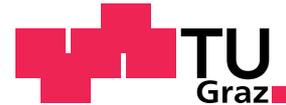




Institut für Regelungs-
und Automatisierungstechnik
Technische Universität Graz



Masterarbeit

Modellbildung und Reglerentwurf für einen Kraftstoffkonditionierer

Gerald Zöhrer

Betreuer

Priv.-Doz. Dipl.-Ing. Dr.techn. Robert Bauer

in Zusammenarbeit mit



Graz, 2013

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 21.5.2013

Guadalupe Zöhner
(Unterschrift)

Zusammenfassung

Diese Masterarbeit beschäftigt sich mit der Modellierung und Regelung eines Kraftstoffkonditionierers, welcher bei End-of-Line Prüfständen für Common-Rail Dieselmotoren eingesetzt wird. Ziel ist eine störsichere Regelung des Vor- und Rücklaufdrucks am Motor sowie eine Messung des aktuell verbrauchten Treibstoffs.

Der vollständig nachgebildete Konditionierer wird herangezogen, um am Simulationsmodell die Druckregelung zu dimensionieren und diese vorab virtuell testen zu können. Insbesondere wird auf eine detaillierte Modellierung der Rohrleitungsstücke geachtet. Besonderes Augenmerk wird auf die Anpassung der Modellparameter gelegt, da diese für ein komplexes Gebilde anhand weniger Messgrößen eingestellt werden müssen. Schließlich werden die am realen System gemessenen Regelergebnisse und jene der Simulation gegenüber gestellt und verglichen. Auftretende Schwierigkeiten bezüglich Messrauschen und Unterabtastung, welche auf die Dynamik der Regelung einen starken Einfluss ausüben, werden behandelt. Auf die Auswirkungen des nicht direkt messbaren Flusses zum und vom Verbrennungsmotor bei der Anpassung der Simulation wird abschließend eingegangen.

Schlagwörter

Common-Rail Dieselmotor, Prüfstand, Kraftstoffkonditionierer, Modellierung, Regelung

Abstract

This master thesis deals with the modelling and control of fuel conditioners, which are used for end-of-line test benches for common rail diesel engines. As a result, a noise-resistant control of inlet and outlet pressure as well as a measurement of the current fuel consumption is given.

The conditioner is modelled with focus on a detailed implementation of the pipes. This model is used to design the pressure control and simulate it first of all.

Particular attention is paid to the model's parameterising, because only few measured variables are available to set all parameters of this complex structured conditioner. Finally, the measured results of the real controlled system are compared with those of the simulation. Occurring difficulties concerning noise and sub-sampling, which exert a significant influence on the regulation's dynamics, are discussed. In adapting the simulation, the effects caused by the strong influence of the not directly measurable inlet and outlet diesel flows are finally analyzed.

Keywords

Common-Rail diesel engine, test bench, fuel conditioner, modelling, control

Danksagung

Ich möchte hiermit meinen Dank für die Ermöglichung sowie die Unterstützung dieser Diplomarbeit ausdrücken, welcher allem voran der Firma Kristl, Seibt & Co., sowie in erster Linie Robert Bauer für den intensiven Ideenaustausch und die hervorragende Betreuung, gilt. Des Weiteren bedanke ich mich bei meinen Kollegen, welche mir durch ihre tatkräftige Unterstützung, konstruktive Gespräche und Anregungen stets wichtige Begleiter gewesen sind.

Besonders danke ich meiner Familie dafür, dass sie mir das Studieren auf beste Weise ermöglicht hat. Ebenfalls bin ich meinen Eltern sowie meinem Bruder für die kritische und präzise Durchsicht dieser Diplomarbeit sehr dankbar.

Schlussendlich richte ich meinen herzlichsten Dank an meine Freundin Isa und an alle meine Freunde, welche mir in allen Phasen meines Studien- sowie auch Privatlebens eine große Stütze gewesen sind.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Grundlagen	2
2.1	Common-Rail Dieselmotoren	2
2.2	Aufbau des Kraftstoff-Konditionierers	3
2.3	Ablauf einer End-of-Line Prüfsequenz	5
3	Nachbau eines Rohrleitungsstücks	7
3.1	Aufstellen der Bewegungsgleichungen	7
3.2	Symmetrische Ortsdiskretisierung	13
3.3	Asymmetrische Ortsdiskretisierung	18
3.4	Simulation und Gegenüberstellung der Leitungsvarianten	22
4	Nachbau weiterer Bauelemente	28
4.1	Pumpen	28
4.1.1	Verdrängerpumpen	28
4.1.2	Fliehkraftpumpen	29
4.2	T-Stücke	29
4.3	Ventile	31
4.4	Dynamik des Servomotors	32
4.5	Filterelemente	33
5	Vereinfachung der modellierten Rohrleitung	34
5.1	Statischer Endwert	34
5.2	Annäherung der Rohrleitung als PT_1 -Glied	35
5.3	Vergleich mit detailliertem Modell	35
6	Regelung des Kraftstoffkonditionierers	38
6.1	Parametrierung des Modells	39
6.1.1	Tankkreis Parametrierung	40
6.1.2	Rückwärtszweig Parametrierung	42
6.1.3	Vorwärtszweig und Bypass Parametrierung	43
6.2	Regelstrategie	46
6.2.1	Regelung des Tankkreis Ausgangsdrucks	48
6.2.2	Regelung des Vorlaufdrucks	50
6.2.3	Regelung des Rücklaufdrucks	51
6.2.4	Verbesserungsmöglichkeiten	53

6.3	Analyse der Messwerte	55
6.4	Einstellen der Regelparameter	58
7	Diskussion der Regelergebnisse	60
7.1	Analyse der Dimensionierung der Bauteile	63
7.2	Vergleich der realen und der simulierten Regelung	64
	Literaturverzeichnis	68
	Abbildungsverzeichnis	69

1 Einleitung

In der heutigen Welt sind Kraftfahrzeuge praktisch nicht mehr wegzudenken. Sowohl im Individualverkehr als auch im industriellen Bereich sind sie Antriebskraft für die Wirtschaft sowie Fortbewegungsmittel für die Massen der Bevölkerung in einem globalen Miteinander.

Mit der Einführung der Fließbandproduktion sind Kraftfahrzeuge auch für einen Großteil der Bevölkerung erschwinglich und zu einem unverzichtbaren Bestandteil der Gesellschaft geworden. Die steigenden Ansprüche bezüglich niedrigem Kraftstoffverbrauch bewirken eine ständige Weiterentwicklung auf dem Gebiet der Verbrennungsmotoren. Auch wenn an alternativen Antriebsmöglichkeiten bereits intensiv geforscht wird, sind Benzin und Diesel noch immer die am weitesten verbreiteten Energieträger in der Automobilbranche.

Der technologische Fortschritt bedingt ebenfalls wachsende Anforderungen an jenes Equipment, welches zur Entwicklung, zur Herstellung und zum Testen dieser komplexen Systeme benötigt wird.

Die Firma Kristl, Seibt & Co. hat sich auf den Entwurf und die Produktion von Prüfständen spezialisiert und dem Verfasser diese Masterarbeit vorgeschlagen.

Im Folgenden werden End-of-Line-Prüfstände für Common-Rail Dieselmotoren einer Betrachtung unterzogen. Für die Erstbefüllung des Motors sowie für die Treibstoffversorgung während der Testläufe ist ein Konditionieraggregat entworfen worden, dessen Aufgabe darin besteht, die Dieseldrücke am Testmotor sowie die Temperatur des zulaufenden Diesels zu regeln und den aktuellen Verbrauch zu bestimmen. Vereinfacht dargestellt bildet somit der Kraftstoffkonditionierer beim Prüflauf den Tank des Fahrzeugs samt Vor- und Rücklauf unter stets gleichen und reproduzierbaren Bedingungen nach.

Die Aufgabe dieser Arbeit besteht darin, den gegebenen Kraftstoffkonditionierer möglichst detailgetreu zu modellieren. Anhand einer anschließenden Vereinfachung soll eine Regelung für die Druckverhältnisse am Motor entworfen werden, welche mit der zuvor erstellten realitätsnahen Simulation getestet wird. Anschließend ist die entworfene Regelung am realen Konditionierer zu implementieren und die Modellierung zu verifizieren. Das Ziel dieser Aufgabenstellung ist die erfolgreiche Regelung des Kraftstoffkonditionierers im Normalbetrieb.

2 Grundlagen

Im Folgenden wird die Funktionsweise des Common-Rail Dieselmotors kurz erklärt. Ebenfalls wird der von Kristl, Seibt & Co. entworfene Kraftstoffkonditionierer erläutert sowie der Ablauf eines End-of-Line Tests beschrieben.

2.1 Common-Rail Dieselmotoren

Der Common-Rail Dieselmotor, wie in Abbildung 2.1 schematisch dargestellt, zeichnet sich dadurch aus, dass der Einspritzdruck des Treibstoffs in den Zylinder und die Einspritzzeitpunkte unabhängig voneinander eingestellt werden können. Erreicht wird dies durch eine Entkopplung der Druckerzeugung und des Einspritzvorgangs.

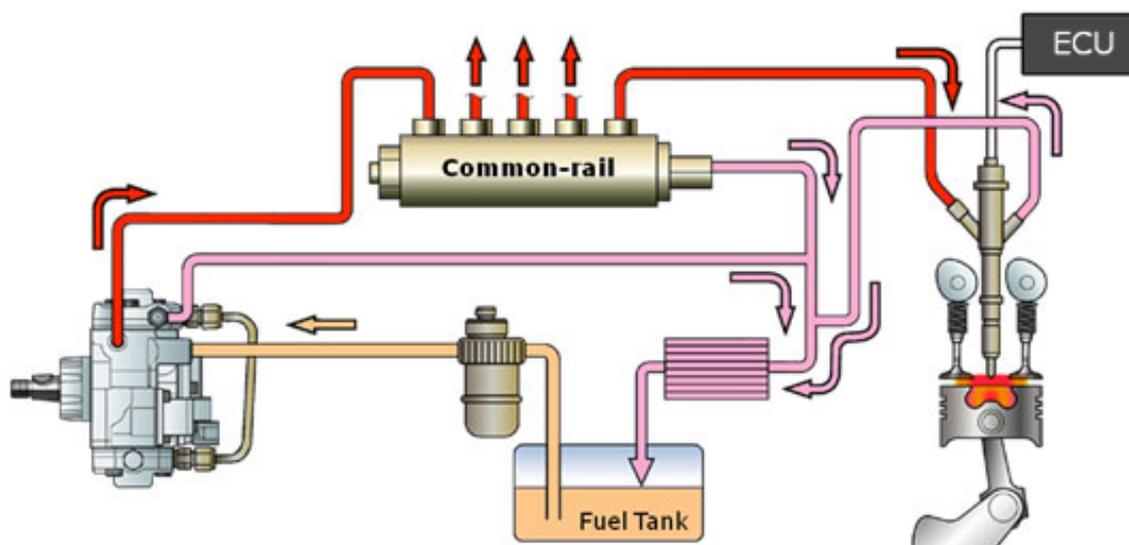


Abbildung 2.1: Schematischer Aufbau eines Common-Rail Dieselmotors, vgl. [1]

Die Hochdruckpumpe (in der Abbildung links eingezeichnet) entnimmt dem Tank - durch einen Filter - Diesel. Der Treibstoff wird hochdruckseitig in einem Rohr, dem Common-Rail, auf 200 bis 2200 bar komprimiert. Die Einstellung des geforderten Drucks kann entweder durch ein Druckregelventil direkt am Rail erfolgen (hochdruckseitige Regelung), welches überschüssigen Treibstoff zurück in den Tank leitet, oder direkt an der Hochdruckpumpe. Im zweitgenannten Fall wird nur jene Menge Treibstoff in das Rail gepumpt, welche für die Einstellung des gewünschten Drucks notwendig ist; der überschüssige Diesel wird auch bei dieser Variante dem Tank rückgeführt. Eine Kombination dieser beiden Systeme ist ebenfalls möglich.

Zu den gewünschten Einspritzzeitpunkten wird der Diesel mit jenem Druck, welcher im Common-Rail herrscht, durch die Injektoren (in der Abbildung rechts eingezeichnet) in den Zylinder gespritzt. Dabei sind bis zu acht Einspritzungen pro Einspritzzyklus möglich. Der innere Aufbau der Injektoren bedingt, dass diese überflüssigen Treibstoff auch dem Tank rückführen [2].

2.2 Aufbau des Kraftstoff-Konditionierers

Der von Kristl, Seibt & Co. entworfene Kraftstoffkonditionierer hat die Aufgabe, die Treibstoffdrücke am Vor- und Rücklauf eines Common-Rail Dieselmotors unabhängig voneinander zu regeln sowie den zufließenden Kraftstoff auf einer vorgegebenen Temperatur zu halten. Ebenfalls soll der aktuelle Verbrauch des Motors bestimmt werden.

In dieser Arbeit wird die Temperatur des Diesels nicht weiter Gegenstand der Untersuchung sein.

In Abbildung 2.2 ist der Aufbau des Konditionierers schematisch dargestellt. Dabei werden Überprüfungsanschlüsse, Entlüftungen, Wärmetauscher, Sicherheits- und Überdruckventile außer Acht gelassen, da diese auf die Regelung des Vor- und Rücklaufdrucks keinen nennenswerten Einfluss nehmen.

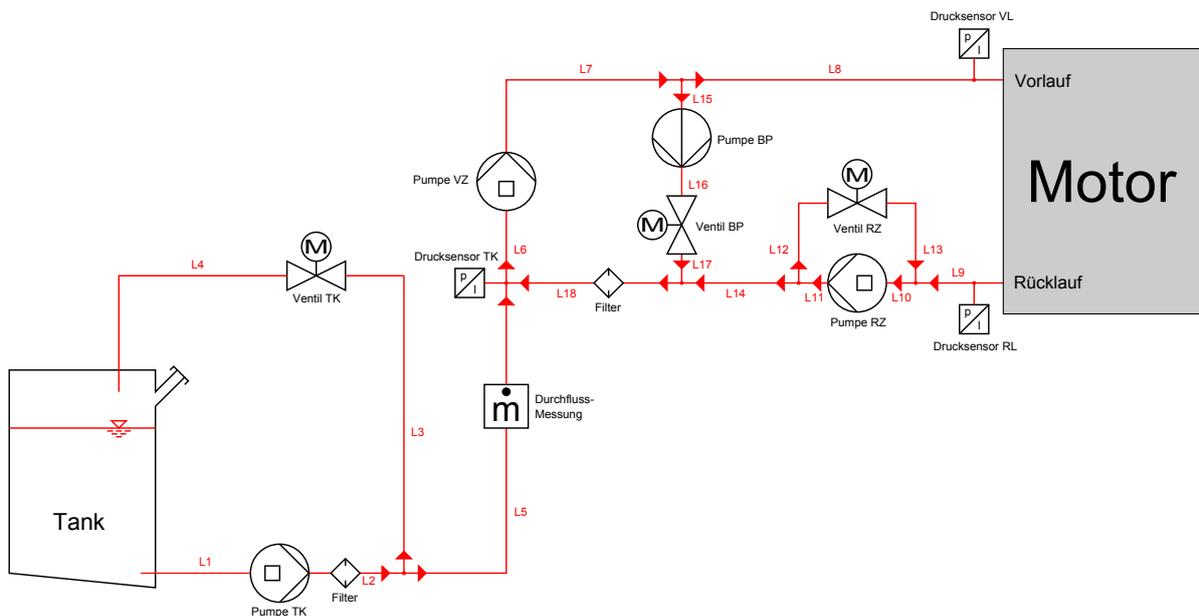


Abbildung 2.2: Schematischer Aufbau des Kraftstoffkonditionierers für Common-Rail Dieselmotoren

Das Konditionieraggregat kann in drei untereinander verbundene Kreise unterteilt werden:

Der *Tankkreis* (links im Bild) beinhaltet den Treibstofftank, aus welchem die Pumpe TK (Verdrängerpumpe) Diesel entnimmt, welcher nach einer Filterung auf die Leitungen 3 und 5 aufgeteilt wird. Ein Großteil dieser Flüssigkeit wird dabei über das Ventil TK dem Tank rückgeführt.

Ziel des Tankkreises ist, durch Variation des Ventils TK den Druck am Sensor TK einzuregulieren und über Leitung 5 das restliche System mit Treibstoff zu versorgen.

Der zweite Kreis besteht aus dem *Vorwärtszweig* mit der Pumpe VZ (Verdrängerpumpe) und dem *Bypass* mit der Pumpe BP (Fliehkraftpumpe) und dem Ventil BP. Dabei fördert die Pumpe VZ den Großteil des gepumpten Diesels über den Bypass im Kreis.

Ziel des Vorwärtszweigs ist, durch Variation des Ventils BP den Druck am Vorlauf einzuregulieren sowie den Motor mit Treibstoff zu versorgen. Jene Menge Diesel, welche durch Leitung 8 zum Motor gefördert wird, fließt über den Rücklauf durch Leitung 14 und über den Tankkreis (Leitung 5) in den Vorwärtszweig nach. Der Zweck der Pumpe BP ist, den Vorlaufdruck gegebenenfalls weiter abzusenken, um auch niedrige Druckbereiche beziehungsweise - im Bezug zur Umgebung - relative Unterdrücke am Vorlauf einregulieren zu können.

Der dritte Kreis ist der *Rückwärtszweig*, welcher aus der Pumpe RZ (Verdrängerpumpe) und dem Ventil RZ besteht. Die Pumpe RZ pumpt Diesel über das Ventil RZ im Kreis. Die Zuflussmenge in den Rückwärtszweig durch Leitung 9 (Rücklauffluss des Motors) entspricht der Menge an abfließendem Treibstoff durch Leitung 14.

Ziel des Rückwärtszweigs ist die Regelung des Drucks am Rücklauf durch das Ventil RZ.

Der aktuelle Verbrauch des Motors ist die Differenz aus zufließendem und rückfließendem Diesel. Dies entspricht dem Fluss durch Leitung 8 weniger dem Rückfluss aus Leitung 9, welcher wiederum identisch ist mit jenem durch Leitung 14. Diesen Verlust kann der Vorwärtszweig nur kompensieren, indem durch Leitung 5 Treibstoff aus dem Tankkreis nachgefördert wird. Der aktuell verbrauchte Treibstoff ist daher gleich dem Fluss durch Leitung 5. Aus diesem Grund ist an dieser Stelle die Durchflussmessenrichtung zur Ermittlung des aktuellen Verbrauchs eingebaut worden. Eine Differenzbildung aus gemessenem Vorlauffluss und gemessenem Rücklauffluss ist nicht zu empfehlen, da sich dabei die Ungenauigkeiten beider Messsensoren addieren.

Der Grundidee, den Großteil des Treibstoffs in Kreisen über Ventile zu pumpen um Drücke zu regeln, liegt ein Patent der Firma Kristl, Seibt & Co. zugrunde [3].

Zum genaueren Verständnis wird beispielsweise der Tankkreis des Kraftstoffkonditionierers in Abbildung 2.3 betrachtet. Ziel der Beförderung der Flüssigkeit im Kreis ist es, den Druck am Eingang der Leitung 5 bei schwankendem Ausgangsfluss (Verbrauch des Motors) konstant zu halten.

Der Fluss durch Leitung 5 ist deutlich geringer als die konstant geförderte Treibstoffmenge der Pumpe TK. Daher fließt ein Großteil des Diesels über das Ventil TK zurück in den Tank. Variiert der Verbrauch des Motors, so wirkt sich dies nur geringfügig auf den

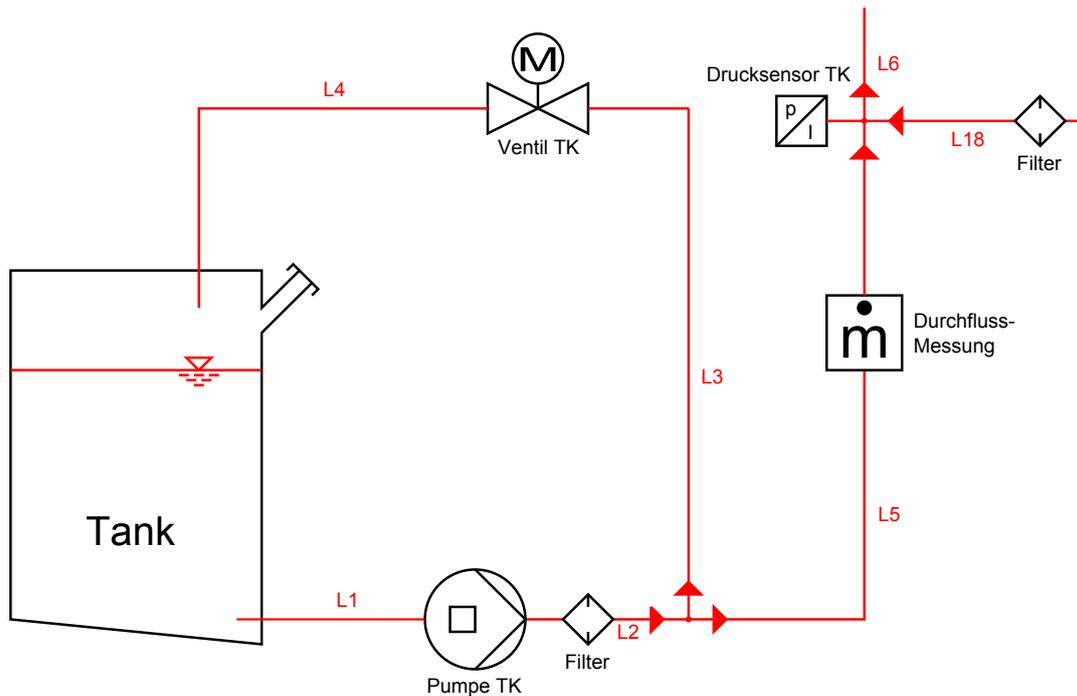


Abbildung 2.3: Schematischer Aufbau des Tankkreises des Treibstoffkonditionierers für Common-Rail Dieselmotoren

Fluss über das Ventil TK aus - diese Schwankung kann vernachlässigt werden. Daher kann der Druckabfall am Ventil bei gleichbleibender Ventilstellung als konstant angenommen werden (selbiges gilt für die Druckverluste in den Leitungen 3 und 4). Daraus folgt im eingeschwungenen Zustand bei konstantem Tankdruck ein gleichbleibender Druck am Eingang der Leitung 5, ohne dass eine Veränderung der Stellung des Ventils TK notwendig ist.

Um den Druck am Messsensor konstant zu halten, muss der Druckabfall an der Leitung 5 berücksichtigt werden. Dieser ist bei konstantem Eingangsdruck primär vom dort herrschenden Durchfluss abhängig. Da dieser jedoch starken Schwankungen unterliegt wird es im Weiteren notwendig sein, die Ventilstellung TK zu regeln, um den Druck am Sensor auf einem gewünschten Sollwert zu halten.

2.3 Ablauf einer End-of-Line Prüfsequenz

Die Aufgabe des End-of-Line Prüfstands ist es, neu zusammengebaute Motoren erstmalig auf deren Funktionalität zu überprüfen. Dabei wird nach dem Andocken aller Schläuche und Verbindungen jeder Motor erstmals mit Treibstoff, Motoröl und Kühlwasser befüllt. Dieser Schritt wird *Priming* genannt. Dabei pumpt der Kraftstoffkonditionierer mit hohem Druck Diesel durch den Vorlauf, während die Luft aus dem Inneren des Motors

über den Rücklauf ausströmen kann¹.

Anschließend werden die Treibstoffdrücke an Vor- und Rücklauf auf tankähnliches Niveau geregelt und der Verbrennungsmotor wird mittels einer angedockten Asynchronmaschine angedreht. In diesem Schritt, auch *Kalttest* genannt, wird von den Injektoren noch kein Treibstoff in die Zylinder eingespritzt, wodurch es zu keiner Zündung kommt. Die dabei gemessenen Werte am Motor sowie an der Asynchronmaschine (z.B. Drehmoment) geben Aufschlüsse über den korrekten Zusammenbau des Prüflings.

In einem weiteren optionalen Schritt wird der Motor befeuert gefahren. Die dabei erzeugte Leistung wird durch die angekoppelte Asynchronmaschine in elektrische Energie umgewandelt. Dieser Schritt wird als *Heißtest* bezeichnet. Die Treibstoffdrücke werden wie auch schon beim Kalttest auf tankähnlichem Niveau gehalten. In dieser Testphase kann mithilfe des Kraftstoffkonditionierers zusätzlich der aktuell verbrauchte Treibstoff des Motors gemessen werden.

¹ Um den Kreislauf des Kraftstoffkonditionierers frei von dieser Luft zu halten, ist in Leitung 14 ein Entgaser eingebaut. Da dieser jedoch keine nennenswerten Auswirkungen auf die Druckverhältnisse des Treibstoffs ausübt, wird dieser im Weiteren dieser Arbeit durch ein gewöhnliches Rohrleitungsstück modelliert.

3 Nachbau eines Rohrleitungsstücks

Unter [4] wird ein Rohrleitungsstück (auch *Pipe* genannt) nachgebaut, welches die dynamischen Eigenschaften eines Flüssigkeits-Gas-Gemischs im Inneren wiedergibt.

Das Modell des simulierten Leitungsstücks bekommt den Eingangsdruck und die Durchflussmenge am Ausgang als Eingangsgrößen übergeben. Unter Berücksichtigung dynamischer Vorgänge soll die Simulation das Verhalten des Ausgangsdrucks und der Durchflussmenge am Eingang darstellen.

Im Folgenden wird ein alternativer Ansatz zu [4] gewählt, um diese Simulation zu realisieren. Im Anschluss werden die kreierten Varianten analysiert und miteinander verglichen.

3.1 Aufstellen der Bewegungsgleichungen

Es wird ein Rohr mit konstantem Querschnitt A [m²] betrachtet, welches von einem Flüssigkeits-Gas-Gemisch durchströmt wird. Die Bewegungsgleichungen ([5], [6]) werden anhand eines ortsfesten Teils des Rohrs mit dem konstanten Volumen $A \cdot dx$ (Kontrollvolumen), wie in Abbildung 3.1 dargestellt, bestimmt.

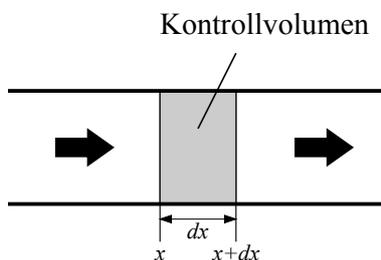


Abbildung 3.1: Kontrollvolumen im Leitungsrohr

Die Masse m [kg] ergibt sich aus der Dichte des Flüssigkeits-Gas-Gemischs ρ [kg/m³] bei konstantem Kontrollvolumen zu

$$m = \rho A dx \quad (3.1)$$

Die zeitliche Veränderung der Masse ist daher proportional zur zeitlichen Veränderung der Dichte. Die Zunahme der Masse Δm in Zeitintervall dt [s] beträgt

$$\Delta m = [\rho(x, t + dt) - \rho(x, t)] A dx = \frac{\partial \rho}{\partial t} A dx dt \quad (3.2)$$

und ist die Differenz zwischen ein- und ausströmender Masse ($\Delta m = m_{ein} - m_{aus}$).

Aufgrund der Flussgeschwindigkeit v [m/s] des Flüssigkeits-Gas-Gemischs strömt im Zeitintervall dt auf der linken Seite die Masse

$$m_{ein} = \rho V_{ein} = \rho(x, t) A v(x, t) dt \quad (3.3)$$

in das Kontrollvolumen ein und auf der rechten Seite die Masse

$$m_{aus} = \rho V_{aus} = \rho(x + dx, t) A v(x + dx, t) dt \quad (3.4)$$

aus diesem aus. Die Differenz zwischen ein- und ausströmender Masse ergibt sich zu

$$\Delta m = m_{ein} - m_{aus} = A \underbrace{[\rho(x, t)v(x, t) - \rho(x + dx, t)v(x + dx, t)]}_{= -\frac{\partial(\rho v)}{\partial x} dx} dt = -A \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} dx dt \quad (3.5)$$

woraus man zusammen mit Gleichung (3.2) die Kontinuitätsgleichung erhält:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial \rho}{\partial x} = 0 \quad (3.6)$$

Die Masse des Flüssigkeits-Gas-Gemischs wird aufgrund der wirkenden Kräfte F entsprechend dem zweiten Newtonschen Axiom in Flussrichtung beschleunigt:

$$F = m \frac{dv}{dt} \quad (3.7)$$

Die gesamt wirkende Kraft F setzt sich aus den beiden Kräften, welche durch die Drücke links und rechts des Kontrollvolumens herrschen (F_{li} beziehungsweise F_{re}), zusammen, sowie der Reibkraft an den Innenwänden der Rohrleitung (F_R).

Die Gesamtkraft F in Flussrichtung ergibt sich aus der Differenz der am Ausgang wirkenden Kraft zu der am Eingang wirkenden Kraft minus der Reibkraft:

$$F = F_{li} - F_{re} - F_R \quad (3.8)$$

Von links wirkt aufgrund des Drucks p [Pa] die Kraft

$$F_{li} = A p(x, t) \quad (3.9)$$

und entsprechend von rechts die Kraft:

$$F_{re} = A p(x + dx, t) \quad (3.10)$$

Die Reibkraft muss im stationären Zustand einen Druckabfall

$$\Delta p = c_1 L v^{1.75} \quad (3.11)$$

mit

$$c_1 = \kappa \cdot 0.2414 \frac{\eta^{0.25} \rho^{0.75} A^{1.75}}{D^{4.75}} \quad (3.12)$$

bei turbulenter Strömung im glatten Rohr hervorrufen [7], wobei gilt:

κ	...	Druckabfall-Korrekturfaktor [-]
η	...	Dynamischer Reibungskoeffizient der Flüssigkeit [Pa s]
ρ	...	Dichte [kg/m ³]
A	...	Querschnittfläche der Rohrleitung [m ²]
D	...	Leitungsdurchmesser [m]

Der Druckabfall-Korrekturfaktor κ korrigiert den Druckabfall in einer Rohrleitung. Diese Veränderung wird aufgrund von Knicken und Verschraubungen in der Leitung notwendig. Es hat sich ein Faktor von $\kappa = 5$ für sinnvoll erwiesen (siehe [4]).

Für die Länge dx des Kontrollvolumens ergibt sich somit die Reibkraft

$$F_R = c_1 A dx v^{1.75} \quad (3.13)$$

Die gesamt wirkende Kraft auf die Masse des Flüssigkeits-Gas-Gemischs

$$F = A \underbrace{[p(x, t) - p(x + dx, t)]}_{= -\frac{\partial p}{\partial x} dx} - A c_1 dx v^{1.75} = \left[-\frac{\partial p}{\partial x} - c_1 v^{1.75}\right] A dx \quad (3.14)$$

wird in die Gleichung des zweiten Newtonschen Axioms eingesetzt. Unter Zuhilfenahme des totalen Differentials

$$\frac{dv(x, t)}{dt} = \frac{\partial v}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial v}{\partial t} = v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} \quad (3.15)$$

sowie Gleichung (3.1) ergibt sich durch Umformungen die Trägheitsgleichung:

$$\frac{\partial p}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial x} + \rho \frac{\partial v}{\partial t} + c_1 v^{1.75} = 0 \quad (3.16)$$

Die Gleichungen (3.6) und (3.16) sollen durch die zeitlichen Ableitungen der Zustandsvariablen p und v ausgedrückt werden. Dafür ist ein Zusammenhang von Dichte und Druck an einer Position x im Rohr zu einem Zeitpunkt t von Nöten.

Da es sich um ein Flüssigkeits-Gas-Gemisch handelt, ist es sinnvoll, die beiden Komponenten vorerst getrennt zu betrachten.

Der Zusammenhang zwischen Druck und Dichte stellt sich für Flüssigkeiten beziehungsweise für Gase wie folgt dar:

$$\rho_f(p) = \rho_{f,0} \cdot \left[1 + \frac{1}{\beta}(p - p_0)\right] \quad (3.17)$$

sowie

$$\rho_g(p) = \rho_{g,0} \cdot \frac{p}{p_0} \quad (3.18)$$

wobei gilt:

ρ_f	...	Dichte der Flüssigkeit [kg/m ³]
$\rho_{f,0}$...	Dichte der Flüssigkeit bei Druck p_0 [kg/m ³]
ρ_g	...	Dichte des Gases [kg/m ³]
$\rho_{g,0}$...	Dichte des Gases bei Druck p_0 [kg/m ³]
p_0	...	Referenzdruck [Pa]
β	...	Kompressionsfaktor der Flüssigkeit [Pa]

Das Verhältnis von Flüssigkeit zu Gas im Gemisch wird durch den massebezogenen Luftanteil γ_m ausgedrückt. Es gelten für die Masse der Flüssigkeit (m_f) und für die Masse des Gases (m_g)

$$m_f = (1 - \gamma_m) \cdot m \quad (3.19)$$

$$m_g = \gamma_m \cdot m \quad (3.20)$$

Die Gesamtmasse m ist die Summe aus m_f und m_g .

Das Gesamtvolumen V setzt sich aus dem Volumen der Flüssigkeit V_f und dem Volumen des Gases V_g zusammen. Es gilt

$$V_f = \frac{m_f}{\rho_f} \quad (3.21)$$

$$V_g = \frac{m_g}{\rho_g} \quad (3.22)$$

sowie

$$V = \frac{m}{\rho} \stackrel{!}{=} V_f + V_g \quad (3.23)$$

Umgeformt erhält man

$$\rho = \frac{m}{V_f + V_g} = \frac{m}{\frac{m_f}{\rho_f} + \frac{m_g}{\rho_g}} = \frac{m}{\frac{(1-\gamma_m)m}{\rho_f} + \frac{\gamma_m m}{\rho_g}} \quad (3.24)$$

Die Gesamtmasse m kürzt sich heraus. So ergibt sich nach einigen Umformungen

$$\rho(p) = \frac{\rho_f(p) \cdot \rho_g(p)}{(1 - \gamma_m) \cdot \rho_g(p) + \gamma_m \cdot \rho_f(p)} \quad (3.25)$$

Die Dichten hängen alle vom Druck ab. Die Gleichungen (3.17) und (3.18) in Gleichung (3.25) eingesetzt und ausmultipliziert ergibt folgenden Ausdruck:

$$\rho(p) = \frac{\frac{\rho_{f,0} \cdot \rho_{g,0}}{\beta \cdot p_0} p^2 + \left(\frac{\rho_{f,0} \cdot \rho_{g,0}}{p_0} - \frac{\rho_{f,0} \cdot \rho_{g,0}}{\beta} \right) p}{\left((1 - \gamma_m) \frac{\rho_{g,0}}{p_0} + \frac{\gamma_m \cdot \rho_{f,0}}{\beta} \right) p + \gamma_m \cdot \rho_{f,0} \left(1 - \frac{p_0}{\beta} \right)} \quad (3.26)$$

Der erhaltene Ausdruck soll nun vereinfacht werden. Dazu können folgende Annahmen getroffen werden:

$$p_0 \ll \beta \quad (3.27)$$

$$\gamma_m \ll 1 \quad (3.28)$$

Dadurch kann im Zähler im Term $\left(\frac{\rho_{f,0} \cdot \rho_{g,0}}{p_0} - \frac{\rho_{f,0} \cdot \rho_{g,0}}{\beta} \right)$ der hintere Teil vernachlässigt werden. Ebenfalls kann im Nenner der Term $\left((1 - \gamma_m) \frac{\rho_{g,0}}{p_0} + \frac{\gamma_m \cdot \rho_{f,0}}{\beta} \right)$ zu $\frac{\rho_{g,0}}{p_0}$ vereinfacht werden. Daraus ergibt sich folgende vereinfachte Gleichung:

$$\rho(p) = \frac{\rho_{f,0} \cdot \rho_{g,0}}{p_0} \cdot \frac{\frac{1}{\beta} \cdot p^2 + p}{\frac{\rho_{g,0}}{p_0} p + \gamma_m \cdot \rho_{f,0}} \quad (3.29)$$

In Abbildung 3.2 können die Verläufe der Dichte über den Druck für die exakte Lösung und die hier durchgeführte Näherung verglichen werden. Es werden sinnvolle Werte für die Konstanten gewählt. Die Verläufe der exakten Lösung und der Näherung verlaufen nahezu deckungsgleich. In Abbildung 3.3 wird die Differenz der beiden unterschiedlichen Verläufe dargestellt.

Ebenfalls sind für die Umformung der Gleichung (3.6) die Ableitungen der Dichte nach der Zeit t und dem Ort x notwendig. Nach einigen Umformungen ergibt sich

$$\frac{\partial \rho}{\partial \bullet} = \frac{\rho_{f,0} \rho_{g,0}}{p_0} \cdot \underbrace{\frac{\frac{\rho_{g,0}}{\beta p_0} p^2 + \frac{2\gamma_m \rho_{f,0}}{\beta} p + \gamma_m \rho_{f,0}}{\left(\frac{\rho_{g,0}}{p_0} p + \gamma_m \rho_{f,0} \right)^2}}_{:=\alpha(p)} \cdot \frac{\partial p}{\partial \bullet} \quad (3.30)$$

Im Zähler von $\alpha(p)$ kann der Term $\frac{2\gamma_m \rho_{f,0}}{\beta} p$ weggelassen werden, da dieser keinen merklichen Einfluss auf die Gleichung hat.

Für $\alpha(p)$ gilt:

$$\alpha(p) = \frac{\rho_{f,0} \rho_{g,0}}{p_0} \cdot \frac{\frac{\rho_{g,0}}{\beta p_0} p^2 + \gamma_m \rho_{f,0}}{\frac{\rho_{g,0}^2}{p_0^2} p^2 + \frac{2\rho_{f,0} \rho_{g,0} \gamma_m}{p_0} p + \gamma_m^2 \rho_{f,0}^2} \quad (3.31)$$

Nun werden die Ableitungen der Dichte in die Kontinuitätsgleichung (3.6) eingesetzt und nach $\frac{\partial p}{\partial t}$ aufgelöst:

$$\frac{\partial p}{\partial t} = -\frac{\rho(p)}{\alpha(p)} \frac{\partial v}{\partial x} - v \frac{\partial p}{\partial x} \quad (3.32)$$

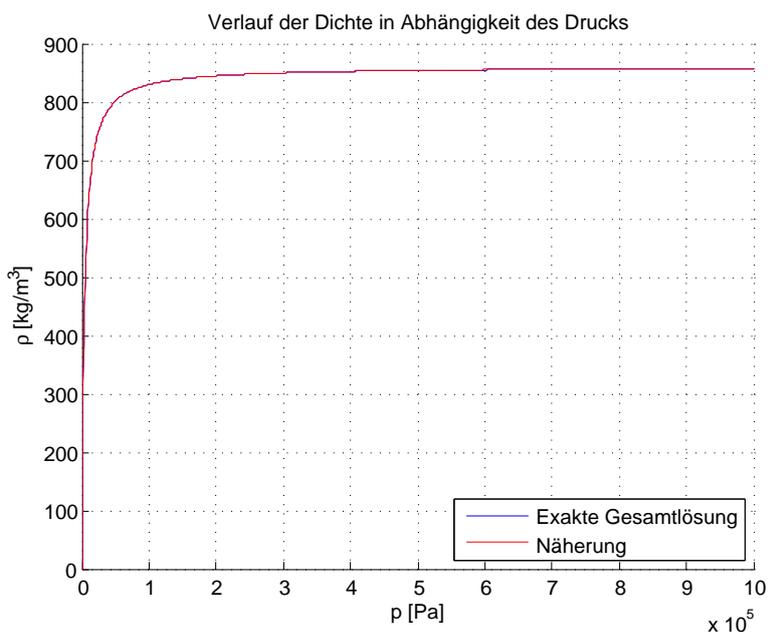


Abbildung 3.2: Dichte in Abhängigkeit des Drucks bei exakter Lösung und bei Näherungslösung

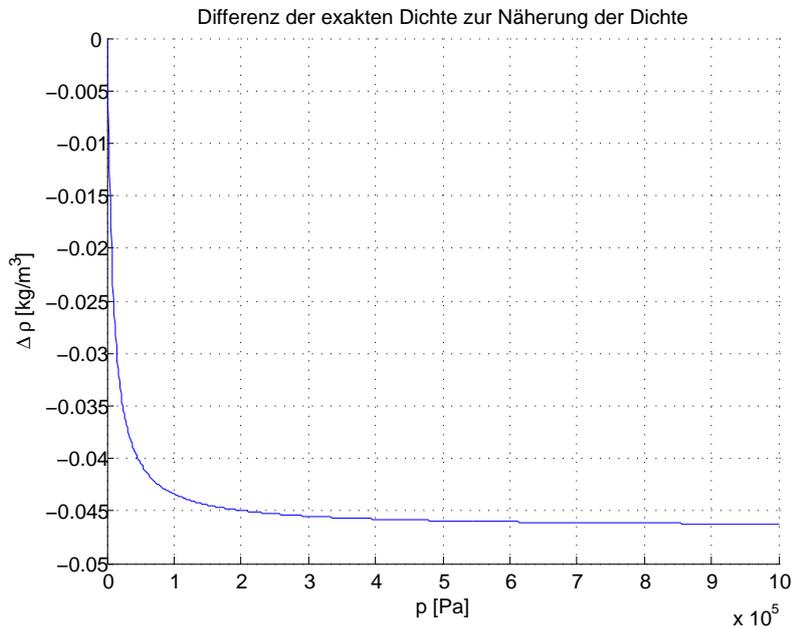


Abbildung 3.3: Differenz der Verläufe der Dichte über den Druck der exakten Lösung und der Näherung

Es wird in $\frac{\rho(p)}{\alpha(p)}$ Gleichung (3.29) eingesetzt. Der Ausdruck wird umgeformt, gekürzt und vereinfacht:

$$\frac{\rho(p)}{\alpha(p)} = \frac{\frac{\rho_{g,0}}{\beta p_0} p^3 + \left(\frac{\gamma_m \rho_{f,0}}{\beta} + \frac{\rho_{g,0}}{p_0} \right) p^2 + \gamma_m \rho_{f,0} p}{\frac{\rho_{g,0}}{p_0 \beta} p^2 + \gamma_m \rho_{f,0}} \quad (3.33)$$

In dem Term $\left(\frac{\gamma_m \rho_{f,0}}{\beta} + \frac{\rho_{g,0}}{p_0} \right)$ kann der erste Summand vernachlässigt werden. Es gilt

$$\frac{\rho(p)}{\alpha(p)} = \frac{\frac{\rho_{g,0}}{\beta p_0} p^3 + \frac{\rho_{g,0}}{p_0} p^2 + \gamma_m \rho_{f,0} p}{\frac{\rho_{g,0}}{p_0 \beta} p^2 + \gamma_m \rho_{f,0}} \quad (3.34)$$

Durch weiteres Umformen ergibt sich:

$$\frac{\rho(p)}{\alpha(p)} = p + \frac{\beta p^2}{p^2 + \frac{\rho_{f,0}}{\rho_{g,0}} \gamma_m \beta p_0} \quad (3.35)$$

Die Gleichungen (3.32) sowie (3.16) beschreiben in einer Rohrleitung das dynamische Verhalten eines Flüssigkeits-Gas-Gemischs.

Um diese Gleichungen rechnergestützt lösen zu können ist es notwendig, die Ableitungen des Drucks und der Flussgeschwindigkeit nach dem Ort x zu ersetzen. Darauf wird in den folgenden Kapiteln eingegangen.

3.2 Symmetrische Ortsdiskretisierung

Ziel dieses Kapitels ist es, die Gleichungen (3.32) sowie (3.16) in eine Form zu bringen, welche eine numerische Lösung erlaubt.

Zu diesem Zweck wird ein schmales Kontrollvolumen der Leitung mit der Dicke Δx betrachtet (siehe Abbildung 3.4). Diese Kontrollvolumen x_i hintereinander geschaltet mit $i = 1, \dots, N$ ergeben das gesamte Rohrleitungsstück. In jedem Kontrollvolumen x_i herrschen der örtlich unabhängige Druck p_i und der örtlich unabhängige Durchfluss v_i .

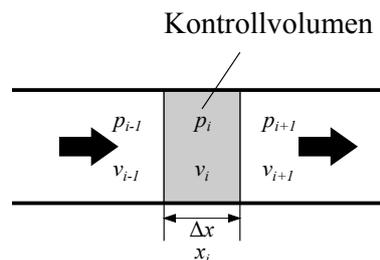


Abbildung 3.4: Kontrollvolumen im Leitungsrohr bei symmetrischer Ortsdiskretisierung

Die ortsbezogene Veränderung des Drucks und des Durchflusses in einem Kontrollvolumen berechnen sich bei der symmetrischen Ortsdiskretisierung folgendermaßen:

$$\frac{\partial p_i}{\partial x} \approx \frac{p_{i+1} - p_{i-1}}{2\Delta x} \quad (3.36)$$

und

$$\frac{\partial v_i}{\partial x} \approx \frac{v_{i+1} - v_{i-1}}{2\Delta x} \quad (3.37)$$

Diese Methode, die Ableitung nach dem Ort x zu eliminieren, wird symmetrische Ortsdiskretisierung genannt, da sich die zu berechnenden Werte aus den Gleichungen (3.36) und (3.37) symmetrisch aus den Werten der beiden benachbarten Kontrollvolumen ergeben.

Durch Einsetzen der Gleichungen (3.36) und (3.37) in die Bewegungsgleichungen (3.32) sowie (3.16) erhält man direkt die benötigten gewöhnlichen Differentialgleichungen

$$\frac{\partial p_i}{\partial t} = -\frac{\rho(p_i)}{\alpha(p_i)} \frac{v_{i+1} - v_{i-1}}{2\Delta x} - v_i \frac{p_{i+1} - p_{i-1}}{2\Delta x} \quad (3.38)$$

$$\frac{\partial v_i}{\partial t} = -\frac{1}{\rho(p_i)} \frac{p_{i+1} - p_{i-1}}{2\Delta x} - \frac{c_1(p_i)}{\rho(p_i)} v_i^{1.75} - v_i \frac{v_{i+1} - v_{i-1}}{2\Delta x} \quad (3.39)$$

Das Rohrleitungsstück bekommt beispielsweise von außen den Eingangsdruck p_0 sowie die Durchflussmenge am Ausgang v_{N+1} übergeben (es werden im Weiteren auch andere Endwerte vorgegeben). Für die beiden verbleibenden Endwerte p_{N+1} und v_0 wird folgende Annahme getroffen:

$$p_{N+1} = p_N \quad \text{sowie} \quad v_0 = v_1 \quad (3.40)$$

Zu beachten ist noch, dass sich bei den so festgelegten Entwerten die Differenzen aus den Gleichungen (3.36) und (3.37) verzerrt berechnen. Setzt man am Rand die Festlegungen aus Gleichung (3.40) in die symmetrisch ortsdiskretisierten Differenzengleichungen (3.36) und (3.37) ein, so erhält man

$$\frac{\partial p_N}{\partial x} = \frac{p_{N+1} - p_{N-1}}{2\Delta x} = \frac{p_N - p_{N-1}}{2\Delta x} \quad (3.41)$$

sowie

$$\frac{\partial v_1}{\partial x} = \frac{v_0 - v_2}{2\Delta x} = \frac{v_1 - v_2}{2\Delta x} \quad (3.42)$$

Es ist zu erkennen, dass für diese beiden Randwerte die Division durch $2\Delta x$ falsch gewählt ist. Hier genügt die Division durch Δx , da benachbarte Kontrollvolumen betrachtet werden. Es gilt

$$\frac{\partial p_N}{\partial x} = \frac{p_N - p_{N-1}}{\Delta x} \quad (3.43)$$

sowie

$$\frac{\partial v_1}{\partial x} = \frac{v_1 - v_2}{\Delta x} \quad (3.44)$$

In den Abbildungen 3.5, 3.6 und 3.7 ist eine mögliche Realisierung der Gleichungen (3.38) und (3.39) unter Berücksichtigung der Gleichungen (3.40), (3.43) und (3.44) dargestellt.

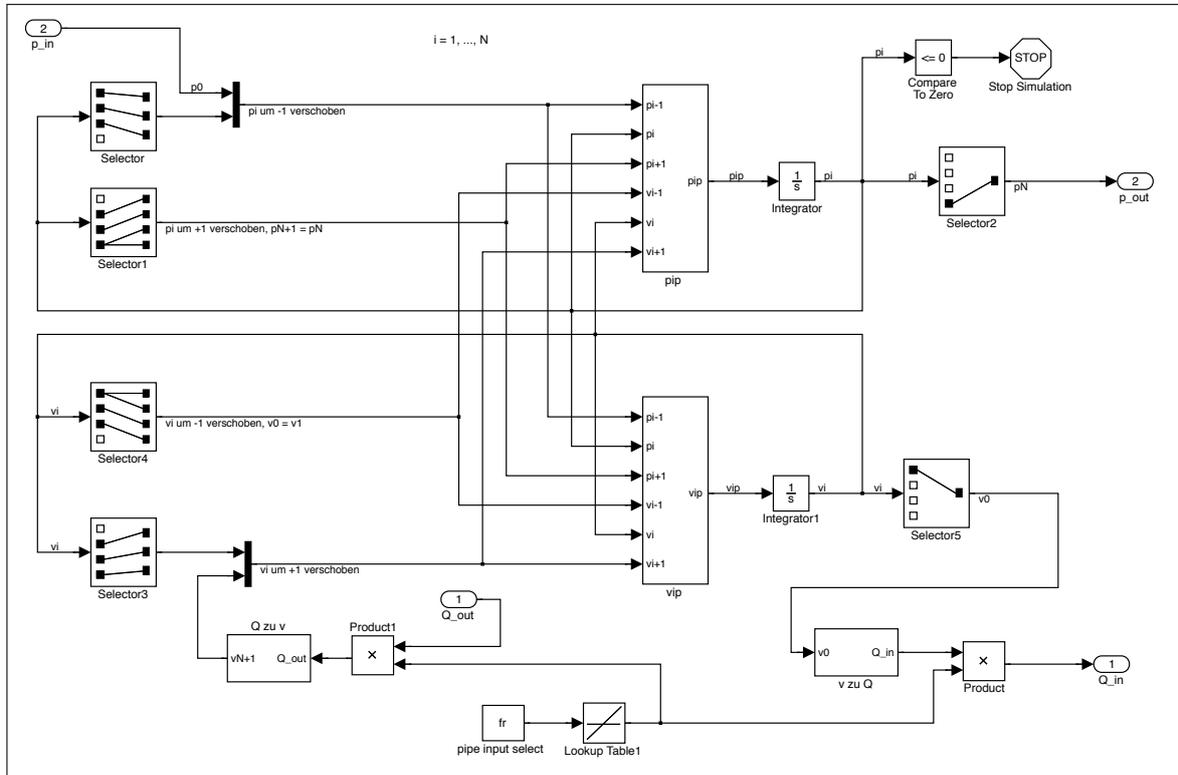


Abbildung 3.5: Realisierung der symmetrischen Ortsdiskretisierung des gesamten Rohrleitungsstücks mit $N = 4$ Kontrollvolumen in Matlab Simulink

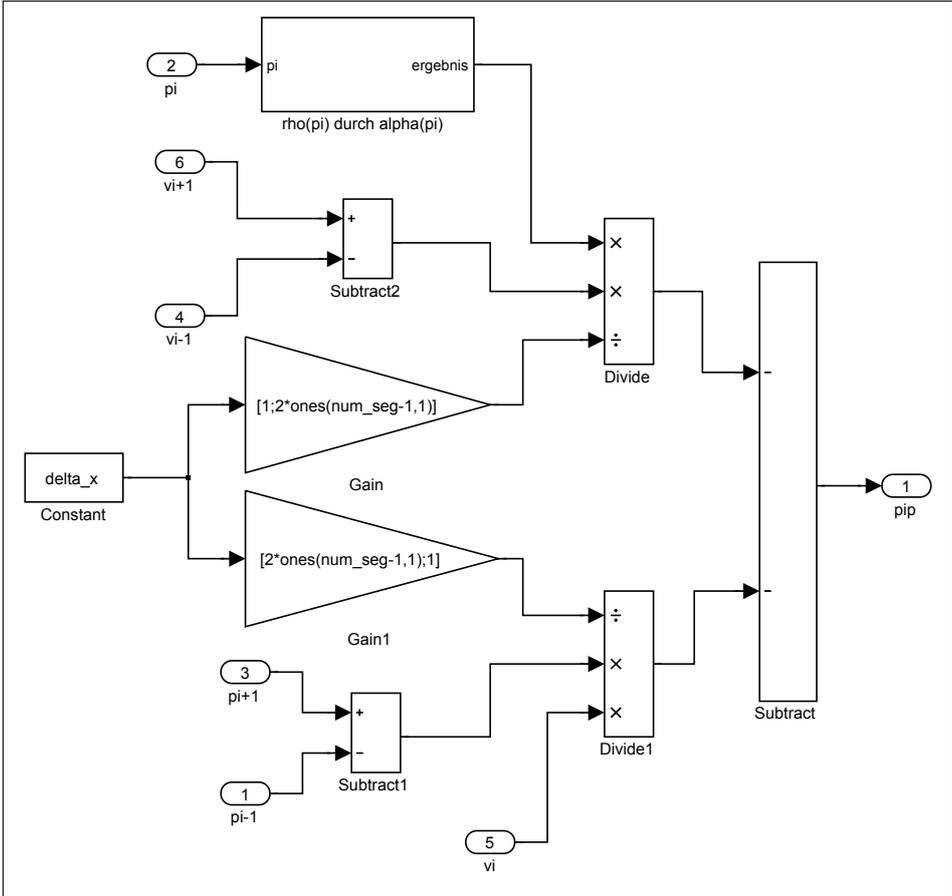


Abbildung 3.6: Realisierung der Gleichung (3.38) (pip)

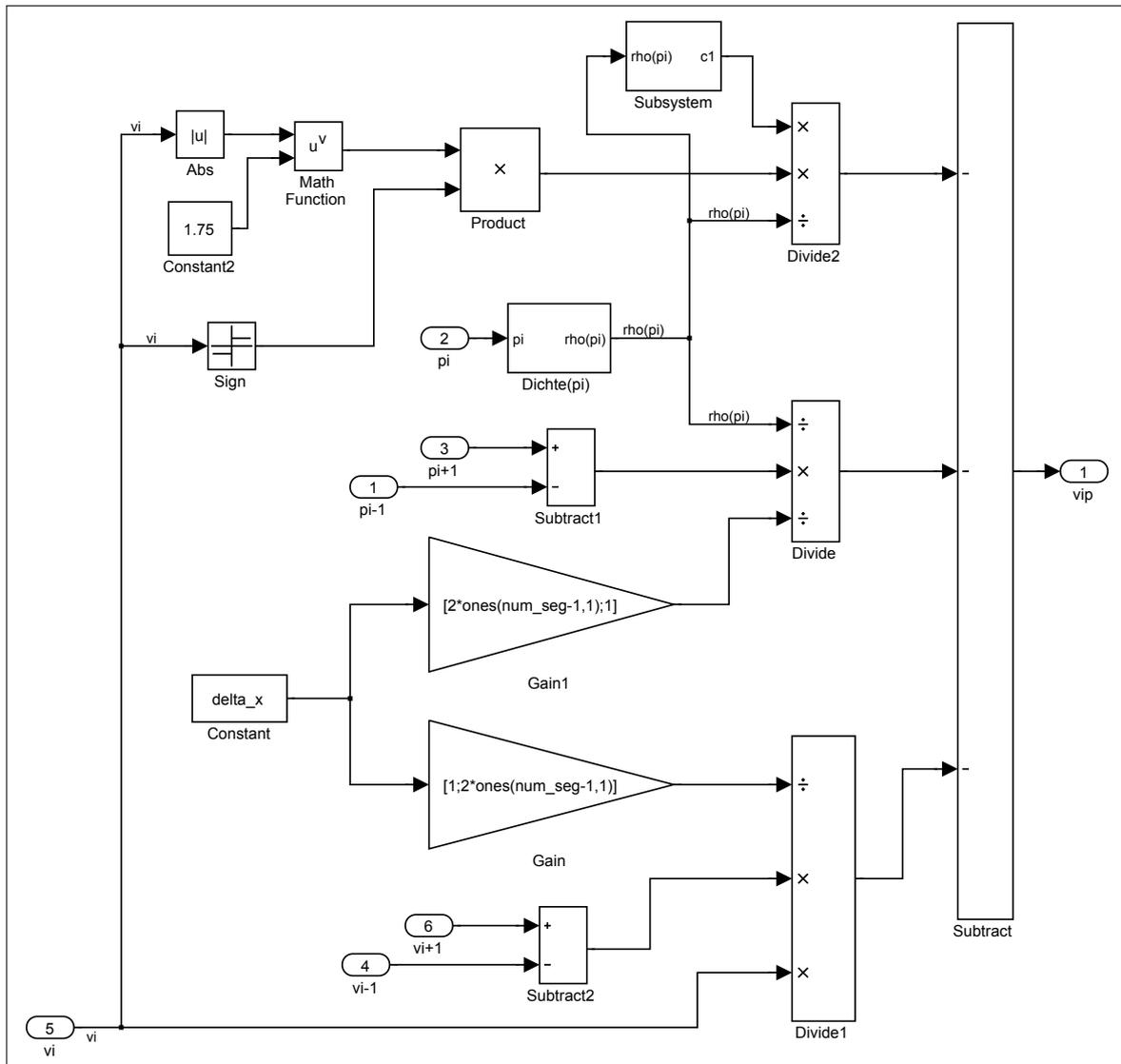


Abbildung 3.7: Realisierung der Gleichung (3.39) (vip)

Es hat sich gezeigt, dass bei kurzen Leitungslängen und einer ungeraden Anzahl an zu simulierenden Segmenten unerwünschte Simulationsergebnisse auftreten (die zu simulierenden Werte pendeln sich nicht auf ihren statischen Endwert ein). Aus diesem Grund wird die Wahl getroffen, bei der Simulation nicht die Anzahl der zu simulierenden Segmente vorzugeben, sondern die Solllänge von Δx . Daraus wird unter Berücksichtigung der Leitungslänge die Segment-Anzahl N so bestimmt, dass es sich dabei um eine gerade Zahl größer gleich 2 handelt. Auf diese Art und Weise werden stabile Simulationsergebnisse erzielt.

3.3 Asymmetrische Ortsdiskretisierung

Das Ziel dieses Kapitels ist es, wie auch schon bei der symmetrischen Ortsdiskretisierung, die Gleichungen (3.32) sowie (3.16) in eine Form zu bringen, welche eine computergestützte Lösung erlaubt.

Zu diesem Zweck wird ein schmales Kontrollvolumen der Leitung mit der Dicke Δx betrachtet (siehe Abbildung 3.8). Diese Kontrollvolumen x_i hintereinander geschaltet mit $i = 0, \dots, N - 1$ ergeben das gesamte Rohrleitungsstück. In jedem Kontrollvolumen x_i herrschen der örtlich unabhängige Druck p_i und der örtlich unabhängige Durchfluss v_i .

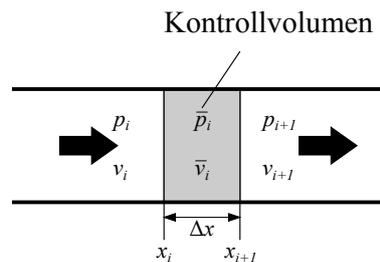


Abbildung 3.8: Kontrollvolumen im Leitungsrohr bei asymmetrischer Ortsdiskretisierung

Anders als bei der symmetrischen Ortsdiskretisierung berechnen sich die örtlichen Ableitungen von Druck und Durchfluss nicht aus dem aktuellen, davor und dahinter liegenden Kontrollvolumen, sondern richtungsbezogen. Es werden stets nur zwei benachbarte Kontrollvolumen betrachtet. Diese definieren die diskretisierte Ableitung von Druck und Durchfluss nach dem Ort. Die aktuell verwendeten Werte von Druck und Durchfluss sollen sinnvolle Werte zwischen den beiden Kontrollvolumen annehmen.

Die ortsbezogenen Veränderungen des Drucks und des Durchflusses in einem Kontrollvolumen berechnen sich bei der asymmetrischen Ortsdiskretisierung folgendermaßen:

$$\frac{\partial p}{\partial x} \approx \frac{p_{i+1} - p_i}{\Delta x} \quad (3.45)$$

und

$$\frac{\partial v}{\partial x} \approx \frac{v_{i+1} - v_i}{\Delta x} \quad (3.46)$$

Unter der Annahme, dass von außen der Anfangsdruck p_0 und die Durchflussmenge am Ausgang v_{N-1} vorgegeben werden, berechnet sich der Druck von $i = 0$ zu $i = N - 1$ hin (in Richtung $i + 1$) und die Durchflussmenge von $i = N - 1$ zu $i = 0$ (in Richtung i). Daraus folgen aus den Bewegungsgleichungen (3.32) und (3.16)

$$\frac{\partial p_{i+1}}{\partial t} = -\frac{\rho(\bar{p}_i)}{\alpha(\bar{p}_i)} \frac{v_{i+1} - v_i}{\Delta x} - \bar{v}_i \frac{p_{i+1} - p_i}{\Delta x} \quad (3.47)$$

$$\frac{\partial v_i}{\partial t} = -\frac{1}{\rho(\bar{p}_i)} \frac{p_{i+1} - p_i}{\Delta x} - \frac{c_1(\bar{p}_i)}{\rho(\bar{p}_i)} \bar{v}_i^{1.75} - \bar{v}_i \frac{v_{i+1} - v_i}{\Delta x} \quad (3.48)$$

wobei \bar{p}_i und \bar{v}_i je einen sinnvollen aktuellen Wert zwischen den beiden Kontrollvolumen annehmen.

Für die Bestimmung von \bar{p}_i als auch von \bar{v}_i werden folgende Möglichkeiten in Betracht gezogen:

- der dazugehörige Wert an der Stelle i
- der dazugehörige Wert an der Stelle $i + 1$
- der Mittelwert aus den Stellen i und $i + 1$

Es hat sich gezeigt, dass mit der Wahl von

$$\bar{p}_i = p_{i+1} \quad (3.49)$$

und

$$\bar{v}_i = v_i \quad (3.50)$$

die besten Ergebnisse erzielt werden.

In den Abbildungen 3.9, 3.10 und 3.11 ist eine mögliche Realisierung der Gleichungen (3.47) und (3.48) unter Berücksichtigung der Gleichungen (3.49) und (3.50) dargestellt.

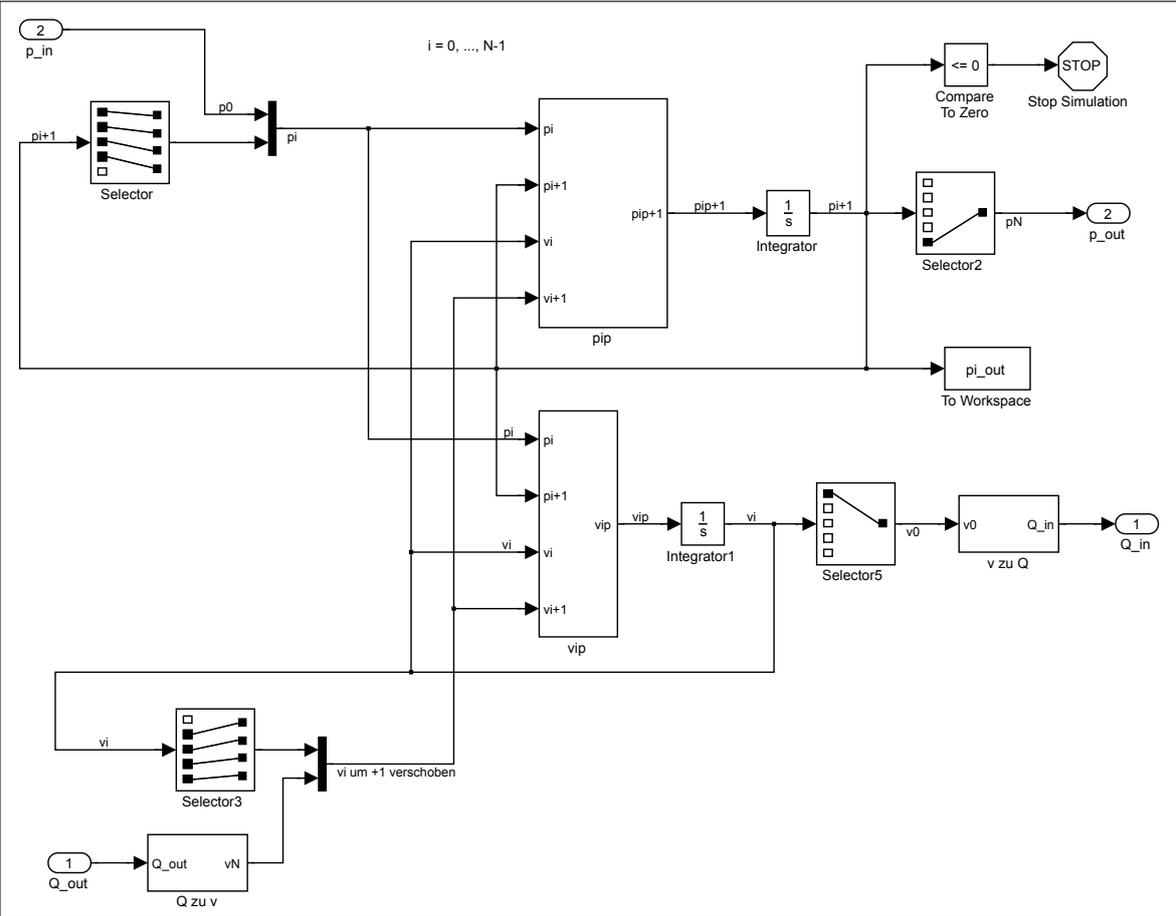


Abbildung 3.9: Realisierung der asymmetrischen Ortsdiskretisierung des gesamten Leitungstücks mit $N = 5$ Kontrollvolumen in Matlab Simulink

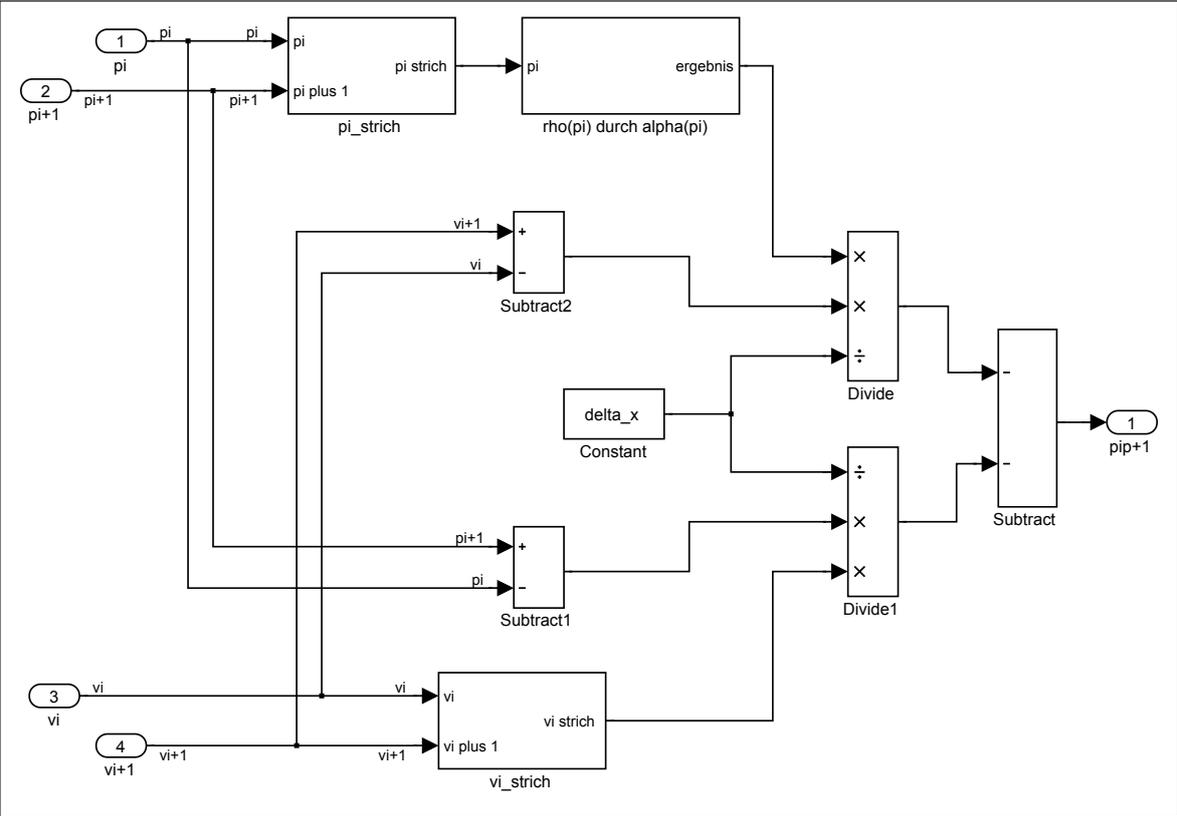


Abbildung 3.10: Realisierung der Gleichung (3.47) (pip)

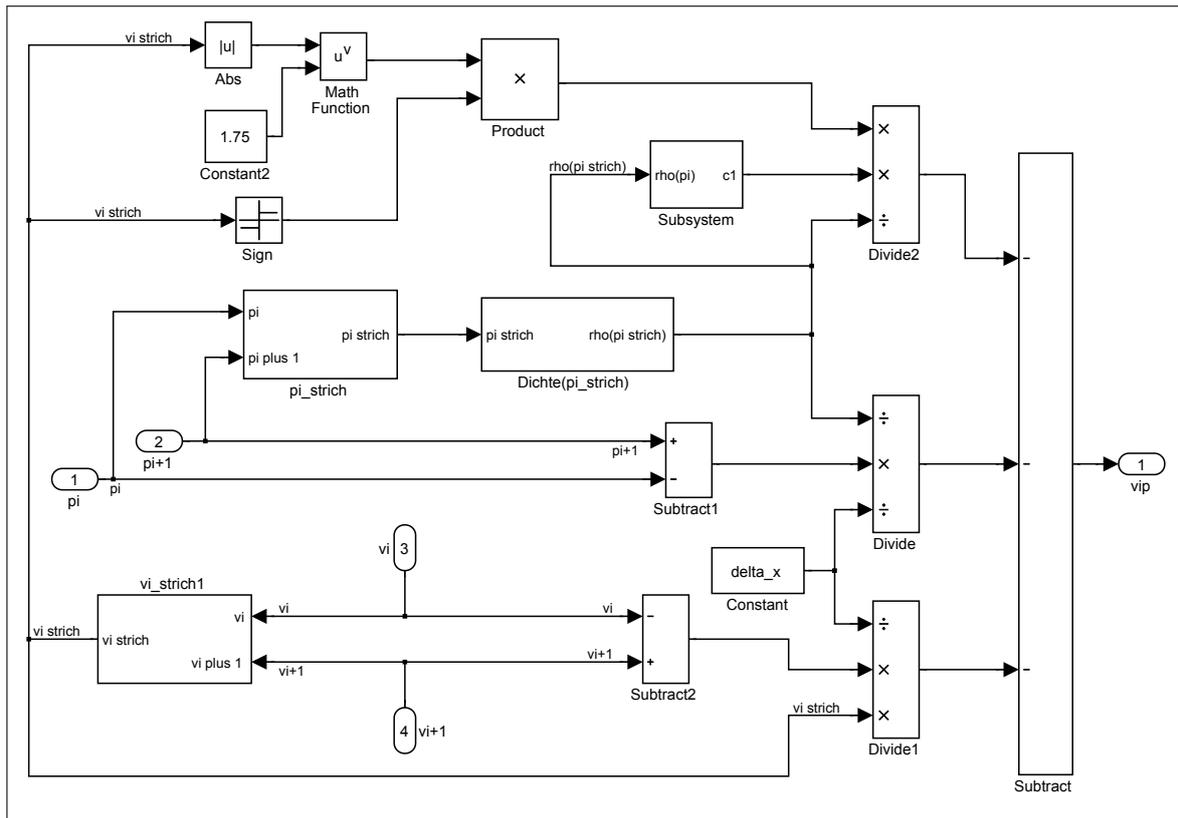


Abbildung 3.11: Realisierung der Gleichung (3.48) (vip)

3.4 Simulation und Gegenüberstellung der Leitungsvarianten

Im folgenden Kapitel werden die vorangegangenen Simulationsergebnisse mit jenen aus [4] verglichen. Zu diesem Zweck wird in Matlab Simulink eine simple Testumgebung entwickelt (siehe Abbildung 3.12 für das Modell nach [4] und Abbildung 3.13 für die Variante der symmetrischen als auch asymmetrischen Ortsdiskretisierung). Hier wird der Einfachheit halber angenommen, dass der Ausgangsdurchfluss linear vom relativen Ausgangsdruck abhängt.

Das Modell nach [4] benötigt und liefert einen relativen Druck am Ein- und Ausgang des Blocks. Bei den oben entwickelten Varianten mit symmetrischer und asymmetrischer Ortsdiskretisierung wird ausschließlich mit absoluten Drücken operiert.

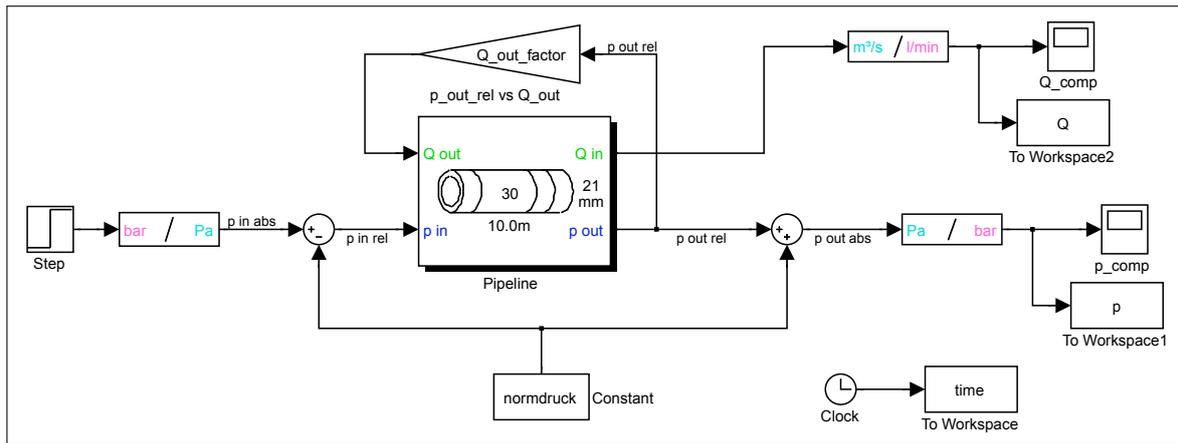


Abbildung 3.12: Simpler Testaufbau in Matlab Simulink mit dem Modell nach [4]

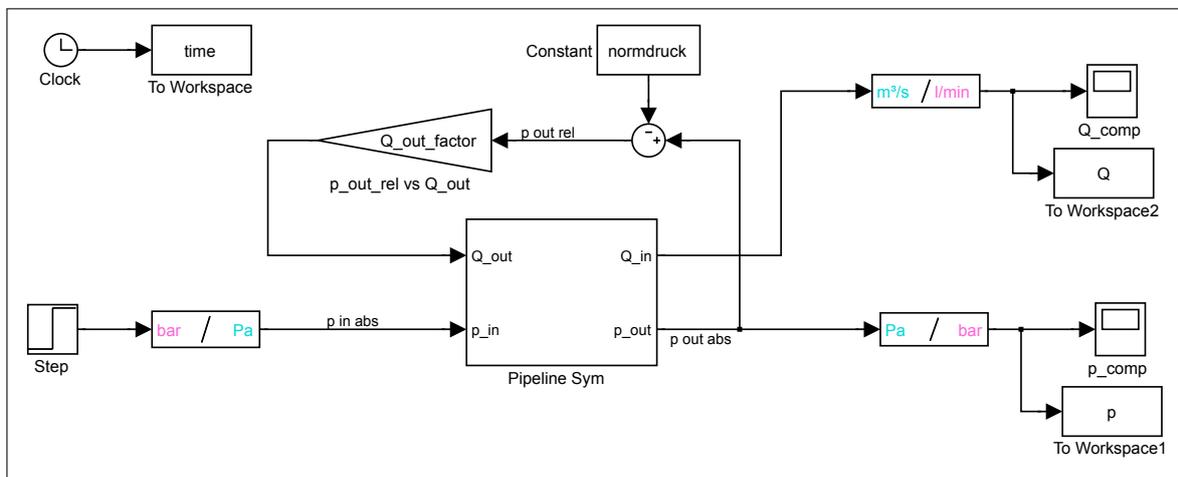


Abbildung 3.13: Simpler Testaufbau in Matlab Simulink für das Modell mit der symmetrischen Ortsdiskretisierung (gleicher Aufbau für die asymmetrische Ortsdiskretisierung)

Zu beachten ist, dass bei dem Block nach [4] der volumenbezogene Luftanteil γ im Flüssigkeits-Gas-Gemisch verwendet wird. Dieses Verhältnis ist vom jeweils vorherrschenden Druck p abhängig. Um diese Problematik zu umgehen, wird in den hier beschriebenen Überlegungen der massenbezogene Luftanteil γ_m verwendet, da sich das Verhältnis der Masse der Luft zur Masse der Flüssigkeit nicht verändert.

Der Zusammenhang zwischen γ und γ_m kann wie folgt berechnet werden (alle Überlegungen gelten für Normdruck p_N):

$$\gamma_m = \frac{m_g}{m} = \frac{m_g}{m_f + m_g} \quad (3.51)$$

mit

m_f	...	Masse der Flüssigkeit im Flüssigkeits-Gas-Gemisch [kg]
m_g	...	Masse des Gases im Flüssigkeits-Gas-Gemisch [kg]
m	...	Gesamtmasse von Flüssigkeit und Gas [kg]

Unter Berücksichtigung von

$$\rho_f = \frac{m_f}{V_f} \quad \text{sowie} \quad \rho_g = \frac{m_g}{V_g} \quad (3.52)$$

mit

ρ_f	...	Dichte der Flüssigkeit bei Normdruck [kg/m ³]
ρ_g	...	Dichte des Gases bei Normdruck [kg/m ³]
V_f	...	Volumen der Flüssigkeit bei Normdruck [m ³]
V_g	...	Volumen des Gases bei Normdruck [m ³]

gilt

$$\gamma_m = \frac{V_g \rho_g}{V_f \rho_f + V_g \rho_g} = \frac{\gamma V \rho_g}{(1 - \gamma) V \rho_f + \gamma V \rho_g} \quad (3.53)$$

$$\gamma_m = \frac{\gamma \rho_g}{(1 - \gamma) \rho_f + \gamma \rho_g} \quad (3.54)$$

beziehungsweise umgeformt

$$\gamma = \frac{\gamma_m \rho_f}{(1 - \gamma_m) \rho_g + \gamma_m \rho_f} \quad (3.55)$$

In Abbildung 3.14 sind die Verläufe des Ausgangsdrucks und des Eingangsdurchflusses für die Variante nach [4] (Lösung nach N. Buch) als auch für die symmetrische und asymmetrische Ortsdiskretisierung dargestellt.

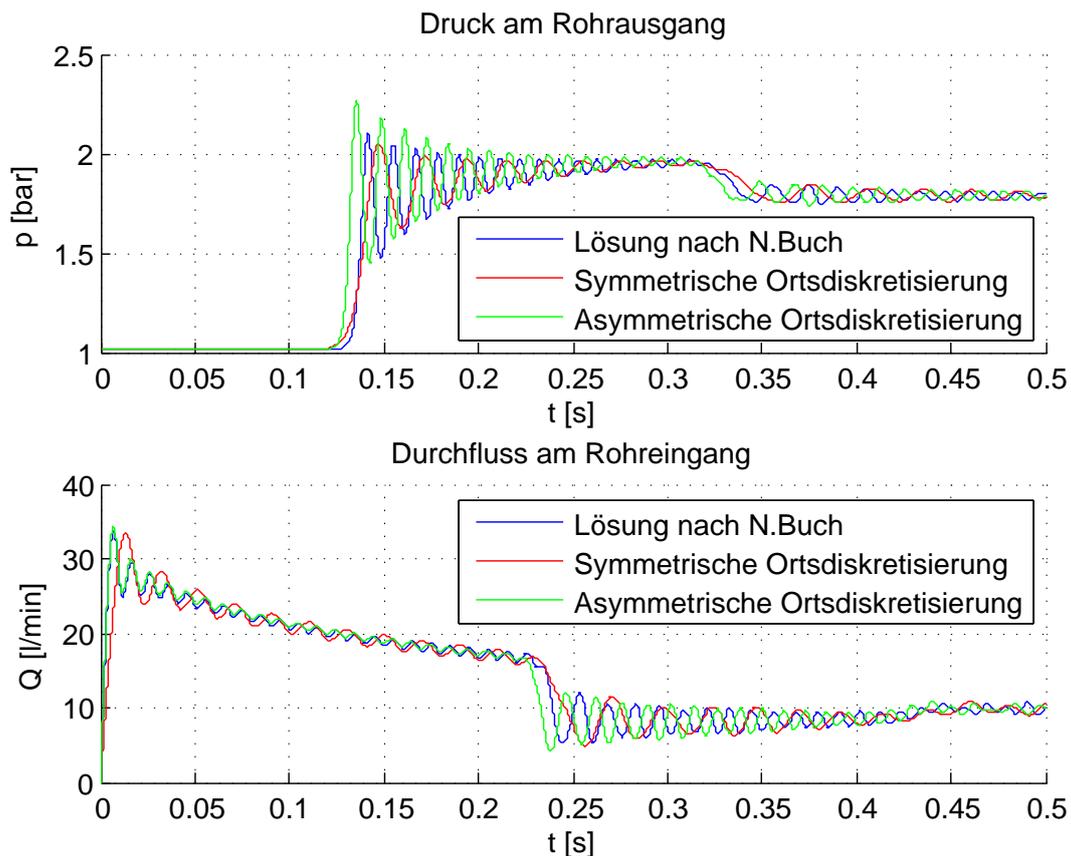


Abbildung 3.14: Verlauf des Ausgangsdrucks und des Eingangsdurchflusses für einen Druckerhöhung von 1 bar auf 2 bar am Leitungseingang

Das dynamische Verhalten des Flüssigkeits-Gas-Gemischs in einer Rohrleitung ist gut sichtbar. Die zum Zeitpunkt $t = 0$ s am Eingang angelegte Druckerhöhung benötigt eine gewisse Zeitspanne, bis diese am Ausgang erkennbar ist. Dort wird die Druckwelle reflektiert und bewirkt beim Wieder-Eintreffen am Eingang einen deutlichen Abfall der Durchflussmenge (die Druckdifferenz sinkt).

Schlussendlich pendeln sich der Ausgangsdruck als auch die Eingangsdurchflussmenge auf ein konstantes Niveau ein. Der finale Ausgangsdruck ist gleich dem Eingangsdruck minus dem statischen Druckabfall in der Rohrleitung.

Das hochfrequente Schwingen der Messgrößen ist in der Realität nicht vorhanden. Dieses wird durch die rechnergestützte Simulation erzeugt. Es besteht die Möglichkeit, dieses unerwünschte Verhalten beispielsweise durch einen Tiefpassfilter zu beseitigen. Dadurch würde aber ebenfalls das schnelle Ansteigen des Ausgangsdrucks abgeflacht werden. Da dies unerwünscht ist, wird auf diese Maßnahme verzichtet.

Vergleicht man die drei verschiedenen Simulationsergebnisse, so stellt man fest, dass die Variante der asymmetrischen Ortsdiskretisierung einen hohen ersten Ausschlag des Ausgangsdrucks zeigt. Dieser fällt bei einer realen Messung niedriger aus. Ebenfalls ist

die Schwingfrequenz der asymmetrischen Ortsdiskretisierung als auch jene der Variante nach [4] deutlich höher als jene der symmetrischen Ortsdiskretisierung.

Es hat sich bei der Anwendung der verschiedenen Leitungsvarianten auf komplexere Systeme gezeigt, dass die Simulation der symmetrischen Ortsdiskretisierung bei mehrfacher Zusammenschaltung ein starkes Rauschen an den Leitungsausgängen verursacht. Um diesen Effekt zu umgehen, wird im weiteren Verlauf dieser Arbeit für die Simulation von Rohrleitungsstücken künftig die Variante nach [4] verwendet.

Bei den obigen Betrachtungen sind der Eingangsdruck p_0 sowie die Durchflussmenge am Ausgang v_{N+1} von außen vorgegeben worden. In manchen Fällen wird es sinnvoll sein, dem simulierten Rohrleitungsstück die Durchflussmenge am Eingang v_0 sowie den Ausgangsdruck p_{N+1} vorzugeben.

In Abbildung 3.15 ist das Leitungsstück - wie zuvor beschrieben - dargestellt. Der Pfeil im Inneren des Leitungsstücks gibt die definierte Flussrichtung vor. Das bedeutet, dass bei einem positiven Wert für den Durchfluss das Flüssigkeits-Gas-Gemisch in Pfeilrichtung fließt. Die Pfeile bei den Ein- und Ausgängen der Rohrleitung geben an, welche Größen vorgegeben werden (Pfeil zeigt nach innen) und welche das Simulationsergebnis darstellen (Pfeil zeigt nach außen).

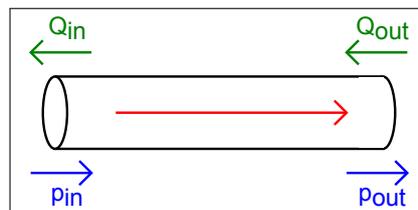


Abbildung 3.15: Schematische Realisierung einer Rohrleitung mit vorgegebenem Eingangsdruck p_0 und vorgegebenem Durchfluss am Ausgang v_{N+1}

Wenn anstatt des Eingangsdrucks p_0 und der Durchflussmenge am Ausgang v_{N+1} die Durchflussmenge am Eingang v_0 und der Ausgangsdruck p_{N+1} vorgegeben werden sollen, kann das Rohrleitungsstück wie in Abbildung 3.16 dargestellt werden.

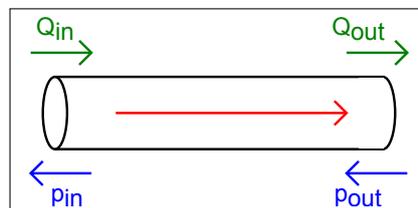


Abbildung 3.16: Schematische Realisierung einer Rohrleitung mit vorgegebenem Ausgangsdruck p_{N+1} und vorgegebenem Durchfluss am Eingang v_0

Betrachtet man Abbildung 3.16 gespiegelt, so ergibt sich Abbildung 3.17.

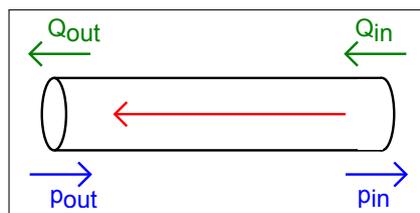


Abbildung 3.17: Schematische Realisierung einer umgedrehten Rohrleitung mit vorgegebenem Ausgangsdruck p_{N+1} und vorgegebenem Durchfluss am Eingang v_0

Es ist zu erkennen, dass sich die Darstellungsformen aus Abbildung 3.15 und 3.17 durch die umgedrehte definierte Flussrichtung und durch eine andere Bezeichnung der Ein- und Ausgänge unterscheiden. Im Falle einer Simulation nach Abbildung 3.16 genügt es daher, bei der Variante aus Abbildung 3.15 vor und nach der internen Berechnung den Durchfluss zu negieren und die Ein- und Ausgänge umzutaufen.

4 Nachbau weiterer Bauelemente

Um ein reales Rohrleitungssystem simulieren zu können, sind Modelle weiterer Komponenten wie Pumpen, Ventile und Verbindungsstücke vonnöten. Wie bei dem Modell des Rohrleitungsstücks werden auch hier Drücke und Flussmengen zwischen den Komponenten ausgetauscht. Da es sich bei den folgenden Bauteilen größtenteils um nicht-dynamische Elemente handelt, müssen dazwischen Rohrleitungsstücke verbaut werden. Einerseits spiegelt dies die Realität wider, da zwischen zwei verbundenen Komponenten stets ein (kurzes) Leitungsstück existiert, und andererseits umgeht man so mögliche algebraische Schleifen im Simulationsaufbau.

4.1 Pumpen

Bei Pumpen wird zwischen zwei grundlegend verschiedenen Arten unterschieden: der Verdrängerpumpe und der Fliehkraftpumpe.

4.1.1 Verdrängerpumpen

Verdrängerpumpen sind so aufgebaut, dass sie (idealerweise) unabhängig von den Druckverhältnissen am Ein- und Ausgang der Pumpe den gewünschten Durchfluss gewährleisten. Beispiele für Verdrängerpumpen sind Zahnradpumpen (siehe Abbildung 4.1) oder auch Schraubenspindelpumpen.

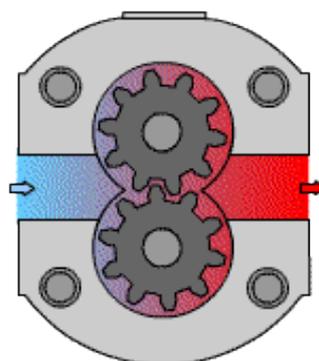


Abbildung 4.1: Schematische Darstellung einer Zahnradpumpe, vgl. [8]

Für die in dieser Arbeit beschriebenen Anwendungen ist es nicht erforderlich, dynamische Vorgänge dieser Pumpe zu modellieren, da der vorgegebene Pumpendurchfluss nicht durch die Regelung verändert wird. Es wird davon ausgegangen, dass der gewünschte Fluss von der Pumpe durchgehend gewährleistet wird.

4.1.2 Fliehkraftpumpen

Die Aufgabe von Fliehkraftpumpen ist es, zwischen Ein- und Ausgang einen gewünschten Druckunterschied herzustellen. Ein Beispiel für diese Pumpenart ist die Kreiselpumpe (siehe Abbildung 4.2).



Abbildung 4.2: Schematische Darstellung einer Kreiselpumpe, vgl. [9]

Eine ausgeschaltete Fliehkraftpumpe verursacht laut Messungen einen Druckabfall in Flussrichtung, eine eingeschaltete hebt den Druck hingegen an. Die Abhängigkeit der Druckdifferenz von den vorherrschenden Ein- und Ausgangsdrücken sowie dem Durchfluss wird in dieser Arbeit nicht weiter betrachtet.

Eine detaillierte Beobachtung hat gezeigt, dass die Fliehkraftpumpe eine Verzögerung der Druckübertragung bewirkt. Dieser Effekt wird durch Hinzufügen eines PT_1 -Glieds mit Verstärkungsfaktor 1 nachgebildet. Da eine eingeschaltete Pumpe eine stärkere Verzögerung aufweist als eine ausgeschaltete, wird der Zeitfaktor des PT_1 -Glieds abhängig vom Betriebszustand der Pumpe gewählt.

4.2 T-Stücke

Um ein reales Rohrleitungssystem mit mehr als nur einem Kreislauf aufbauen zu können, benötigt man Verbindungsstücke, welche mehr als zwei Rohrleitungen in einem Punkt miteinander verbinden. Für diese Verbindungen müssen folgende Bedingungen erfüllt sein:

- Der Druck an der Verbindungsstelle muss in allen Rohrleitungen derselbe sein
- Die Summe der zufließenden Ströme muss gleich der Summe der abfließenden Ströme sein

Werden drei Rohrleitungen miteinander verbunden, so ist von T-Stücken die Rede. Verbindungen von mehr als drei Leitungen in einem Punkt können durch eine Zusammenschaltung mehrerer T-Stücke realisiert werden. Im Folgenden werden ausschließlich T-Stücke herangezogen.

Einer gezielten Betrachtung wird nur jener Fall unterzogen, bei welchem von den drei zuführenden Rohrleitungen zum T-Stück genau eine den gemeinsamen Druck vorgibt, und die anderen beiden Rohrleitungen den jeweiligen Durchfluss in das T-Stück liefern. Dabei ist bei den Durchfluss liefernden Leitungen von den Eingängen, und bei der den Druck vorgebenden Leitung vom Ausgang die Rede. Systeme, bei denen das T-Stück andere Eingangswerte erhält, müssen umgeschrieben werden, um den beschriebenen Anforderungen zu entsprechen.

In Abbildung 4.3 ist folgender Fall abgebildet, bei dem die definierten Flussrichtungen¹ an den Eingängen ins T-Stück hineinführen und beim Ausgang herausführen (Pfeile im Inneren des T-Stücks). Hier ist der Durchfluss am Ausgang in definierter Flussrichtung gleich der Summe der beiden Flüsse an den Eingängen. Der Druck an den beiden Eingängen ist identisch mit dem vorgegebenen Druck am Ausgang.

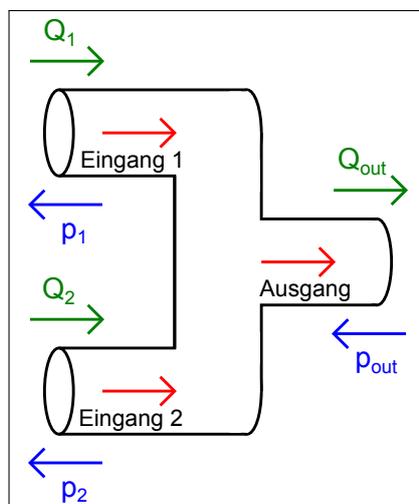


Abbildung 4.3: Schematische Realisierung eines T-Stücks, Flussrichtung an den Eingängen in das T-Stück hineinführend, am Ausgang aus dem T-Stück herausführend

¹ Bei einem positiven Wert für den Fluss fließt das Flüssigkeits-Gas-Gemisch in Richtung der definierten Flussrichtung, bei einem negativen Wert entgegen der definierten Flussrichtung.

Ein Fall für anders definierte Flussrichtungen ist in Abbildung 4.4 dargestellt.

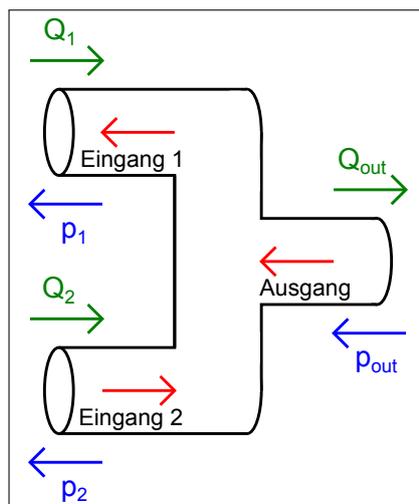


Abbildung 4.4: Schematische Realisierung eines T-Stücks, Flussrichtungen unterschiedlich

Die Flussrichtung am Eingang 1 ist nach außen führend. Daher stellt ein positiver Wert von Q_1 einen Fluss aus dem T-Stück heraus dar. Um dieselben Formeln wie im vorherigen Fall anwenden zu können, muss der Durchfluss Q_1 negiert werden. Dadurch dreht sich gedanklich die definierte Flussrichtung am Eingang 1 ins T-Stück hinein. Dasselbe gilt für den Ausgang, auch hier ist die definierte Flussrichtung anstatt wie zuvor herausführend nun ins T-Stück hineinführend festgelegt. Ein Negieren des Wertes Q_{out} dreht gedanklich die definierte Flussrichtung um.

Zusammenfassend gilt: Für Eingangsflüsse, deren definierte Flussrichtungen aus dem T-Stück herausführen, müssen die Werte von Q_1 und/oder Q_2 anfangs negiert werden. Für Ausgangsflüsse, deren Flussrichtungen in das T-Stück hineinführen, müssen die Werte für Q_{out} am Ende der Berechnung negiert werden. So berechnet sich der gesuchte (eventuell zu negierende) Ausgangsfluss aus der Summe der (eventuell zuvor negierten) Eingangsflüsse.

Die definierten Flussrichtungen haben keinen Einfluss auf die Druckverhältnisse innerhalb des T-Stücks. Die Drücke an den beiden Eingängen sind stets identisch mit jenem am Ausgang.

4.3 Ventile

Ventile bewirken einen Druckabfall Δp in Durchflussrichtung. Da ein Ventil bei den hier getroffenen Betrachtungen keine dynamischen Teile enthält, ist die Menge an zufließendem Flüssigkeits-Gas-Gemisch gleich der Menge an abfließendem ($Q_{in} = Q_{out}$). Nach [4] gilt

$$Q = \frac{1}{\sqrt{c_v}} \alpha \sqrt{\Delta p} \quad (4.1)$$

wobei

Q	...	Durchfluss $Q = Q_{in} = Q_{out}$ durch das Ventil [m^3/s]
α	...	Öffnung des Ventils [$0 \dots 1$]
Δp	...	Druckabfall in Durchflussrichtung [Pa]
c_v	...	Ventil-Koeffizient [$\text{Pa s}^2 / \text{m}^6$]

ist.

Umgeformt berechnet sich der gesuchte Druckabfall aus Gleichung (4.1) folgendermaßen:

$$\Delta p = \frac{c_v}{\alpha^2} Q^2 \quad (4.2)$$

Zu beachten ist noch das Vorzeichen von Δp , da durch das Quadrieren von Q dessen Vorzeichen verloren geht. Wenn $Q > 0$ ist (mit definierter Flussrichtung vom Eingang zum Ausgang), so gilt $\Delta p = p_{in} - p_{out}$.

Andernfalls, wenn $Q < 0$ ist, gilt $\Delta p = p_{out} - p_{in}$. Diese Tatsache muss bei der Realisierung berücksichtigt werden.

Es werden Ventile mit linearer Kennlinie betrachtet. Daraus resultiert ein linearer Zusammenhang zwischen der Ventil-Öffnung und dem Hub des Ventils. Letzterer wird vom ans Ventil angeschlossenen Servo-Motor vorgegeben.

4.4 Dynamik des Servomotors

Der Wert von α gibt die aktuelle Öffnung des Ventils an. Da von einer linearen Ventilkennlinie ausgegangen wird, ist die aktuelle Öffnung α des Ventils proportional zu dessen Hub H . Ein Hub von 0% bedeutet ein voll geschlossenes Ventil (Ventilöffnung gleich 0), ein Hub von 100% ein voll geöffnetes Ventil (Ventilöffnung gleich 1).

Ventile, welche für Regelungszwecke verwendet werden, benötigen einen Servomotor (Stellmotor), der den Ventilhub H verändert. Solch ein Motor weist eine eigene Dynamik auf, welche bei der Realisierung implementiert werden muss.

Diese kann beispielsweise durch eine maximale Verstellgeschwindigkeit gegeben sein, mit welcher der Servo-Motor den Ventilhub verändern kann. Des Weiteren kann es Verzögerungen beim Beschleunigen und beim Abbremsen geben. In Abbildung 4.5 ist ein beispielhafter Verlauf dargestellt, wie er bei den Stellventilen des realen Kraftstoffkonditionierers aufgezeichnet worden ist.

Dieses zeitabhängige Verhalten kann bei der Realisierung auf vereinfachende Art und Weise durch einen „Rate-Limiter“-Block dargestellt werden. Dieser beschränkt die Verstellgeschwindigkeit \dot{H} des Ventilhubes.

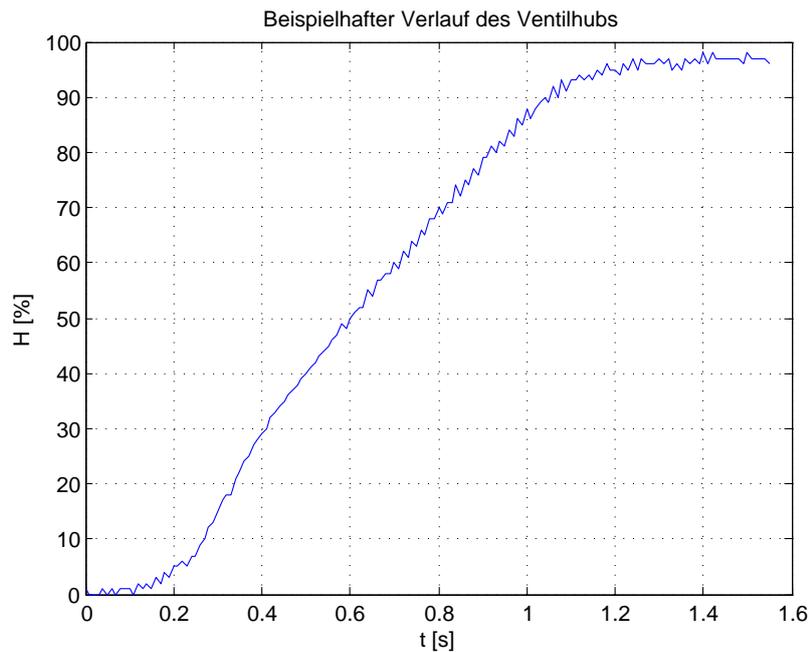


Abbildung 4.5: Beispielhafter Verlauf des Ventilhubes vom geschlossenen bis zum geöffneten Zustand

4.5 Filterelemente

Filterelemente bewirken einen Druckabfall in Flussrichtung, welcher stark vom aktuellen Verstopfungsgrad des Filterelements abhängig ist. Das Filterelement enthält hier keine dynamischen Teile, wodurch das zufließende Flüssigkeits-Gas-Gemisch gleich dem abfließenden ist.

Für den Druckabfall in Flussrichtung bei Filterelementen gilt der lineare Zusammenhang

$$\Delta p = Q f_v(\lambda) \tag{4.3}$$

wobei

- Δp ... Druckabfall in Durchflussrichtung [Pa]
- Q ... Durchfluss $Q = Q_{in} = Q_{out}$ durch das Filterelement [m^3/s]
- $f_v(\lambda)$... Filter-Koeffizient bei Verstopfungsgrad λ [$\text{Pa s} / \text{m}^3$]

ist. Der Filter-Koeffizient $f_v(\lambda)$ ist außerdem von der Länge und dem Durchmesser des Filterelements sowie der dynamischen Viskosität der durchströmenden Flüssigkeit abhängig.

5 Vereinfachung der modellierten Rohrleitung

In den vorhergehenden Kapiteln wurden Rohrleitungen und andere Bauteile möglichst detailgetreu nachgebaut. Dies erlaubt eine realitätsnahe Simulation des Gesamtsystems. Allerdings ist solch ein hochkomplexes Gebilde als Basis für den Reglerentwurf unvorteilhaft. Aus diesem Grund wird im Folgenden versucht, das Rohrleitungsstück durch ein vereinfachtes Modell nachzubilden. Andere Bauelemente wie Verdrängerpumpen, Ventile und T-Stücke weisen kein dynamisches Verhalten auf und müssen daher nicht vereinfacht werden.

In Kapitel 3 wurde das dynamische Verhalten eines Flüssigkeits-Gas-Gemischs in einer Rohrleitung simuliert. Dieses Modell soll nun durch ein einfacheres ersetzt werden. Dazu wird der eingeschwungene Druckwert ermittelt. Die Flussgeschwindigkeit kann in diesem Fall in der gesamten Rohrleitung als identisch angenommen werden. Des Weiteren wird der Einfachheit halber angenommen, dass der Druck in der Rohrleitung an jeder Position gleich ist.

Simulationen haben ergeben, dass diese Vereinfachungen keine nennenswerten Veränderungen am Simulationsergebnis des eingeschwungenen Druckwerts bewirken.

5.1 Statischer Endwert

Wenn an einer realen Rohrleitung eingangsseitig eine Druckveränderung angelegt wird, so stellt sich nach Einschwingvorgängen am Ausgang der Leitung, abhängig vom Durchfluss, ein statischer Ausgangsdruck ein.

Gleichung (3.11) beschreibt den statischen Druckabfall in einer Rohrleitung. Ebenfalls kann die im gesamten Rohrleitungsstück als konstant angenommene Dichte durch Formel (3.26) unter Verwendung des gegebenen Eingangsdrucks berechnet werden.

Der statische Ausgangsdruck \bar{p}_{out} lässt sich bei gegebenem Eingangsdruck p_{in} wie folgt bestimmen,

$$\bar{p}_{out} = p_{in} - c_1 v^{1.75} L \quad (5.1)$$

wobei v die Flussgeschwindigkeit darstellt, welche sich direkt aus der Durchflussmenge und dem Querschnitt der Rohrleitung berechnen lässt.

5.2 Annäherung der Rohrleitung als PT₁-Glied

Im Folgenden wird das Rohrleitungsstück durch ein PT₁-Glied ersetzt. Es wird davon ausgegangen, dass der Durchfluss an jeder Stelle im Rohr derselbe ist - daher gilt $Q_{in} = Q_{out}$. Das PT₁-Glied stellt das dynamische Verhalten des Ausgangsdrucks p_{out} dar. Die Übertragungsfunktion eines PT₁-Glieds hat die Struktur

$$G(s) = \frac{K}{1 + Ts} \quad (5.2)$$

wobei K der Verstärkungsfaktor und T die Zeitkonstante sind. Der Verstärkungsfaktor gibt das Verhältnis von Ausgangsgröße zu Eingangsgröße im eingeschwungenen Zustand vor. Im hier gezeigten Fall ist die Eingangsgröße der unter Kapitel 5.1 bestimmte statische Endwert \bar{p}_{out} des Ausgangsdrucks. Da das PT₁-Glied denselben Endzustand erreichen soll, ist ein Verstärkungsfaktor von $K = 1$ zu wählen.

Die Zeitkonstante T bestimmt die Geschwindigkeit des Anstiegs der Ausgangsfunktion des PT₁-Glieds. Bei einer kurzen Rohrleitung soll der Ausgangsdruck stark ansteigen und schnell den Endwert erreichen. Bei einer langen Leitung hingegen benötigt die am Eingang angelegte Druckdifferenz eine längere Zeitspanne, bis diese am Ausgang bemerkbar wird. Daher soll in solchen Fällen der Anstieg des Ausgangsdrucks langsamer erfolgen.

Versuche, die Zeitkonstante T anzupassen, haben gezeigt, dass die Geschwindigkeit der Druckübertragung in Rohrleitungen bei gleichbleibendem Flüssigkeits-Gas-Gemisch im Wesentlichen nur von der Leitungslänge L abhängig ist. Der Wert für die Zeitkonstante T wird in Proportion zur Länge L der Rohrleitung gesetzt. Daraus folgt

$$T = t_p * L \quad (5.3)$$

wobei t_p als Faktor noch zu bestimmen ist.

Zu diesem Zweck wird der detaillierte Nachbau des Rohrleitungsstücks aus Kapitel 3 mit verschiedenen Leitungslängen und sprunghaften Druckveränderungen simuliert. Parallel dazu wird unter denselben Bedingungen das vereinfachte Modell mit dem PT₁-Glied mit verschiedenen Werten für t_p simuliert. Die detailgetreue Simulation und die angenäherte werden während des Einschwingvorgangs verglichen. Mittels Minimierung der Summe der Fehlerquadrate wird für mehrere Leitungslängen der optimale Faktor t_p bestimmt (siehe Abbildung 5.1).

Es wird ein mittlerer Wert von $t_p = 0.0058$ gewählt, mit welchem sich bei den vereinfachten Leitungselementen die Zeitkonstante T bestimmen lässt.

5.3 Vergleich mit detailliertem Modell

Um die in Kapitel 3 beschriebene Modellierung eines Rohrleitungsstücks mit der durch ein PT₁-Glied angenäherten zu vergleichen, wird beiden Modellen am Eingang dieselbe Druckveränderung vorgegeben. In Abbildung 5.2 sind die daraus resultierenden Ausgangsdrücke der Simulation dargestellt. Da der Durchfluss in der Annäherung des Rohr-

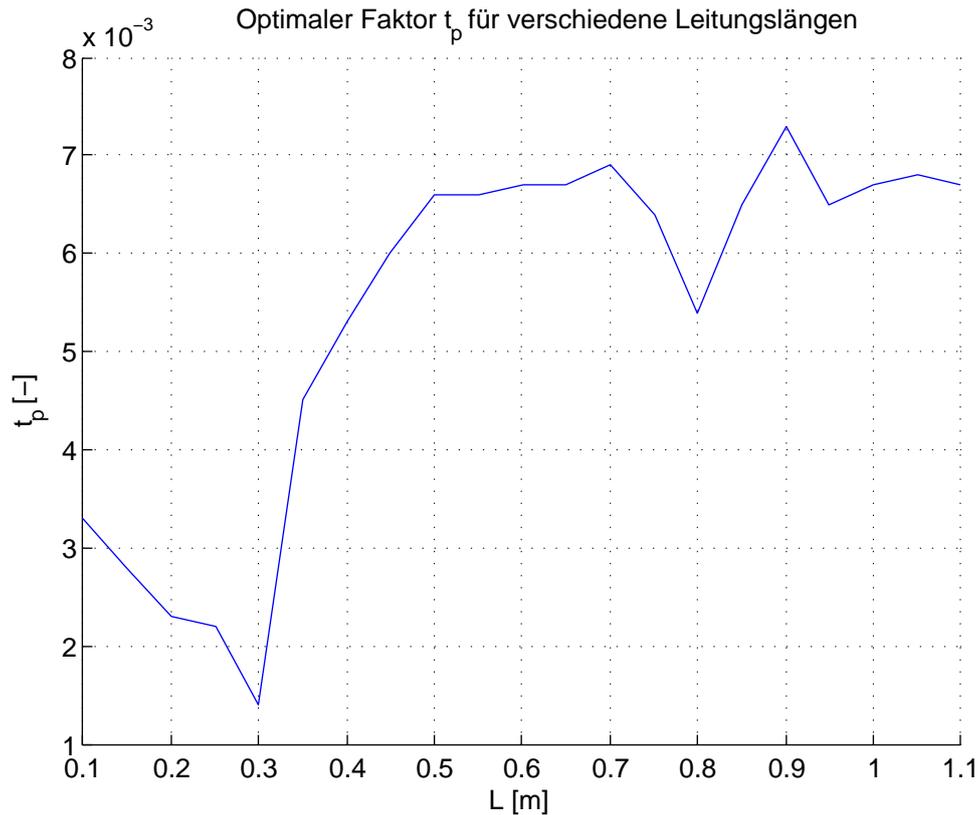


Abbildung 5.1: Optimaler Wert für den Faktor t_p in Abhängigkeit der Leitungslänge

leitungsstücks gleichbleibend ist, wird dieser nicht grafisch dargestellt. Der vorzugebende Fluss am Ausgang der Rohrleitung steht bei dieser Simulation in direkter Proportionalität zum gelieferten Ausgangsdruck.

Für die Länge der simulierten Rohrleitung wird ein Wert von $L = 0.8$ m angenommen. Daraus resultiert bei der detailgetreuen Simulation eine zeitliche Verzögerung der Druckveränderung am Ausgang. Diese wird bei der Variante mit dem PT_1 -Glied durch die langsamere Anstiegszeit des Drucks nachgeahmt.

Das Überschwingen des Ausgangsdrucks kann durch die Näherung nicht dargestellt werden. Um diese Charakteristik nachzubilden, müsste beispielsweise ein PT_2 -Glied als Grundlage der Näherung herangezogen werden.

Im eingeschwungenen Zustand sind die Ausgangsdrücke beider Simulationen identisch. Im Allgemeinen ist zu sagen, dass diese vereinfachte Modellierung einer Rohrleitung die detailgetreue ausreichend nachbildet. Aus diesem Grund wird auf die Konstruktion einer detailreicheren vereinfachten Version verzichtet.

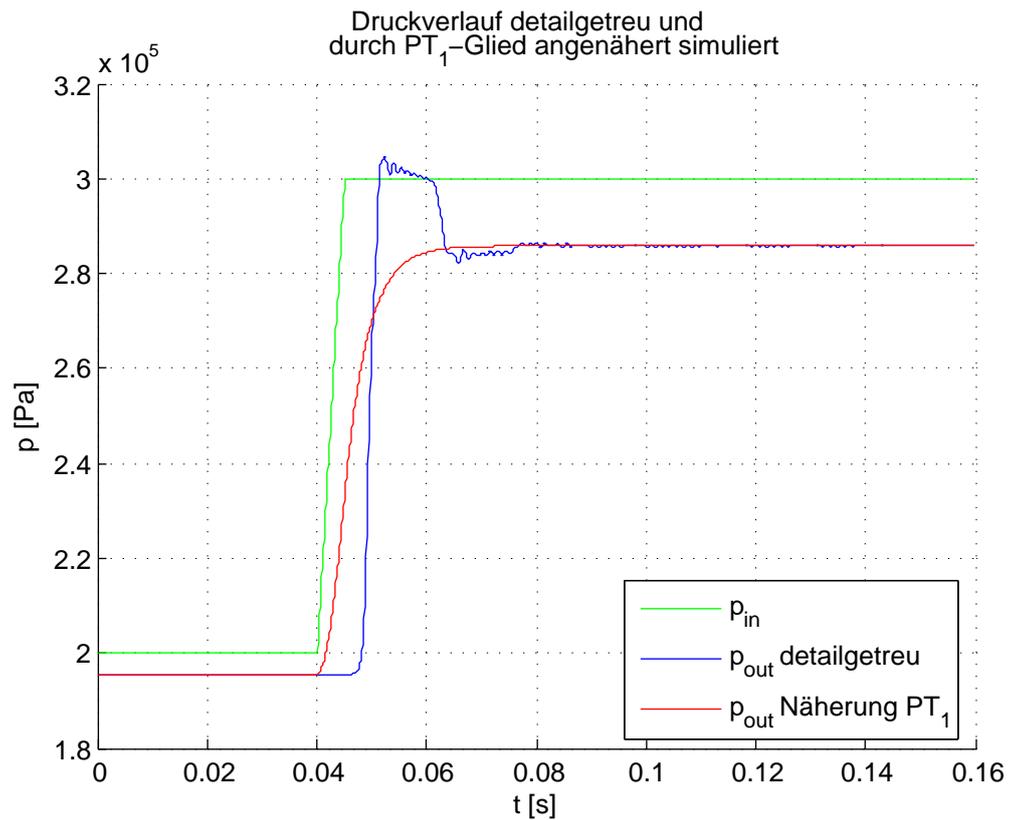


Abbildung 5.2: Vergleich der Druckübertragung bei detailgetreuem Nachbau der Rohrleitung und Annäherung durch ein PT_1 -Glied

6 Regelung des Kraftstoffkonditionierers

Zu den Hauptaufgaben des Kraftstoffkonditionierers zählt die Funktion, die Drücke am Vor- und Rücklauf bei schwankendem Fluss auf einem vorgegebenen Wert zu halten. Durch den in Kapitel 2.2 beschriebenen Aufbau des Konditionierers wird erreicht, dass der Fluss zum und vom Motor die dort vorherrschenden Treibstoffdrücke nicht allzu stark beeinflusst. Dennoch ist eine Regelung notwendig, um auf eine Veränderung der Soll-Drücke zu reagieren sowie starke Veränderungen des Vor- und Rücklaufflusses zu kompensieren.

Um die Regler zu testen und zu simulieren wird der Kraftstoffkonditionierer mit den in Kapitel 3 und Kapitel 4 erstellten Bauelementen möglichst detailgetreu nachgebildet. Für den Entwurf der Regler wird ein vereinfachtes Modell des Konditionierers entworfen, bei welchem die Leitungselemente durch jene aus Kapitel 5 ersetzt werden, wodurch diese lineare Übertragungsfunktionen bezüglich der Druckverteilung erhalten.

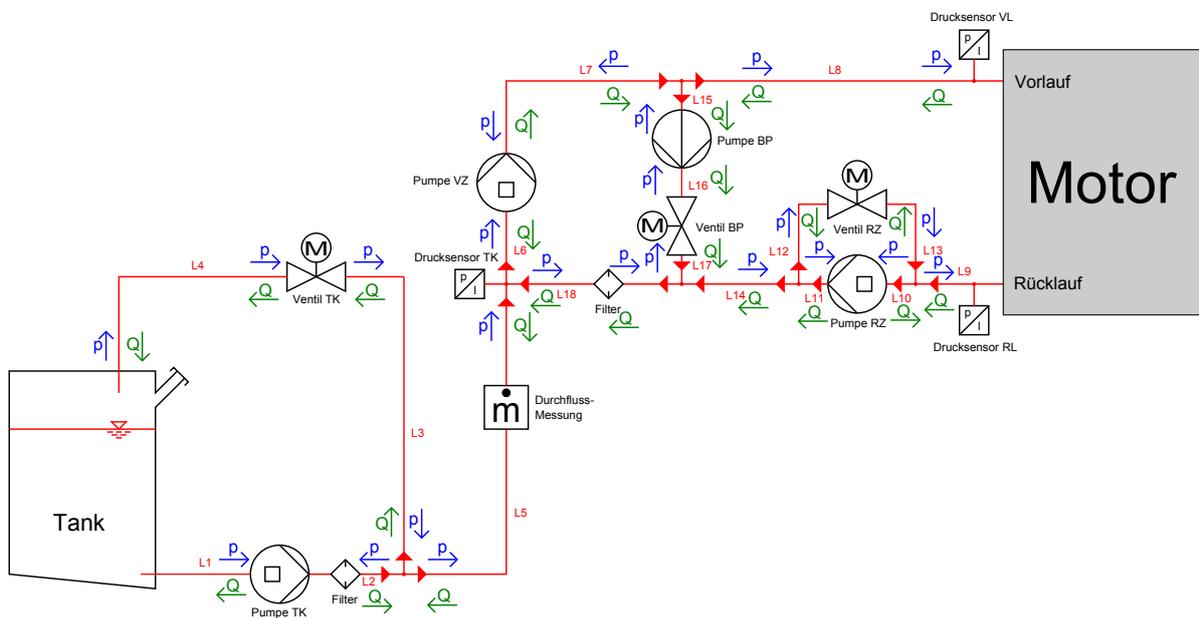


Abbildung 6.1: Schematische Darstellung, welche Bauelemente Fluss und Druck ein- und ausgangseitig vorgeben beziehungsweise übergeben bekommen

In Abbildung 6.1 wird gezeigt, dass der in Kapitel 2.2 vorgestellte Kraftstoffkonditionierer vollständig mit den in dieser Arbeit erstellten Bauelementen nachgebildet werden kann. Dabei bekommt, wie bei den modellierten Blöcken, jedes simulierte Rohrleitungstück auf der einen Seite den Druck vorgegeben und auf der anderen den Fluss; selbiges gilt für Regelventile, Filterelemente und die Fliehkraftpumpe.

Verdrängerpumpen liefern an deren Ein- und Ausgang Werte für den Treibstofffluss und bekommen die Drücke vorgegeben.

T-Stücke bekommen von genau einer angrenzenden Leitung den Druck vorgegeben und von den anderen beiden den Fluss. Somit können die Ausgangswerte dieses Bauelements auf einfache Art und Weise bestimmt werden.

6.1 Parametrierung des Modells

Um die entworfenen Modelle zu parametrieren wurden Messungen am realen Kraftstoffkonditionierer vorgenommen.

Die Werte für Länge und Durchmesser der einzelnen Rohrleitungen werden aus den mechanischen Plänen entnommen. Die Dichte sowie der Kompressionsfaktor des Diesels und der Druckabfall-Koeffizient des Durchflussmessgeräts werden mithilfe von Datenblättern bestimmt; für den Tankdruck wird Normaldruck angenommen. Für den Druckabfall-Korrekturfaktor wird in allen Rohrleitungen ein Wert gleich fünf gewählt, wie es auch unter [4] empfohlen wird.

Die folgenden Parameter wurden anhand von Messungen bei Versuchen eingestellt, da die dazugehörigen Werte aus den Datenblättern entweder nicht passend oder nicht vorhanden sind:

- im Diesel enthaltener Luftanteil
- Ventil-Koeffizienten
- Fördermengen der Verdrängerpumpen
- Druckabsenkung der Fliehkraftpumpe
- Druckabfall am Filterelement

Die anhand der Messungen zur Verfügung stehenden Druckwerte wurden an Vor- und Rücklauf sowie am Ausgang des Tankkreises gemessen. Des Weiteren konnte der aktuelle Durchfluss durch den Messsensor in Leitung 5 sowie die aktuellen Ventilstellungen der drei Regelventile bestimmt werden.

Es hat sich als schwierig erwiesen die oben genannten und unbekannt Parameter einzustellen, da nur wenige Messwerte seitens des Konditionierers zur Verfügung standen, um dessen komplexe Modellierung an diesen anzupassen.

Ein weiteres Problem stellt die Tatsache dar, dass in der Simulation der Kraftstoffkonditionierer die Drücke an Vor- und Rücklauf liefert und die aktuellen Flüsse vom Motor vorgegeben werden. Da diese jedoch nicht messtechnisch erfasst werden können und eine Schätzung zu ungenau wäre, wurden bei den Messungen zur Parametrierung die Vor- und Rücklaufleitungen geschlossen, was einem Fluss gleich null gleichkommt. Auf diese Art kann gewährleistet werden, dass sich durch mögliche Falschannahmen des Zu- und Abflusses keine Fehler einschleichen. Dies hat auch zur Folge, dass kein Diesel aus dem Tankkreis herausfließt (kein aktueller Verbrauch des Motors).

Es bestand die Möglichkeit, die Leitungen des Vor- und Rücklaufs mechanisch miteinander kurz zu schließen. Allerdings war so keine Entkopplung des Vorlaufdrucks und des Rücklaufdrucks möglich. Leichte Veränderungen am ersten haben sich stark auf den Druck am zweiten ausgewirkt.

6.1.1 Tankkreis Parametrierung

Um die Parameter des Tankkreises einzustellen, wurden Messungen am realen Kraftstoffkonditionierer vorgenommen. Die Fördermenge der Pumpe TK konnte direkt gemessen werden. Zu diesem Zweck wurde das Ventil TK völlig geschlossen und über Ablassleitungen wurde der geförderte Treibstoff nach der Durchflussmessung in Leitung 5 dem Tank rückgeführt. Der Sensor lieferte auf diese Art und Weise die exakte Fördermenge der Pumpe TK.

Um den TK Ventil-Koeffizienten zu bestimmen, wurde der Tankkreis Ausgangsdruck bei konstanter TK Pumpendrehzahl und variierender TK Ventilstellung gemessen. Da Vor- und Rücklauf des Motors geschlossen waren, floss kein Treibstoff durch Leitung 5 aus dem Tankkreis. Der dort gemessene Druck entsprach jenem am Eingang von Leitung 3. Nimmt man den Druckabfall in dieser Leitung bei gleichbleibendem Durchfluss als konstant und bekannt an, so kann man anhand der erhaltenen Messdaten auf den Druck am Eingang des Ventils TK schließen. Betrachtet man die Ventilgleichung (4.1) und formt diese um, so erhält man

$$c_v Q^2 = \Delta p \alpha^2 \quad (6.1)$$

mit $\Delta p = p_{in} - p_{out}$. Analysiert man die Messwerte an verschiedenen eingeschwungenen Punkten, so erhält man mehrere Datensätze für α und p_{in} . Die linke Seite der Gleichung (6.1) soll für jeden Messwert identisch sein. Daher soll der Wert für p_{out} so gewählt werden, dass diese Forderung für die aufgenommenen Messpunkte bestmöglich erfüllt wird. Die linke Seite jedes Messpunkts wird mit jeder anderen verglichen, die Summe der Quadrate dieser Differenzen stellt eine Fehlerfunktion $e(p_{out})$ dar, welche durch Variation von p_{out} minimiert werden soll. Dazu wird die erste Ableitung $\frac{\partial e}{\partial p_{out}}$ gleich 0 gesetzt.

Als Ergebnis erhält man einen optimierten Wert für p_{out} . Mit diesem werden für jeden Messwert die linken Seiten der Gleichung (6.1) bestimmt und gemittelt. Da der Fluss durch die Pumpe TK und damit auch durch das Ventil TK bekannt ist, kann man so den TK Ventil-Koeffizienten c_v bestimmen.

Die Menge an im Treibstoff enthaltener Luft wird experimentell eingestellt. Ein Vergleich der Messdaten zu jenen der Simulation mit den zuvor bestimmten Parametern ist in Abbildung 6.2 zu sehen. Bei konstanter TK Pumpendrehzahl (hier maximale Fördermenge) wird das Ventil TK verändert. Der simulierte Tankkreis Ausgangsdruck ähnelt sehr dem gemessenen.

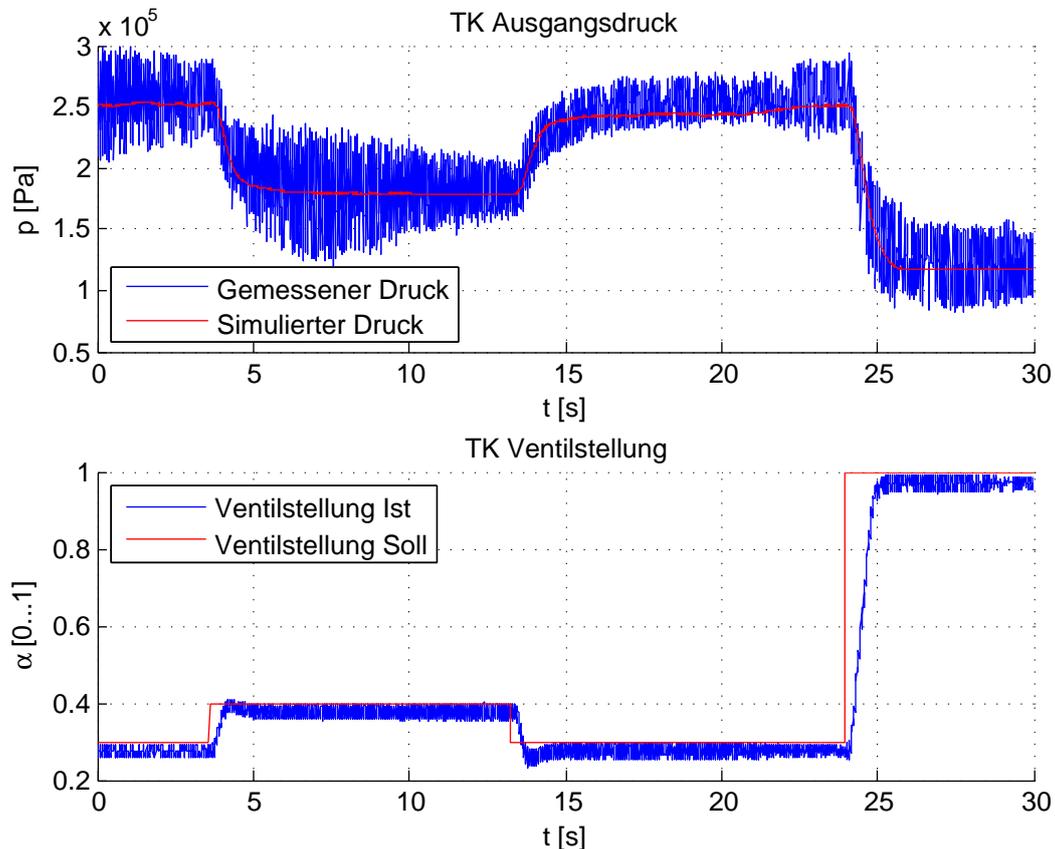


Abbildung 6.2: Vergleich des gemessenen und des simulierten Tankkreis Ausgangsdrucks bei variierender TK Ventilstellung

Ergänzend sei hinzugefügt, dass bei dieser Messung sowie bei der Simulation die Pumpe VZ maximal fördert und dass die Pumpe BP sowie die Pumpe RZ ausgeschaltet sind. Das Ventil BP ist zu 60 % geöffnet, das Ventil RZ zu 100 %. Hauptgrund dafür ist die Forderung, dass der Diesel in den nach dem Tankkreis kommenden Leitungen zirkuliert. Ist dies nicht der Fall, so fungieren die nicht durchströmten Teile wie ein großes am Ende verschlossenes Leitungsrohr (Druckwelle wird am verschlossenen Ende reflektiert). Da dieser Effekt im realen Anwendungsfall des Kraftstoffkonditionierers nicht vorkommt, ist der Treibstoff im Vorwärtszweig als auch im Bypass in Bewegung.

Weiters ist in der Simulation des Tankkreises der Druckverlust am dazugehörigen Filterelement nicht von tragender Bedeutung. Unter der Annahme, dass an Filterelementen

lediglich ein Druckverlust in Abhängigkeit des Durchflusses auftritt, wirkt sich der Dieselfilter nicht direkt auf den Durchfluss in Leitung 2 aus¹.

Da am Verbindungspunkt der Leitungen 2, 3 und 5 der Druck in der Simulation von Leitung 3 alleine vorgegeben wird, hat eine Druckveränderung in Leitung 2 keine direkte Auswirkung auf jene Verbindungsstelle. Lediglich der Druck am Ausgang der Pumpe TK wird verändert. Da angenommen wird, dass diese Verdrängerpumpe ideal arbeitet (Fluss ist unabhängig von den Druckverhältnissen am Ein- und Ausgang), verliert in der Simulation der Druckverlust am Filterelement des Tankkreises stark an Bedeutung.

6.1.2 Rückwärtszweig Parametrierung

Die Parameter für Pumpe und Ventil des Rückwärtszweigs konnten messtechnisch nicht direkt erfasst werden. Während der Datenaufnahme war der Rücklauf vom Motor verschlossen. Der Treibstoff wurde von der Pumpe RZ über das Ventil RZ im Kreis gepumpt. Bei gleichbleibender Pumpenfördermenge und variierendem Ventil RZ wurde die Druckveränderung am Rücklauf gemessen. Dabei wurden der Tankkreis, der Vorwärtszweig sowie der Bypass konstant gehalten (Ventilstellungen und Pumpendrehzahlen bleiben unverändert).

Anhand der erhaltenen Messdaten werden die Modellparameter (ähnlich wie in Kapitel 6.1.1) angepasst. Da kein Fluss in Leitung 9 vorherrscht, ist der gemessene Rücklaufdruck identisch mit jenem am Ausgang der Leitung 13. Die Fördermenge der Pumpe RZ konnte messtechnisch nicht ermittelt werden, wurde aber ähnlich jener der Pumpe TK angenommen (es handelt sich um ein baugleiches Modell). Nimmt man bei gleichbleibendem Durchfluss den Druckabfall in Leitung 13 als konstant und bekannt an, so kann anhand des gemessenen Rücklaufdrucks auf den Druck am Ausgang des Ventils RZ geschlossen werden.

Unter Verwendung von Gleichung (6.1) für mehrere Messpunkte und einer Optimierung des als konstant² anzunehmenden Eingangsdrucks p_{in} am Ventil RZ kann dessen Ventil-Koeffizient ermittelt werden.

Der Vergleich zwischen gemessenem und simuliertem Rücklaufdruck bei variierender Ventilstellung RZ ist in Abbildung 6.3 dargestellt. Die Menge des im Treibstoff enthaltenen Luftanteils wird experimentell eingestellt.

Ergänzend sei festgehalten, dass bei der abgebildeten Messung die Pumpe TK mit 80 % Drehzahl bei einer TK Ventilstellung von 43 % fährt. Die Pumpe UZ fährt ebenfalls mit 80 % Drehzahl und die Pumpe BP mit voller Drehzahl bei einer BP Ventilstellung von 58 %.

¹ Das Filterelement teilt Leitung 2 in zwei Teilstücke auf. Eine Druckveränderung durch das Filterelement am Ausgang des linken Teilstücks bewirkt durch die Dynamik des Rohrleitungsstücks und die Kompressibilität des Flüssigkeits-Gas-Gemischs selbst bei konstantem Eingangsfluss geringfügige Schwankungen des Ausgangsflusses.

² Der Druck am Eingang des Ventils RZ ist vom Tankkreis Ausgangsdruck abhängig. Dieser wurde während der Messungen nicht verändert.

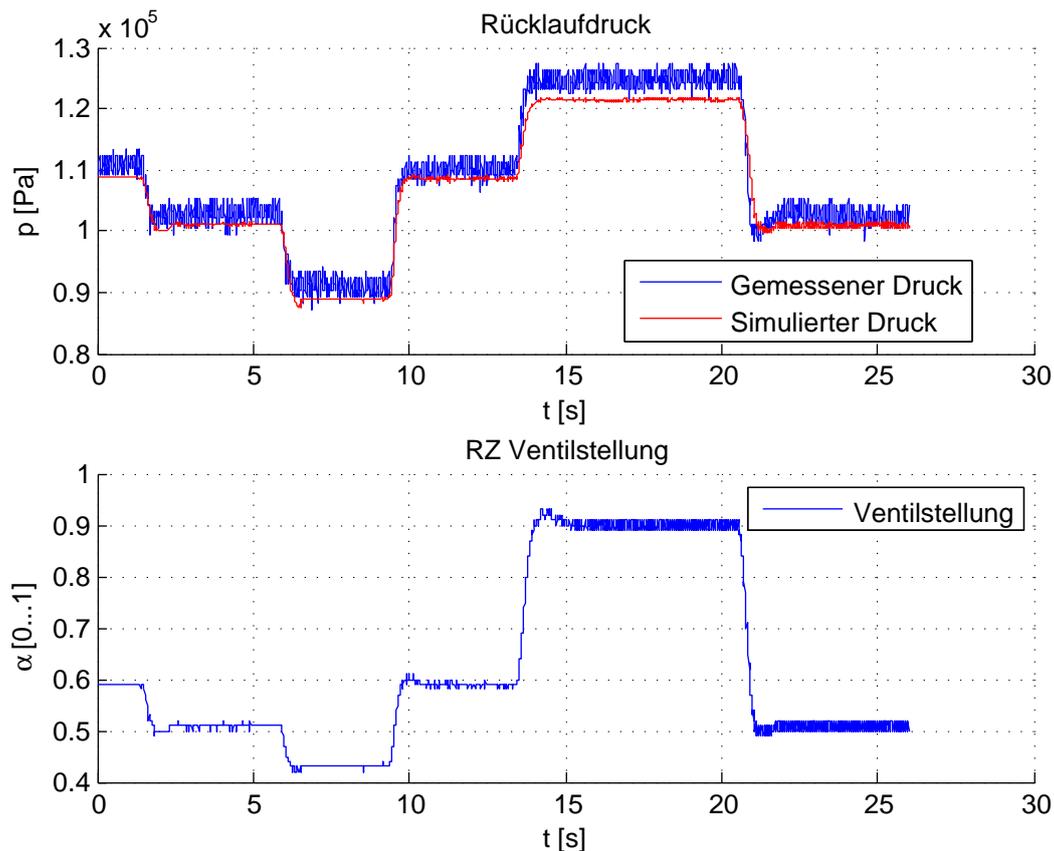


Abbildung 6.3: Vergleich des gemessenen und des simulierten Rücklaufdrucks bei variierender RZ Ventilstellung

6.1.3 Vorwärtszweig und Bypass Parametrierung

Die Parameter für die Pumpen und das Ventil des Bypasses sowie des Vorwärtszweigs konnten messtechnisch nicht direkt erfasst werden. Während der Messdatenaufnahme waren der Vor- und Rücklauf des Motors geschlossen. Die Pumpe VZ pumpt den geförderten Treibstoff über den Bypass (bestehend aus der Pumpe BP und dem Ventil BP) im Kreis. Es herrscht kein Fluss in den Leitungen 5, 8 und 14. Die maximale Fördermenge der Pumpe VZ konnte messtechnisch nicht direkt erfasst werden und wird dem Datenblatt entnommen. Bei Messversuchen wurde der Vorlaufdruck bei konstanter Pumpe VZ mit 90 % und variierendem Ventil BP aufgezeichnet. Dabei wurde der Tankkreis konstant betrieben (Pumpe TK mit 80 %, Ventil TK mit 60 %) und der Rückwärtszweig bei voll geöffnetem Ventil RZ und ausgeschalteter Pumpe RZ. Die Pumpe BP wurde während der Messungen ein- sowie ausgeschaltet betrieben.

Da in Leitung 14 kein Fluss herrscht, ist der Druck am Ausgang dieser Leitung identisch mit jenem am Eingang. Unter der Annahme, dass der Druck am Eingang des Ventils RZ aus Kapitel 6.1.2 sowie der Druckabfall in Leitung 12 bei gleichbleibendem Fluss

konstant und bekannt sind, kann auf die Druckverhältnisse am Ausgang der Leitung 14 geschlossen werden¹.

Ausgehend davon, dass der Fluss durch Leitung 18 sowie der dadurch in dieser Rohrleitung verursachte Druckabfall konstant und bekannt sind, kann die Druckdifferenz am Filterelement bestimmt werden, da der Ausgangsdruck der Leitung 18 identisch mit dem gemessenen Tankkreis Ausgangsdruck ist. Dieselbe Überlegung auf Leitung 17 angewandt liefert den Druck am Ausgang des Ventils BP.

Der gemessene Vorlaufdruck entspricht jenem am Eingang von Leitung 8 (es herrscht darin kein Fluss). Es wird davon ausgegangen, dass die Druckverluste an den Leitungen 15 und 16 $\Delta p_{L15,L16}$ bei gleichbleibendem Durchfluss konstant und bekannt sind. Der Druck am Eingang des Ventils BP ist der gemessene Vorlaufdruck weniger der Druckverluste der Leitungen 15 und 16 sowie der Druckdifferenz $\Delta p_{BPPumpe}$ an der Pumpe BP.

Anhand der Messdaten wird der BP Ventil-Koeffizient, ähnlich wie bereits in Kapitel 6.1.1 beschrieben, bestimmt. Dabei wird der Druckabfall am Ventil BP sowie dessen Ventilstellung betrachtet, um unter Verwendung von Gleichung (6.1) den BP Ventil-Koeffizienten zu ermitteln. Für den Druckabfall am Ventil gilt $\Delta p = p_{in} - p_{out} = p_{vorlauf} - \Delta p_{L15,L16} + \Delta p_{BPPumpe} - p_{out}$.

Für den Fall einer ausgeschalteten Pumpe BP wird ein Druckabfall an dieser erwartet, daher muss $\Delta p_{BPPumpe} < 0$ gelten. Unter Verwendung von Messpunkten bei ausgeschalteter Pumpe BP wird der Wert für den Druckabfall an dieser durch eine Optimierung bestimmt, wodurch für jeden verwendeten Messpunkt die rechte Seite der Gleichung (6.1) bestimmt werden kann. Die im optimalen Fall gleich bleibende linke Seite dieser Gleichung wird durch eine Minimierung der Quadrate der Fehler der einzelnen Messwerte untereinander bestimmt.

Die Fördermenge der Pumpe VZ kann messtechnisch nicht erfasst werden und wird daher anhand des Datenblatts festgelegt. Somit kann der BP Ventil-Koeffizient berechnet werden. In Abbildung 6.4 sind der simulierte und der gemessene Vorlaufdruck bei variierender BP Ventilstellung und ausgeschalteter Pumpe BP zu sehen.

Für den Fall einer eingeschalteten Pumpe BP wird eine Druckerhöhung durch diese erwartet, daher muss $\Delta p_{BPPumpe} > 0$ gelten. Wie schon zuvor wird dieser Wert durch Messpunkte bei eingeschalteter Pumpe BP bestimmt.

Der Wert für die Fördermenge der Pumpe VZ sowie der BP Ventil-Koeffizient werden aus dem vorherigen Fall (Pumpe BP ausgeschaltet) übernommen, da diese in keiner Abhängigkeit zur Pumpe BP stehen. In Abbildung 6.5 sind der simulierte und der gemessene Vorlaufdruck bei variierender BP Ventilstellung und eingeschalteter Pumpe BP mit 90 % zu sehen.

¹ In Leitung 14 ist im realen Modell des Kraftstoffkonditionierers ein Entgaser eingebaut, welcher dem vom Motor zurückgeführten Treibstoff die enthaltene Luft entnimmt. Da dieser jedoch keine besonderen Auswirkungen auf die Druckverhältnisse in Leitung 14 aufweist, wird dieser wie ein gewöhnliches Rohrleitungsstück behandelt.

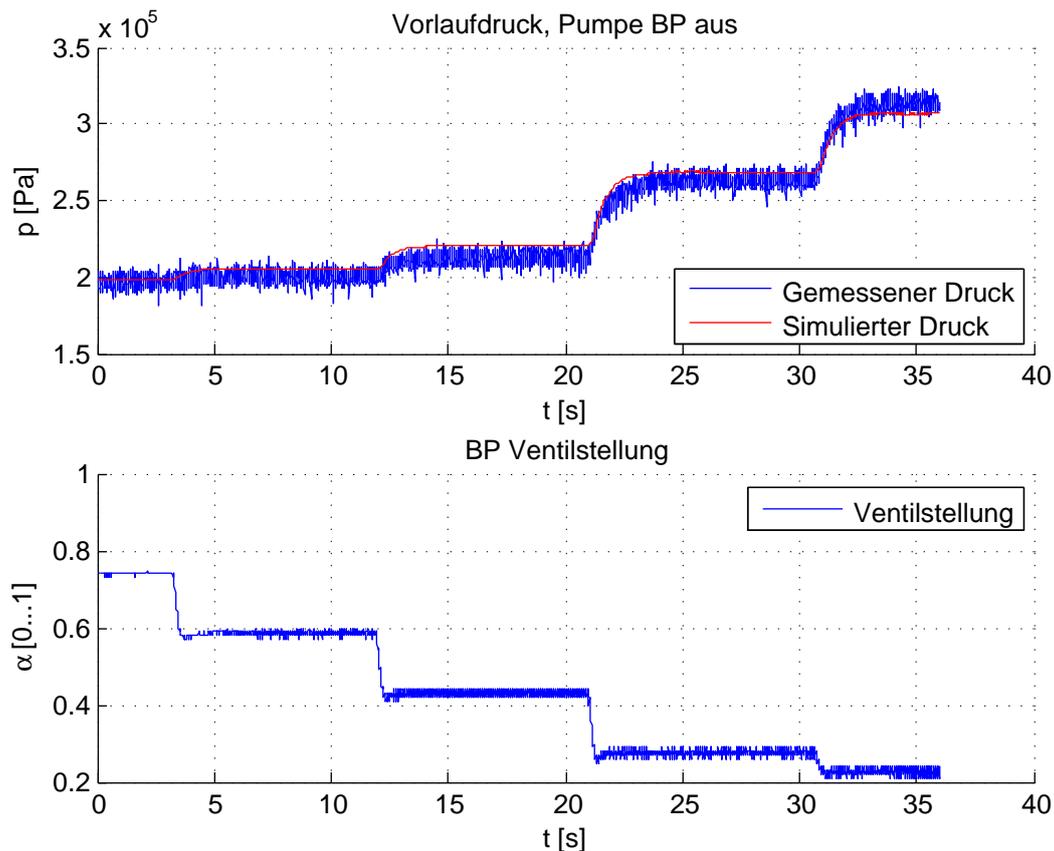


Abbildung 6.4: Vergleich des gemessenen und des simulierten Vorlaufdrucks bei variierender BP Ventilstellung und ausgeschalteter Pumpe BP

Hier folgt der simulierte Druck dem Messwert nicht so präzise, was auf die von den äußeren Druckverhältnissen unabhängige Druckdifferenz der Pumpe BP zurückzuführen ist (siehe Kapitel 4.1.2). Für bessere Simulationsergebnisse wäre eine aufwändigere Modellierung der Fliehkraftpumpe notwendig.

Die berechnete Druckveränderung durch Ein- und Ausschalten der Pumpe BP wurde durch Messungen kontrolliert, bei welchen der Vorlaufdruck bei unterschiedlichen BP Ventilstellungen und sich ein- und ausschaltender Pumpe BP betrachtet wurde. Die dabei gemessenen Druckdifferenzen stimmen mit jenen der Fliehkraftpumpe im Großen und Ganzen überein. Es kann auch hierbei beobachtet werden, dass die Druckdifferenz eine Abhängigkeit der am Ein- und Ausgang vorherrschenden Druckverhältnisse aufweist.

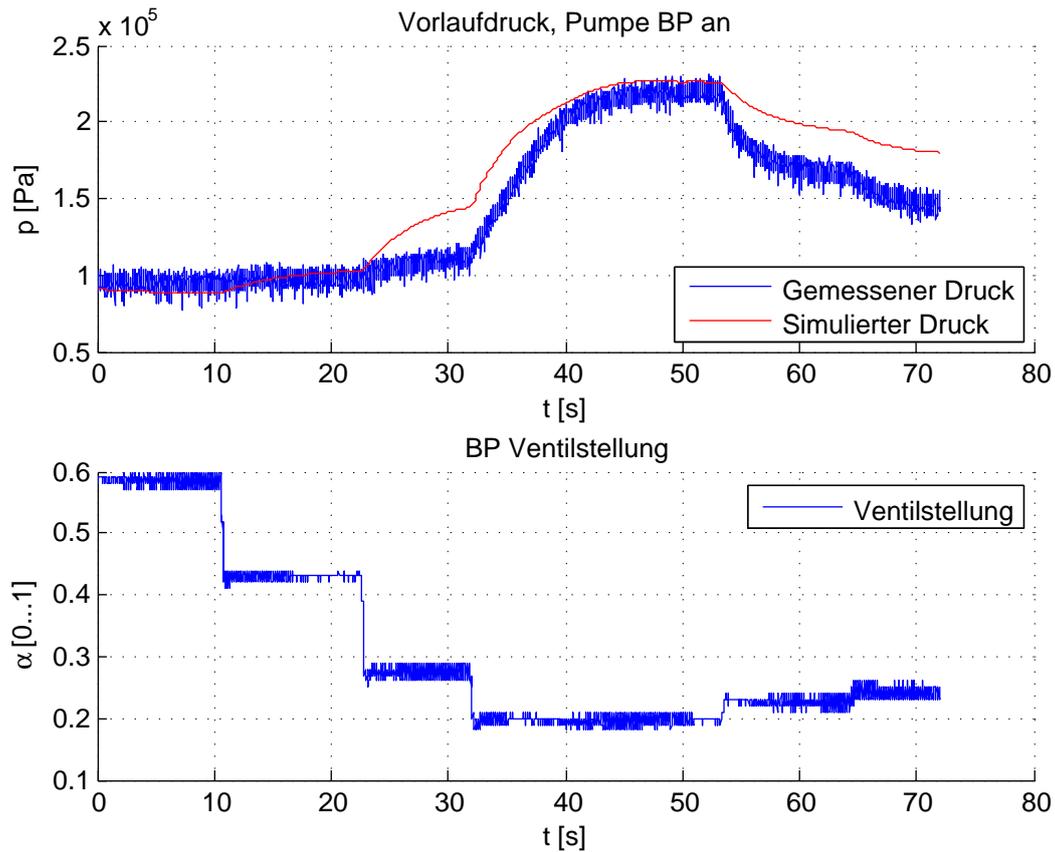


Abbildung 6.5: Vergleich des gemessenen und des simulierten Vorlaufdrucks bei variierender BP Ventilstellung und eingeschalteter Pumpe BP

6.2 Regelstrategie

Ziel der Regelung ist, die Treibstoffdrücke an Vor- und Rücklauf auf einen gewünschten Sollwert zu regeln. Als Grundlage dafür wird der Tankkreis Ausgangsdruck, der auf einen konstanten Wert geregelt wird, verwendet.

Der Aufbau des Kraftstoffkonditionierers ermöglicht es, je einen Druckwert mit genau einem Regelventil zu beeinflussen. Die Drehzahlen der Pumpen werden in Abhängigkeit des gewünschten Vor- und Rücklaufdrucks vorgegeben. Durch Messungen wurden die passenden Stellbereiche für alle vier im Kraftstoffkonditionierer eingebauten Pumpen bestimmt. So regelt das Ventil TK den Tankkreis Ausgangsdruck. Das Ventil BP bestimmt den Druck am Vorlauf, das Ventil RZ jenen am Rücklauf des Motors.

Die auszuregelnden Störgrößen sind der Fluss zum und vom Motor (messtechnisch nicht erfassbar) und der damit zusammenhängende Treibstoffverbrauch.

Im Folgenden wird jeder Kreis für sich getrennt betrachtet und geregelt. Als Eingangsgröße der Regler ist der jeweilige Druckwert gegeben, die Ausgangsgröße ist die geforderte Stellung des dazugehörigen Regelventils.

Aufgabe des Regelventils ist es, einen Druckabfall zu erzeugen. Ein PI-Regler liefert den geforderten Druck an einer Seite des Regelventils. Daraus lässt sich die Druckdifferenz am Ventil bestimmen. Da diese jedoch nicht in einem linearen Zusammenhang zur Ventilstellung steht (vergleiche Gleichung (4.2)), ist dem Regler zusätzlich eine dem Ventil entsprechende Umformung der gewünschten Druckdifferenz auf die dafür notwendige Ventilstellung nachgeschaltet.

Die Begrenzung des möglichen Stellbereichs des Ventils und die daraus resultierende Begrenzung des Druckabfalls wird durch eine Anti-Windup Maßnahme nach Hanus [10] berücksichtigt. So wird ein Überlaufen des im PI-Regler enthaltenen Integrierers bei gleichbleibender Ausgangsgröße verhindert.

Die Dynamik des Servo-Motors der Regelventile wird ebenfalls durch diese Anti-Windup Maßnahme berücksichtigt. Unterscheiden sich Soll- und Ist-Größe der Ventilstellung, wird ein Weiterlaufen des Integrierers unterdrückt.

Für die Bestimmung der Ist-Größe der Ventilstellung wird nicht der gemessene Wert herangezogen¹. Dieser wird durch eine Nachbildung des Servo-Motors simuliert (vergleiche Kapitel 4.4).

In Abbildung 6.6 ist der Aufbau eines Reglers schematisch dargestellt.

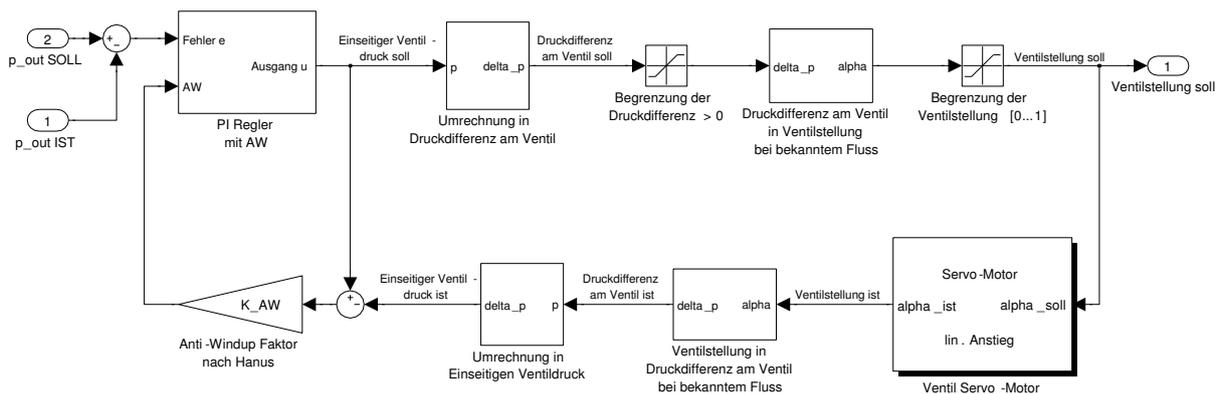


Abbildung 6.6: Schematische Darstellung eines Reglers mit Anti-Windup und der Umwandlung in die geforderte Soll-Ventilstellung

Der PI-Regler liefert den geforderten einseitigen Ventildruckwert als Ausgangsgröße. Dieser wird in die dazugehörige Druckdifferenz am Ventil umgewandelt, welche in Flussrichtung nicht negativ sein kann; aus diesem Grund wird anschließend eine Stellbegrenzung eingebaut. Anhand des bekannten Ventilkoeffizienten und des als konstant und bekannt angenommenen Flusses durch das Ventil kann mit Gleichung (4.1) die für die geforderte Druckdifferenz notwendige Ventilstellung berechnet werden. Diese darf nur

¹ Die gemessene Ist-Ventilstellung weist zur Soll-Stellung einen bleibenden Offsetfehler von einigen Prozent auf. Auch im eingeschwungenen Zustand würde die Differenz der beiden nicht gegen null gehen und die Anti-Windup Maßnahme würde fälschlicherweise wirken. Daher wird der gemessene Wert von der Regelung nicht berücksichtigt.

Werte zwischen null und eins annehmen und wird dem Regelventil übergeben. Da der Servo-Motor des Ventils dem geforderten Stellwert nicht beliebig schnell folgen kann, wird diese Verzögerung ebenfalls simuliert. Anhand dieser sich langsamer verändernden Ventilstellung wird auf die aktuelle Druckdifferenz am Ventil geschlossen. Aus dieser ergibt sich der aktuelle einseitige Ventildruck, welcher mit dem geforderten verglichen wird. Deren Differenz wird dem Regler für Anti-Windup Maßnahmen (mit einem Faktor skaliert) übergeben.

Für die Einstellung der Regelparameter werden die vereinfachten Modelle der Rohrleitungen aus Kapitel 5 herangezogen. Mithilfe dieser wird eine Übertragungsfunktion aus dem linearisierten Modell vom einseitigen Ventildruck zum gemessenen Druckwert erstellt. Mittels Frequenzkennlinienverfahren werden die Regelparameter schließlich bestimmt.

Der definierbare Wert für die gewünschte Anstiegszeit t_r wird so gewählt, dass der Servomotor mit dem jeweiligen Ventil der geforderten Regler-Ausgangsgröße ausreichend schnell folgen kann. Hierbei ist zu beachten, dass der Regler die geforderte Druckdifferenz an einer Seite des Ventils vorgibt, welche anschließend in die dazugehörige Ventilstellung umgerechnet wird. Da zwischen dem Druckabfall am Ventil und der Ventilstellung kein linearer Zusammenhang besteht (siehe Gleichung (4.2)), muss die zeitliche Veränderung der Druckdifferenz (und damit die Wahl der Anstiegszeit t_r) klein genug sein, um eine ausreichend langsame Veränderung der Ventilstellung im gesamten Stellbereich zu bewirken.

Für die gewünschte Überschwingweite \ddot{u} der Regler-Ausgangsgröße wird ein geringer prozentualer Wert angenommen.

6.2.1 Regelung des Tankkreis Ausgangsdrucks

Aufgabe des Tankkreises ist es, den Druck am Drucksensor TK (Tankkreis Ausgangsdruck) bei variierendem Ausgangsfluss auf einem vorgegebenen Wert zu halten. Dabei beeinflusst die Stellung des Ventils TK bei in etwa konstantem Fluss über das Ventil den Tankkreis Ausgangsdruck. Genauer gesagt hängt der gemessene Druck von den Verhältnissen am Eingang des Ventils TK ab. Die Leitungen 3 und 5 werden als vereinfachte PT_1 -Glieder betrachtet (siehe Kapitel 5). Dabei entsteht vom Ausgang der Leitung 3 zu dessen Eingang ein Druckanstieg und in Leitung 5 bei Treibstoffverbrauch des Motors ein Druckabfall von dessen Eingang zum Drucksensor TK. Die zeitliche Verzögerung, welche Druckänderungen benötigen um sich vom einen Ende der Leitung zum anderen auszubreiten, wird durch das PT_1 -Glieder berücksichtigt. Die Übertragungsfunktion vom Eingang des Ventils TK zum Drucksensor TK (vergleiche Abbildung 6.7) ergibt sich aus der Hintereinanderschaltung (Multiplikation) der einzelnen Leitungsübertragungsfunktionen $G_3(s)$ und $G_5(s)$ ¹.

Für den Fluss aus dem Tankkreis durch Leitung 5 wird ein Mittelwert angenommen.

¹ Die Übertragungsfunktion $G_5(s)$ ergibt sich ihrerseits aus der Multiplikation der Übertragungsfunktionen der Teilstücke von Leitungen 5 vor und nach der Durchflussmessenrichtung.

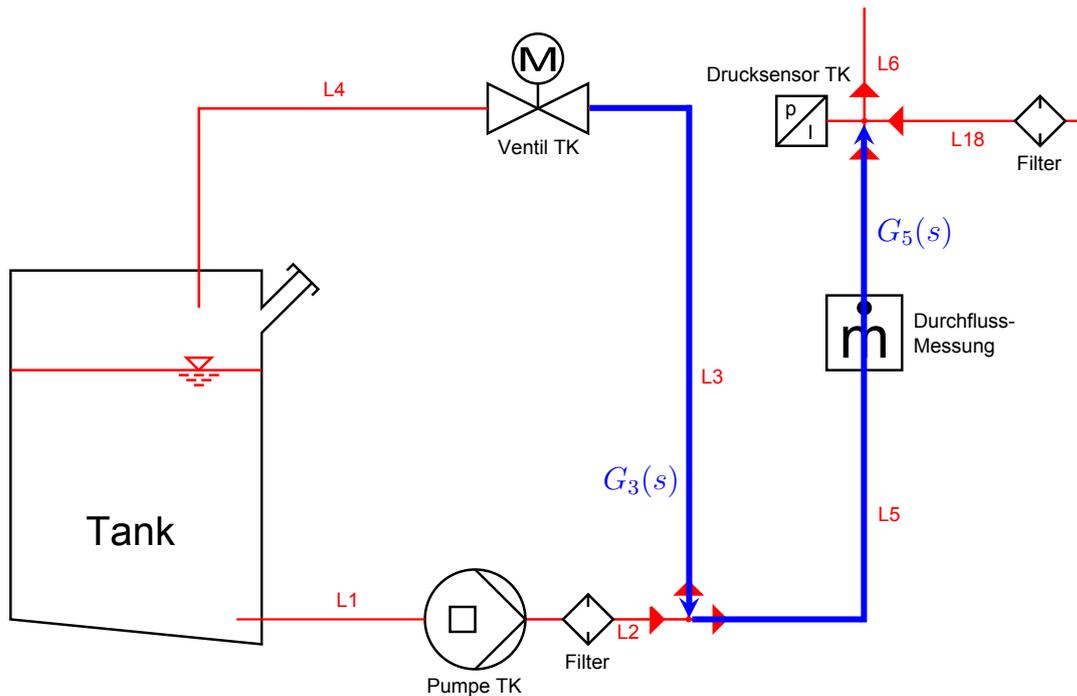


Abbildung 6.7: Schematische Darstellung des Tankkreises mit eingezeichneten Übertragungsfunktionen durch vereinfachte Leitungselemente

Damit sind bei bekannter Fördermenge der Pumpe TK sämtliche Flüsse im Tankkreis gegeben. Da für den Druck im Tank Normaldruck angenommen wird, ist der Druck am Eingang der Leitung 4 bestimmbar, welcher identisch mit dem Ventil TK Ausgangsdruck ist.

Da die zu regelnde Strecke (von TK Ventileingang bis zum Tankkreis Ausgangsdruck) in vereinfachter Form nun vorliegt, wird ein PI-Regler entworfen, welcher den Druckwert am TK Ventileingang vorgibt. Dieser wird, wie bereits in Abbildung 6.6 dargestellt, mithilfe des bekannten Ventil TK Ausgangsdrucks zu einem Druckabfall am Ventil TK umgerechnet. Da der Ventil-Koeffizient sowie der Fluss darüber bekannt sind, kann mithilfe der Ventilgleichung (4.1) auf die nötige Ventilstellung geschlossen werden, welche dem TK Regelventil übergeben wird.

Die Regelparameter werden mithilfe des Frequenzkennlinienverfahrens (FKL) bestimmt ($\ddot{u} = 0 \%$, $t_r = 0.01$ s). Die Rückführung der simulierten Ventilstellung für Anti-Windup Maßnahmen wird, wie bereits zu Beginn des Kapitels 6.2 beschrieben, realisiert.

Der Sollwert für den Tankkreis Ausgangsdruck wird abhängig vom gewünschten Vorlaufdruck am Motor gewählt. Je höher dieser sein soll, desto höher wird auch der Tankkreis Ausgangsdruck angesetzt. Dies ist einerseits notwendig, um beim Befüllen des Motors genügend Treibstoff aus dem Tankkreis nachführen zu können. Andererseits soll bei geringem geforderten Vorlaufdruck am Ausgang der Pumpe BP ein niedriger Druck anliegen, damit diese eine geringere Druckabsenkung vornehmen muss.

6.2.2 Regelung des Vorlaufdrucks

Der Treibstoffdruck am Vorlauf wird bei gleichbleibenden Drehzahlen der Pumpen VZ und BP und konstantem Tankkreis Ausgangsdruck primär durch die Stellung des Ventils BP vorgegeben. Der sich verändernde Fluss durch den Vorlauf in den Motor wirkt sich auf den dort vorherrschenden Druck aus, wodurch eine Regelung notwendig wird.

Abhängig vom geforderten Vorlaufdruck wird die Drehzahl der Pumpe BP gestellt. Bei hohem Soll-Druck wird diese abgeschaltet, bei niedrigem gewünschten Vorlaufdruck oder relativem Unterdruck ist es die Aufgabe dieser Pumpe, den Druck am Vorlauf abzusenken; in diesen Fällen ist die Fliehkraftpumpe in Betrieb.

Für den Fluss durch den Vorlauf zum Motor wird ein Mittelwert angenommen, ebenso wie für den Rücklauffluss¹. Da die Fördermenge der Pumpe VZ bekannt ist, kann im Vorwärtszweig sowie im Bypass der Fluss durch alle Leitungen bestimmt werden.

Die Leitungen 8, 15 und 16 werden als vereinfachte PT_1 -Glieder betrachtet (siehe Kapitel 5). Dabei entsteht bei den Leitungen 15 und 16 vom Ausgang zum Eingang ein Druckanstieg und bei Leitung 8 vom Eingang zum Ausgang ein Druckverlust. Die zeitliche Verzögerung der Druckänderung in den Leitungen wird durch die Dynamik des PT_1 -Glieds berücksichtigt.

Die Druckveränderung durch die Fliehkraftpumpe BP wird getrennt betrachtet und die zeitliche Verzögerung der Druckübertragung wird durch das PT_1 -Glieder $G_{BPP}(s)$ mit Verstärkungsfaktor 1 berücksichtigt. Für die Zeitkonstante wird ein mittlerer Wert angenommen.

Die im eingeschwungenen Zustand durch die Fliehkraftpumpe erreichte Druckdifferenz wird nicht im Modell der linearen Übertragungsfunktion vom Ventileingangsdruck zum Vorlaufdruck berücksichtigt. Diese wird aus Sicht der Regelung vereinfacht zur Druckdifferenz am Ventil BP hinzugefügt.

Die lineare Druckübertragungsfunktion vom BP Ventil Eingang zum Vorlauf ergibt sich aus der Hintereinanderschaltung (Multiplikation) der einzelnen Übertragungsfunktionen $G_8(s)$, $G_{15}(s)$, $G_{16}(s)$ sowie $G_{BPP}(s)$ (siehe Abbildung 6.8).

Da die zu regelnde Strecke (vom BP Ventileingang bis zum Vorlauf) nun in vereinfachter Form vorliegt, wird ein PI-Regler entworfen, welcher den vorläufig geforderten Druckwert am BP Ventileingang vorgibt. Zusätzlich ist an dieser Stelle die statische Druckveränderung durch die Pumpe BP zu berücksichtigen. Abhängig davon, ob die Fliehkraftpumpe den Druck absenkt oder anhebt, ist diese Differenz zum Ventileingangsdruck zu addieren oder zu subtrahieren. Als Ergebnis erhält man den tatsächlich geforderten Druck am BP Ventileingang.

Durch den Tankkreis Ausgangsdruck, welcher durch den in Kapitel 6.2.1 beschriebenen Regler auf einem bekannten und gleichbleibenden Niveau gehalten wird, kann bei gegebenem Fluss durch die Leitungen 17 und 18 sowie durch das Filterelement auf den Druck am Ausgang des Ventils BP geschlossen werden.

Mit der so erhaltenen geforderten Druckdifferenz, dem bekannten Fluss über das Ventil sowie dem gegebenen Ventilkoeffizienten kann mithilfe der Ventilgleichung (4.1) auf die

¹ Die Differenz der mittleren angenommenen Vor- und Rücklaufflüsse ergibt den mittleren angenommenen Verbrauch des Motors.

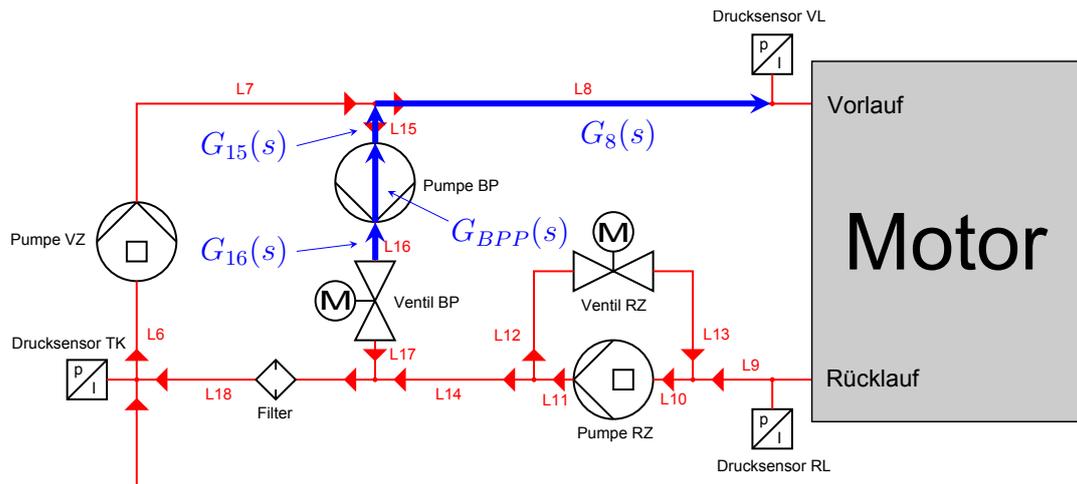


Abbildung 6.8: Schematische Darstellung des Vorlaufs mit eingezeichneten Übertragungsfunktionen der vereinfachten Leitungselemente

nötige Ventilstellung geschlossen werden, welche dem BP Regelventil übergeben wird. Die Regelparameter werden mithilfe des Frequenzkennlinienverfahrens (FKL) bestimmt ($\ddot{u} = 10\%$, $t_r = 0.03\text{ s}$). Die Rückführung der simulierten Ventilstellung für Anti-Windup Maßnahmen wird, wie bereits zu Beginn des Kapitels 6.2 beschrieben, realisiert.

Des Weiteren wird die Möglichkeit betrachtet, zwei getrennte Regler für die BP Ventilstellung zu entwerfen, zwischen denen je nach Betriebsart (stoßfrei) umgeschaltet wird (einer für den Fall der aktiven Pumpe BP und einer für den inaktiven Fall). Bei diesen beiden Betriebsarten weist die Pumpe BP deutliche Unterschiede in ihrer Dynamik auf, wodurch bei geringerer zeitlicher Verzögerung eine schnelle Regelung möglich wäre. Diese Idee wurde allerdings verworfen, da das am realen Kraftstoffkonditioner gemessene Drucksignal zu stark verrauscht ist und somit solch eine schnelle Regelung überhaupt nicht möglich gewesen wäre.

6.2.3 Regelung des Rücklaufdrucks

Der Treibstoffdruck am Rücklauf wird bei gleichbleibender Drehzahl der Pumpe RZ und konstantem Tankkreis Ausgangsdruck primär durch die Stellung des Ventils RZ vorgegeben. Der sich verändernde Fluss vom Motor durch den Rücklauf wirkt sich auf den dort vorherrschenden Druck aus, wodurch eine Regelung notwendig wird.

Die Drehzahl der Pumpe RZ wird anhand von Messerkennnissen vorgegeben und ist konstant. Es ist hierbei zu berücksichtigen, dass diese Pumpe stets mehr Diesel fördern muss als die Menge des Rücklaufflusses. Andernfalls würde der Treibstoff über die Pumpe RZ und das Ventil RZ parallel strömen. Sinn des Aufbaus ist aber, dass der Treibstoff von der Pumpe über das Ventil im Kreis gepumpt wird. Wechselt die Strömung zwischen diesen beiden Fällen, so ändert sich die Flussrichtung über das Ventil RZ. Da am Ventil stets ein Druckabfall in Durchflussrichtung auftritt und die Regelung diese Umkehr nicht

bemerken kann, ändert sich der Zusammenhang zwischen einer Veränderung der RZ Ventilstellung und dem Rücklaufdruck. Eine sinnvolle Regelung wäre in diesem Fall nicht möglich.

Für den Rücklauffluss wird ein mittlerer Wert angenommen. Da die Fördermenge der Pumpe RZ bekannt ist, kann auf den Fluss im gesamten Rückwärtszweig geschlossen werden.

Die Leitungen 9 und 13 werden als vereinfachte PT_1 -Glieder betrachtet (siehe Kapitel 5). Dabei entsteht in Leitung 13 vom Eingang zum Ausgang ein Druckabfall und in Leitung 9 vom Ausgang zum Eingang ein Druckanstieg. Die zeitliche Verzögerung der Druckveränderung in den Leitungen wird durch die Dynamik des PT_1 -Glieds berücksichtigt.

Der Rücklaufdruck ist vom RZ Ventilausgangsdruck abhängig. Die vereinfachte lineare Übertragungsfunktion vom Ausgang des Ventils RZ zum Rücklaufdrucksensor ergibt sich aus der Hintereinanderschaltung (Multiplikation) der einzelnen Leitungsübertragungsfunktionen $G_9(s)$ und $G_{13}(s)$ (siehe Abbildung 6.9).

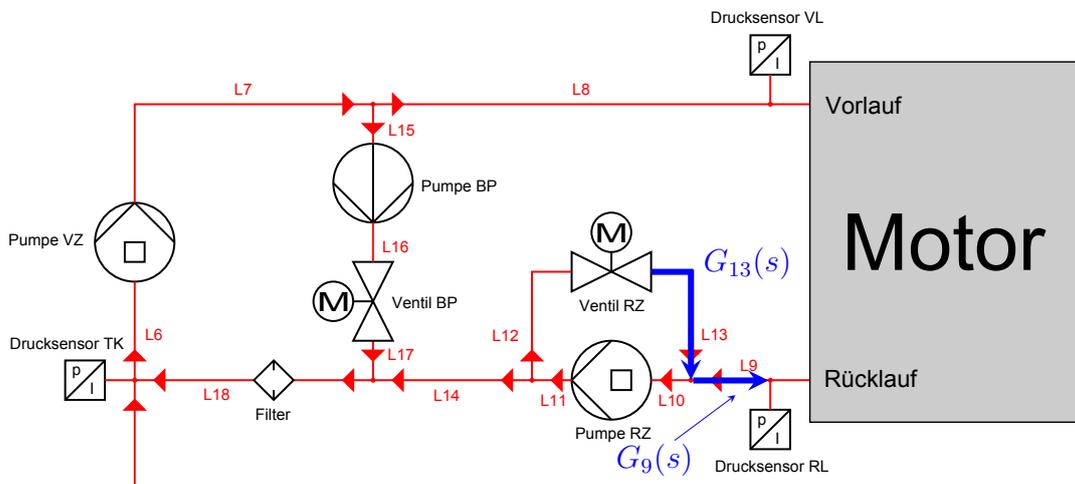


Abbildung 6.9: Schematische Darstellung des Rücklaufs mit eingezeichneten Übertragungsfunktionen der vereinfachten Leitungselemente

Da die zu regelnde Strecke (vom RZ Ventilausgang bis zum Rücklauf) nun in vereinfachter Form vorliegt, wird ein PI-Regler entworfen, welcher den geforderten Druckwert am RZ Ventilausgang vorgibt. Durch den Tankkreis Ausgangsdruck, welcher durch den in Kapitel 6.2.1 beschriebenen Regler auf einem bekannten und gleichbleibenden Niveau gehalten wird, kann bei gegebenem Fluss durch die Leitungen 12, 14 und 18 sowie durch das Filterelement auf den Druck am Eingang des Ventils RZ geschlossen werden.

Mit der erhaltenen geforderten Druckdifferenz, dem bekannten Fluss über das Ventil sowie dem gegebenen Ventilkoeffizienten kann mithilfe der Ventilgleichung (4.1) auf die nötige Ventilstellung geschlossen werden, welche dem RZ Regelventil übergeben wird. Die Regelparameter werden mithilfe des Frequenzkennlinienverfahrens (FKL) bestimmt ($\ddot{u} = 0 \%$, $t_r = 0.015$ s). Die Rückführung der simulierten Ventilstellung für Anti-Windup Maßnahmen wird, wie bereits zu Beginn des Kapitels 6.2 beschrieben, realisiert.

6.2.4 Verbesserungsmöglichkeiten

In den zuvor beschriebenen Regelstrategien wird jeder Kreis für sich alleine getrennt betrachtet. Zur Regelung jedes Druckwerts wird genau ein Regler mit einer Ausgangsgröße verwendet. Im Folgenden werden Überlegungen präsentiert, wie durch ein Zusammenarbeiten der einzelnen Komponenten die Regelung verbessert werden könnte.

Grundidee ist, dass eine bevorstehende Druckveränderung an einem Messsensor schon vor deren Auftreten erkannt wird und Gegenmaßnahmen ergriffen werden können. Solche Ereignisse können beispielsweise daher rühren, dass sich entweder Vor- oder Rücklauffluss verändern.

Als erstes wird der Fall betrachtet, dass sich alleine der Vorlauffluss verändert. Es wird im Folgenden angenommen, dass dieser steigt. Dies bewirkt einen Druckabfall am Vorlauf und das Ventil BP beginnt sich zu schließen, um dem entgegen zu wirken.

Da der Fluss im Vorlauf steigt, sinkt der Fluss durch den Bypass, da die Pumpe VZ stets dieselbe Menge Diesel fördert. Da der Rücklauffluss unverändert bleibt (entspricht dem Fluss durch Leitung 14), fließt weniger Treibstoff durch Leitung 18. Daher muss der Tankkreis mehr Diesel nachfördern, wodurch der Tankkreis Ausgangsdruck abfällt. Das Ventil TK beginnt sich zu schließen, um den geforderten Druck am Tankkreis Ausgang zu halten.

Wenn also der Druck am Vorlauf sinkt, wirkt sich dies auch auf den Druck am Tankkreis Ausgang aus (und somit auch auf den Druck am Rücklauf). Aufgrund der Druckverzögerung in den Rohrleitungen und in den restlichen Bauteilen macht sich ein Abfallen des Vorlaufdrucks erst kurze Zeit später am Drucksensor TK bemerkbar. In dieser Zeitspanne reagiert der Tankkreis bisher überhaupt nicht auf den bevorstehenden Druckabfall, obwohl sich dieser bereits am Vorlauf bemerkbar gemacht hat.

Dem könnte Abhilfe geschaffen werden, indem beim Erkennen eines Druckabfalls am Vorlauf der geforderte Tankkreisdruck präventiv für eine kurze Zeitspanne angehoben wird. So würde der Tankkreis bereits vor Eintreffen des Druckabfalls am Tankkreis Ausgang das Ventil TK zu schließen beginnen, was dem Druckabfall entgegenwirken würde. Als Folge würde sich der Druck am Tankkreis Ausgang geringer verändern. Zu beachten ist, dass die Anhebung des Solldrucks nur für eine kurze Zeitspanne wirken darf. Deren Länge muss so angepasst werden, dass die Druckveränderung zwar abgeschwächt wird, der Regler aber nicht anschließend weiter versucht den erhöhten Solldruck einzuregeln. Selbige Überlegung gilt auch umgekehrt für den Fall, dass der Vorlauffluss sinkt.

Nun wird der Fall betrachtet, bei welchem der Vorlauffluss konstant bleibt und sich der Rücklauffluss verändert. Es wird im Folgenden angenommen, dass dieser steigt. Dies bewirkt einen Druckanstieg am Rücklauf und das Ventil RZ beginnt sich zu schließen, um dem entgegen zu wirken.

Mit steigendem Rücklauffluss erhöht sich auch jener durch Leitung 14. Da sich die Bedingungen am Vorlauf nicht verändern und die Pumpe VZ dieselbe Menge Diesel fördert, steigt auch der Fluss durch Leitung 18. Dies bewirkt einen geringeren Fluss aus dem

Tankkreis, wodurch sich der Druck am Tankkreis Ausgang erhöht und sich das Ventil TK zu öffnen beginnt. Der veränderte Tankkreis Ausgangsdruck wirkt sich wiederum auf die Druckverhältnisse am Vorlauf aus.

Ebenso wie im vorherigen Fall verstreicht auch hier eine Zeitspanne vom Erkennen einer Veränderung am Rücklauf bis zu deren Detektion am Tankkreis Ausgang, während welcher die Regelung das Ventil TK nicht verändert. In diesem Fall wäre eine präventive Absenkung des Soll-drucks am Tankkreis Ausgang denkbar, um den bevorstehenden Druckanstieg durch die veränderten Bedingungen am Rücklauf zu kompensieren. Auch hier ist zu beachten, dass solch eine Soll-druckveränderung nur während einer kurzen Zeitspanne wirken darf.

Selbige Überlegung gilt auch umgekehrt für den Fall, dass der Rücklauffluss sinkt.

Der am realen Konditionierer häufig auftretende Fall ist, dass sich Vor- und Rücklauffluss zeitgleich verändern.

Es wird der Fall betrachtet, dass sich Vor- und Rücklauffluss um dieselbe Fördermenge ΔQ verändern. Im hier betrachteten Fall steigen die Flüsse um ΔQ . Dies bewirkt einerseits einen Druckabfall am Vorlauf, wodurch sich das Ventil BP schließt. Andererseits bewirkt dies einen Druckanstieg am Rücklauf, wodurch das Ventil RZ weiter geschlossen wird. Der Fluss über den Bypass sinkt um ΔQ , während der Rückfluss durch Leitung 14 um ΔQ steigt. Der Fluss in Leitung 18 verändert sich, wie auch jener durch Leitung 5, nicht. Der Druck am Tankkreis Ausgang schwankt nicht, in diesem Fall ist keine präventive Veränderung des Soll-drucks notwendig. Die gleiche Überlegung gilt auch umgekehrt für den Fall, dass die Flüsse an Vor- und Rücklauf sinken.

Falls sich die Flüsse unterschiedlich verändern (entspricht einem veränderten Verbrauch des Motors), verändern sich der Fluss durch den Bypass wie auch der Rückfluss durch Leitung 14 unterschiedlich und heben sich nicht mehr auf. Dadurch variiert auch der Fluss durch Leitung 18 und damit auch jener durch Leitung 5, was einer Druckänderung am Tankkreis Ausgang gleichkommt.

Eine Variation des Soll-drucks am Tankkreis Ausgang setzt sich additiv aus den Komponenten für veränderten Vorlauf- wie auch Rücklaufdruck zusammen, welche sich auch gegenseitig aufheben können.

In Abbildung 6.10 ist der simulierte Verlauf der Drücke bei einem sprunghaften Anstieg des Vorlaufflusses dargestellt. Zum Zeitpunkt $t = 5$ s erhöht sich dieser, wodurch der dortige Druck sinkt. Präventiv wird der geforderte Tankkreis Ausgangsdruck für eine Sekunde um 0.5 bar erhöht. So wird einem Abfallen des Tankkreis Ausgangsdrucks entgegen gewirkt, wodurch sich auch der Rücklaufdruck nur geringfügig verändert. Verglichen mit der Simulation ohne den additiven Druckanstieg des Sollwerts zeigt diese Maßnahme eine deutliche Verbesserung.

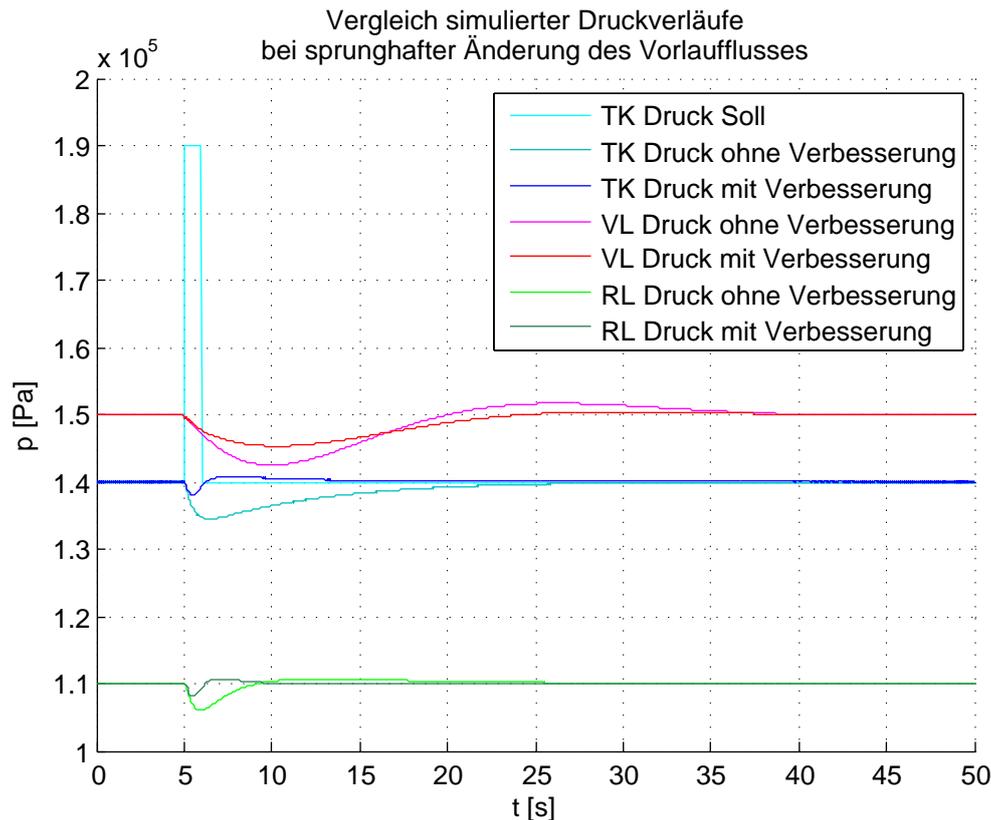


Abbildung 6.10: Vergleich der simulierten Druckverläufe bei einem sprunghaften Anstieg des Vorlaufflusses mit und ohne präventive Tankkreis Ausgangs-solldruck Anhebung

Die beschriebenen Ideen könnten einen schnellen Regelprozess noch zusätzlich beschleunigen. Da jedoch die am realen Kraftstoffkonditionierer gemessenen Druckwerte teilweise sehr stark verrauscht sind, ist eine sehr schnelle Regelung der Ausgangsdrücke nicht möglich. Daher wurden die oben genannten Verbesserungen nicht am realen System implementiert.

6.3 Analyse der Messwerte

Anders als bei den simulierten Druckverläufen sind die real am Kraftstoffkonditionierer gemessenen verrauscht. Diese Tatsache wirkt sich stark auf die mögliche Dynamik der Regelung aus¹.

Die Systeme des Kraftstoffkonditionierers zeichnen die Drücke an Vor- und Rücklauf sowie den Tankkreis Ausgangsdruck mit einer Abtastrate von 100 Hz auf. Für eine

¹ Die Regelparameter müssen so gewählt werden, dass nicht das Rauschen, sondern nur tatsächliche Druckveränderungen ausgeregelt werden.

Analyse des Rauschverhaltens wurden diese Messwerte (mittels eines externen dSpace Geräts) mit 10 kHz aufgezeichnet¹.

Der ungefilterte Verlauf sowie das Frequenzspektrum der Messwerte für Vor- und Rücklauf sind in Abbildung 6.11 dargestellt. Es ist erkennbar, dass starke Störungen bei circa 90 Hz, 180 Hz etc. auftreten. Bei einer Abtastung mit 100 Hz sind diese Frequenzen nicht mehr direkt erkennbar (Nyquist-Shannon-Abtasttheorem), sondern spiegeln sich durch niedrige Frequenzen wider (Aliasing).

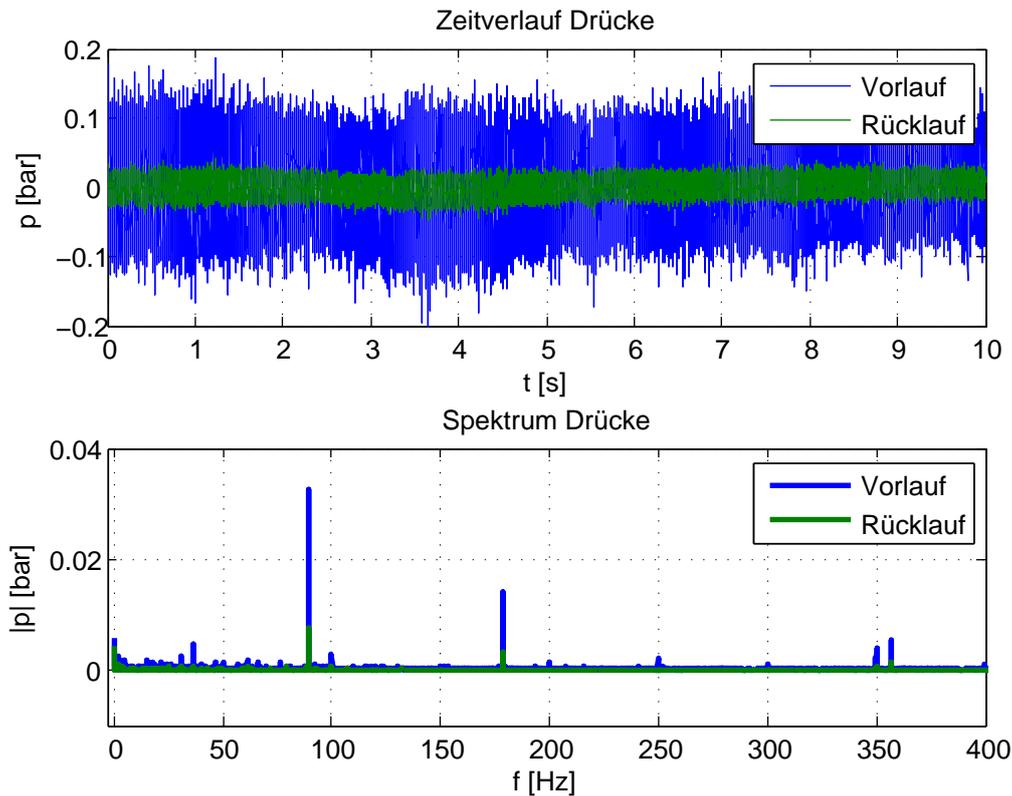


Abbildung 6.11: Ungefilterter mit 10 kHz gemessener Verlauf des Vor- und Rücklaufdrucks sowie dazugehöriges Frequenzspektrum bei eingeschaltetem Kraftstoffkonditionierer und entferntem Gleichanteil

Diese langsam erscheinenden Druckveränderungen können nicht ausgeregelt werden, da es sich hierbei um höherfrequentes Rauschen handelt. Ebenfalls ist es nicht möglich, diese Störungen nach der Abtastung mit 100 Hz herauszufiltern.

Um auszuschließen, dass dieses Rauschen von der Regelung oder den Pumpen des Kraftstoffkonditionierers stammt, wurden ebenfalls Messungen bei ausgeschaltetem Konditionierer durchgeführt. Auch dort treten Störungen bei denselben Frequenzen auf (siehe

¹ Sämtliche Druckmessungen wurden auf ein und denselben Kraftstoffkonditionierer durchgeführt. Bei anderen Geräten ist ein verändertes Rauschverhalten möglich.

Abbildung 6.12), ohne dass Pumpen eine Druckveränderung bewirken können. Mögliche Erklärungen dafür können Störungen am Druckmesssensor, den analogen Signalleitungen oder den Messmodulen sein.

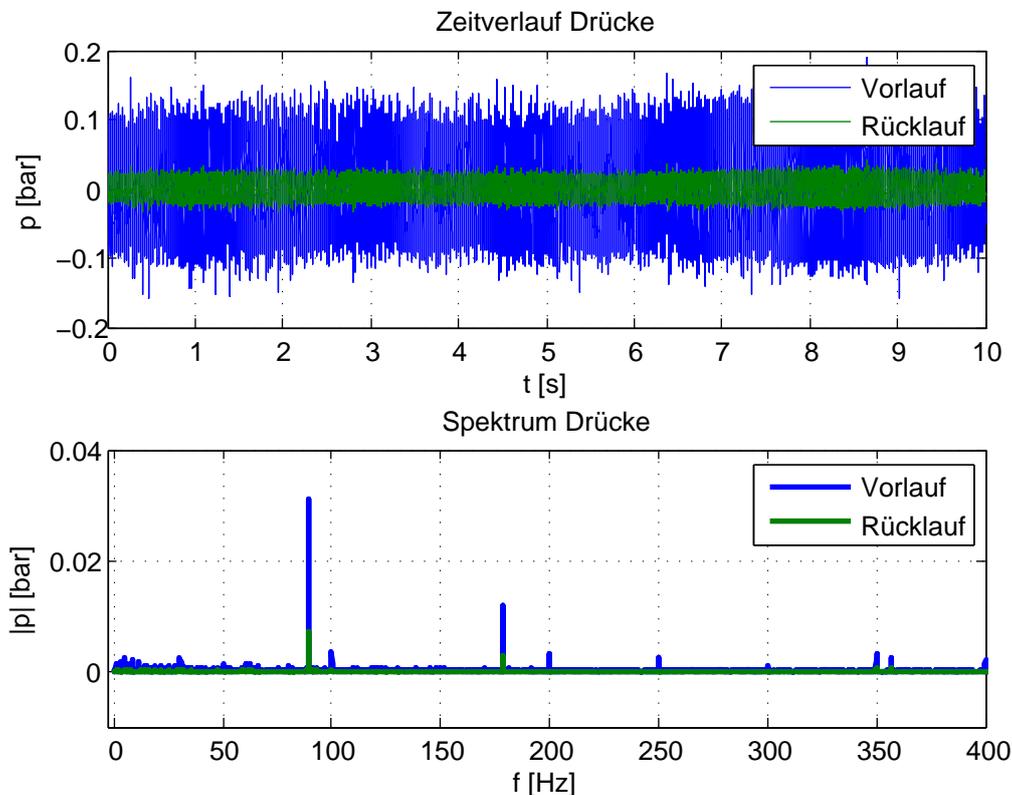


Abbildung 6.12: Ungefilterter mit 10 kHz gemessener Verlauf des Vor- und Rücklaufdrucks sowie dazugehöriges Frequenzspektrum bei ausgeschaltetem Kraftstoffkonditionierer und entferntem Gleichanteil

Es besteht am Kraftstoffkonditionierer die Möglichkeit, die Druckmesswerte noch vor der Abtastung mit 100 Hz durch einen Tiefpass filtern zu lassen. Dadurch können auch höherfrequente Störungen eliminiert werden. Diese Option wird für die Regelung des Kraftstoffkonditionierers verwendet und stellt eine deutliche Verbesserung dar. In Abbildung 6.13 sind die mit 100 Hz abgetasteten hochfrequent gefilterten Verläufe der drei gemessenen Druckwerte dargestellt.

Es ist erkennbar, dass die Messwerte unterschiedlich stark verrauscht sind. Der Messwert des Tankkreis Ausgangsdrucks weist die breiteste Streuung des Messergebnisses auf, während der Druck am Rücklauf nur eine geringe besitzt. Abhängig davon können die Parameter für die Regelungen gewählt werden.

Man beachte, dass für ein verändertes Rauschverhalten unterschiedliche Regelparameter erforderlich sind. Wäre beispielsweise der Rücklaufdruck stärker verrauscht, so müsste

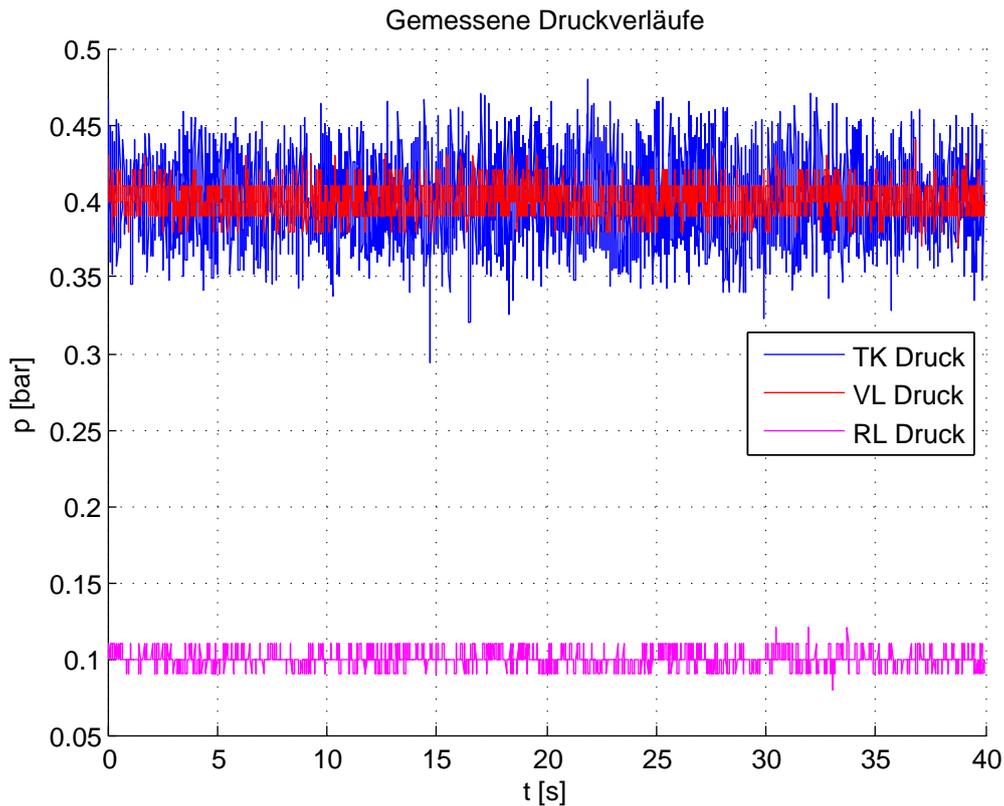


Abbildung 6.13: Verlauf der am Kraftstoffkonditionierer gemessenen Drücke mit 100 Hz abgetastet

die Regelung für diesen eine langsamere Dynamik aufweisen, um weiterhin gut arbeiten zu können. Andererseits würde ein weniger verrauschter Tankkreis Ausgangsdruck eine schnellere und dennoch stabile Regelung desselben erlauben.

6.4 Einstellen der Regelparameter

Die Regler für die Drücke im Kraftstoffkonditionierer müssen so eingestellt werden, dass sie den gestellten Anforderungen entsprechen.

Dies ist erstens eine stabile Regelung in allen Betriebszuständen. Diese unterscheiden sich vor allem durch verschiedene Flüsse zum und vom Motor, unterschiedliche geforderte Vor- und Rücklaufdrücke sowie damit verbundene variierende Pumpendrehzahlen. Hinzu kommen unterschiedlich verrauschte Messsignale der Druckwerte, mit welchen der Regler arbeiten muss.

Des Weiteren muss darauf geachtet werden, dass bei befeuertem Verbrennungsmotor der durch den Durchflusssensor bestimmte Messwert des Verbrauchs nicht durch starke Druckveränderungen am Tankkreis Ausgang verzerrt werden darf. Ein sich verändernder

Druck des Diesels verursacht starke Schwankungen des aktuell gemessenen Flusses. Dies erfordert eine gemächliche, nicht aggressive Regelung des Tankkreis Ausgangsdrucks. Andererseits soll der Kraftstoffkonditionierer die geforderten Druckwerte am Vor- und Rücklauf möglichst schnell einregeln beziehungsweise auf einem gewünschten Niveau halten.

Dies erfordert Fingerspitzengefühl bei der Ermittlung der Regelparameter zwischen guter Dynamik, einem störsicheren Verhalten und einer langsamen Druckveränderung am Durchfluss Messsensor.

Unter Verwendung des vereinfachten Nachbaus des Kraftstoffkonditionierers werden die Regelparameter durch das FKL-Verfahren bestimmt. Die dafür notwendigen linearen Übertragungsfunktionen werden durch die in Kapitel 5 beschriebenen vereinfachten Rohrleitungsstücke ermittelt.

Simulationen der Regelung des detailgetreuen Nachbaus des Kraftstoffkonditionierers mit den in Kapitel 3 bestimmten Rohrleitungsstücken haben ergeben, dass die zuvor mittels FKL-Verfahren bestimmten Regelparameter nicht das gewünschte und erwartete Regelergebnis liefern. Die nun händisch eingestellten und für das detaillierte Modell brauchbaren Regelparameter ergeben rückgerechnet auf das FKL-Verfahren sinnlose Vorgabewerte für Überschwingen und Anstiegszeit der Sprungantwort. Anhand der Tatsache, dass das detailgetreue Modell mit den ermittelten Parametern gut geregelt wird, kann geschlossen werden, dass die Vereinfachungen der Rohrleitungen durch PT_1 -Glieder nicht ausreichen, um anhand dieser eine Regelung für das realitätsnahe Modell zu entwerfen.

Bei der Wahl der Regelparameter wird darauf geachtet, dass sich der geforderte einseitige Ventildruck nicht zu schnell ändert, um es dem jeweiligen Servoventil zu ermöglichen, der variierenden vorgegebenen Ventilstellung zu folgen. Ebenfalls wird berücksichtigt, dass hochfrequente Störungen auf den Messsignalen den Reglerausgang nicht stark beeinflussen.

Die Trägheit der Regelung des Tankkreis Ausgangsdrucks, welche notwendig ist, um den Dieseldruck an der Durchflussmessung nicht stark zu verändern, musste am realen Kraftstoffkonditionierer eingestellt werden. So konnte festgestellt werden, welche Regelparameter für den Tankkreis Ausgangsdruck den gemessenen Durchfluss nicht zu stark verändern.

7 Diskussion der Regelergebnisse

Die in Kapitel 6 beschriebene Regelung für den Vor- und Rücklaufdruck des Kraftstoffkonditionierers wird am realen Aufbau in einer speicherprogrammierbaren Steuerung (SPS) implementiert. Deren Ausgangsgrößen steuern die Servoventile sowie die Pumpendrehzahlen. Die Parameter für die einzelnen PI-Regler werden, wie in Kapitel 6.4 beschrieben, bestimmt und die restlichen notwendigen Werte werden wie in Kapitel 6.1 dargestellt ermittelt. Als Eingangswerte werden die am realen Kraftstoffkonditionierer gemessenen Drücke verwendet; die Verarbeitungszeit beträgt 0,01 Sekunden.

In Abbildung 7.1 ist der geregelte Verlauf des Vor- und Rücklaufdrucks sowie der des Tankkreis Ausgangsdrucks dargestellt. Außerdem sind die geforderten Ventilstellungen aller drei Servoventile abgebildet sowie die aktuelle Drehzahl des Motors.

Bei dieser Messung wird der Motor befeuert gefahren, wodurch aktuell Treibstoff verbraucht wird. Dessen Leistung sowie die Drehzahl variieren, die sich dadurch verändernden Druckverhältnisse müssen von der Regelung ausgeglichen werden. In Abbildung 7.2 sind die dazugehörigen Verläufe der Leistung des Motors und der Pedalstellung abgebildet.

Es ist zu erkennen, dass sich eine Veränderung der Drehzahl des Motors stark auf die Druckverhältnisse am Vor- und Rücklauf auswirkt. Dies liegt am Zusammenspiel der im Motor integrierten Hochdruckpumpe mit der Drehzahl der Verbrennungsmaschine.

Eine Veränderung der Leistung bei gleichbleibender Drehzahl (siehe Zeitpunkt $t \approx 160$ s in den Abbildungen 7.1 und 7.2) wirkt sich nur gering auf die Druckverhältnisse am Vorlauf aus, die dort geförderte Treibstoffmenge variiert nur geringfügig. Am Rücklauf ist eine leichte Druckabsenkung erkennbar, da weniger Treibstoff rückgeführt wird. Die Regelung gleicht dies durch Öffnen des Ventils RZ aus. Ebenfalls steigt mit der Leistung des Motors auch der Treibstoffverbrauch, wodurch mehr Diesel durch Leitung 5 gefördert werden muss. Um bei steigendem Ausgangsfluss den Tankkreis Ausgangsdruck konstant zu halten, schließt das Ventil TK.

Bei schnellen und starken Veränderungen der Motordrehzahl wird die langsame Dynamik der Regelung zu einem erkennbaren Nachteil. In den Abbildungen 7.1 und 7.2 sinken zum Zeitpunkt $t \approx 260$ s die Motordrehzahl und die Leistung des Motors rapide ab. Daraus resultiert einerseits ein starker Anstieg des Vorlaufdrucks (der Motor saugt weniger Treibstoff an) sowie andererseits ein deutlicher Druckabfall am Rücklauf (der Motor pumpt weniger Treibstoff zurück). In diesem Fall kann die Regelung nicht verhindern, dass Vor- und Rücklaufdruck kurzzeitig starke Abweichungen von den geforderten

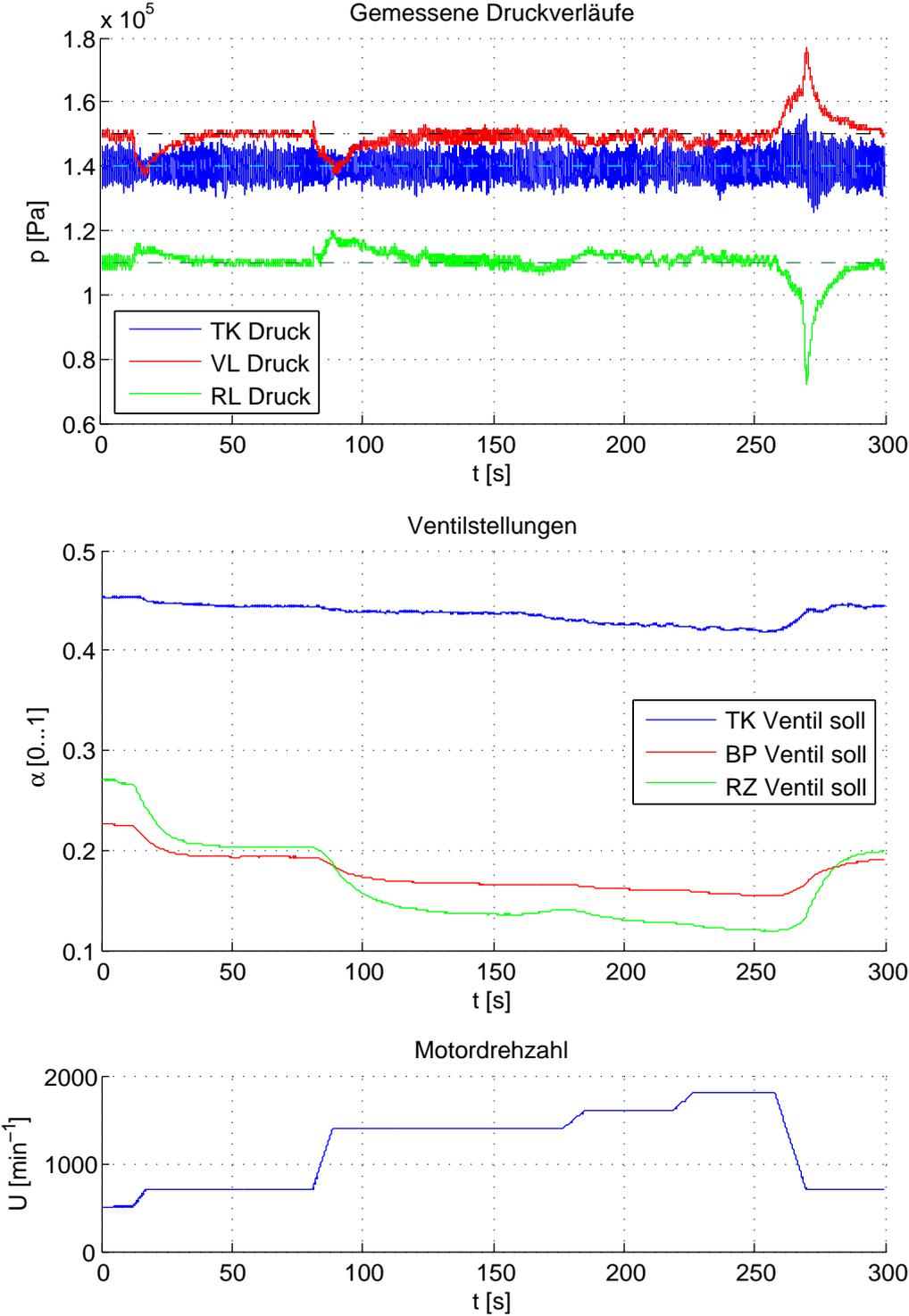


Abbildung 7.1: Verlauf der geregelten relativen Druckwerte bei variierender Motordrehzahl

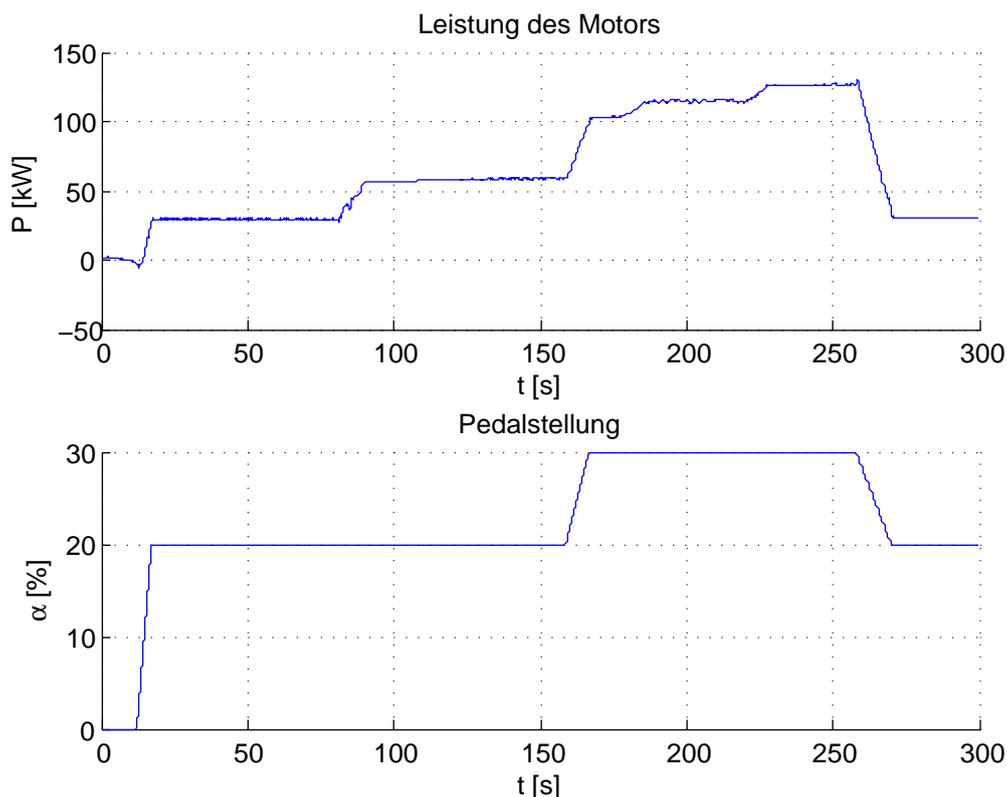


Abbildung 7.2: Verlauf der Leistung des Motors und der vorgegebenen Pedalstellung

Sollwerten aufweisen.

Bei schnellen Veränderungen der Motordrehzahl wird auf die Druckverhältnisse nur geringes Augenmerk gelegt. Primär wird bei gleichbleibender Motordrehzahl auf eine konstante und stabile Druckregelung geachtet.

Im zuvor beschriebenen Fall sinkt der Treibstoffverbrauch des Motors stark, wodurch der Druck am Tankkreis Ausgang steigt. Das Ventil TK wird daher von der Regelung geöffnet.

Wird kein Motor mit Treibstoff durchströmt, sind die Leitungen des Vor- und Rücklaufs kurzgeschlossen. In diesem speziellen Fall ist es nicht möglich, eine große Druckdifferenz zwischen dem Ein- und Ausgang herzustellen, da die Drücke stark miteinander verkoppelt sind¹. In diesem Fall dürfen die geforderten Vorgaben für Vor- und Rücklaufdruck nicht zu stark voneinander abweichen.

Wird der Motor im Stillstand durchströmt, so ist die Koppelung der beiden Druckwerte

¹ Die Druckdifferenz am Ein- und Ausgang eines Leitungsrohrs bestimmt die Flussgeschwindigkeit im Inneren. Diese kann nicht beliebig schnell werden, wodurch nur begrenzte Druckdifferenzen möglich sind.

deutlich geringer. Zwar lässt sich noch eine leichte Abhängigkeit untereinander erkennen (starke sprunghafte Druckveränderungen am Vorlauf sind am Rücklauf ebenfalls erkennbar), dennoch können die Druckvorgaben weitgehend unabhängig voneinander eingestellt werden.

7.1 Analyse der Dimensionierung der Bauteile

Die Verläufe der Ventilstellungen aus Abbildung 7.1 sind in Abbildung 7.3 zusammen mit den gemessenen Positionen dargestellt.

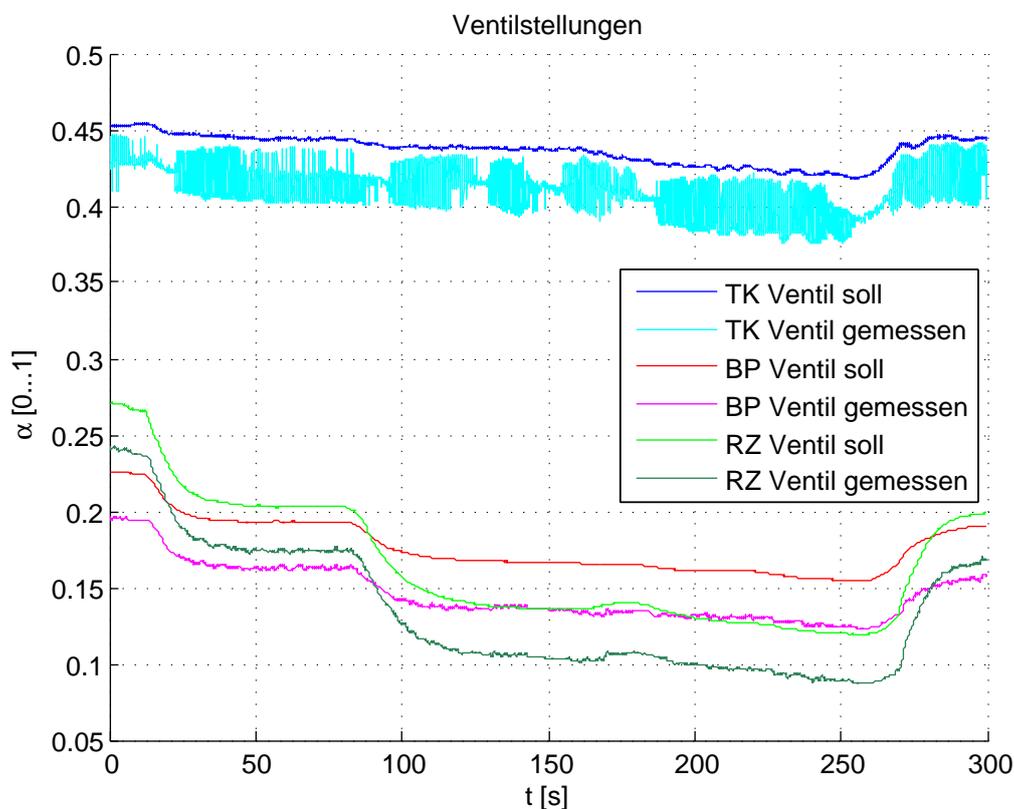


Abbildung 7.3: Verlauf der geforderten und der gemessenen Ventilstellungen

Bei der Betrachtung der (eingeschwungenen) Ventilstellungen aus Abbildung 7.3 kann festgestellt werden, dass sich die Position des Ventils TK über den gesamten Zeitraum (bei veränderten Betriebsmodi des Verbrennungsmotors) in einem mittleren Bereich befindet. Für die Regelung des Tankkreis Ausgangsdrucks steht genügend Spielraum nach oben wie auch nach unten zur Verfügung. Obwohl die Druckdifferenz an einem Ventil bei einer mittleren Stellung nur gering auf Positionsveränderungen reagiert, variiert diese

lediglich in einem geringen Bereich. Der Aufbau des Tankkreises sowie die Dimensionierung der Pumpe TK und des Ventils TK erlauben solch einen stabilen Verlauf.

Die Stellung des Ventils BP befindet sich im unteren Viertel des möglichen Bereichs. In diesem deutlich empfindlicheren Stellbereich sind für die Regelung des Vorlaufdrucks starke Änderungen der Ventilstellung notwendig. Durch die Variation der Drehzahl der Pumpe BP können auch höhere Vorlaufdrücke erreicht werden, ohne das Ventil in den unteren Grenzbereich zu steuern.

Als Grund für diese Empfindlichkeit bezüglich der Fördermenge zum Motor sind der hohe Fluss durch Leitung 8 sowie der im Verhältnis geringere Fluss über das Ventil BP zu nennen, welcher stärkeren Schwankungen ausgesetzt ist.

Die Stellung des Ventils RZ weist in Abbildung 7.3 die stärkste Variation auf. Bei hoher Leistung des Motors sinkt der gemessene Wert deutlich unter zehn Prozent und bewegt sich damit im unteren Grenzbereich. In diesem wirken sich kleine Änderungen der Ventilstellung sehr stark auf den dortigen Druckabfall aus¹. Des Weiteren weist dies auf einen geringen Fluss über das Ventil RZ hin. Daraus folgt, dass die Fördermenge der Pumpe RZ nur gering höher ist als der vom Motor zurückgeführte Dieselfluss². Dadurch wird nur ein geringer Teil des Treibstoffs über das Ventil RZ im Kreis gepumpt, wodurch der Fluss am Ventil und damit auch die dortigen Druckverhältnisse sehr stark von der Rückfördermenge des Verbrennungsmotors abhängig sind.

Abhilfe würde eine leistungsfähigere Pumpe RZ schaffen, allerdings wird der über das Ventil RZ geförderte Treibstoff im Rückwärtszweig nicht gekühlt. Durch die höhere Fördermenge würde der ohnehin schon vom Motor erhitzte und zurückfließende Treibstoff stärkerer Reibung ausgesetzt werden, was eine zusätzliche Erwärmung des Diesels verursachen würde. Dies könnte sich äußerst unvorteilhaft auf die Eigenschaften des Flüssigkeits-Gas-Gemischs auswirken, weshalb auf diese Maßnahme verzichtet wurde.

7.2 Vergleich der realen und der simulierten Regelung

In Abbildung 7.4 sind die geregelten Druckverläufe des realen Konditionierers sowie jene der dazu passenden Simulation abgebildet. Ebenfalls sind die gemessenen sowie die simulierten Ventilstellungen dargestellt.

Um die Simulation den realen Bedingungen anzupassen ist es notwendig, den Fluss zum und vom Motor festzulegen. Zwar kann der Verbrauch des Motors (die Differenz aus Zu- und Abfluss) messtechnisch erfasst werden, nicht jedoch die einzelnen Flussmengen. Es hat sich gezeigt, dass diese beiden Werte großen Einfluss auf die Druckverhältnisse am Vor- und Rücklauf ausüben sowie auf die Stellungen der jeweiligen Regelventile.

In Abbildung 7.5 sind die für die Simulation angenommenen Verläufe des Vor- und Rücklaufflusses dargestellt.

¹ Der Rücklauf Solldruck kann noch geringere Werte annehmen. In diesem Fall schließt sich das Ventil RZ noch weiter.

² Im gezeigten Fall fördert die Pumpe RZ mit maximaler Leistung.

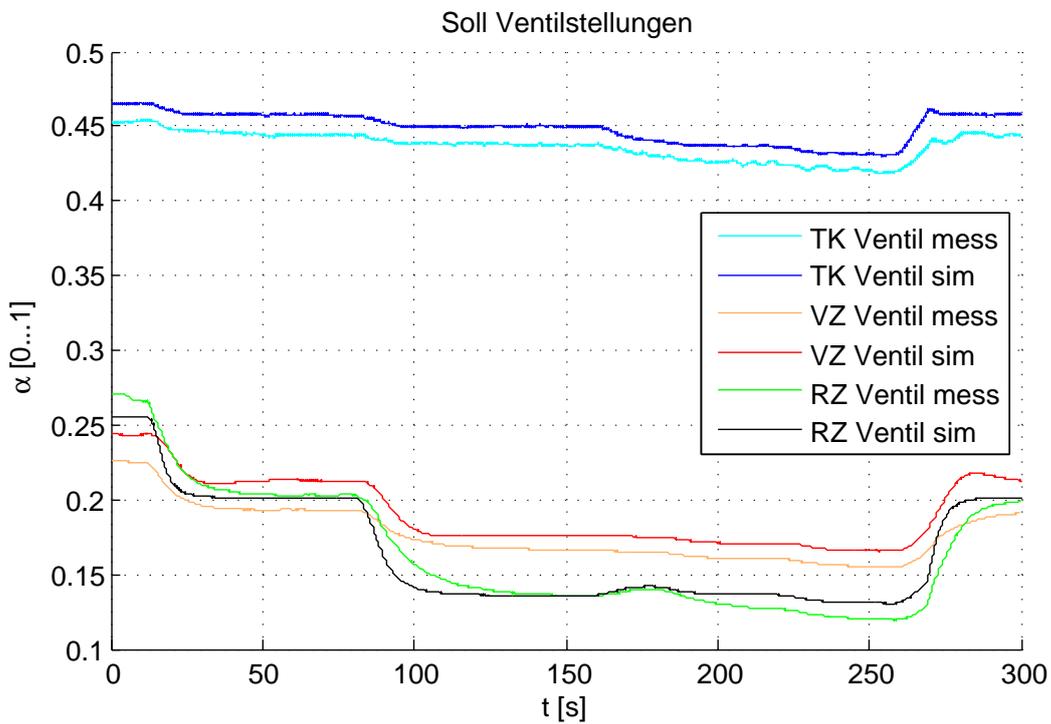
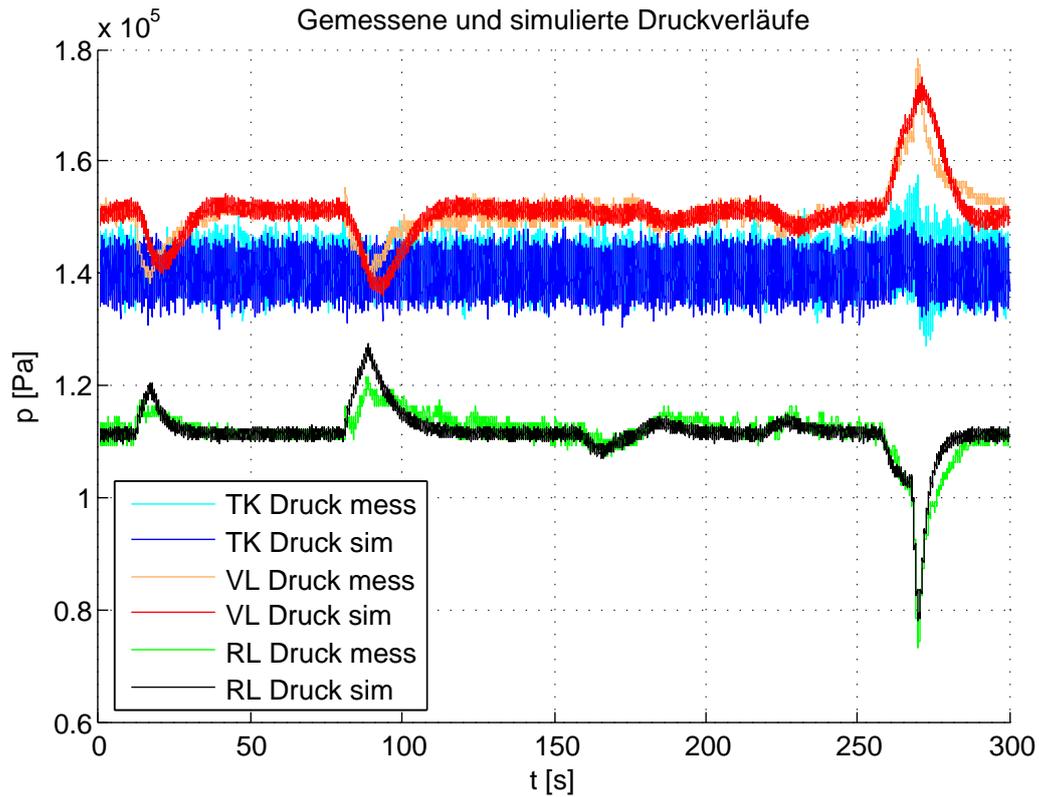


Abbildung 7.4: Vergleich der geregelten Druckverläufe bei der Simulation und beim realen Konditionierer

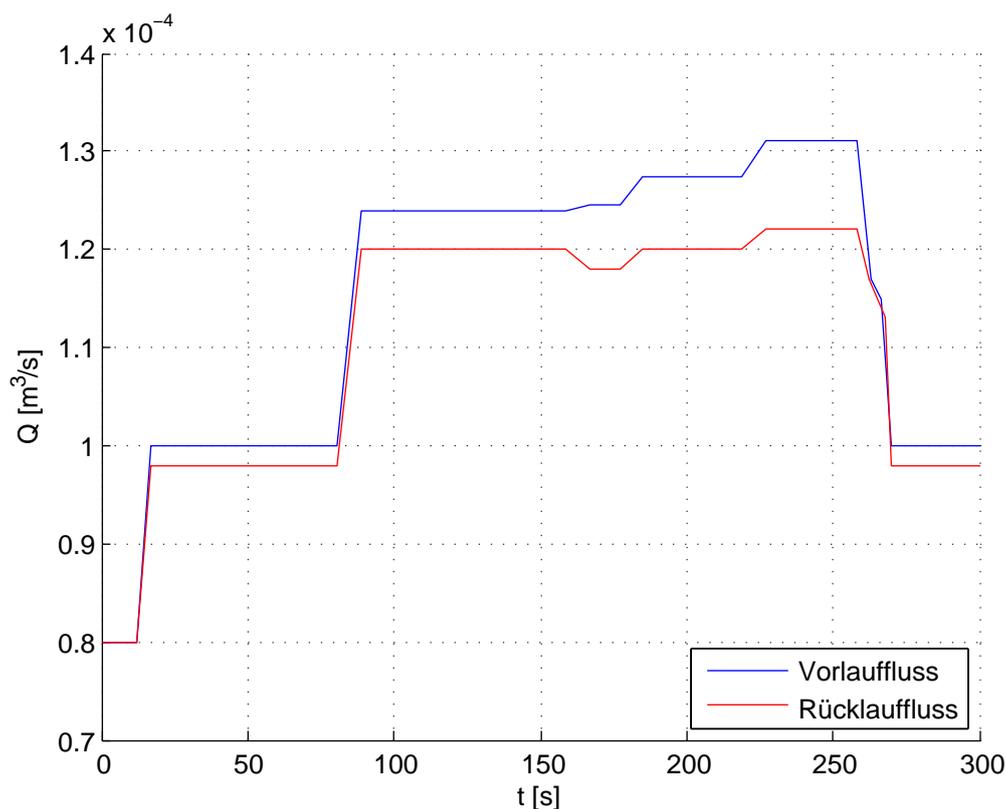


Abbildung 7.5: Angenommene Verläufe des Vor- und Rücklaufflusses für die Simulation

Die Differenz der Flüsse entspricht im eingeschwungenen Zustand dem Verbrauch des Motors. Die Flüsse werden so festgelegt, dass die simulierten eingeschwungenen Ventilstellungen den gemessenen möglichst ähneln.

Es hat sich gezeigt, dass durch eine detailreichere Vorgabe des Vor- und Rücklaufflusses die Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen noch besser übereinstimmen. Besonders zeigt sich dieser Effekt bei Zustandsänderungen des Motors, bei welchen sich die Flüsse (ungleichmäßig) verändern¹.

Weiters wird den Druckwerten in der Simulation Messrauschen hinzugefügt, welches jenem aus Kapitel 6.3 ähnelt. Durch diese Maßnahme kann die Übereinstimmung der Simulation mit den Messergebnissen weiter verbessert werden.

Insgesamt kann festgehalten werden, dass mit passenden Parametern die Simulationsergebnisse der Modellierung des Kraftstoffkonditionierers - verglichen mit dem realen

¹ Zum Zeitpunkt $t = 260$ s wurde die Veränderung der Flusswerte als nicht gleichmäßig angenommen. Dadurch ergibt sich eine verbesserte Übereinstimmung der Verläufe der gemessenen und simulierten Vor- und Rücklaufdrücke.

Aufbau - übereinstimmende Regelergebnisse liefern. Größere Parameter führen in der Realität wie auch in der Simulation zu einem unerwünschten Schwingverhalten beim Einregeln der geforderten Druckwerte.

Als deutliche Schwachstelle bei der Simulation haben sich die Annahmen des Vor- und Rücklaufflusses erwiesen, da diese einen gravierenden Einfluss auf die dortigen Druckverhältnisse ausüben. Eine stärkere Zirkulation des Diesels über den Bypass sowie vor allem über den Rücklaufzweig könnte hierbei deutliche Verbesserungen bewirken. Allerdings würde der vom Motor retournierte und erwärmte Treibstoff stärker im Kreis gepumpt werden, wodurch sich dieser zusätzlich erhitzt. Die Implementation einer Kühlvorrichtung im Rückwärtszweig könnte dem Abhilfe schaffen.

Des Weiteren treten bei Veränderung der Drehzahl der Pumpe BP (Fliehkraftpumpe) Unstimmigkeiten zwischen der Simulation und den Messergebnissen auf. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Annahme einer rein von der Drehzahl abhängigen statischen Druckabsenkung nicht ausreichend ist. Die Modellierung der Fliehkraftpumpe müsste zur Bestimmung des Druckunterschieds ebenfalls die vorherrschenden Druckverhältnisse sowie den Durchfluss berücksichtigen. Auch müsste die Nachbildung der Druckverzögerung an der Pumpe BP, welche durch ein PT_1 -Glied angenähert wird, genauer untersucht und gegebenenfalls modifiziert werden.

Ebenfalls würde eine verbesserte und geringer verrauschte Messung der Druckwerte eine schnellere Regelung erlauben.

Literaturverzeichnis

- [1] TOYOTA: *Toyota Diesel D-4D Technology*. <http://www.toyota.co.nz/ToyotaTechnology/D-4D>. – [15.02.2013]
- [2] *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*. 27. Auflage. Plochingen : Robert Bosch GmbH, 2011
- [3] GIGLER, Wolfgang ; MEIZENITSCH, Gerhard ; ROSSEGGER, Wilfried ; WOSCHIZKA, Gerhard ; MATSCHNIGG, Werner ; PIRCHER, Stefan ; ROSSEGGER, Wolfram: *Vorrichtung und Verfahren zur Sollwert-Regelung*. Patent, AT 502 771 B1. Graz: Kristl, Seibt & Co. Gesellschaft m.b.H, 2008
- [4] BUCH, Norbert: *Modelling and Simulation of Hydraulic Systems*, Graz University of Technology, Faculty of Electrical Engineering and Information Technology, Diplomarbeit, 2006
- [5] GOULD, Leonard: *Chemical Process Control: Theory and Applications*. Addison-Wesley Publishing Company, 1969
- [6] PISCHINGER, Rudolf: *Thermodynamik*. Vorlesungsskriptum, Hochschülerschaft der TU Graz, 1989
- [7] BAUER, Robert ; GÖLLES, Markus ; BRUNNER, Thomas ; DOURDOUMAS, Nicolaos ; OBERNBERGER, Ingwald: Modellierung der Druck- und Volumenstromverhältnisse in einer Biomasse-Feuerung. In: *Automatisierungstechnik* 55 (2007), Nr. 8, S. 404–410
- [8] BROSCH HYDRAULIK: *Zahnrad-pumpe/motor*. <http://www.brosch-hydraulik.de/nonflash/zahnrad.htm>. – [25.04.2013]
- [9] SULZER: *BE einstufige Kreiselpumpe mit axialem Eintritt*. <http://www.sulzer.com/de/Products-and-Services/Pumps-and-Systems/Single-Stage-Pumps/ISO5199-Pumps/Other-ISO5199-Pumps/Process-Pump-BE>. – [25.04.2013]
- [10] HANUS, Raymond ; KINNAERT, Michel ; HENROTTE, J.-L.: Conditioning Technique, a General Anti-windup and Bumpless Transfer Method. In: *Automatica* 23 (1987), Nr. 6, S. 729–739

Abbildungsverzeichnis

2.1	Schematischer Aufbau eines Common-Rail Dieselmotors, vgl. [1]	2
2.2	Schematischer Aufbau des Kraftstoffkonditionierers für Common-Rail Dieselmotoren	3
2.3	Schematischer Aufbau des Tankkreises des Treibstoffkonditionierers für Common-Rail Dieselmotoren	5
3.1	Kontrollvolumen im Leitungsrohr	7
3.2	Dichte in Abhängigkeit des Drucks bei exakter Lösung und bei Näherungslösung	12
3.3	Differenz der Verläufe der Dichte über den Druck der exakten Lösung und der Näherung	12
3.4	Kontrollvolumen im Leitungsrohr bei symmetrischer Ortsdiskretisierung .	13
3.5	Realisierung der symmetrischen Ortsdiskretisierung des gesamten Rohrleitungsstücks mit $N = 4$ Kontrollvolumen in Matlab Simulink	15
3.6	Realisierung der Gleichung (3.38) (pip)	16
3.7	Realisierung der Gleichung (3.39) (vip)	17
3.8	Kontrollvolumen im Leitungsrohr bei asymmetrischer Ortsdiskretisierung	18
3.9	Realisierung der asymmetrischen Ortsdiskretisierung des gesamten Leitungstücks mit $N = 5$ Kontrollvolumen in Matlab Simulink	20
3.10	Realisierung der Gleichung (3.47) (pip)	21
3.11	Realisierung der Gleichung (3.48) (vip)	22
3.12	Simpler Testaufbau in Matlab Simulink mit dem Modell nach [4]	23
3.13	Simpler Testaufbau in Matlab Simulink für das Modell mit der symmetrischen Ortsdiskretisierung (gleicher Aufbau für die asymmetrische Ortsdiskretisierung)	23
3.14	Verlauf des Ausgangsdrucks und des Eingangsdurchflusses für einen Druckanstieg von 1 bar auf 2 bar am Leitungseingang	25
3.15	Schematische Realisierung einer Rohrleitung mit vorgegebenem Eingangsdruck p_0 und vorgegebenem Durchfluss am Ausgang v_{N+1}	26
3.16	Schematische Realisierung einer Rohrleitung mit vorgegebenem Ausgangsdruck p_{N+1} und vorgegebenem Durchfluss am Eingang v_0	26
3.17	Schematische Realisierung einer umgedrehten Rohrleitung mit vorgegebenem Ausgangsdruck p_{N+1} und vorgegebenem Durchfluss am Eingang v_0	27
4.1	Schematische Darstellung einer Zahnradpumpe, vgl. [8]	28
4.2	Schematische Darstellung einer Kreiselpumpe, vgl. [9]	29

4.3	Schematische Realisierung eines T-Stücks, Flussrichtung an den Eingängen in das T-Stück hineinführend, am Ausgang aus dem T-Stück herausführend	30
4.4	Schematische Realisierung eines T-Stücks, Flussrichtungen unterschiedlich	31
4.5	Beispielhafter Verlauf des Ventilhubes vom geschlossenen bis zum geöffneten Zustand	33
5.1	Optimaler Wert für den Faktor t_p in Abhängigkeit der Leitungslänge . . .	36
5.2	Vergleich der Druckübertragung bei detailgetreuem Nachbau der Rohrleitung und Annäherung durch ein PT_1 -Glied	37
6.1	Schematische Darstellung, welche Bauelemente Fluss und Druck ein- und ausgangsseitig vorgeben beziehungsweise übergeben bekommen	38
6.2	Vergleich des gemessenen und des simulierten Tankkreis Ausgangsdrucks bei variierender TK Ventilstellung	41
6.3	Vergleich des gemessenen und des simulierten Rücklaufdrucks bei variierender RZ Ventilstellung	43
6.4	Vergleich des gemessenen und des simulierten Vorlaufdrucks bei variierender BP Ventilstellung und ausgeschalteter Pumpe BP	45
6.5	Vergleich des gemessenen und des simulierten Vorlaufdrucks bei variierender BP Ventilstellung und eingeschalteter Pumpe BP	46
6.6	Schematische Darstellung eines Reglers mit Anti-Windup und der Umwandlung in die geforderte Soll-Ventilstellung	47
6.7	Schematische Darstellung des Tankkreises mit eingezeichneten Übertragungsfunktionen durch vereinfachte Leitungselemente	49
6.8	Schematische Darstellung des Vorlaufs mit eingezeichneten Übertragungsfunktionen der vereinfachten Leitungselemente	51
6.9	Schematische Darstellung des Rücklaufs mit eingezeichneten Übertragungsfunktionen der vereinfachten Leitungselemente	52
6.10	Vergleich der simulierten Druckverläufe bei einem sprunghaften Anstieg des Vorlaufflusses mit und ohne präventive Tankkreis Ausgangsdruck Anhebung	55
6.11	Ungefilterter mit 10 kHz gemessener Verlauf des Vor- und Rücklaufdrucks sowie dazugehöriges Frequenzspektrum bei eingeschaltetem Kraftstoffkonditionierer und entferntem Gleichanteil	56
6.12	Ungefilterter mit 10 kHz gemessener Verlauf des Vor- und Rücklaufdrucks sowie dazugehöriges Frequenzspektrum bei ausgeschaltetem Kraftstoffkonditionierer und entferntem Gleichanteil	57
6.13	Verlauf der am Kraftstoffkonditionierer gemessenen Drücke mit 100 Hz abgetastet	58
7.1	Verlauf der geregelten relativen Druckwerte bei variierender Motordrehzahl	61
7.2	Verlauf der Leistung des Motors und der vorgegebenen Pedalstellung . .	62
7.3	Verlauf der geforderten und der gemessenen Ventilstellungen	63

7.4	Vergleich der geregelten Druckverläufe bei der Simulation und beim realen Konditionierer	65
7.5	Angenommene Verläufe des Vor- und Rücklaufflusses für die Simulation .	66