfläche des linken Volumens:  $0,5 \text{ m}^2$
- Das Rechte Volumen entspricht dem linken, der einzige Unterschied ist dass der Startdruck mit 1 bar festgelegt wurde.
- Länge der Leitung: 2 m
- Innendurchmesser der Leitung: 18 mm
- Startdichte der Luft in der Leitung:  $1,225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Die Simulationszeit beträgt 1,5 Sekunden und es wurde der ode45 solver eingesetzt. Des weiteren wurde die maximale Schrittweite der Simulation auf 0,002 Sekunden festgelegt um eine ausreichend genaue zeitliche Auflösung zu erhalten.

Die aufgezeichneten Ergebnisse der Simulation werden in Bild 4.16 dargestellt. Die Diagramme zeigen die Verläufe der Drücke, Temperaturen und des Massenstroms über die Simulationszeit.

Der Druck im linken Volumen nimmt zu Beginn der Simulation, wenn der größte Druckunterschied herrscht, rasch ab und pendelt sich dann bei rund 6 bar ein. Der Druck im rechten Volumen nimmt zu Beginn rasch zu und nähert sich einen konstanten Druck von rund 6 bar. Dies ist plausibel da sich der Druck in beiden Volumen nach der Zeit angleicht.

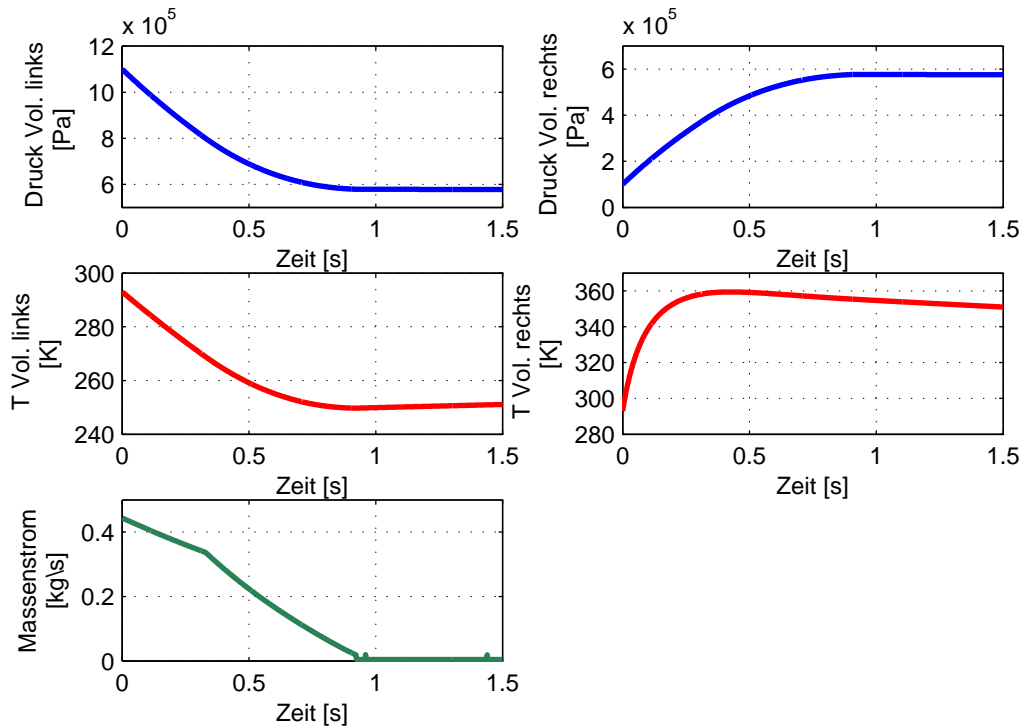


Abbildung 4.16: Simulationsergebnisse Speicher-Leitung-Speicher

Die Temperatur im linken Volumen nimmt zu Beginn des Überströmvorganges rasch ab und steigt nach ca. 0,7 s wieder leicht. Umgekehrt verhält es sich im rechten Volumen, dort nimmt die Temperatur anfangs rasch zu, und nachdem das Maximum erreicht wurde, wieder langsam ab. Dieses Ergebnis ist ebenfalls plausibel da sich die Temperaturen durch das ein- bzw. ausströmen der Druckluft ändern. Die Annäherung an die Umgebungstemperatur erfolgt wegen der Wärmeübertragung der Behälter an die Umgebung.

Der Massenstrom vom linken Behälter in den rechten nimmt mit der Zeit ab. Im Diagramm sind zwei Knicke ersichtlich, welche durch das Umschalten der Leitung auf einen anderen Strömungsfall zu erklären sind. Siehe auch Kapitel 4.3.1.

#### 4.3.4 Bremswertgeber

Der Bremswertgeber errechnet aufgrund der Pedalstellung die Soll drücke für die Achsmodulatoren. Die Modellierung dieses Systems war notwendig da kein Modell des EBS-Steuergeräts verfügbar ist. In einer Gesamtfahrzeugsimulation werden die Soll drücke vom EBS-Steuergerät vorgegeben.

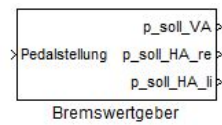


Abbildung 4.17: Modell des Bremswertgebers

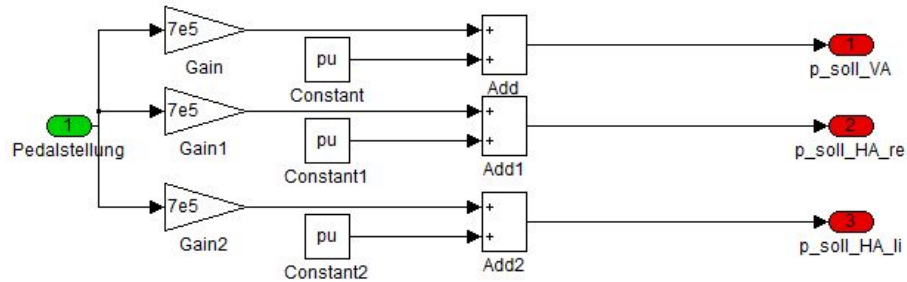


Abbildung 4.18: Aufbau des Bremswertgebers

#### 4.3.4.1 Physikalische Grundlagen

Die physikalischen Grundlagen des Bremswertgebers basieren auf einem linearen Zusammenhang. Die Solldrücke werden linear abhängig von der Bremspedalstellung errechnet.

#### 4.3.4.2 Modellierung

Der Bremswertgeber wurde stark vereinfacht um ein Modell zur Verfügung zu haben welches in der Simulation des pneumatischen Gesamtsystems eingesetzt werden kann.

In Abbildung 4.17 ist das Modell des Bremswertgebers ersichtlich. Die Eingangsgröße ist die Bremspedalstellung. Die Ausgangsgrößen sind die Solldrücke für den Vorderachsmulator  $p_{soll\_VA}$ , für den Hinterachsmulator links  $p_{soll\_HA\_li}$  und rechts  $p_{soll\_HA\_re}$ .

In Abbildung 4.18 ist das Submodell des Bremswertgebers ersichtlich. Aus der Pedalstellung, welche Werte zwischen 0 und 1 annehmen darf, werden die verschiedenen Solldrücke errechnet. Da dies für alle drei Solldrücke in gleicher Weise erfolgt, wird hier nur ein Pfad beschrieben. Die Pedalstellung wird mit einem *Gain Block* multipliziert und über einen *Add Block* wird der Umgebungsdruck hinzuaddiert.

#### 4.3.4.3 Evaluierung

Eine Evaluierung erfolgte mittels Display Blöcken und lieferte plausible Ergebnisse. Bei Pedalstellung 0, sind die Solldrücke gleich den Umgebungsdruck. Bei Werten zwischen 0 und 1 liefert der Bremswertgeber Solldrücke zwischen Umgebungsdruck und 8 bar.

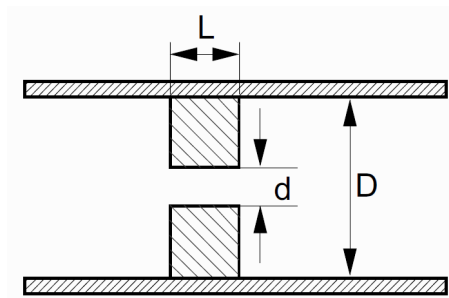


Abbildung 4.19: Schematischer Aufbau pneumatischer Widerstand [2]

### 4.3.5 Ventil

Da in den Bauteilen des elektronischen Bremssystems häufig Ventile eingesetzt werden mussten diese auch modelliert werden.

#### 4.3.5.1 Physikalische Grundlagen

Da Messungen über den Verlauf von dem kritischen Druckverhältnis  $b$  und des Pneumatischen Leitwertes  $C$  nicht möglich sind, müssen diese angenähert werden.

Das pneumatische Modell entspricht dem einer Drossel, siehe auch Kapitel 4.1.1.2. Das kritische Druckverhältnis lässt sich laut [2] nach folgender Gleichung berechnen:

$$b = 0,41 + 0,272 \cdot \sqrt{\frac{d}{D}} \quad (4.28)$$

Der Pneumatische Leitwert ist veränderlich und lässt sich laut [2] folgendermaßen berechnen:

$$C = 0,128 \cdot d^2 \quad (4.29)$$

Wobei hier zu beachten ist dass der charakteristische Durchmesser  $D$ , der innere Durchmesser  $d$  und die Länge der Verengung in mm anzugeben sind. Der pneumatische Leitwert hat dann die Einheit  $[\text{dm}^3/(\text{s} \cdot \text{bar})]$  und muss noch auf SI-Einheiten zurückgerechnet werden.

Stationäre Berechnungen mit einem Ventil sind relativ einfach zu berechnen. Um jedoch dynamisch öffnende und schließende Ventile simulieren zu können ist es notwendig ein geeignetes Modell zu finden. Für ein detailliertes Simulationsmodell eines Magnetventils wäre es notwendig den Elektromagneten, die mechanischen Teile und im Falle eines vorgesteuerten Magnetventils das gesamte Hauptventil zu modellieren. Massen, Reibungen

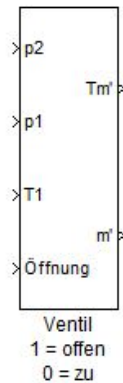


Abbildung 4.20: Ventil Modell

und interne Volumen der sich öffnenden Ventile wären zu berücksichtigen. Dies überschreitet bei Weitem den vorgegebenen Rahmen, daher wurde ein Modell gewählt für welches weniger Parameter gebraucht werden.

Die Öffnung des Ventils wird mit einem Totzeitglied und einer Transferfunktion (PT1 Glied) angenähert. Laut [2] (Seite 181 - 183) entspricht dies in etwa dem realen Öffnungsverhalten eines Magnetventils.

#### 4.3.5.2 Modellierung

Abbildung 4.20 zeigt das Modell des Ventils in der Simulink Umgebung. Die Eingangsgrößen sind ähnlich wie bei dem Leitungsmodell. Der Druck vor dem Ventil  $p1$  und der Druck nach dem Ventil  $p2$  sind im Ventilblock die obersten Eingangsgrößen. Die Eingangstemperatur  $T1$  und die Öffnung des Ventils sind die beiden unteren Eingangsgrößen. Es ist auch noch angemerkt das der Wert von 1 einem offenen Ventil, und der Wert 0 einen geschlossenen Ventil entspricht. Die Ausgangsgrößen sind der Massenstrom durch das Ventil und die Austrittstemperatur des Massenstroms.

In der Abbildung 4.21 ist der Aufbau des Ventils in der Simulink Umgebung zu sehen. Das Modell basiert auf einer Drossel womit die 3 Fallunterscheidungen zu erklären sind. Der grau hinterlegte Block ist eine *Embedded Matlab Function* und errechnet aus dem Druckverhältnis und dem kritischen Druckverhältnis den jeweiligen Strömungsfall. Eine ausführliche Beschreibung des Drosselmodells in Simulink ist in Kapitel 4.3.1 ausgeführt. Der große Unterschied ist die Berechnung der Parameter  $b$ ,  $C$  und  $k1$ . Diese werden in einem eigenen Submodell ausgeführt.

Abbildung 4.23 zeigt das Submodell der Parameterberechnung aus Bild 4.21. Aus dem Öffnungsquerschnitt  $A_{offen}$  werden mithilfe der physikalischen Grundlagen die Parameter  $b$ ,  $k1$  und  $C$  errechnet. Das Eingangssignal wird zuvor noch in eine Transferfunktion eingespeist und dann an ein Totzeitglied weitergegeben. Dies bildet das dynamische Ver-

halten des Ventils wieder.

In der Maske des Ventils (Abbildung 4.22) können der maximale Öffnungsquerschnitt, der charakteristische Durchmesser und die Dichte der Luft zum Startzeitpunkt eingegeben werden. Diese Parameter werden an die Simulink Umgebung weitergegeben und können dort aufgerufen werden.

### 4.3.5.3 Evaluierung

Für die Evaluierung des Ventils wurde der Aufbau so gewählt wie in Abbildung 4.24 dargestellt.

Der Eingangsdruck des Ventils wurde mittels eines *Constant Blocks* mit 8 bar, der Ausgangsdruck mit 1 bar vorgegeben. Die Temperatur am Eingang des Ventils wurde mit Umgebungstemperatur angenommen. Die Öffnungsvorgabe wird mit einem *Pulse Generator* vorgegeben.

Die Ergebnisse der Temperatur werden mit einem *Display Block* und jene des Massenstroms mittels eines *Scopes* aufgezeichnet.

Die Ergebnisse der Simulation werden in Bild 4.25 dargestellt. Hier sieht man dass der Massenstrom dem vorgegebenen Sollwert naheht, und sich dann einem Maximum nähert. Das Ergebnis entspricht den Erwartungen und kann mit jenen Ergebnissen aus [2] (Seite 183) gut in Übereinstimmung gebracht werden.

Dieses Modell für elektromagnetische Ventile erfüllt die gewünschten Anforderungen.

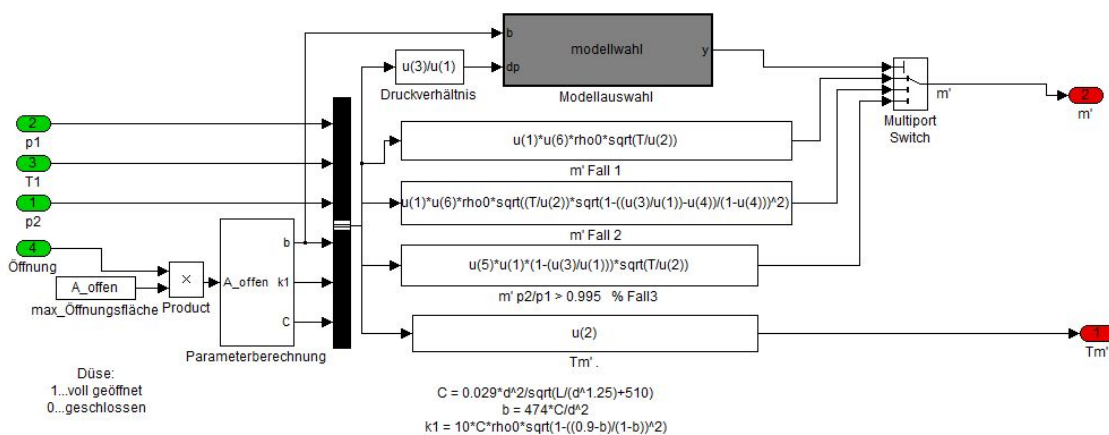


Abbildung 4.21: Aufbau Ventil

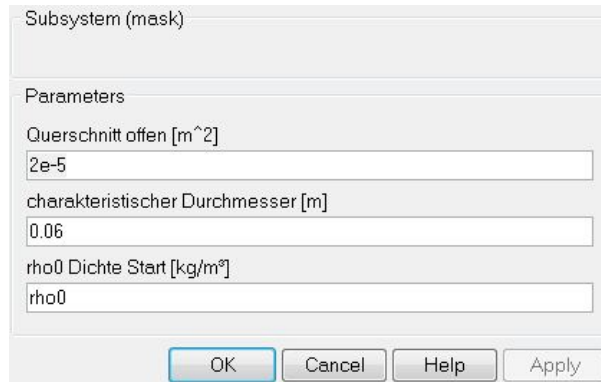


Abbildung 4.22: Maske Ventil

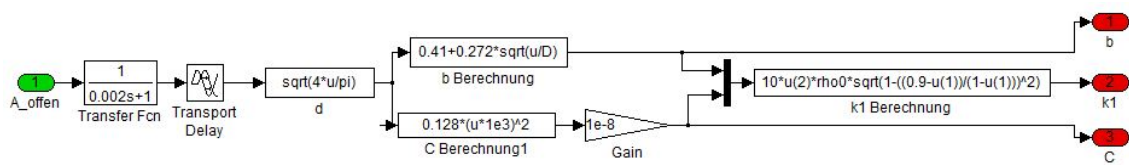


Abbildung 4.23: Parameterberechnung Ventil

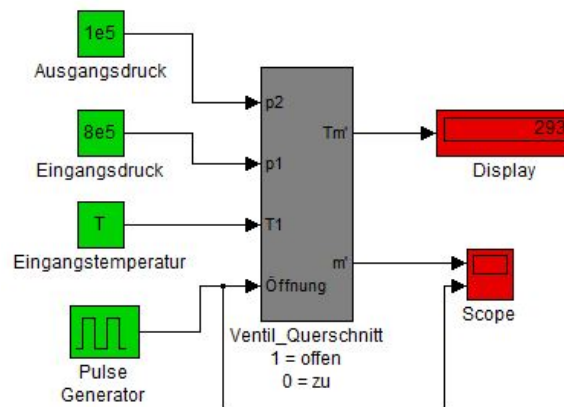


Abbildung 4.24: Verifikation Ventil Aufbau

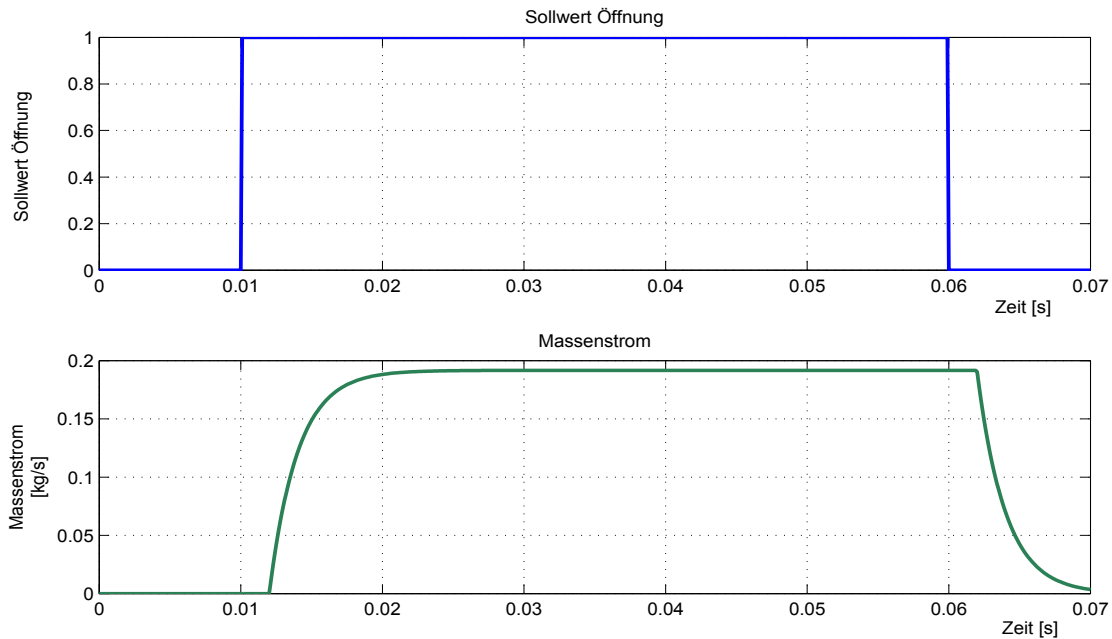


Abbildung 4.25: Verifikation - Ventil - Aufbau

### 4.3.6 ABS Modulator

Die ABS-Modulatoren oder ABS-Magnetregelventile sind an der Vorderachse eingebaut. Das Magnetregelventil ist für den Druckaufbau, das Druckhalten und das Drucksinken im Falle einer ABS-Bremung verantwortlich. Die genaue Funktionsweise und der Aufbau wird in Kapitel 3 erläutert.

#### 4.3.6.1 Physikalische Grundlagen

Die eingeströmte Druckluft wird im normalen Fahrzustand durchgesteuert. Im ABS-Fall schließt das Eingangsventil und lässt keine Luft mehr zu den Bremszylindern durch. Falls die Reifen dennoch blockieren kann über das Auslassventil Druck abgelassen werden. Die Ansteuerung erfolgt vom Zentralmodul des EBS.

#### 4.3.6.2 Modellierung

Die Modellierung des ABS-Modulators erfolgt mittels der zuvor gestalteten Submodelle für Ventile und Volumen.



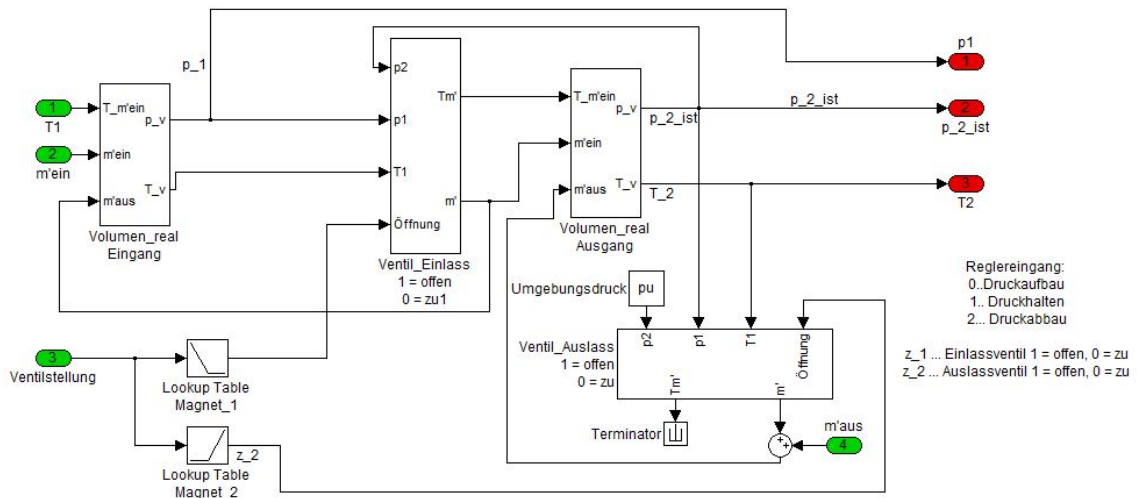


Abbildung 4.27: ABS Ventil - Submodell - Aufbau

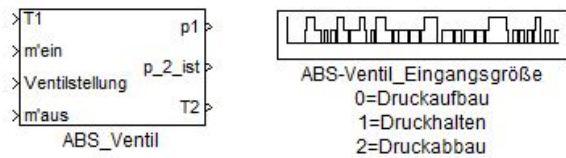


Abbildung 4.26: ABS Ventil - Modell

Abbildung 4.26 zeigt das Modell des ABS-Magnetregelventils wie es in der Simulink Umgebung dargestellt wird. Das Ventil besitzt 4 Eingangsgrößen. Es handelt sich um die Eingangstemperatur  $T1$ , den Massenstrom in das Ventil  $m'cin$ , die Ventilstellung und den Massenstrom aus dem Ventil  $m'aus$ . Die Ausgangsgrößen sind der Eingangsdruck  $p1$ , der Ausgangsdruck  $p_2_ist$  und die Ausgangstemperatur  $T2$ .

Neben dem ABS-Ventil ist ein Eingangsblock zu sehen welcher die Signale für die Ventilstellung bereithält. Es handelt sich um einen *repeat sequence stair* Block welcher die vorgegebenen Signale immer wiederholt. Der Ausgang 0 bedeutet dass das ABS-Ventil den Druckaufbau ermöglichen soll. Der Wert 1 bedeutet Druckhalten und der Ausgabewert 2 bedeutet Druckabbau.

Das Submodell, welches sich unter des in Abbildung 4.26 dargestellten Systems befindet, ist in Bild 4.27 dargestellt. Hierauf sind wieder die Eingangsgrößen grün hinterlegt und die Ausgangsgrößen rot. Erkennbar sind die Blöcke der Ein- und Ausgangsvolumen, sowie die beiden Blöcke der Magnetventile.

Die Ventilstellung wird über zwei *Lookup Table* in einen Sollöffnungswert für die beiden Magnetventile umgewandelt. Hier entspricht die Ventilstellung 0 einem vollständig geöff-

neten Einlassventil und einem geschlossenen Auslassventil. Die Ventilstellung 1 gibt ein geschlossenes Ein- und Auslassventil. Bei dem Eingangswert 2 aus der Ventilstellung ist das Einlassventil geschlossen und das Auslassventil geöffnet.

Die Eingangstemperatur  $T_1$  und der Massenstrom ein  $m'_{ein}$ <sup>5</sup> wird an das Eingangsvolumen übergeben. Der Massenstrom aus dem Volumen wird von Einlassventil bezogen. Die Ausgangsgrößen  $p_v$  und  $T_v$  werden an das Einlassventil übergeben. Zusätzlich wird der Druck im Eingangsvolumen als Ausgangssignal weitergegeben.

Das Einlassventil errechnet aus den Drücken vor und nach dem Ventil, der Eingangstemperatur sowie dem Sollwert der Öffnung den Massenstrom aus dem Einlassventil  $m'$  und die Temperatur des ausströmenden Massenstroms  $T_{m'}$ . Diese beiden Größen werden wiederum an das Ausgangsvolumen weitergegeben.

Das Ausgangsvolumen gibt den Druck im Ausgangsvolumen und dessen Temperatur wieder. Diese werden als Ausgangsgrößen (rot) ausgegeben. Der ausströmenden Massenstrom wird vom Auslassventil bezogen, zu diesem Massenstrom wird noch die Eingangsgröße  $m'_{aus}$  hinzugezählt. Der Massenstrom  $m'_{aus}$  ist jener welcher über die nachfolgende Leitung abgeführt wird. Der Druck im Volumen  $p_v$  und die Temperatur  $T_v$  dienen der Berechnung der zu- und abfließenden Massenströme.

Das Auslassventil hat am Auslass den Umgebungsdruck  $p_u$  anliegen welcher von einem *Constant Block* aus dem Init-File bezogen wird. Der Eingangsdruck  $p_1$  ist der Druck im Ausgangsvolumen und die Eingangstemperatur ist die Temperatur im Ausgangsvolumen. Die Temperatur der abgeführten Druckluft wird an einen *Terminator* Block übermittelt, dies geschieht um Fehlermeldungen während der Simulation zu vermeiden.

#### 4.3.6.3 Evaluierung

Für die Evaluierung des ABS-Modulators wurde eine Simulation erstellt. Um ein solches System evaluieren zu können, wurde auf bereits modellierte Systeme zurückgegriffen. In Abbildung 4.28 wird der Aufbau des Systems dargestellt. Das ABS-Ventil wird von einem Kompressor über eine Leitung angespeist. Der Ausgang des Ventils wird über eine Leitung mit einem Volumen verbunden. Die Parameter wurden aus Messungen an einem Fahrzeug abgeleitet, die nicht direkt messbaren Parameter wurden anhand von Anhaltswerten abgeschätzt.

---

<sup>5</sup>diese Darstellung von  $m'$  ist aus Darstellungsgründen gewählt da ein  $\dot{m}$  in Simulink nicht darstellbar ist

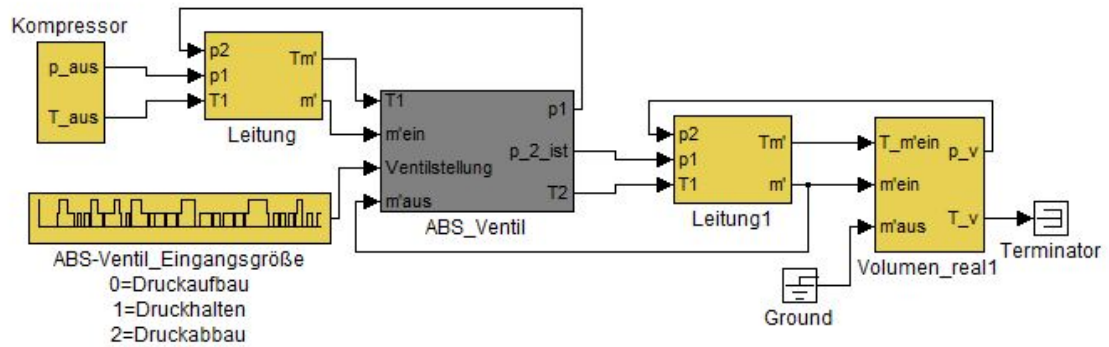


Abbildung 4.28: ABS-Verifikation Aufbau

Der **Kompressor** wurde folgendermaßen parametrisiert:

- Der Ausgangsdruck beträgt konstant 10 bar.
- Die Ausgangstemperatur beträgt konstant 293 K.

Die **Leitung** zum ABS-Ventil wurde folgendermaßen parametrisiert:

- Der Innendurchmesser beträgt 10 mm.
- Die Länge beträgt 2 m.
- Die Dichte am Start ist  $1,225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Das **ABS-Ventil** besitzt folgende Parameter:

- Eingangsvolumen Startdruck = 1 bar
- Eingangsvolumen Inhalt = 0,5 Liter
- Eingangsvolumen Starttemperatur = 293 K
- Eingangsvolumen Wärmeübergangskoeffizient =  $50 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$
- Eingangsvolumen Oberfläche =  $0,01 \text{ m}^2$
- Einlassventil Querschnitt =  $2 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$
- Einlassventil charakteristischer Durchmesser 0,06 m
- Einlassventil Startdichte =  $1,225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Das Ausgangsvolumen besitzt idente Parameter wie das Eingangsvolumen
- Das Auslassventil besitzt die gleichen Parameter wie das Einlassventil.

Die **Leitung** ausgangsseitig wurde folgendermaßen parametrisiert:

- Der Innendurchmesser beträgt 10 mm.

- Die Länge beträgt 0,5 m.
- Die Dichte am Start ist  $1,225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Das **Volumen** wurde folgendermaßen parametrisiert:

- Startdruck = 1 bar
- Volumen = 2 Liter
- Starttemperatur = 293 K
- Wärmeübergangskoeffizient =  $50 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$
- Oberfläche =  $0,5 \text{ m}^2$

Der Eingang der Ventilstellung des ABS-Ventils wurde über eine *RepeatingSequenceStair* angebunden. Diese besitzt eine *Samplettime* von 0,01 s. Das heißt dass jede hundertstel Sekunde der Wert um einen Schritt weiter ausgegeben wird.

Die Simulation wurde mit dem Solver ode45 durchgeführt und nach 0,5 Sekunden beendet. Die maximale Schrittweite wurde auf 0,001 s begrenzt.

In Abbildung 4.29 sind die Simulationsergebnisse der Validierung zusammengefasst.

Der Sollwert der **Ventilstellung** wird zu Beginn auf Null gehalten, dies entspricht einer Öffnung des Einlass- und Schließung des Auslassventils. Der Wert Eins gibt den Sollwert eines geschlossenen Ein- und Auslassventils wieder. Falls der Wert Zwei angegeben wird entspricht dies einen geöffneten Auslass- und geschlossenen Einlassventil.

Der **Massenstrom aus dem Ventil** steigt zu Beginn der Simulation stark an da das Einlassventil geöffnet wird und somit Druckluft durch das Ventil strömen kann. Zu einem Zeitpunkt des Druckhaltens (Ventilstellung 1) sieht man zum Beispiel bei der Simulationszeit von 0,25 Sekunden das kein Massenstrom aus dem Ventil in die Leitung strömen kann. Bei einem geöffneten Auslassventil, und geschlossenen Einlassventil (Simulationszeit 0,2 s) ist ein negativer Massenstrom erkennbar. Dies bedeutet dass Druckluft vom Volumen durch das Auslassventil in die Umgebung entweicht.

Der **Massenstrom in das Ventil** ist zu Beginn am Höchsten und ist wenn das Einlassventil geschlossen ist gleich Null. Ein Rückfluss ist hier aufgrund der Druckverhältnisse nicht zu erwarten.

Der **Druck am Eingang** baut sich anfangs auf, dies ist weil vom Kompressor ein höherer Druck zu Verfügung gestellt wird als im Eingangsvolumen herrscht. Zwischenzeitlich fällt der Druck öfters geringfügig ab, da aus dem Eingangsvolumen Druckluft entnommen wird.

Der **Druck am Ausgang** baut sich anfangs (Einlassventil geöffnet) auf, nimmt bei geöffneten Auslassventil ab und bei geschlossenen Ein- und Auslassventil verändert er sich nur geringfügig. Das ist dadurch erklärbar dass sich der Druck im Ausgangsvolumen und jener in dem nachgeschalteten Volumen angleichen.

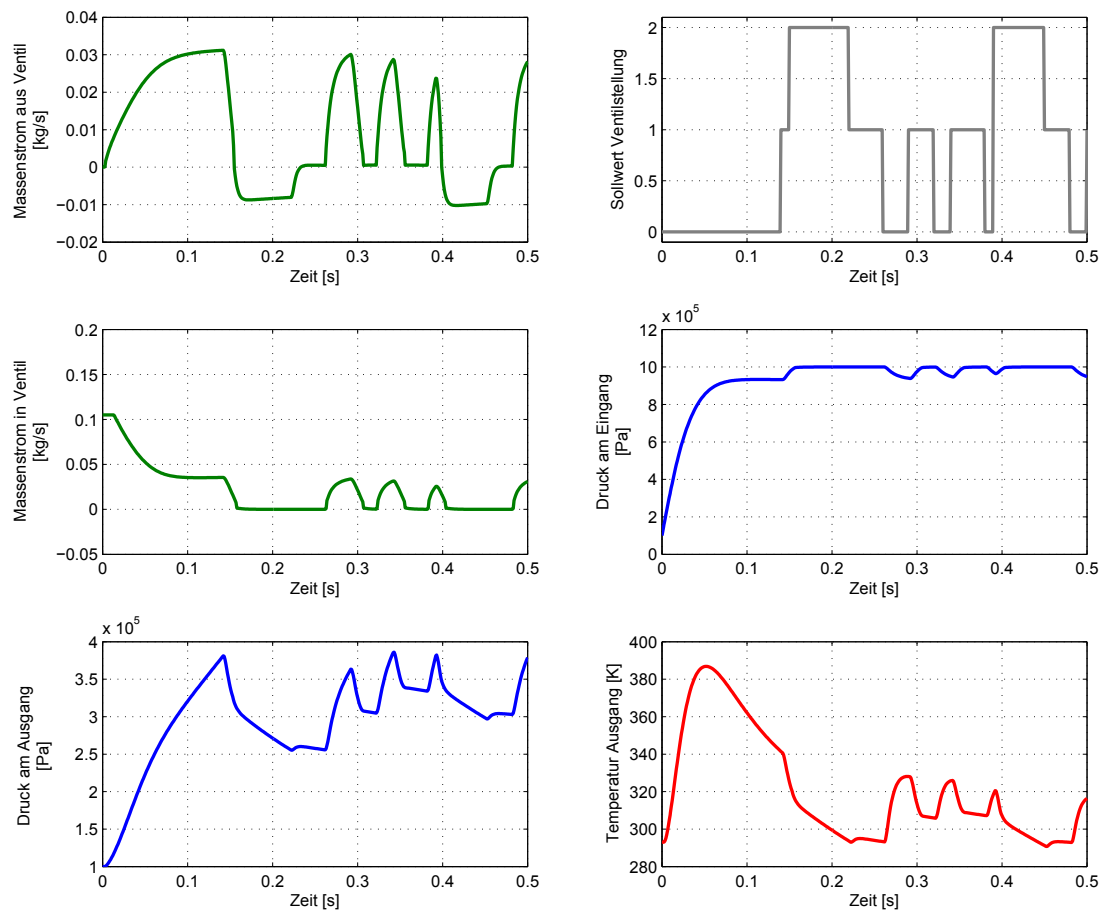


Abbildung 4.29: ABS-Verifikation Simulationsergebnisse

Die **Temperaturänderungen am Ausgang** sind nachvollziehbar, da einströmende Masse zu einer Temperaturerhöhung führt und umgekehrt.

Die Simulation für die Verifikation des ABS-Ventils liefert plausible Ergebnisse.

### 4.3.7 Achsmodulator

Die Achsmodulatoren sind für den Druckaufbau im Bremssystem zuständig. Er ist ähnlich aufgebaut wie der ABS-Modulator, kann jedoch den Ausgangsdruck regeln. Er erhält über den CAN-Bus einen Solldruck auf welchen möglichst schnell hingeregelt werden soll. Zu diesem Zweck enthält der Achsmodulator neben den Ventilen auch noch einen Regler welcher den Istdruck möglichst dem Solldruck angleicht.

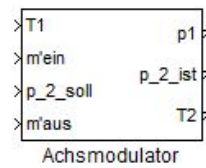


Abbildung 4.30: Achsmodulator Modell

#### 4.3.7.1 Physikalische Grundlagen

Eingangsseitig ist der Achsmodulator mit einem Druckluftbehälter verbunden, welcher vom Kompressor gespeist wird. Ausgangsseitig ist der Vorderachsmodulator mit beiden Vorderachsbremsen verbunden. An der Hinterachse ist meist eine Seite des Fahrzeugs mit einem Modulator verbunden. Ausgangsseitig soll der Achsmodulator den gewünschten Solldruck herstellen. Druckluft kann über ein Einlassventil zugeführt, oder über ein Auslassventil abgeführt werden.

#### 4.3.7.2 Modellierung

Das Simulink Modell ist in Abbildung 4.30 ersichtlich. Der Unterschied zum ABS-Modulator ist eine geänderte Eingangsgröße, welche hier  $p_{2\_soll}$  lautet. Die anderen Ein- und Ausgangsgrößen sind ident mit jenem des ABS-Modulators (Kapitel 4.3.6). Die Eingangsgröße des Solldrucks wird von dem Zentralsteuergerät des elektronischen Bremssystems errechnet und über den CAN-Bus an den Achsmodulator übermittelt.

In Abbildung 4.31 ist der Aufbau des Achsmodulators dargestellt. Er besteht aus folgenden Subsystemen:

- Volumen am Eingang
- Proportionalventil für den Einlass
- Volumen am Ausgang
- Proportionalventil für den Auslass
- Ventilregler

Die Proportionalventile können den Druck im Ausgangsvolumen verändern indem entweder das Einlassventil geöffnet wird während das Auslassventil geschlossen ist, oder umgekehrt. Dies führt zu einer Drucksteigerung oder Drucksenkung im Ausgangsvolumen. Das Einlassventil bezieht die Druckluft vom Eingangsvolumen, welches wiederum mit einer Leitung mit dem Vorratsluftbehälter verbunden ist. Das Auslassventil kann den Druck aus dem Ausgangsvolumen an die Umgebung abgeben. Da dieser Aufbau dem des ABS-Modulators entspricht wird auf 4.3.6 verwiesen.

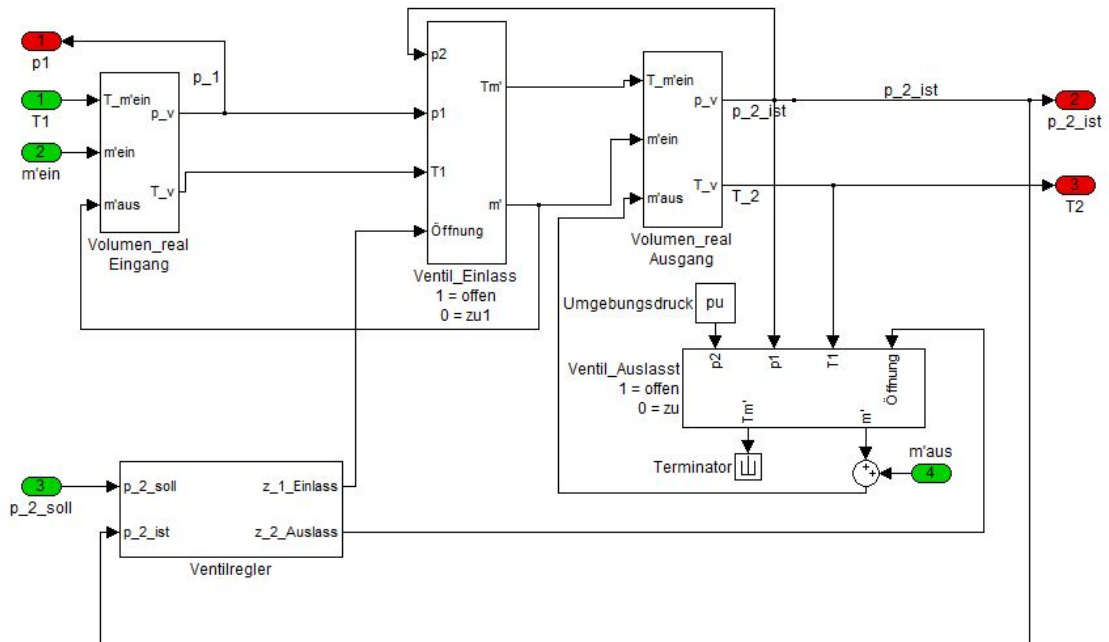


Abbildung 4.31: Achsmodulator Aufbau

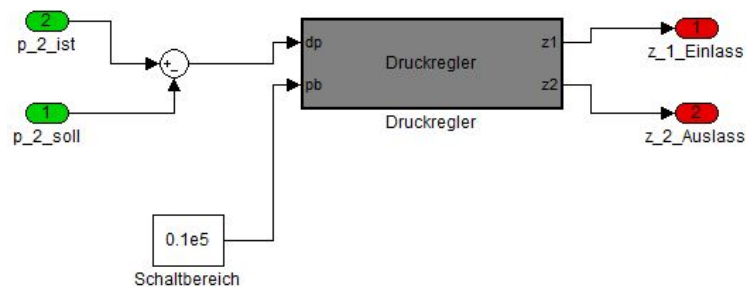


Abbildung 4.32: Regler Achsmodulator Aufbau

Der **Ventilregler** ist für die Regelung des Ausgangsdruckes zuständig. Als Eingangsgrößen besitzt er den Soll- und den Istdruck. Die Ausgangsgrößen sind die Sollwerte für die Öffnungen des Ein- und Auslassventils.

Der in Abbildung 4.32 dargestellte Regler hat die Eingangsgrößen des Istdrucks im Ausgangsvolumen und des vorgegebenen Soll drucks vom EBS-Steuergerät. Die Differenz der beiden Größen wird in einem *Sum Block* errechnet. Der Schaltbereich wird von einem *Constant Block* vorgegeben. Die Ausgangsgrößen sind die Sollvorgaben für die Ventilöffnung der Ein- und Auslassventile.

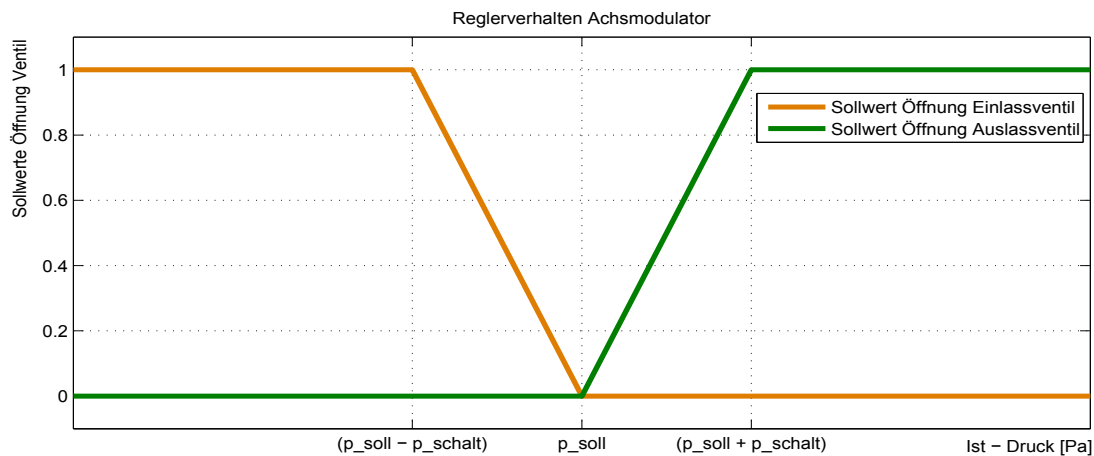


Abbildung 4.33: Regler Achsmodulator mit Proportionalventil Diagramm

Bei dem grau hinterlegten Druckregler handelt es sich um eine *Embedded Matlab Function*. Die in diesem Block hinterlegte Funktion ist in Abbildung 4.34 zu sehen.

Diese Funktion beschreibt den Zusammenhang zwischen den Eingangsvariablen und den Ausgangsvariablen. Zuerst musste eine geeignete Regelung gefunden werden welche den Anforderungen genügen kann. Nach Überlegungen konnte die in Abbildung 4.33 dargestellte Funktion erarbeitet werden. Aufgetragen sind die Öffnungs-Sollwerte der Ventile über den Druck. Bei exaktem Sollruck sind beide Ventile geschlossen. Bei einem Abweichen des Sollruckes gegenüber den Istdruck werden die Ventile angesteuert. Bei einem zu hohen Istdruck gegenüber den Sollruck wird das Auslassventil geöffnet, dies erfolgt linear bis zu einer Abweichung von einem gewissen Schaltbereich. Falls die Abweichung größer ist als jener Schaltbereich wird das Ventil vollständig geöffnet. Umgekehrt funktioniert das Ganze in die andere Richtung. Bei zu geringen Istdruck gegenüber des Sollrucks wird das Einlassventil bis zu der Grenze des Schaltbereichs linear geöffnet und das Auslassventil bleibt geschlossen.

Die in Abbildung 4.34 dargestellte Funktion stellt den gewünschten Zusammenhang aus den Eingangsgrößen und Ausgangsgrößen dar.

Da der Achsmodulator je nach Ausführung sowohl mit Proportionalventilen als auch mit Taktventilen ausgestattet werden kann wurde auch der Fall für einen getakteten Achsmodulator modelliert. Im wesentlichen unterscheidet sich dieser nur durch den Regler der Ventile.

Für die Regelung eines getakteten Achsmodulators wird der Regler welcher die Ventile regelt durch einen anderen ersetzt. Die Kennlinie nach welcher die Ventile geschaltet werden sollen sind in Abbildung 4.35 zu sehen. Dort ist ersichtlich dass die Ventile bis zu einem gewissen Schaltbereich geschlossen bleiben und dann der Sollwert für die Öffnung sprunghaft auf 1 wechselt. In einem gewissen Schaltbereich müssen beide Ventile



```

1  function [z1,z2] = Druckregler(dp , pb)
2
3  - if dp <= -pb
4  -     z1 = 1;
5  -     z2 = 0;
6  - elseif dp > -pb && dp <= 0
7  -     z1 = -dp/pb;
8  -     z2 = 0;
9  - elseif dp > 0 && dp <= pb
10 -     z1 = 0;
11 -     z2 = dp/pb;
12 else
13 -     z1 = 0;
14 -     z2 = 1;
15 end

```

Abbildung 4.34: Regler Achsmodulator mit Proportionalventil Funktion

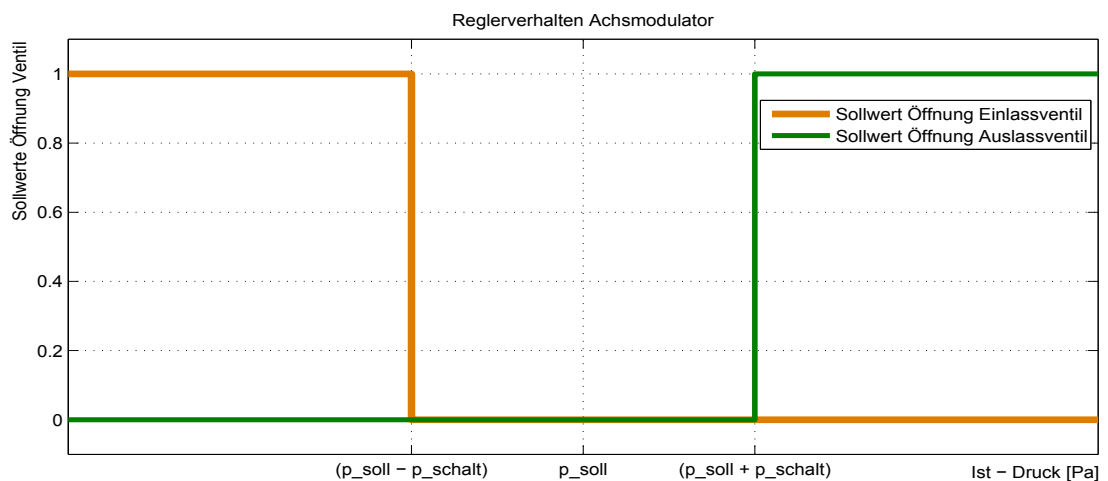


Abbildung 4.35: Regler - Achsmodulator mit Taktventil - Diagramm

geschlossen bleiben da ansonsten keine ausreichende Regelung möglich ist, weil der Sollwert für die Ventile zu stark schwankt.

In Abbildung 4.36 wird der zugehörige Code dargestellt. Es handelt sich wiederum um eine Embedded Matlab Function.

```

1  function [z1,z2] = Druckregler(dp , pb)
2
3  - if dp <= -pb
4  -     z1 = 1;
5  -     z2 = 0;
6  - elseif dp > -pb && dp <=0
7  -     z1 = 0;
8  -     z2 = 0;
9  - elseif dp >0 && dp <= pb
10 -     z1 = 0;
11 -     z2 = 0;
12 else
13 -     z1 = 0;
14 -     z2 = 1;
15 end

```

Abbildung 4.36: Regler - Achsmodulator mit Taktventil - Code

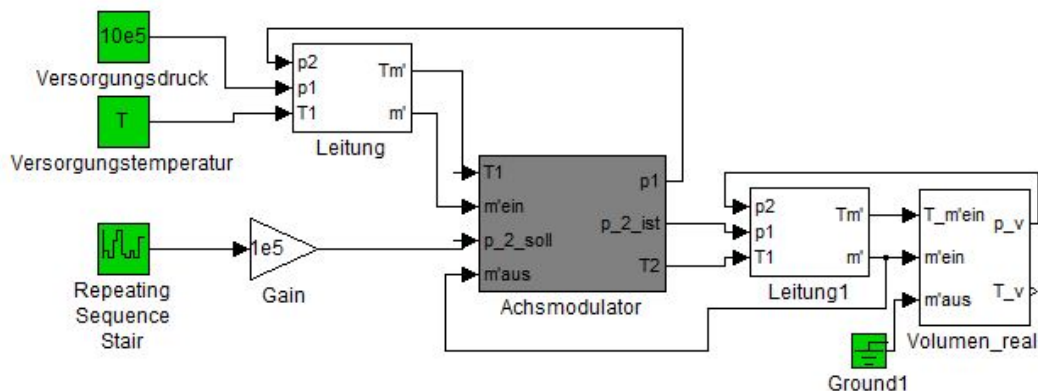


Abbildung 4.37: Aufbau zur Evaluierung des Achsmodulators

#### 4.3.7.3 Evaluierung

Die Evaluierung der beiden Arten der Achsmodulatoren wird in diesem Kapitel behandelt. Für die Evaluierung wurde der Aufbau wie in Bild 4.37 dargestellt gewählt.

Die Versorgung des Achsmodulators erfolgt von einer konstanten Druckquelle und einer konstanten Temperatur. Über eine Leitung wird der Achsmodulator angebunden. Der Ausgang des Achsmodulators wird wiederum über eine Leitung mit einem Volumen verbunden. Der Sollwert wird von einem *Repeating Sequence Stair* Block vorgegeben

und mittels eines *Gain* Blocks auf den gewünschten Druck multipliziert.

Die Parametrisierung des Systems wird nachfolgend aufgelistet und wurde aus Datenblättern abgeschätzt.

Beide **Leitungen** wurden gleichermaßen parametrisiert:

- Durchmesser = 12 mm
- Länge = 0,5 m
- Dichte am Start =  $1,225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Der **Achsmodulator** besitzt folgende Parameter:

- Eingangsvolumen Startdruck = 1 bar
- Eingangsvolumen Inhalt = 0,5 Liter
- Eingangsvolumen Starttemperatur = 293 K
- Eingangsvolumen Wärmeübergangskoeffizient =  $50 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$
- Eingangsvolumen Oberfläche =  $0,01 \text{ m}^2$
- Einlassventil Querschnitt =  $1,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$
- Einlassventil charakteristischer Durchmesser = 0,06 m
- Einlassventil Startdichte =  $1,225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Das Ausgangsvolumen besitzt die gleichen Parameter wie das Eingangsvolumen
- Das Auslassventil besitzt die gleichen Parameter wie das Einlassventil
- Schaltbereich des Reglers = 0,1 bar

Das **Volumen** am Ende der Auslassleitung wurde folgendermaßen parametrisiert:

- Startdruck = 1 bar
- Volumen = 0,1 Liter
- Starttemperatur = 293 K
- Wärmeübergangskoeffizient =  $50 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$
- Oberfläche =  $0,05 \text{ m}^2$

Die Simulation wurde mit dem ode45 solver ausgeführt, die maximale Schrittweite wurde auf 0,001 Sekunden beschränkt und die Simulation wurde 0,5 Sekunden durchgeführt.

Die Ergebnisse der Simulation mit dem Achsmodulator, welcher mit dem Proportionalventilregler ausgestattet ist, werden in Abbildung 4.38 dargestellt.

Das erste Diagramm stellt den **Solldruck am Ausgang** des Modulators dar. Im Abstand von 0,1 Sekunden wird ein Solldruck zwischen einem und elf bar vorgegeben. Dies erfolgt stufenweise mit dem *Repeating Sequence Stair* Block.

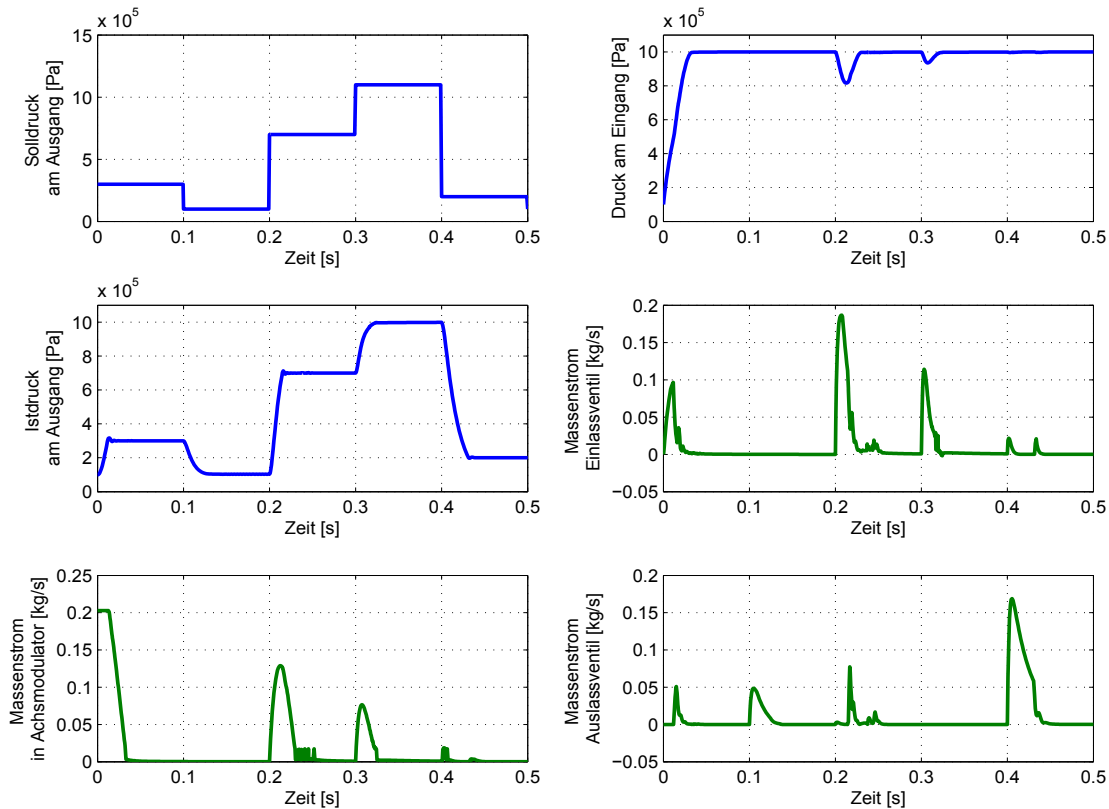


Abbildung 4.38: Ergebnisse Achsmodulator mit Proportionalventilen

Der **Druck am Eingang** nimmt zuerst auf 10 bar zu, und im Laufe der Simulation bricht er kurzzeitig auf 8 bar ab. Dies ist dadurch zu erklären dass das Einlassventil vollständig geöffnet ist und so der Druck im Eingangsvolumen abnimmt, da durch die Versorgungsleitung nicht genügend Druckluft nachströmen kann. Es ergeben sich plausible Ausgabewerte.

Die Ergebnisse des **Drucks am Ausgang** sind im nächsten Diagramm dargestellt. Der Druck nähert sich relativ rasch dem Soll-Druck. Das kurzzeitige Überhöhen des Soll-Drucks lässt sich mit der Ventilöffnungscharakteristik erklären. Bei 0,3 Sekunden wird der Soll-Druck von 11 bar vorgegeben. Der Ist-Druck kann aber nur auf 10 bar gesteigert werden, da dies der von der Druckversorgung bereitgestellte Maximaldruck ist. Die Ergebnisse des Ist-Drucks am Ausgang sind nachvollziehbar.

Der **Massenstrom am Einlassventil** ist, falls der Ist-Druck kleiner ist als der Soll-Druck, positiv weil das Einlassventil sich öffnet. Sobald der Soll-Druck erreicht ist findet auch kein Massenstrom mehr durch das Einlassventil statt. Es ergeben sich plausible Verläufe für den Massenstrom am Einlassventil.

Der **Massenstrom am Auslassventil** verhält sich genau gegengleich zum Massenstrom

am Einlassventil. Falls der Istdruck höher ist als der Solldruck öffnet sich das Auslassventil und gibt den Weg der Druckluft in die Umgebung frei. Es ist auch ersichtlich dass das Auslassventil beim Überschreiten des Solldrucks nach einem Sprung des vorgegebenen Solldrucks geöffnet wird. Auch diese Ergebnisse sind nachvollziehbar.

Als letztes wird der gesamte Massenstrom betrachtet welcher in den Achsmodulator fließt. Dieser ist zu Beginn am höchsten und nimmt immer dann zu wenn das Einlassventil öffnet. Somit wird der Druck im Eingangsvolumen auf einem möglichst hohem Niveau gehalten. Dies ist plausibel.

Die Ergebnisse der Simulation entsprechen den Erwartungen und liefern nachvollziehbare Verläufe.

### 4.3.8 Scheibenbremse

Die Scheibenbremse ist für die Umwandlung von dem pneumatischen Druck zum Bremsmoment verantwortlich. Der Druck in der Bremskammer wird in ein Bremsmoment für das jeweilige Rad umgewandelt.

#### 4.3.8.1 Physikalische Grundlagen

In Abbildung 4.39 wird die Scheibenbremse in Teilsysteme zerlegt und vereinfacht. In diesem Zuge wurden auch die entsprechenden Kräfte freigeschnitten. Der Bremszylinder wird als Kolben mit der Masse  $M$  dargestellt. Sobald der Kolben einen gewissen Leerweg  $x_{lw}$  durchfahren hat wirkt dessen Kraft  $F_{Kolben}$  auf den Hebel. Der Kolben wird mit einer Feder welche die Federkonstante  $c1$  besitzt und einem Dämpfer mit der Dämpfungskonstante  $k1$  verbunden. Die Steifigkeit des Hebels, der Bremsbeläge und der gesamten Betätigungseinrichtung wird mit der Federsteifigkeit  $c2$  angenommen.

Das Bremsmoment errechnet sich mit dem wirksamen Radius der Brems Scheibe  $r_{wirk}$  zu:

$$M_{Br} = \mu \cdot 2 \cdot F_{Bremsse} \cdot r_{wirk} \quad (4.30)$$

Die Bremskraft entspricht der Kraft auf den Hebel.

$$F_{Bremsse} = F_{Hebel} \quad (4.31)$$

Die Kraft auf den Kolben ist abhängig vom Weg des Kolbens.

$$F_{Hebel} = i \cdot F_{Kolben} \begin{cases} 0 & , 0 \leq x \leq x_{lw} \\ \frac{c_2}{i} \cdot x & , x_{lw} \leq x \leq x_{Hub} \end{cases} \quad (4.32)$$

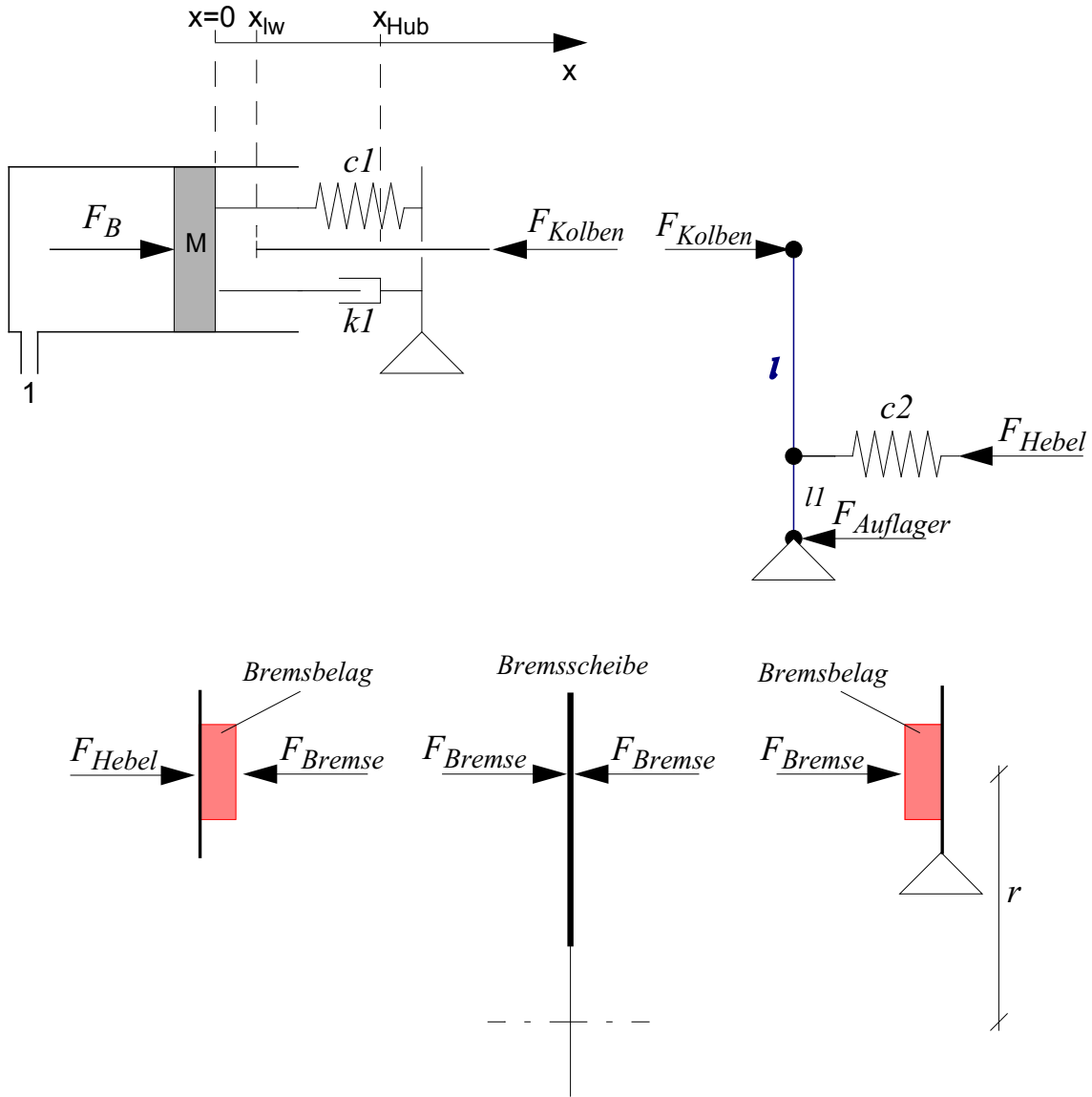


Abbildung 4.39: Symbolischer Aufbau der Scheibenbremse

mit dem Hebelverhältnis  $i$  als Verhältnis der beiden Längen  $l$  und  $l1$

$$i = \frac{l}{l1} \quad (4.33)$$

Der Betätigungsweg des Kolbens  $x$  ist abhängig von dem Druckluft - Massenstrom in den Zylinder, der aktuellen Kraft auf den Kolben und der Bewegung desselben. Die Differentialgleichungen ergeben sich zu [2]:

$$\dot{p} = \frac{\kappa \cdot R}{V} \cdot \dot{m} \cdot T_{\dot{m}} - \kappa \cdot p \cdot \frac{\dot{x} \cdot A}{V} - (\kappa - 1) \cdot \frac{\dot{Q}}{V} \quad (4.34)$$

$$\dot{T} = (\kappa \cdot T_{\dot{m}} - T) \cdot \frac{R \cdot T}{p \cdot V} \cdot \dot{m} - (\kappa - 1) \cdot T \cdot \frac{\dot{x} \cdot A}{V} - (\kappa - 1) \cdot T \cdot \frac{\dot{Q}}{p \cdot V} \quad (4.35)$$

Der Wärmestrom, welcher über die Zylinderoberfläche abgeführt wird lässt sich mit folgender Gleichung errechnen:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot \left( V \cdot \sqrt{\frac{\pi}{A}} + 2 \cdot A \right) (T - T_0) \quad (4.36)$$

Nun kann die Kraft welche der Druck auf den Kolben ausübt wie folgt berechnet werden:

$$F_B = A \cdot (p - p_0) \quad (4.37)$$

Somit kann die Bewegungsgleichung gelöst werden:

$$- M \cdot \ddot{x} - k1 \cdot \dot{x} - c1 \cdot x + F_B - F_{Kolben} = 0 \quad (4.38)$$

Um den Umfang dieses Modells noch einigermaßen klein zu halten wird nur die Masse des Kolbens mit der Stange in der Bewegungsgleichung berücksichtigt, da diese die größten Geschwindigkeiten und Beschleunigungen aufweisen. Die Massen des Hebels und die der Bremsbeläge werden vernachlässigt.

#### 4.3.8.2 Modellierung

Das Modell der Scheibenbremse in Simulink wird in Abbildung 4.40 dargestellt. Darauf sind die Eingangsgrößen  $m'^6$  und  $Tm'$  zu erkennen. Es handelt sich dabei um den einströmenden Massenstrom und die Temperatur dessen. Als Ausgangsgrößen sind der Druck im Zylinder  $p_{zyl}$ , die Position des Kolbens  $x(Pos.)$  und das Bremsmoment zu sehen.

---

<sup>6</sup>diese Darstellung entspricht der Darstellung in der Simulink Umgebung

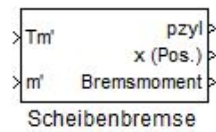


Abbildung 4.40: Modell der Scheibenbremse

Bevor die Simulation erfolgt müssen in der zuvor definierten Maske, siehe Abbildung 4.41, die notwendigen Parameter eingegeben werden. Es sind dies die Masse des Kolbens mit den bewegten Teilen welche in Gleichung 4.38 in das Modell eingehen. Die Kolbenfläche, auf welche der Druck wirkt welche für Gleichung 4.34 bis Gleichung 4.37 benötigt wird.

Die Federkonstante der Rückstellfeder entspricht der in den Gleichungen verwendeten Variable  $c1$  und die der Dämpfungskonstante des Kolbens der Variable  $k1$ . Der Wärmeübergangskoeffizient wird für die Berechnung des Wärmestromes über die Zylinderwand benötigt. Das Volumen des Zylinders ohne Druckbeaufschlagung ist den Datenblättern zu entnehmen. Der Reibungskoeffizient zwischen Bremsklotz und Bremsscheibe wird für das in Gleichung 4.30 errechnete Bremsmoment ebenso benötigt wie der effektive Brems-scheibenradius.

Der Leerweg des Kolbens gibt jenen Weg an welcher zurückgelegt werden muss damit die Bewegung des Kolbens auch einer Bewegung der Bremsklötze entspricht. Die Federsteifigkeit der Hebel und Bremsklötze wird auf eine Federsteifigkeit reduziert. Das Hebelverhältnis gibt die Aufschluss über die Anordnung und Positionierung von Bremszylinder, Bremshebel und Bremsklötzen.

Die in der Maske eingegebenen Parameter werden an das Simulink Modell übergeben und stehen dort für die Simulation zur Verfügung.



Parameter	Value
Masse Kolben + bewegte Teile [kg]	10
Kolbenfläche [m <sup>2</sup> ]	0.02
Federkonstante Rückstellfeder [N/m]	50e3
Dämpfungskonstante Kolben [N*s/m]	1000
Wärmeübertragungskoeffizient [W/(K*m <sup>2</sup> )]	50
Volumen Zylinder ohne Druck [m <sup>3</sup> ]	0.4e-3
Reibungskoeffizient Bremsklotz-Bremsscheibe [1]	1
effektiver Brems scheibenradius [m]	0.2
Leerweg Kolben [m]	2e-3
Federsteifigkeit Hebel und Bremsklötze [N/m]	1.8e6
Hebelverhältnis l/l1 [1]	3

Abbildung 4.41: Maske der Scheibenbremse

In Abbildung 4.42 ist das aufgebaute Submodell der Scheibenbremse dargestellt. Wie bereits bei den Modellen zuvor sind die Eingangsgrößen  $m'$  und  $Tm'$  grün und die Ausgangsgrößen  $p_{zyl}$ ,  $Bremsmoment$  und  $x(Pos.)$  rot hinterlegt.

Die Eingangsgrößen werden an einen *Bus Creator* weitergegeben aus welchem sich die nachfolgenden Berechnungsblöcke die in den Gleichungen 4.30 bis 4.38 verwendet werden. Die benötigten Größen werden dann wieder an den *Bus Creator* weitergegeben.

Die Änderung des Drucks  $p'$  im Volumen wird in der obersten *Function* errechnet. Anschließend wird die Druckänderung integriert, dieser Integrator ist sowohl mit einer Anfangsbedingung versehen als auch mit einer Begrenzung nach oben und nach unten. Dies erwies sich als zweckmäßig um numerische Stabilität zu gewährleisten. Der Druck im Zylinder  $p_{zyl}$  wird dann sowohl als Ausgangsgröße zur Verfügung gestellt als auch wieder in den *BusCreator* eingespeist.

Der nächste *Fcn Block* widmet sich der Berechnung der zweiten Ableitung der Position des Kolbens  $x''$  dieser wird zweimal integriert um zur gewünschten Position  $x$  des Kolbens zu gelangen. Diese Position wird zur Berechnung des Volumens im Zylinder  $V_{zyl}$ , zur Berechnung weiterer Größen verwendet und auch als Ausgangsgröße zur Verfügung gestellt. Auch die Geschwindigkeit des Kolbens  $x'$  wird wieder in den *Bus Creator* gespeist.

Hinter dem grau hinterlegten Block mit der Bezeichnung *Kolbenkraft* verbirgt sich eine *Embedded Matlab Function* in welcher die Gleichung 4.32 abgearbeitet wird. Die Ausgangsgröße *Flever* wird noch mittels eines *Gain Blocks* auf das Bremsmoment multipliziert und dann als Ausgangsgröße ausgegeben.

Der dritte *Fcn Block* dient der Berechnung des Wärmestroms  $Q'$  welcher wiederum für die Berechnung der Temperatur im vierten *Fcn Block* dient. Diese Änderung der Temperatur im Volumen wird wiederum an den *Bus Creator* weitergegeben um die notwendigen Berechnungen durchführen zu können.

In diesem Submodell wurden die zuvor angegebenen Gleichungen ausgeführt um eine Scheibenbremse möglichst gut nachzumodellieren.

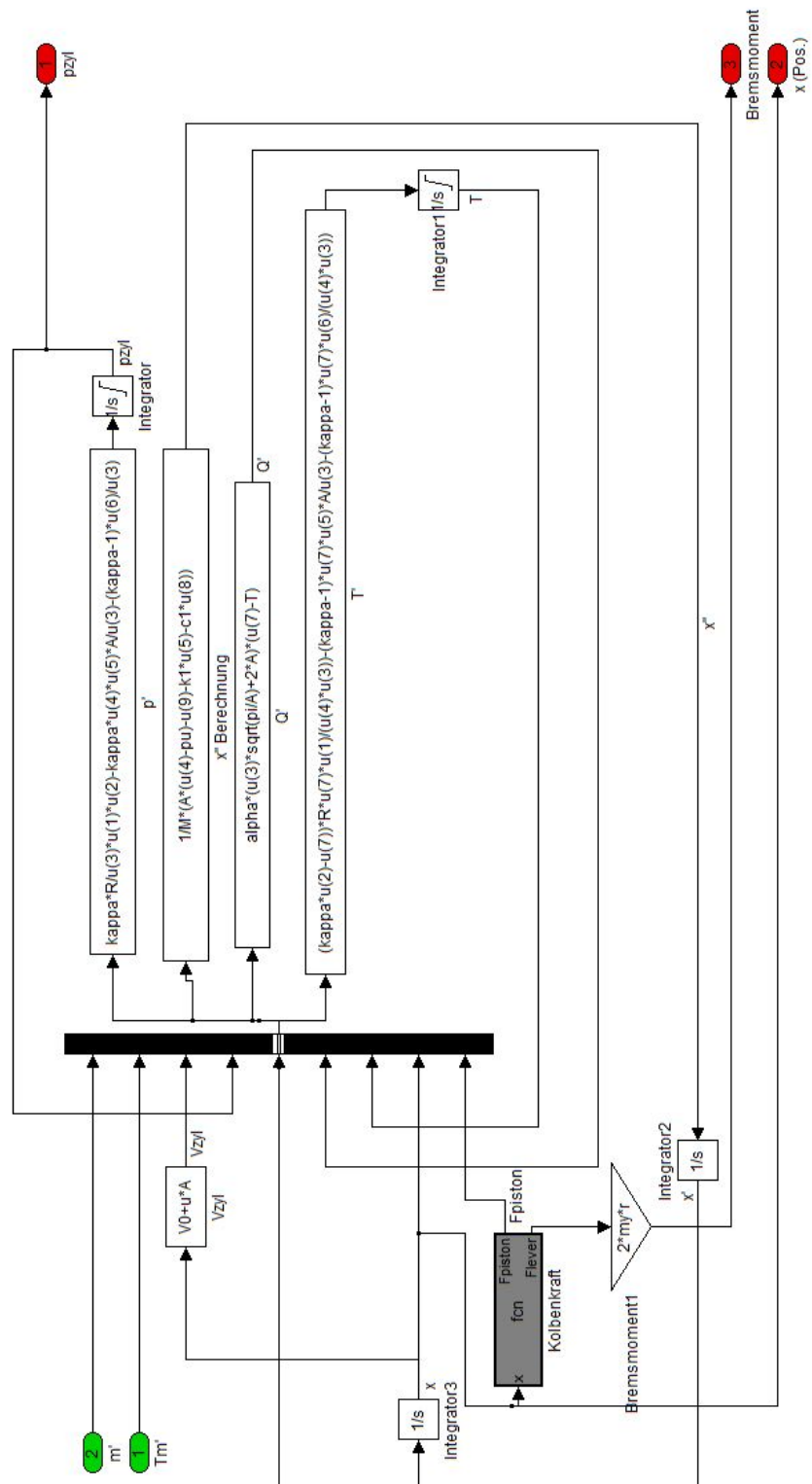


Abbildung 4.42: Submodell der Scheibenbremse

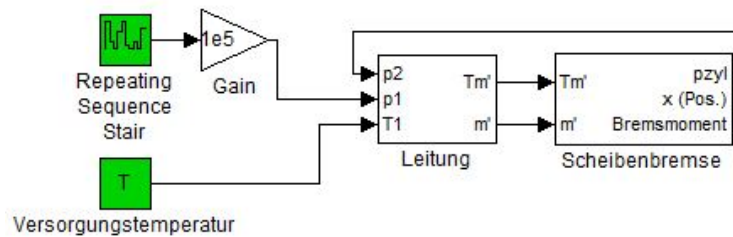


Abbildung 4.43: Validierungsaufbau Scheibenbremse

#### 4.3.8.3 Evaluierung

Dieses Kapitel widmet sich der Evaluierung des Modells der Scheibenbremse. Dazu wurde ein in Abbildung 4.43 dargestellter Aufbau gewählt.

Die Scheibenbremse wird mit einer Leitung verbunden welche die Eingangsgrößen  $Tm'$  und  $m'$  bereitstellt. Die Versorgungsdruck der Leitung wird mittels eines *RepeatingSequenceStair* Blocks und der anschließenden Multiplikation in einem *Gain* Block vorgegeben. Die Eingangstemperatur wird von einem *Constant* Block vorgegeben. Der Ausgangsdruck ist der Druck welcher im Bremszylinder der Scheibenbremse herrscht.

Die Parameter der **Leitung** wurden folgendermaßen gewählt:

- Durchmesser = 12 mm
- Länge = 0,5 m
- Dichte am Start =  $1,225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Die Parameter der **Scheibenbremse** entsprechen denen welche in Abbildung 4.41 dargestellt sind. Die Simulation wurde mit dem ode45 Solver durchgeführt und nach 0,5 Sekunden beendet. Die maximale Schrittweite wurde auf 0,001 Sekunden begrenzt. Die Ergebnisse der Simulation werden in Abbildung 4.45 dargestellt.

Das erste Diagramm links oben zeigt den **Druckverlauf in dem Bremszylinder**. Dieser nimmt zu Beginn stark zu, bleibt dann kurz konstant und erreicht dann das Maximum. Dies ist mit der Dynamik welche den Kolben bewegt gut nachvollziehbar. Beim Druckabbau zeigt sich ebenfalls ein plausibler Verlauf.

Das Diagramm rechts oben zeigt den **Eingangsdruck der Leitung**, dieser ändert sich sprunghaft alle 0,1 Sekunden. Dies ist so gewollt, wird aber in der realen Simulation so nicht vorkommen, da es keine sprunghaften Anstiege geben wird.

Links in der Mitte ist das Diagramm zu sehen welches die **Position des Kolbens** beschreibt. Diese ist dem Verlauf des Druckes im Bremszylinder etwas nachteilend und die Spitzen sind nicht so stark ausgeprägt. Dies ist durch die Dynamik des Kolbens zu erklären. Da dieser eine Masse besitzt welche beschleunigt und auch wieder verzögert werden muss. Der Verlauf ändert sich falls die Masse verändert wird. Wenn die Masse

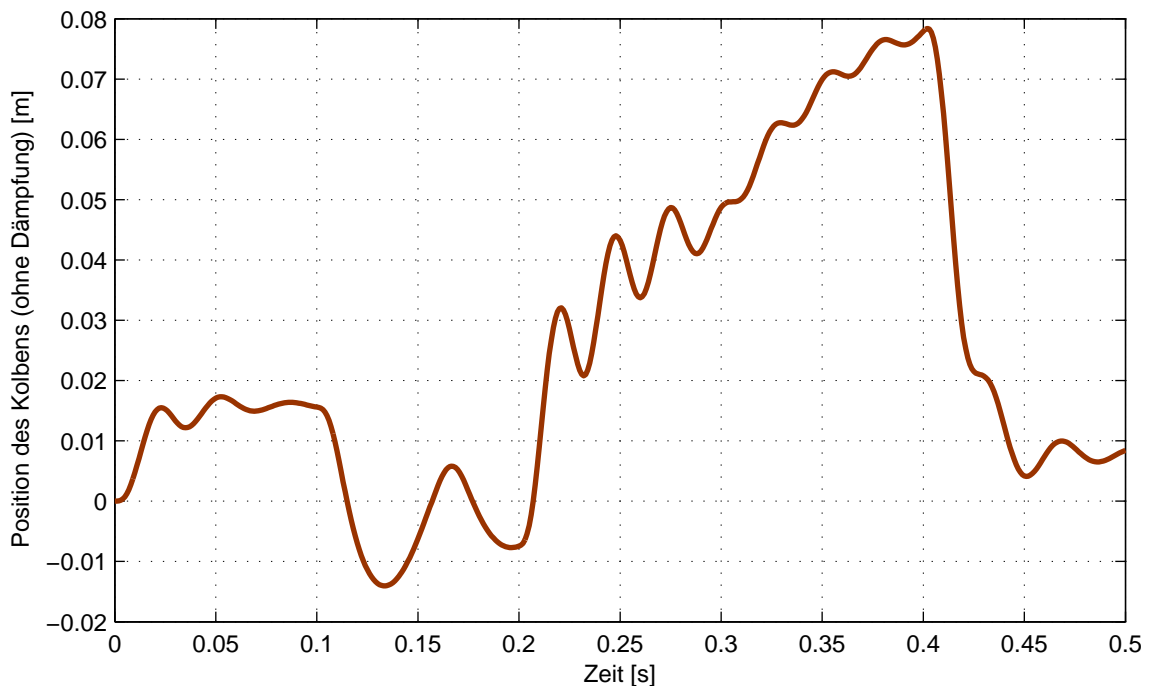


Abbildung 4.44: Position des Kolbens ohne Dämpfung

höher gewählt wird sind die Ausschläge des Bremsmoments geringer. Dies entspricht den Erwartungen. Falls die Dämpfungskonstante verändert wird ist ersichtlich das sich die Verläufe ändern, bei relativ kleiner Dämpfung beginnt der Kolben auch zu schwingen. Dies ist in Abbildung 4.44 zu sehen. Bei dieser Simulation wurde die Dämpfungskonstante auf Null gesetzt, die anderen Parameter wurden belassen. Die Position kann auch unter die Nulllage kommen da das Totvolumen durch die Massenträgheit verdichtet werden kann.

Das Diagramm rechts in der Mitte zeigt den **Massenstrom in den Bremszylinder**. Dieser kann das Vorzeichen wechseln da die Strömung in beide Richtungen erfolgen kann. Der große Ausschlag bei dem Zeitpunkt 0,1 Sekunden ist durch die sprunghafte Änderung des Druckes am Beginn der Leitung zu erklären, welche in der Realität so nicht vorkommen wird. Der Massenstromverlauf ist nachvollziehbar.

Das Diagramm unten zeigt den Verlauf des **Bremsmomentes** über die Simulationszeit. Der Verlauf gleicht beinahe jenem der Position des Kolbens. Bis der Leerweg des Kolbens durchfahren ist beträgt das Bremsmoment Null, dies ist wie erwartet. Das Bremsmoment kann ebenfalls nicht weniger als Null betragen. Der Verlauf entspricht den Erwartungen an das Modell.

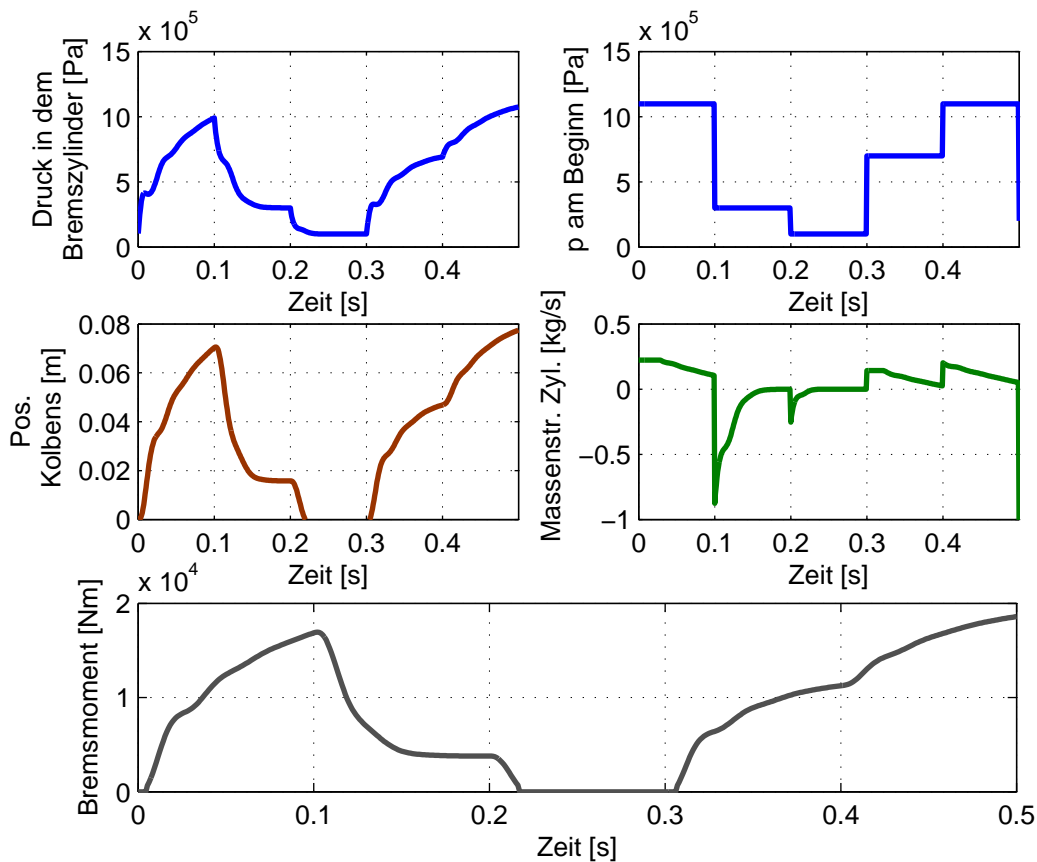


Abbildung 4.45: Ergebnisse der Evaluierungssimulation

## 4.4 Zusammenstellung der Komponenten

Mit der Erstellung der notwendigen Modelle für das elektronische Bremssystem wurde der Schritt zur Zusammenstellung der Komponenten als Gesamtsystem ermöglicht. Als Vorlage für das zu modellierende System wurde ein Aufbau, wie er in Kapitel 4.2 und Bild 4.3 dargestellt ist, gewählt.

Die Darstellung des Systems ist, obwohl bereits Submodelle verwendet werden so umfangreich das die Abbildung auf 2 Seiten erfolgt. Es handelt sich um die Abbildungen 4.46 und 4.47. Die erste Abbildung zeigt das Modell der Vorderachse und die zweite Abbildung das der Hinterachse. Die beiden Signalleitungen von der Versorgung sind im Simulink Modell verbunden, hier jedoch wegen des Seitenumbruchs durchgeschnitten .

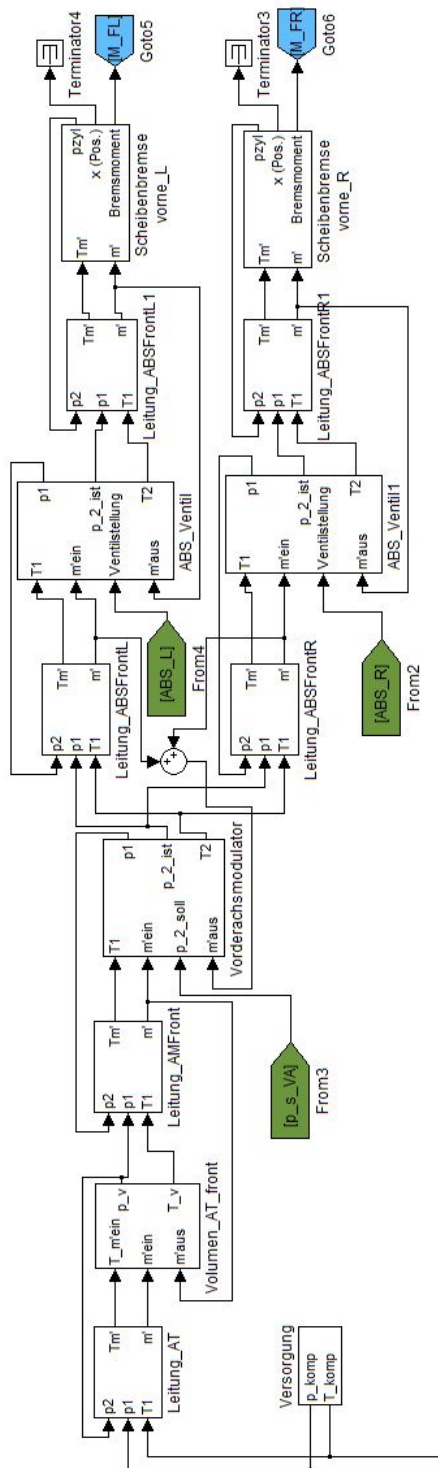


Abbildung 4.46: Aufbau des Systems 4x2 Vorderachse

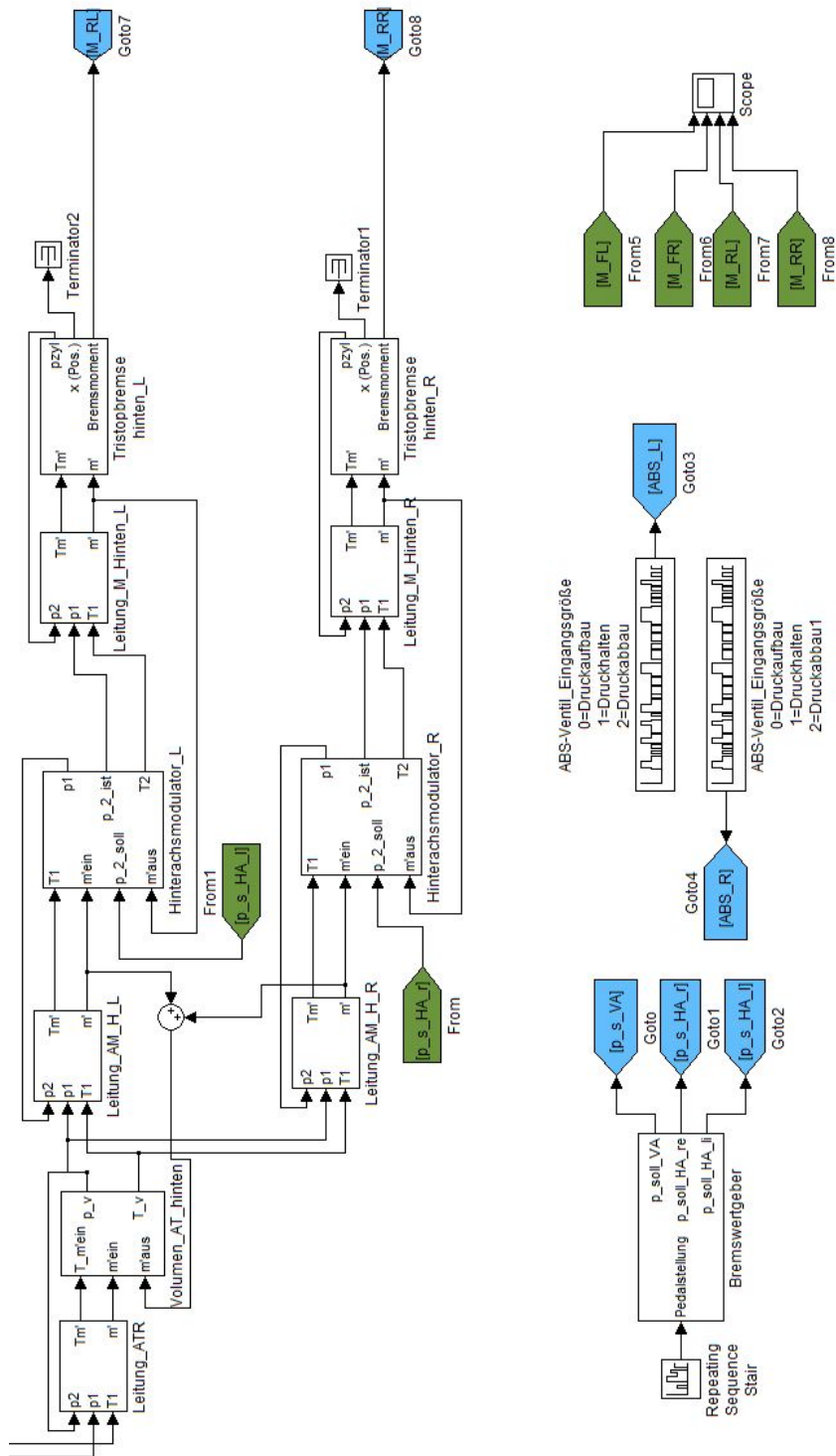


Abbildung 4.47: Aufbau des Systems 4x2 Hinterachse



Der **Aufbau** des Modells soll hier erläutert werden:

Die Versorgung des Bremssystems erfolgt mit einem konstanten Druck und einer konstanten Temperatur. Diese Versorgung speist über eine Leitung jeweils ein Volumen an der Vorderachse und an der Hinterachse. An der Vorderachse (Abb. 4.46) wird aus diesem Volumen der Vorderachsmodulator versorgt. Dieser ist mit jeweils einer Leitung links und einer Leitung rechts mit dem jeweiligen ABS-Ventil verbunden. Nach dem ABS-Ventil folgt jeweils ein Leitungstück ehe dann die Scheibenbremse folgt. Hier ist noch zu beachten dass der Massenstrom welcher aus dem Vorderachsmodulator austritt aus beiden Massenströmen der angeschlossenen Leitungen addiert wird.

Der Solldruck des Vorderachsmodulators wird mittels eines *From* Blocks eingespeist. Zum Zweck der Übersichtlichkeit des Systems wurde diese Vorgehensweise gewählt. Die Ventilstellungen der beiden ABS-Ventile werden ebenfalls mit *From* Blöcken übermittelt. Die Bremsmomente der linken und rechten Bremse werden mittels *Goto* Blöcken für die Auswertung übertragen. Um Fehlermeldungen bei der Simulation zu vermeiden wurden nicht benötigte Ausgangsgrößen wie die Position des Bremskolbens mit einem *Terminator* Block aufgegriffen.

Der Aufbau der Hinterachse (Abb. 4.47) beginnt ebenfalls mit der konstanten Druckversorgung mit konstanter Temperatur. Zuerst wird über eine Leitung ein Volumen versorgt welches eine möglichst konstante Druckversorgung des Bremssystems sicherstellen soll. Diese Volumen wird über zwei Leitungen mit den Achsmodulatoren für die linke und die rechte Seite verbunden. Die Achsmodulatoren sind wiederum mit Leitungen an die Bremsen der Hinterachse angebunden.

Die Solldrücke der Achsmodulatoren werden vom Bremswertgeber über *Goto* und *From* Blöcke übermittelt. Ebenso werden die gewünschten Ergebnisse der Simulation an das *Scope* übertragen. Der Eingang in den Bremswertgeber erfolgt hier mit einem *Repeating Sequence Stair* Block. Der Eingang and die *Goto* Blöcke für die ABS-Ventile erfolgt in gleicher Weise.

### 4.5 Simulation Gesamtsystem

Die gewählten Parameter wurden wie folgt definiert:

Um eine kürzere Darstellung zu ermöglichen werden Standard Parameter für Ventile, Volumen und Leitungen definiert. In den darauffolgenden Aufzählungen werden nur noch die von den Standard Parametern abweichenden Größen aufgezählt.

Standard Parameter für **Leitungen**:

- Innendurchmesser = 10 mm
- Dichte am Start =  $1,225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Standard Parameter für **Volumen**:

- Volumen = 0,5 Liter
- Startdruck = 1 bar
- Wärmeübergangskoeffizient =  $50 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$
- Oberfläche =  $0,1 \text{ m}^2$

Standard Parameter für **Ventile**:

- Querschnitt offen =  $7 \text{ cm}^2$
- Charakteristischer Durchmesser = 0,1 m
- Dichte am Start =  $1,225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Die **Versorgung** stellt die Zufuhr von Druckluft für das System zur Verfügung:

- Versorgungsdruck = 10 bar
- Temperatur der Druckluft = 293 K

Die **Leitung** von der Versorgung zum ersten Volumen der Vorderachse:

- Länge = 1 m

Der nachfolgende **Druckluftspeicher** vor dem Achsmodulator:

- Startdruck = 10 bar
- Volumen = 30 Liter
- Oberfläche =  $0,5 \text{ m}^2$

Die **Leitung** vom Druckluftspeicher zum Achsmodulator:

- Länge = 2 m

Das **Eingangsvolumen** des Vorderachsmodulator:

- Startdruck = 10 bar

Die linke und die rechte Seite des Fahrzeugs sind im gewählten Aufbau symmetrisch, daher wird hier nur die linke Seite beschrieben:

Die **Leitung** vom Achsmodulator zum ABS - Ventil:

- Länge = 3 m

Die **Leitung** vom ABS Ventil zur Scheibenbremse:

- Länge = 0,5 m

Die **Scheibenbremse vorne** ist wie in Abbildung 4.41 dargestellt parametrisiert, nur dass die Masse des Kolbens und der bewegten Teile auf 2 kg reduziert wurde.

Die **Leitung** Versorgungsleitung des ersten Volumen der Hinterachse.

- Länge = 3 m

Der **Druckspeicher** der Hinterachse:

- Startdruck = 10 bar
- Volumen = 30 Liter
- Oberfläche = 0,5 m<sup>2</sup>

Da auch an der Hinterachse Symmetrie vorhanden ist, wird auch hier nur die linke Seite des Aufbaus beschrieben:

Die **Leitung** vom Volumen zu den Achsmodulatoren:

- Länge = 3,5 m

Die **Achsmodulatoren der Hinterachse** sind genauso aufgebaut wie der Vorderachsmodulator.

Die **Leitung** von den Achsmodulatoren der Hinterachse bis zu den Bremsen:

- Länge = 1,7 m

Die **Bremsen an der Hinterachse** wurden gleich parametrisiert wie jene welche in Abbildung 4.41 dargestellt sind. Lediglich die Masse der bewegten Teile wurde auf 3 kg reduziert.

Die Simulation des Gesamtsystems wurde mit dem Solver ode45 ausgeführt. Die Simulationszeit wurde mit 2,5 Sekunden gewählt. Die maximale Schrittweite wurde mit 0,001 Sekunden festgelegt. Die Ergebnisse der Simulation sind im nächsten Kapitel dargelegt.

# 5 Resultate

## 5.1 Resultate einer Fahrzeugmessung

Abbildung 5.1 zeigt gemessene Daten aus einem Fahrversuch. Da eigene Messdaten aus Fahrzeugmessungen für diese Arbeit noch nicht vorhanden waren, wurde auf Daten aus [8] zurückgegriffen. Da zu diesen Daten wenig Randinformationen vorhanden waren, konnte das System nicht genau nachgebaut werden. Desweiteren ist nicht bekannt ob der Druck im Bremszylinder oder am Ende der Bremsleitung gemessen wurde. Es wird angenommen dass es sich um den Druck im Bremszylinder der Vorderachse handelt. Dieser ist in Blau auf den Diagramm zu erkennen. Desweiteren war noch die Stellung des ABS-Ventils verzeichnet. Diese ist in Grün dargestellt. Die Stellung des ABS - Ventils wurde für die nachfolgenden Simulationen übernommen um eine Korrelation zwischen der Simulation und der Messung zu eruieren.

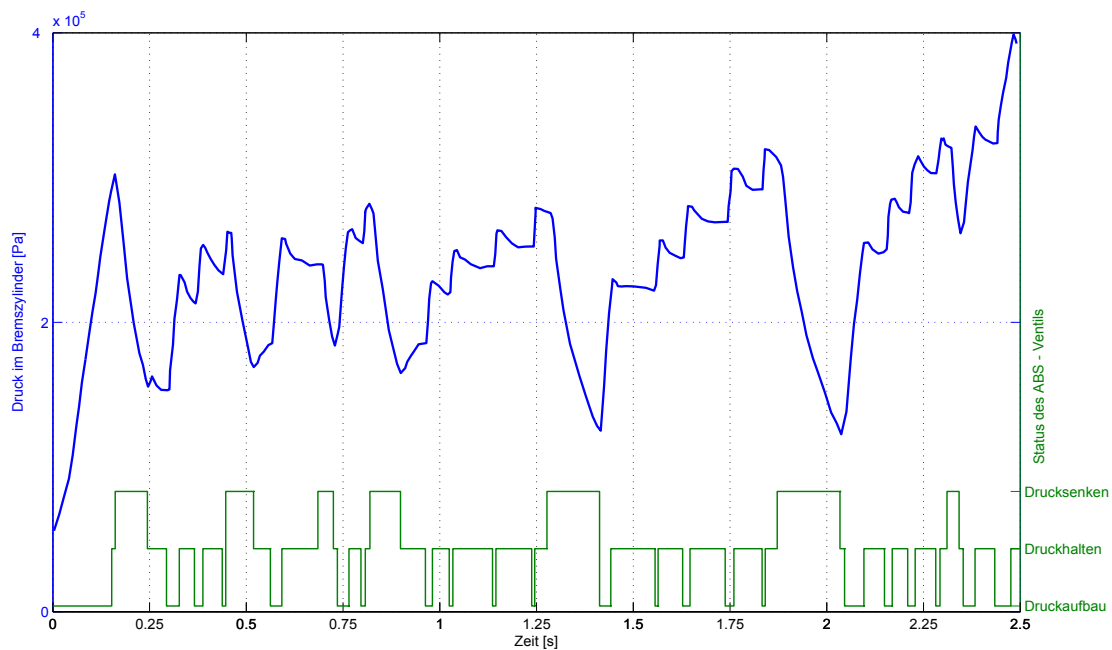


Abbildung 5.1: ABS Messdatenaufzeichnung aus einer Fahrzeugmessung [8]

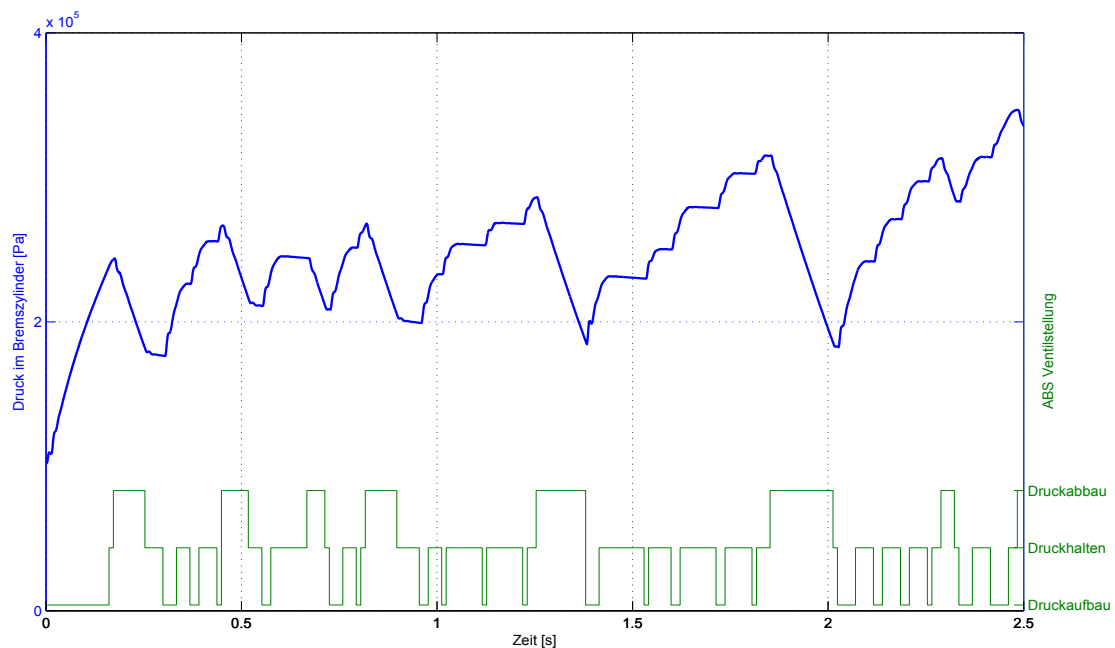


Abbildung 5.2: Simulationsergebnisse der Vorderachse links bei ABS Eingriff

## 5.2 Resultate aus der Simulation mit ABS - Eingriff

Die in Abbildung 5.2 dargestellten Ergebnisse kommen aus der Simulation welche in Kapitel 4.5 beschrieben ist. Der Solldruck an den Vorderachsmodulator wird mit 10 bar vorgegeben. Es handelt sich um den Zylinderdruck in der Bremse links vorne und die Stellung des zugehörigen ABS - Ventils. Die Sollstellung des ABS - Ventils wird gleich wie in der Bremsung bei der Fahrzeugmessung (siehe vorangegangenes Kapitel) vorgegeben. Die Simulationsergebnisse weisen eine Korrelation zu den Ergebnissen aus einer Fahrzeugmessung auf. Das System reagiert auf Eingangssignale welche nur 10ms betragen. Dies ist bei einem ABS Eingriff gefordert.

In Abbildung 5.3 ist der Druck am Eingang des Vorderachsmodulators zu sehen. Der Startdruck beträgt 10 bar und der Druck am Eingang schwankt während der ABS - Bremsung zwischen 7 und 10,5 bar. Der Druckverlauf ist nachvollziehbar da immer wenn das Einlassventil geöffnet wird der Druck abfällt. Der Druckverlauf entspricht den Erwartungen.

Das Diagramm in Abbildung 5.4 zeigt den Massenstrom welcher in den Vorderachsmodulator während des ABS - Bremsvorganges einströmt. Sobald das Einlassventil geöffnet wird nimmt der Massenstrom auf fast 0,1 kg/s zu. Mit der Variation der Querschnittsfläche des Einlassventils kann die maximale Durchflussrate verändert werden.

Das Diagramm in Bild 5.5 zeigt den Verlauf des Druckes am Ausgang des Vorderachs-

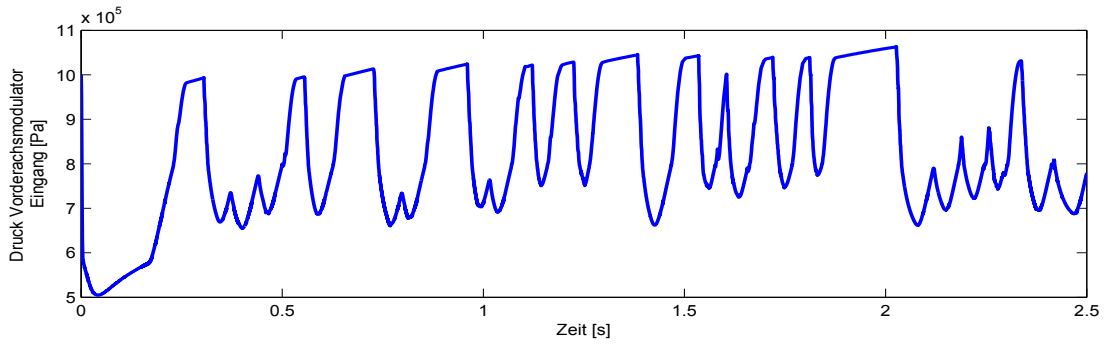


Abbildung 5.3: Druck Vorderachsmodulator Eingang bei ABS Eingriff

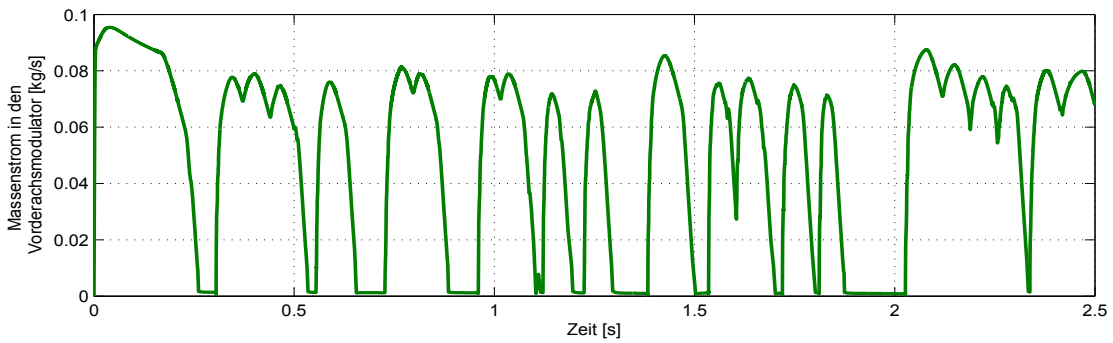


Abbildung 5.4: Massenstrom in den Vorderachsmodulator mit ABS Eingriff

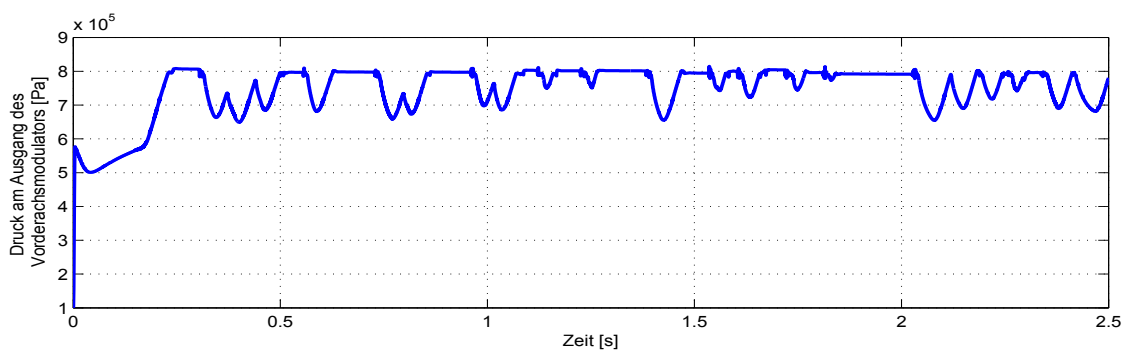


Abbildung 5.5: Druck Vorderachsmodulator Ausgang mit ABS Eingriff

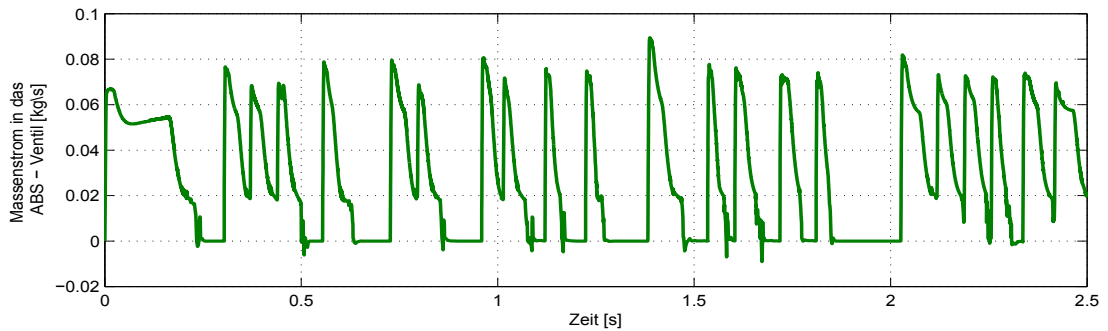


Abbildung 5.6: Massenstrom in das ABS-Ventil vorne links

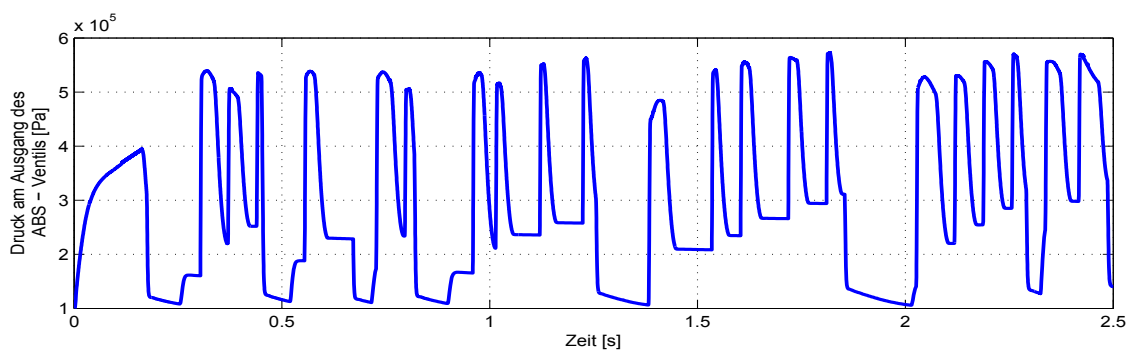


Abbildung 5.7: Druck nach dem ABS-Ventil vorne links

modulators. Es ist ersichtlich dass der Druck zwischen 5 und 8 bar schwankt. Da der Sollwert mit 8 bar vorgegeben ist, wird dieser nur im kleinen Bereich überschritten. Falls der Druck unter den Sollwert von 8 bar abfällt wird das Einlassventil geöffnet. Da jedoch die Druckluft von dem Speichervolumen nicht so schnell nachströmen kann wie sie vom Einlassventil weitergeleitet wird, fällt der Druck in weiterer Folge etwas ab. Bei ausreichendem Druckgefälle pendelt sich der Druck wieder auf einem entsprechenden Niveau ein.

Abbildung 5.6 zeigt den Verlauf des Massenstroms in das ABS - Ventil der Vorderachse links. Die Schwankung geht von minus 0,01 kg/s bis zu 0,09 kg/s. Ein positives Vorzeichen bedeutet das der Massenstrom in das ABS-Ventil fließt. Ein negatives Vorzeichen bedeutet das die Druckluft vom ABS - Ventil zurück zum Vorderachsmodulator strömt. Dies geschieht falls der Druck am Eingang des ABS - Ventils größer ist als der Druck am Ausgang des Achsmodulators.

Das Diagramm welches in Abbildung 5.7 dargestellt ist zeigt den Druck am Ausgang des ABS-Ventils vorne links. Der Druck schwankt zwischen Umgebungsdruck und 6 bar. Bei geöffnetem Einlassventil (Ventilstellung Druckaufbau) baut sich der Druck am Ausgang sehr rasch auf und umgekehrt bei geöffnetem Auslassventil (Ventilstellung Druckabbau)

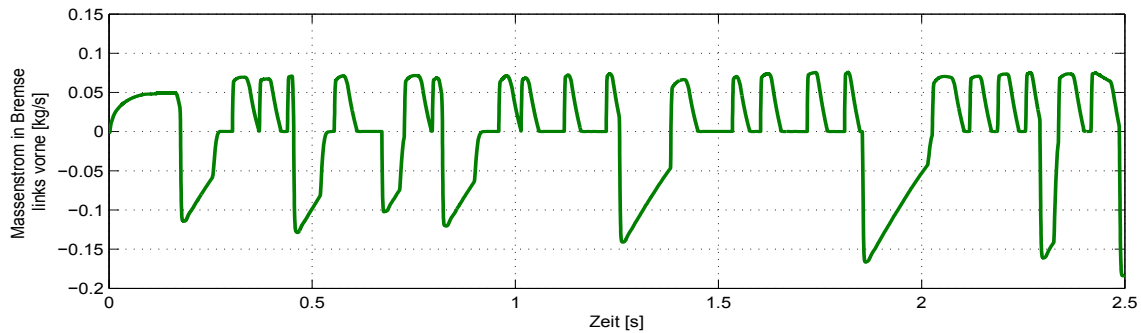


Abbildung 5.8: Massenstrom in die Scheibenbremse links vorne

baut sich der Druck am Ausgang sehr rasch ab. Bei geschlossenen Ein- und Auslassventil (Ventilstellung Druckhalten) nähert sich der Druck am Ausgang jenen in der Bremse an bis Druckgleichgewicht herrscht.

Der Massenstrom in den Bremszylinder der Scheibenbremse links vorne wird in Abbildung 5.8 dargestellt. Ein positives Vorzeichen bedeutet dass Druckluft in den Bremszylinder strömt und ein negatives Vorzeichen bedeutet das Druckluft vom Bremszylinder zurück zum ABS-Ventil strömt und dort in die Umgebung entlassen wird.

### 5.3 Resultate aus der Simulation mit veränderlicher Pedalstellung

Die in diesem Kapitel dargestellten Ergebnisse beruhen auf einer Simulation wie in Kapitel 4.5 erläutert. Die Eingangsgröße der Pedalstellung wird schrittweise verändert und es erfolgt kein ABS - Eingriff an der Vorderachse.

Abbildung 5.9 zeigt die Verläufe des Soll- und Istdrucks an der linken Seite der Hinter-

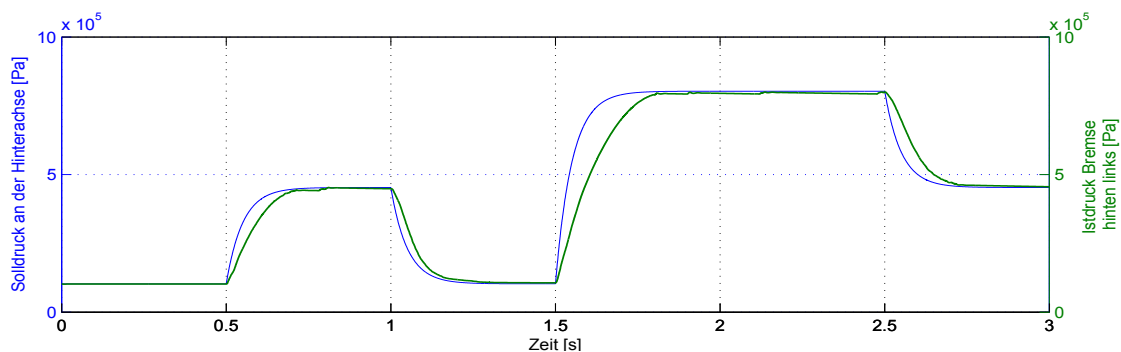


Abbildung 5.9: Vergleich Soll- und Istdruck - Bremse links hinten



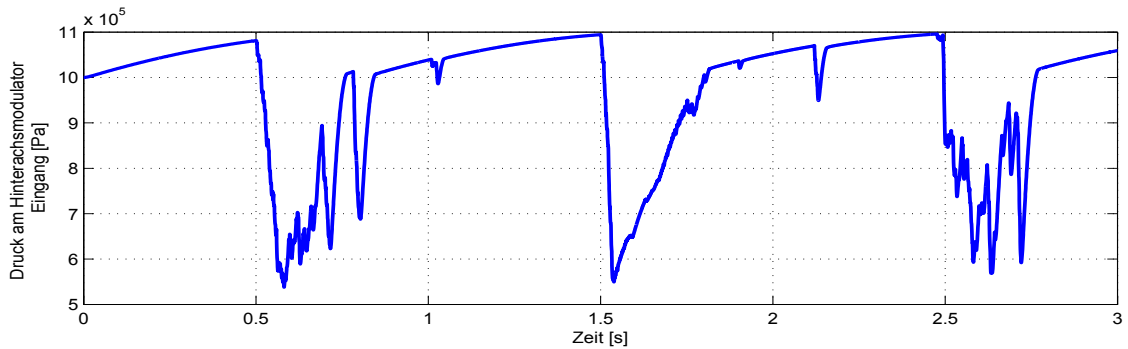


Abbildung 5.10: Druck am Eingang des Hinterachsmodulators

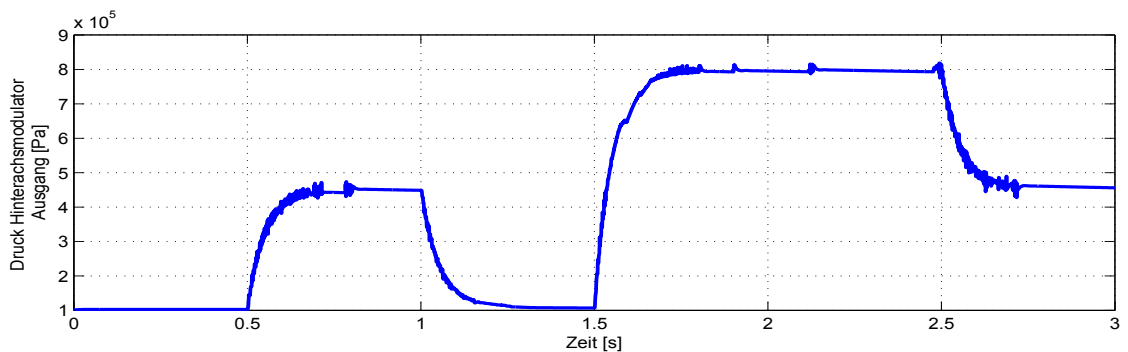


Abbildung 5.11: Druck am Ausgang des Hinterachsmodulators

achse. Diese schwanken zwischen Umgebungsdruck und 8 bar. Es ist ersichtlich dass der Istdruck dem Solldruck stets naheht. Nach relativ kurzer Zeit wird jedoch der Solldruck erreicht und auch gehalten. Die Änderung des Solldrucks wurde vorgegeben und der Istdruck in der Bremse stellt sich ein.

In den Diagramm der Abbildung 5.10 ist der Druck am Eingang des Hinterachsmodulator zu sehen. Dieser fällt bei Öffnung des Einlassventils ab bis sich ein Druckverhältnis einstellt bei welchem die zuströmende Druckluft jener der abströmenden entspricht.

Der Druck am Ausgang des Hinterachsmodulators für die linke Bremse ist in Abbildung 5.11 dargestellt. Dieser schwankt zwischen Umgebungsdruck und etwas über 8 bar. Die Regelung auf den Solldruck funktioniert gut und entspricht den Vorstellungen. Da der Regler eine gewisse Abweichung vom Soll- zum Istdruck benötigt herrscht eine kleine Schwankung um den Solldruck.

Der Verlauf des Massenstroms welcher in den Bremszylinder hinten links strömt ist in Abbildung 5.12 ersichtlich. Ein positiver Massenstrom bedeutet wiederum das Druckluft in die Bremskammer strömt und ein negativer Massenstrom bedeutet eine Rückströmung der Druckluft zum Hinterachsmodulator. Je nach Ventilstellung des ABS - Ventils und jener des Achsmodulators strömt Druckluft entweder zum oder vom Bremszylinder.

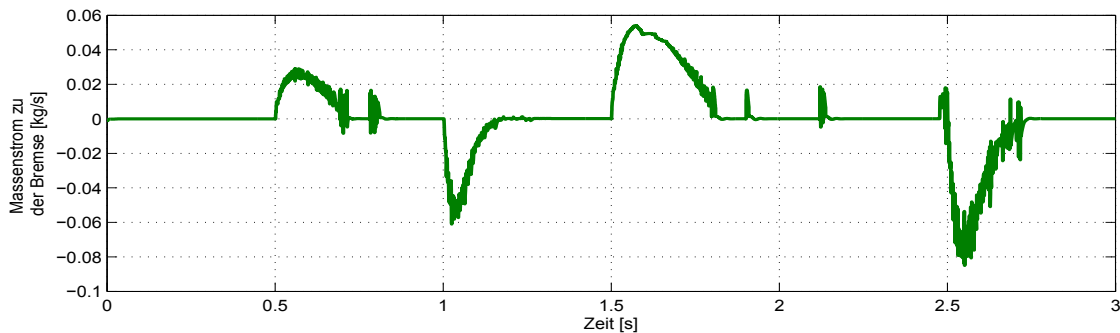


Abbildung 5.12: Massenstrom zur Bremse

## 5.4 Resultate eines Versuchsaufbaus Speicher - Leitung - Speicher

In diesem Kapitel werden die Resultate eines Versuchsaufbaus wie er in Abbildung 5.13 skizziert ist dargestellt. Der tatsächliche Aufbau ist in Abbildung 5.14 ersichtlich. Es werden 2 Behälter mit jeweils 30 Litern Inhalt mittels einer Druckluftleitung mit 8 mm Innendurchmesser verbunden. Die Länge der Leitung kann verändert werden. Es wurden Versuche mit den Längen 520, 310, 200, 100 und 65 cm Länge unternommen. Als Ventil zum Herstellen der Verbindung kam ein Kugelhahn zum Einsatz. Gemessen wurden die Drücke am Beginn und Ende der Leitung und in den jeweiligen Behältern. Die Temperatur in den beiden Behältern wurde auch aufgezeichnet. Die Erfassung der Sensorwerte des Versuchs wurde mittels der hauseigenen Messtechnik durchgeführt. Die Abtastrate bei den Drucksensoren wurde mit 200 Hz festgelegt und jene der Temperatursensoren mit 20 Hz. Die Sensoren wurden über ein Bussystem an den Messlaptop gesendet und dort aufgezeichnet und ausgewertet.

Der Druck des Kessels 1 wurde mittels eines Kompressors auf 10 bar Überdruck gebracht. Der Druck im Kessel 2 betrug am Start jeweils Umgebungsdruck. Die Messaufzeichnung wurde gestartet und der Kugelhahn per Hand innerhalb von weniger als 0.1s geöffnet. Die Druckluft konnte nun von Kessel 1 in Kessel 2 überströmen. Die Messung wurde mit den verschiedenen Leitungslängen mehrmals wiederholt um Unsicherheitsfaktoren zu eliminieren.

Die Ergebnisse der Messungen des Drucks im Behälter 2 sind in der Abbildung 5.15 dargestellt. Es wurden exemplarisch nur 2 Leitungslängen dargestellt. Ersichtlich ist dass sich die Druckverläufe je nach Leitungslänge ändern. Bei einer längeren Leitung benötigt der Druckausgleich zwischen Behälter 1 und Behälter 2 länger als bei einer kürzeren Leitung.

Das Diagramm in Abbildung 5.16 zeigt die Ergebnisse der Simulation für den Druckverlauf in Behälter 2. Hierfür wurde der Aufbau wie in dem realen Versuchsaufbau gewählt. Es ist ersichtlich dass sich das Modell der Simulation etwas anders verhält als der reale

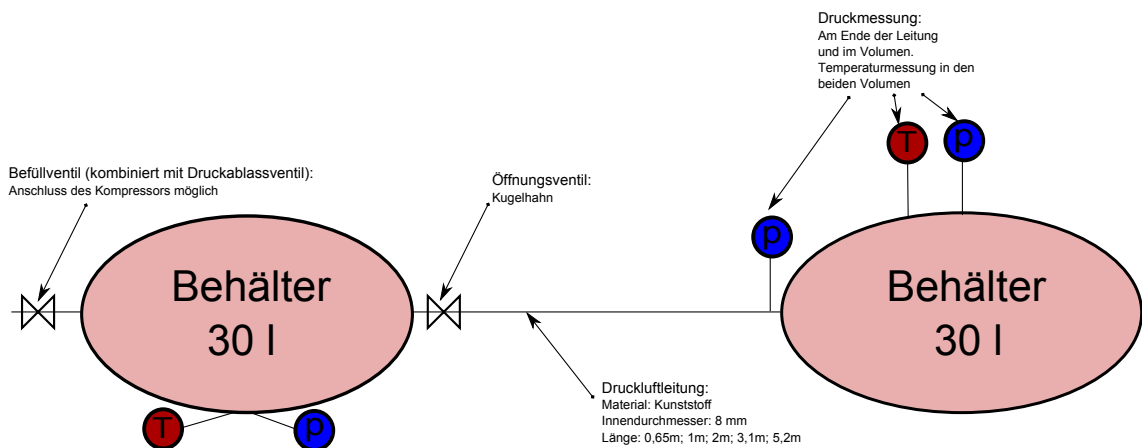


Abbildung 5.13: Skizze Versuchsaufbau Speicher Leitung Speicher

Aufbau. Die Abhängigkeit des Druckverlaufes von der Länge ist im Fall der Simulation größer als im Fall des realen Testaufbaus. Die Verläufe sind jedoch für die Bremssimulation ausreichend übereinstimmend. Eine Quelle der Unsicherheit ist auch das manuelle Öffnen des Ventils im Realversuch. Auf eine Darstellung der weiteren Ergebnisse der Messung wird hier verzichtet da sie den Rahmen dieser Arbeit sprengen würde.

In Abbildung 5.17 sind die Ergebnisse der Messung am Beginn und am Ende der Leitung dargestellt. Diese Ergebnisse sind für Messungen am Fahrzeug wichtig da sie Aufschluss geben wo die Drücke am Besten gemessen werden können.

Abbildung 5.18 zeigt die Temperaturverläufe in den beiden Volumina über der Zeit. Die Unterschiede betragen rund  $5^{\circ}\text{C}$ .



Abbildung 5.14: Tatsächlicher Versuchsaufbau Speicher Leitung Speicher

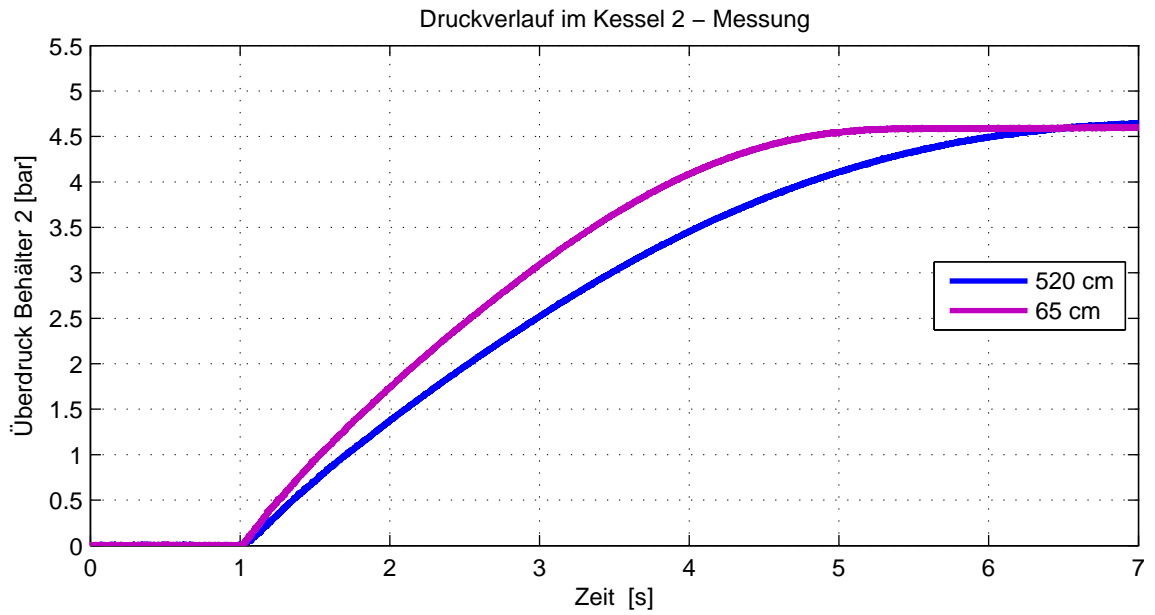


Abbildung 5.15: Ergebnisse des Versuchsaufbaus Speicher Leitung Speicher

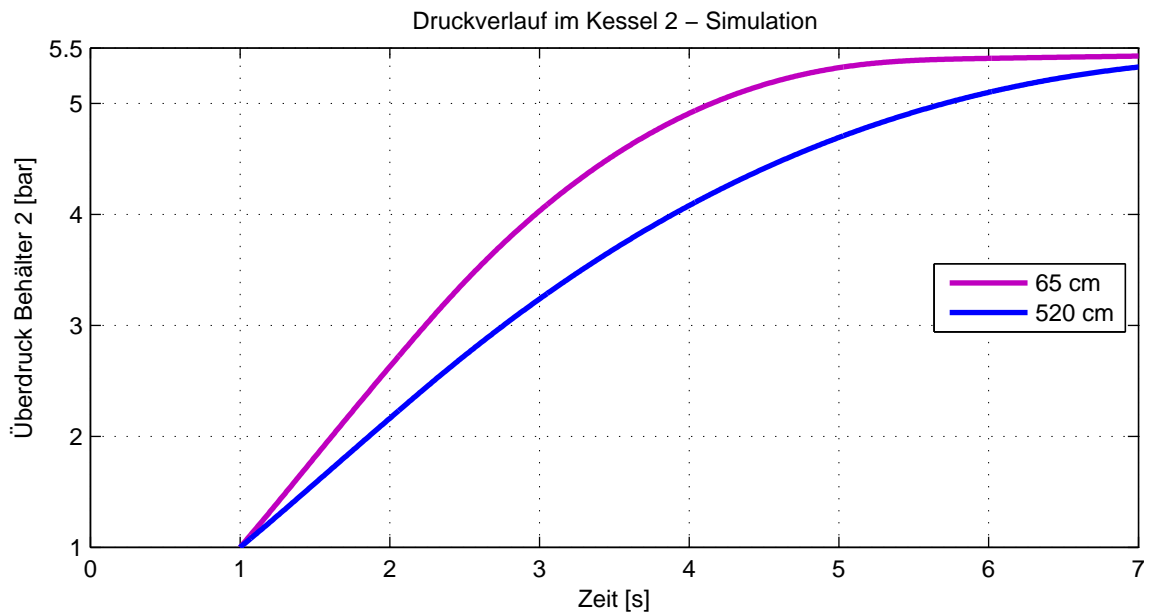


Abbildung 5.16: Ergebnisse der Simulation Speicher Leitung Speicher

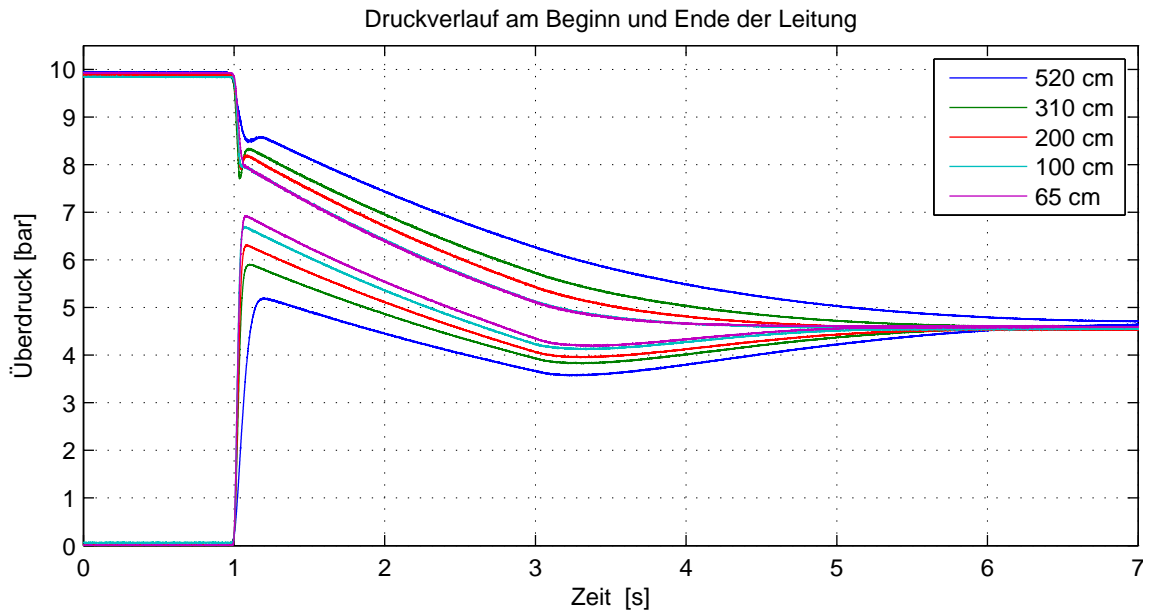


Abbildung 5.17: Ergebnisse der Simulation Speicher Leitung Speicher

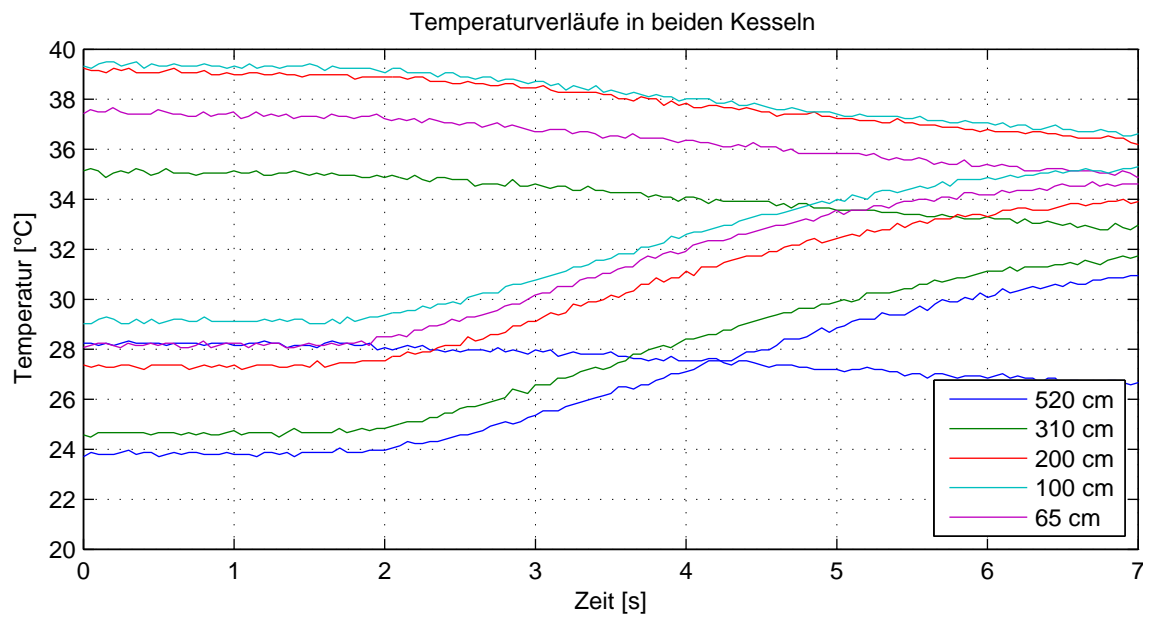


Abbildung 5.18: Ergebnisse der Simulation Speicher Leitung Speicher



## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Diplomarbeit befasst sich mit der dynamischen Modellierung einer pneumatischen Bremse wie sie in sehr vielen Nutzfahrzeugen zu finden ist. Als Simulationsprogramm hierzu diente Matlab/Simulink. Die Idee für diese Diplomarbeit kommt daher, dass seit dem Jahr 2011 die Bremsregelsysteme ESP und ABS innerhalb der EU verpflichtend für schwere Nutzfahrzeuge vorgeschrieben sind. Dies führt zu hohen Zertifizierungsanforderungen. Um die Aufwendungen einer Homologation solcher Regelsysteme so gering wie möglich zu halten, ist der Einsatz von gut abgestimmten und dynamischen Simulationsmodellen zum Testen und Auslegen von solchen Systemen vorteilhaft.

Ziel dieser Diplomarbeit ist es eine Simulation des Elektronischen Bremssystems zu ermöglichen. Im Rahmen dieser Arbeit soll ein Modell einer Druckluftbremse, wie sie in Nutzfahrzeugen eingesetzt wird, aufgebaut und mit Hilfe von Messdaten parametrisiert werden. Besonderes Augenmerk soll dabei auf die Dynamik des Systems gelegt werden, so dass es zur Auslegung von ESP- und ABS-Regelungen herangezogen werden kann.

Die Modellierung erfolgte auf Basis eines elektronischen Bremssystems wie es heute in Europa üblich ist. Am Beginn dieser Arbeit wurde auf die Bremsauslegung eingegangen um eine Übersicht über die Thematik zu gewinnen. Das Verständnis der pneumatischen Bremse in Nutzfahrzeugen war Grundvoraussetzung für diese Arbeit. Nachdem das pneumatische Bremssystem verstanden war konnte das Augenmerk auf das elektronische Bremssystem gelegt werden. Diesem Schritt vom herkömmlichen zum elektronischen Bremssystem ist es zu verdanken dass auch im Nutzfahrzeugbereich Assistenzsysteme wie ESP, ABS und ASR Einzug gehalten haben. Die einzelnen Bauteile und Baugruppen mussten zuerst verstanden und dann mittels geeigneten Methoden in der Simulationsumgebung aufgebaut werden.

Das gesamte elektronische Bremssystem wurde auf seine einzelnen Bauteile reduziert und diese Bauteile wurden wiederum mit geeigneten Modellen nachgebildet. Die Modellierung der pneumatischen Elemente beruht auf den Modellen für:

- Drosseln, welche den Massenstrom über das Druckverhältnis wiedergeben
- Ventile
- Volumen, veränderlich oder konstant

Ein Ventil entspricht einem speziellen Drosselmodell mit veränderlichen Querschnitt.

Die Herausforderungen der Arbeit bestanden in dem Finden der geeigneten Modelle für die jeweiligen Bauteile. Die aufgebauten Komponenten der Bremsanlage sind:



- Leitungen zum Verbinden der pneumatischen Komponenten
- Achsmodulatoren welche den elektronisch vorgegebenen Solldruck in einen realen Druck umwandeln können
- ABS - Ventile um den Bremsdruck an den jeweiligen Rädern möglichst rasch anpassen zu können
- Speichervolumen um Druckluft für die Bremsung bereitzuhalten
- Scheibenbremsen welche für die Umwandlung von einströmender Druckluft in ein Bremsmoment verantwortlich sind
- Bremswertgeber um die Solldrücke für die Achsmodulatoren vorzugeben.
- Bauteile die Eingangsgrößen liefern wie Kompressor oder ABS - Sollwertgeber

Die Bauteile wurden, nachdem sie in der Simulationsumgebung aufgebaut waren, einzeln evaluiert und auf Plausibilität untersucht. Soweit es möglich war wurden Messdaten zur Evaluierung verwendet. Danach wurde ein Modell der gesamten elektronischen Bremsanlage eines 4x2 Nutzfahrzeuges erstellt. Wobei hier das Augenmerk auf den pneumatischen Komponenten lag. Die Eingangsgrößen für Solldrücke oder ABS-Ventilstellungen wurden als vorhanden angenommen. In einer Gesamtfahrzeugsimulation werden diese Größen vom überlagerten Modell zur Verfügung gestellt. Das Modell wurde soweit aufgebaut damit dieses in einer Gesamtfahrzeugsimulation aus den gegebenen Randbedingungen ein Bremsmoment für jedes Rad errechnen kann.

Die Simulationsergebnisse aus der Simulation des gesamten Bremssystems wurden mit Hilfe der zur Verfügung stehenden Daten evaluiert und auf numerische Stabilität untersucht. Desweiteren wurde am Ende dieser Diplomarbeit ein Versuch durchgeführt mit welchem eine Validierung des Leitungsmodells durchgeführt wurde. Hierzu wurde ein Testaufbau mit 2 Speichern und einer Leitung vermessen. Die Ergebnisse werden in weiterer Folge in den Aufbau der Modelle einfließen und sollen helfen die Bremssimulation so realitätsnah wie möglich zu gestalten.

In Zukunft wird das modellierte Bremsmodell in eine Gesamtfahrzeugsimulationsumgebung eingebunden um verschiedene Manöver simulieren zu können. Eine Messung der Fahrzeugdaten an einem LKW, zum Abgleich der Simulation, werden ebenfalls durchgeführt. Die Homologation von unterschiedlichen Fahrzeugmodellen soll durch diese Simulation möglich werden. Auch ein Regelkreis mit ABS und ESP soll in weiterer Folge aufgebaut werden.

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Sicherheit im Straßenverkehr . . . . .	2
3.1	Schaubild Zweikreis Zweileiter Druckluftbremsanlage Motorwagen [12] . . . . .	11
3.2	Schaubild Zweikreis Zweileiter Druckluftbremsanlage Anhänger [12] . . . . .	12
3.3	Schaubild Elektronisch geregeltes Bremssystem Motorwagen [12] . . . . .	14
3.4	Einzyylinder Kompressor der Firma Wabco [12] . . . . .	16
3.5	Bauelemente und Anordnung (links) Polrad (mitte) Polradsensor (rechts) [12] [4] . . . . .	17
3.6	ABS - Steuergerät für Anhängerfahrzeuge der Firma WABCO [12] . . . . .	18
3.7	ABS - Magnetventil der Firma WABCO [12] . . . . .	18
3.8	ABS - Ventilstellungen Druck- Aufbau, Halten, Senken ([14] S14&15) . . . . .	19
3.9	Proportional Relaisventil der Firma WABCO [12] . . . . .	20
3.10	Achsmodulator der Firma WABCO [12] . . . . .	21
3.11	Druckluftspeicher Stahl geschweißt [12] . . . . .	22
3.12	Bremswertgeber der Firma WABCO [12] . . . . .	22
3.13	Membranzylinder für Scheibenbremse [12] . . . . .	23
3.14	Tristopzylinder für Scheibenbremse [12] . . . . .	23
4.1	Grapische Oberfläche Matlab . . . . .	30
4.2	Einstellmöglichkeiten der Simulationsparameter . . . . .	31
4.3	Ausgangsmodell eines 4x2 Lastkraftwagen mit EBS . . . . .	32
4.4	Modell Druckluftleitung in Matlab/SIMULINK . . . . .	36
4.5	Submodell Druckluftleitung . . . . .	36
4.6	Maske Druckluftleitung . . . . .	37
4.7	Mask Editor Druckluftleitung . . . . .	37
4.8	Verifikation der Leitung - Aufbau . . . . .	38
4.9	Verifikation der Leitung - Ergebnis - Diagramm . . . . .	38
4.10	Maske Volumen . . . . .	40
4.11	Volumen Modell . . . . .	41
4.12	Volumen Subsystem . . . . .	41
4.13	Volumen Subsystem . . . . .	42
4.14	Volumen Subsystem . . . . .	42
4.15	Aufbau System Speicher-Leitung-Speicher . . . . .	43
4.16	Simulationsergebnisse Speicher-Leitung-Speicher . . . . .	45
4.17	Modell des Bremswertgebers . . . . .	46
4.18	Aufbau des Bremswertgebers . . . . .	46

4.19	Schematischer Aufbau pneumatischer Widerstand [2]	47
4.20	Ventil Modell	48
4.21	Aufbau Ventil	49
4.22	Maske Ventil	50
4.23	Parameterberechnung Ventil	50
4.24	Verifikation Ventil Aufbau	50
4.25	Verifikation - Ventil - Aufbau	51
4.27	ABS Ventil - Submodell - Aufbau	52
4.26	ABS Ventil - Modell	52
4.28	ABS-Verifikation Aufbau	54
4.29	ABS-Verifikation Simulationsergebnisse	56
4.30	Achsmodulator Modell	57
4.31	Achsmodulator Aufbau	58
4.32	Regler Achsmodulator Aufbau	58
4.33	Regler Achsmodulator mit Proportionalventil Diagramm	59
4.34	Regler Achsmodulator mit Proportionalventil Funktion	60
4.35	Regler - Achsmodulator mit Taktventil - Diagramm	60
4.36	Regler - Achsmodulator mit Taktventil - Code	61
4.37	Aufbau zur Evaluierung des Achsmodulators	61
4.38	Ergebnisse Achsmodulator mit Proportionalventilen	63
4.39	Symbolischer Aufbau der Scheibenbremse	65
4.40	Modell der Scheibenbremse	67
4.41	Maske der Scheibenbremse	68
4.42	Submodell der Scheibenbremse	70
4.43	Validierungsaufbau Scheibenbremse	71
4.44	Position des Kolbens ohne Dämpfung	72
4.45	Ergebnisse der Evaluierungssimulation	73
4.46	Aufbau des Systems 4x2 Vorderachse	74
4.47	Aufbau des Systems 4x2 Hinterachse	75
5.1	ABS Messdatenaufzeichnung aus einer Fahrzeugmessung [8]	79
5.2	Simulationsergebnisse der Vorderachse links bei ABS Eingriff	80
5.3	Druck Vorderachsmodulator Eingang bei ABS Eingriff	81
5.4	Massenstrom in den Vorderachsmodulator mit ABS Eingriff	81
5.5	Druck Vorderachsmodulator Ausgang mit ABS Eingriff	81
5.6	Massenstrom in das ABS-Ventil vorne links	82
5.7	Druck nach dem ABS-Ventil vorne links	82
5.8	Massenstrom in die Scheibenbremse links vorne	83
5.9	Vergleich Soll- und Istdruck - Bremse links hinten	83
5.10	Druck am Eingang des Hinterachsmodulators	84
5.11	Druck am Ausgang des Hinterachsmodulators	84
5.12	Massenstrom zur Bremse	85
5.13	Skizze Versuchsaufbau Speicher Leitung Speicher	86

5.14	Tatsächlicher Versuchsaufbau Speicher Leitung Speicher . . . . .	87
5.15	Ergebnisse des Versuchsaufbaus Speicher Leitung Speicher . . . . .	88
5.16	Ergebnisse der Simulation Speicher Leitung Speicher . . . . .	88
5.17	Ergebnisse der Simulation Speicher Leitung Speicher . . . . .	89
5.18	Ergebnisse der Simulation Speicher Leitung Speicher . . . . .	89



# Tabellenverzeichnis

2.1	Fahrzeugklassen für Nutzfahrzeuge nach EU-Richtlinie 71/320/EWG . . .	6
2.2	Prüfungsanforderungen entsprechend EU-Richtlinie 71/320/EWG [5] . . .	7
3.1	Eingesetzte Rohrleitungen nach [12], S. 152 . . . . .	16
4.1	Initialisierungsdaten Umgebungsbedingungen . . . . .	25



# Literaturverzeichnis

- [1] IPG Automotive. *IPG Documentation Truck Maker*, 4.0.5 edition.
- [2] Prof. Dr.-Ing Peter Beater. *Pneumatic Drives, System Design, Modelling and Control*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007.
- [3] Prof. Dr.-Ing. Stefan Breuer Erich Hoepke. *Nutzfahrzeugtechnik Grundlagen Systeme Komponenten*, volume 7. Springer Vieweg, 2013.
- [4] Ao. Univ.-Prof. Doz. für Fluidtechnik H.G. Hochleitner. Fluidtechnik in straßenfahrzeugen. Skriptum TU-Graz, 3 2010.
- [5] Robert Bosch GmbH (Hrsg.). *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*. Vieweg-Verlag, 1999.
- [6] Gerd Junge. *Einführung in die Technische Strömungslehre*. Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag, 2011.
- [7] Bernhard Manhartgruber. *Pneumatik Grundlagen, Komponenten und Anwendungen Modellbildung, Simulation und Regelung*. Johannes Kepler Universität Linz, Stand: 11.Dezember 2008.
- [8] Mitarbeiter der Firma Knorr: Baumgartner, Herges, Melcher, Mustapha, Schwab. Vortragsreihe EBS ABS ASR Radbremse Fahrdynamik. München Freising Stuttgart, 2012. Vortrag am 15. und 16. Mai 2012 in München Freising.
- [9] Wolf Dieter Pietruszka. *MATLAB und Simulink in der Ingenieurpraxis Modellbildung, Berechnung und Simulation 3., bearbeitete und erweiterte Auflage*. Vieweg + Teubner, 2012.
- [10] Konrad Reif. *Bremsen und Bremsregelsysteme*, volume 1. Vieweg+Teubner, 2010.
- [11] Kirschbaum Verlag. *FEE: Fahrzeugtechnik EWG/ECE: Richtlinien der Europäischen Gemeinschaften fuer Strassenfahrzeuge (EWG-Richtlinien) und Regelungen der Economic Commission for Europe fuer Kraftfahrzeuge und ihre Anhaenger (ECE-Regelungen)*. Kirschbaum Verlag, 2004.
- [12] WABCO. Systeme und komponenten in nutzfahrzeugen, 2005. Version 003/12.2011(de).
- [13] WABCO. Wabco Inform Produktkatalog. Verfügbar unter <http://http://inform.wabco-auto.com/intl/de/informweb.php>, 2013. Zugang am 2 September 2013.



- [14] WABCO Fahrzeugbremsen. VARIO-C EMV-Zertifizierung e1 021106 Systembeschreibung Installation Lieferumfang. Standard, WABCO Standard GmbH, 1996.
- [15] Holger Watter. *Hydraulik und Pneumatik, Grundlagen und Übungen - Anwendung und Simulation*, volume 2. Vieweg + Teubner, 2008.