



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

# **Verfahren zur automatischen Optimierung von Ventil-Hook-Ups**

vom Fachgebiet Regelungstechnik und Mechatronik  
der Technischen Universität Darmstadt

zur Erlangung des Grades  
eines Doktor-Ingenieurs  
(Dr.-Ing.)

**DISSERTATION**

**von M.Sc. Baihua Sun**

Geboren am 13. Dezember 1986 in Zhejiang, China

Erstgutachter: Prof. Dr.-Ing. Ulrich Konigorski

Zweitgutachter: Prof. Dr.-Ing. Peter F. Pelz

Darmstadt 2021

Sun, Baihua: **Verfahren zur automatischen Optimierung von Ventil-Hook-Ups**

Darmstadt, Technische Universität Darmstadt,

Jahr der Veröffentlichung der Dissertation auf TUpriints: 2021

Tag der mündlichen Prüfung: 12. August 2021

Bitte zitieren Sie dieses Dokument als:

URN: urn:nbn:de:tuda-tuprints-193862

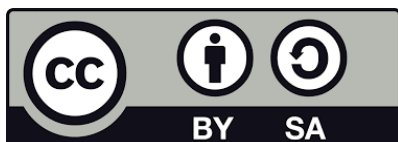
URL: <https://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/id/eprint/19386>

Dieses Dokument wird bereitgestellt von tuprints,

E-Publishing-Service der TU Darmstadt

<http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de>

[tuprints@ulb.tu-darmstadt.de](mailto:tuprints@ulb.tu-darmstadt.de)



Veröffentlicht unter CC BY-SA 4.0 International:

Namennennung – Weitergabe unter gleichen Bedingungen

<https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/deed.de>

## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Entwicklungsingenieurin bei der Firma SAMSON AG in Frankfurt am Main. Die universitäre Begleitung dieser Industriepromotion erfolgte durch das Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik der technischen Universität Darmstadt. Im universitären, im industriellen und im privaten Umfeld hat eine Vielzahl von Personen zur Fertigung dieser Arbeit beigetragen, bei denen ich mich an dieser Stelle bedanken möchte.

Mein besonderer, herzlicher Dank gilt dem Leiter des Fachgebiets Regelungstechnik und Mechatronik der TU Darmstadt, Herrn Prof. Dr.-Ing. Ulrich Konigorski, für die Anregung, Förderung und Unterstützung dieser Arbeit und die Übernahme des Hauptberichts.

Ferner möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter F. Pelz des Instituts für Fluidsystemtechnik der TU Darmstadt für die Übernahme der Zweitbegutachtung und die damit verbundene Mühe herzlich danken.

Ganz besonders möchte ich mich bei Herrn Dr. Julian Fuchs für die engagierte Betreuung und Unterstützung dieser Arbeit bedanken.

Ein ebenso großer Dank gilt dem Vorstand der SAMSON AG, Herrn Dr. Thomas Steckenreiter, und dem früheren Vorstand, Herrn Prof. Dr.-Ing. Jörg Kiesbauer, für ihre Anregung und Unterstützung.

Darüber hinaus möchte ich allen Kollegen und Mitarbeitern der SAMSON AG für engagierte und ideenreiche Zusammenarbeit sowie inspirierende Diskussion danken. Besonders zu nennen sind hierbei Andreas Fiebiger, Christian Fiebiger, Christian Mellinger, David Wagner-Stürz, Stefan Kolbensschlag und die Kollegen vom Rolf Sandvoss Innovation Center.

Schließlich möchte ich meiner Familie einen großen Dank aussprechen, für ihre großartige Unterstützung und ihr großes Verständnis.

## Kurzfassung

Pneumatische Stellventile werden heutzutage wegen ihrer hohen Stellgeschwindigkeiten und wirtschaftlichen Effizienz in der Prozessindustrie immer noch häufig eingesetzt. Für eine hohe Regelgüte der Prozesse sind zufriedenstellende Stellverhalten der Stellventile Voraussetzung. Hierfür ist die Auslegung des Ventil-Hook-Ups von zentraler Bedeutung. Das Ventil-Hook-Up beschreibt die Auswahl und die Verschaltung der pneumatischen Anbaugeräte (u. a. Stellungsregler, Booster, Druckregler und Rohrverbindungen).

In der vorliegenden Arbeit wird eine modellbasierte Systemoptimierung der pneumatischen Stellventilen vorgestellt. Hierzu wird vor allem ein Simulationsmodell entwickelt, welches das Stellverhalten eines Stellventils präzise simuliert. Auf dieser Basis erfolgt eine Systemoptimierung des Ventil-Hook-Ups mit den zwei heuristischen Verfahren, „Genetische Algorithmen“ und „Tabu-Suche“. Bei der Implementierung werden die beiden Verfahren problemspezifisch gestaltet und ggf. modifiziert, um die Effizienz der Optimierung zu erhöhen. Damit liegt die erzielte Lösung möglichst nahe am globalen Optimum. Im Hinblick auf die Qualität der erzielten Lösung und den dazu erforderlichen Ressourcenaufwand erweist sich die modifizierte Tabu-Suche als am besten geeignetes Verfahren.

Zum Schluss wird die zusätzliche Frage behandelt, wie die Prozessströmung das Stellverhalten eines Stellventils beeinflusst und wie negative Strömungseinflüsse im Bedarfsfall verringert werden können.

## Abstract

Pneumatic control valves are often used in the process industry today because of their high control speeds and good economic efficiency. For a high-quality control of the processes, a control valve must achieve a satisfactory control behavior, which depends on the design of a valve hook-up. The valve hook-up describes the selection and interconnection of pneumatic attachments (such as positioner, booster, pressure regulator and piping).

In this work, a model-based system optimization of pneumatic control valves is presented. A simulation model is developed to predict the behavior of a control valve precisely. Based on this simulation model, two heuristic optimization methods, “genetic algorithms” and “taboo search”, implemented with certain modifications, are applied. With regard to the quality of the solution and the requirement of resources, the modified taboo search is rated as the most appropriate method.

Finally, the influences of the process flow on the real behavior of an operating control valve are considered and the approaches to reduce the negative effects are investigated.

# Inhaltverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b> .....	<b>1</b>
1.1	Motivation.....	1
1.2	Ziel der Arbeit.....	3
1.3	Aufbau der Arbeit.....	4
<b>2</b>	<b>Modellbildung und Simulation eines Ventil-Hook-Ups</b> .....	<b>6</b>
2.1	Grundlagen des Ventil-Hook-Ups.....	6
2.1.1	Arbeitsfunktionen.....	7
2.1.2	Stellgerät.....	8
2.1.3	Stellungsregler.....	10
2.1.4	Externe Luftleistungsverstärker.....	11
2.1.5	Weitere Anbaugeräte.....	12
2.2	Einführung in das Simulationsmodell.....	14
2.3	Bestandsaufnahme.....	16
2.4	Modellbildung und Simulation.....	18
2.4.1	Modellbildung Stellungsregler.....	18
2.4.2	Modellbildung Stellgerät.....	30
2.4.3	Modellbildung Booster.....	37
2.5	Experimentelle Validierung.....	42
2.5.1	Validierung des I/P-Wandlers.....	42
2.5.2	Validierung des internen Luftleistungsverstärkers.....	43
2.5.3	Validierung des I/P-Wandlers im Zusammenspiel mit dem internen LLV.....	45
2.5.4	Validierung des Stellgeräts.....	46
2.5.5	Validierung des SAMSON-Boosters 3755.....	47
2.5.6	Validierung des gesamten Systems.....	51
2.6	Benutzeroberfläche.....	54

---

<b>3</b>	<b>Automatische Offline-Systemoptimierung des Ventil-Hook-Ups</b> .....	<b>56</b>
3.1	Optimierungsaufgabe.....	56
3.2	Grundlagen der Optimierung.....	57
3.2.1	Mehrzieloptimierung .....	58
3.2.2	Diskrete Optimierung.....	60
3.2.3	Einführung in Optimierungsverfahren für MINLP-Probleme .....	61
3.3	Problemformulierung.....	74
3.4	Auswertung des dynamischen Stellverhaltens .....	80
3.5	Ermittlung der Regelparameter .....	82
3.6	Auswahl und Implementierung der Optimierungsalgorithmen .....	85
3.6.1	Genetische Algorithmen.....	86
3.6.2	Einfache Tabu-Suche .....	91
3.6.3	Modifizierte Tabu-Suche.....	95
3.7	Vergleich und Auswertung der Optimierung .....	99
3.7.1	Auswertungskriterien.....	99
3.7.2	Testanalyse.....	100
3.7.3	Auswertungsergebnisse.....	102
3.8	Benutzeroberfläche .....	105
3.9	Anwendungsbeispiele .....	106
<b>4</b>	<b>Verbesserung des Stellverhaltens eines Stellventils unter Prozessbedingungen</b> .....	<b>109</b>
4.1	Grundlagen für die Berechnung der Prozesskraft .....	110
4.1.1	Druckabfall am Ventil .....	110
4.1.2	Prozesskraft am Ventilkegel .....	113
4.2	Untersuchung der Prozesseinflüsse auf das Stellverhalten .....	116
4.2.1	Messtechnische Untersuchung der Prozesseinflüsse.....	116
4.2.2	Simulative Untersuchung der Prozesseinflüsse .....	122
4.3	Verbesserungsmöglichkeiten eines vorhandenen Stellventils .....	129
4.4	Ausblick.....	133
<b>5</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b> .....	<b>134</b>
5.1	Zusammenfassung .....	134
5.2	Ausblick.....	136
<b>6</b>	<b>Literaturangaben</b> .....	<b>137</b>
<b>Anhang</b>	.....	<b>143</b>
A1	Durchflussberechnung kompressibler Fluide .....	143

A2	Berechnung $x_T$ -Wert und $K_V$ -Wert kompressibler Strömung .....	144
A3	Durchflussberechnung inkompressibler Fluide .....	145
A4	Versuchsaufbau für Bestandsaufnahme .....	146
A5	Versuchsaufbau für I/P-Wandler und LLV im Stellungsregler .....	147
A5.1	Versuchsaufbau für Kennlinienaufnahme .....	147
A5.2	Versuchsaufbau für $K_V$ -Kennlinie des internen LLVs.....	147
A6	Versuchsaufbau zur Ermittlung Booster Hauptstromkennlinien.....	148
A7	Versuchsaufbau zur Ermittlung der Reibungen des Stellgeräts .....	150
A7.1	Ventil DN 50 mit Standard Packung.....	150
A7.2	Ventil DN 50 mit Packung Form D .....	151
A7.3	Ventil DN 100 mit Packung Form D .....	152
A7.4	Ventil DN 200 mit Packung Zeletec 4000 .....	153
A8	Versuchsaufbau zur Validierung des gesamten Systems.....	154
A9	Versuchsaufbau zur Untersuchung des Prozesseinflusses.....	155



# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation

In der Prozessindustrie kommen Stellventile überall dort zum Einsatz, wo Durchfluss, Druck oder Temperatur zu regeln sind. Zur Betätigung der Stellventile stehen verschiedene Antriebe zur Verfügung, beispielsweise pneumatische, elektrische und hydraulische Antriebe oder Antriebe ohne Hilfsenergie. Ein Stellventil mit einem Antrieb wird häufig als ein Stellgerät bezeichnet.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit Stellventilen mit pneumatischen Antrieben. Pneumatische Antriebe werden immer bevorzugt, sofern ein Druckluftnetz (typischerweise mit 6 bar(ü)) in Prozessanlagen vorhanden ist. Ein großer Vorteil der pneumatischen Antriebe gegenüber elektrischen Antrieben ist eine hohe Stellgeschwindigkeit[1]. Außerdem birgt die Pneumatik im Gegensatz zur Hydraulik nicht die Gefahr von Umweltverschmutzung und Brand. Nachteilig ist allerdings, dass die Baugröße der pneumatischen Antriebe relativ groß im Vergleich zu anderen Antrieben erscheint und die Regelung eines pneumatischen Stellgeräts wegen der Kompressibilität der Druckluft relativ komplex ist.

Abbildung 1-1 beschreibt die Prozessregelung in vereinfachter Form. Innerhalb des Prozessregelkreises (äußerer Regelkreis) gibt es einen untergeordneten Regelkreis (innerer Regelkreis), welcher dafür zuständig ist, die Position der Stellventile präzise zu regeln. Daher ist es ersichtlich, dass die Regelung der Stellventile eine bedeutende Rolle für die Qualität der Prozessregelung spielt.

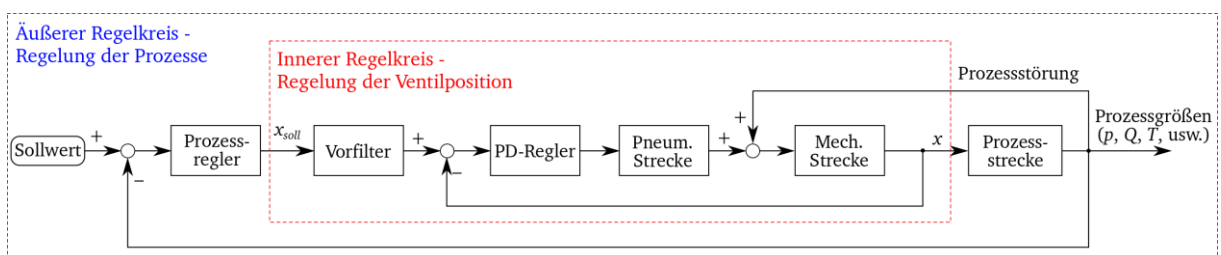


Abbildung 1-1: Regelkreis der Prozesse und der Stellventile

Für eine hoch qualitative Regelung eines pneumatisch angetriebenen Stellgeräts sind viele Ventilanbaugeräte notwendig. Dazu zählen unter anderem Zuluftdruckregler, Magnetventil, elektropneumatischer Stellungsregler, Luftleistungsverstärker und Schnellentlüfter. Alle Anbaugeräte spielen zusammen und sorgen dafür, den Antriebsdruck optimal auf- bzw.

abzubauen, damit das Stellventil innerhalb einer angegebenen Zeit möglichst genau in eine gewünschte Position fährt. Die Vorgehensweise zur Auswahl und Verschaltung der Anbaugeräte wird als Auslegung eines Ventil-Hook-Ups bezeichnet.

Die Auslegung des Hook-Ups für ein standardisiertes Stellventil ist meist problemlos, da bereits zahlreiche praxisbezogene Erfahrungen gesammelt wurden. Die große Herausforderung besteht jedoch darin, dass die Kundenanforderungen mit steigender Komplexität der Prozesse und erhöhten Sicherheitsanforderungen immer anspruchsvoller werden. Für Stellventile mit komplexen Anforderungen oder in kritischen Anwendungen wie z. B. beim Pumpgrenzregelventil (auch Anti-Surge Ventile genannt) sind besondere Aufmerksamkeit und eine genaue Betrachtung erforderlich, um zu einer zielgerichteten Regelung zu gelangen.

Bei der herkömmlichen Auslegung eines Ventil-Hook-Ups werden die Stellzeiten (die Zeit für vollständige Ventilschließung und -öffnung) ausschließlich nur grob geschätzt. Als erstes wird der zum Erreichen der Stellzeiten benötigte durchschnittliche Volumenstrom in einen Durchflusskoeffizienten<sup>1</sup>  $K_v^D$  umgerechnet. Danach lässt sich die Anzahl der notwendigen Luftleistungsverstärker dadurch festlegen, dass  $K_v^D$  durch den max.  $K_v$ -Wert des Luftleistungsverstärkers geteilt wird. Schließlich bestimmt man die Stellzeiten rekursiv mit der oben ermittelten Anzahl der Luftleistungsverstärker. Diese einfache Methode vernachlässigt jedoch viele Einflussfaktoren, welche in der Realität eine entscheidende Rolle spielen. Beispielsweise sind sowohl die Stellzeiten als auch die Dynamik stark abhängig von der Bypassdrossel des Luftleistungsverstärkers. Ferner wurde der Einfluss infolge des Druckverlusts in der Rohrleitungstopologie ebenso unterschätzt. Die gegenseitige Beeinflussung zwischen Anbaugeräten sowie deren Einstellungen ist ohne nähere Betrachtung nicht eindeutig beschreibbar und vorhersagbar.

Aufgrund fehlender plausibler Aussagen über das Stellverhalten kann es in der Praxis vorkommen, dass ein bereits montiertes Ventil-Hook-Up die Kundenanforderungen nicht vollständig erfüllen kann. Dadurch entsteht ein enormer Verlust wegen zusätzlicher Nacharbeit und schlimmstenfalls auch wegen Verzögerung der Lieferung. Um solche Fehler in Zukunft zu vermeiden, ist es sinnvoll, die Kenntnisse über das Stellverhalten inkl. Stellzeiten und Dynamik durch Modellierung und Simulation frühzeitig zu gewinnen und darauf basierend ein Ventil-Hook-Up zu optimieren. Dadurch entsteht ein sogenannt „Digitaler Zwilling“ [4] der Stellventile.

Zu dem Thema Modellbildung eines pneumatischen aktuierten Stellventils haben [1, 5] und [6, 7] fundierte Grundlagen bereitgestellt. Auf Grund stark nichtlinearer Effekte der realen Geräte und hoher Komplexität der gegenwärtigen Systeme erschwert sich die Modellbildung erheblich und dadurch ergibt sich schließlich eine komplexe Aufgabe. Aus diesen Gründen beruht die Modellierung in dieser Arbeit mehr auf der praxisbezogenen Ebene mit angewandtem Ingenieurwissen.

Mithilfe des Simulationsmodells ist eine modellbasierte Optimierung eines Ventil-Hook-Ups vorstellbar und dadurch lässt sich die traditionelle Arbeitsweise durch eine automatische Auslegung ersetzen. Als Folge dessen reduzieren sich sowohl der zeitliche als auch der

---

<sup>1</sup> Der Durchflusskoeffizient  $K_v$  ist ein Bezugsvolumenstrom, der in einem Stellorgan bei einem definierten Ventilhub einen Druckabfall von 1bar bei der Bezugsdichte des Wassers bei  $t=0^\circ\text{C}$  (Normbedingung) oder  $t=15^\circ\text{C}$  (Standardbedingung) von  $1000\text{kg/m}^3$  erzeugt [2, 3].

wirtschaftliche Aufwand enorm. Darüber hinaus sind weitere gewinnbringende Anwendungen mit dem Simulationsmodell und der Optimierung von großem Interesse, wie z. B. eine kontinuierliche Verbesserung des Regelverhaltens eines in Betrieb befindlichen Stellventils mit Berücksichtigung der Prozesseinflüsse. Ferner könnte das Modell des Stellventils in den übergeordneten Prozessregelkreis integriert und ein digitaler Zwilling des gesamten Prozessverlaufs abgebildet werden.

## 1.2 Ziel der Arbeit

Ziel der vorliegenden Arbeit ist, die Problematik der Auslegung eines pneumatisch angetriebenen Stellventils mithilfe der Modellbildung und modernen Optimierungsmethoden zu lösen, damit die vielfältigen Kundenanforderungen bestmöglich erfüllt werden. Hierfür gliedert sich die Arbeit in drei Teile.

Im ersten Teil der Arbeit werden die realen Geräte in eine Matlab/Simulink Umgebung möglichst exakt abgebildet und das Stellverhalten möglichst präzise simuliert. Hierzu dienen einige Ergebnisse der letzten Jahre als Ausgangspunkt, die in den wissenschaftlichen Arbeiten [8 bis 10] dokumentiert sind. In der Arbeit [8] wird der elektropneumatische Stellungsregler untersucht und sein Modell abgebildet. Die Arbeit [9] widmet sich hauptsächlich der Modellbildung der Luftleistungsverstärker verschiedener Hersteller. Die Arbeit [10] beschreibt und modelliert das Strömungsverhalten der Luft in Rohrleitungen und vervollständigt das Simulationsmodell des Ventil-Hook-Ups weiter durch Hinzufügen der am häufigsten verwendeten Druckregler.

Die vorliegende Arbeit befasst sich zuerst mit der Identifikation der Fehlerquellen des bestehenden Modells. Anschließend werden Verbesserungsmaßnahmen analysiert und umgesetzt, damit das Simulationsmodell ein zufriedenstellendes Ergebnis liefert. Auf Basis des Modells wird schließlich ein selbständiges Anwendungsprogramm mit einer neu konstruierten und benutzerfreundlichen Oberfläche erstellt. Dann ist es möglich, eine Hook-Up-Planung mithilfe des Simulationsprogramms in Hinsicht auf alle Kundenanforderungen frühzeitig zu überprüfen bzw. Fehler zu erkennen.

Des Weiteren bleibt jedoch eine Frage offen, nämlich wie die Fehler eines Hook-Ups bestmöglich behoben werden können. Eine große Herausforderung sind die vielen möglichen Kombinationen von existierenden Lösungsvarianten des Ventil-Hook-Ups. Wie vorher bereits erwähnt, erfolgte die Auslegung bisher durch eine manuelle Berechnung. Diese Vorgehensweise hat zwei wesentliche Nachteile. Erstens ist die manuelle Arbeitsweise zeitaufwändig und ineffizient. Zweitens führt sie zu keiner Aussage darüber, ob die vorliegende Planung die beste Lösung ist bzw. ob es eine bessere Lösung gibt.

Aus diesen Gründen richtet sich der zweite Teil der Arbeit auf eine modellbasierte Entwicklung einer automatischen Systemoptimierung des Ventil-Hook-Ups. Das Stellgerät wird mittels des Ventilberechnungsprogramms<sup>2</sup> im Vorfeld festgelegt. Demzufolge besteht die Kernaufgabe in der optimalen Verschaltung und Konfiguration der Ventilanbaugeräte. Für ein Stellventil ist in der Regel ausschließlich ein Stellungsregler und ein Zuluftregler nötig. Der größte Freiheitsgrad

---

<sup>2</sup> Ventilberechnungsprogramm ist ein eigenständiges Berechnungsprogramm von SAMSON AG und dient zur Berechnung und Auswahl der Stellventile und Stellantriebe.

liegt bei der vielfältigen Kombinationsmöglichkeit der Luftleistungsverstärker sowie der Konfiguration deren Ansprechverhaltens. An dieser Stelle ist zu erwähnen, dass sich die vorliegende Arbeit ausschließlich auf SAMSON Luftleistungsverstärker Typ 3755 [11] beschränkt. Die Auswahl der übrigen Anbaugeräte wie z. B. Magnetventile oder 3/2-Wegeventile ist meist unkompliziert.

Auf Grund dessen werden die Anzahl der Luftleitungsverstärker und die Einstellung ihrer Bypassdrossel als Optimierungsgrößen definiert. Es handelt sich im Wesentlichen um eine gemischt-ganzzahlige nichtlineare Optimierung (englische Abkürzung: MINLP) in Kombination mit Simulationen. Infolge der Komplexität des Simulationsprogramms ist eine explizite Darstellung der Zielfunktionen und der Nebenbedingungen unmöglich. Es fehlen demzufolge Informationen über den Zusammenhang zwischen Input (Optimierungsgröße) und Output (Zielfunktion bzgl. des Stellverhaltens) und die Lösungsstruktur (lokale und globale Optima). Außerdem gibt es keine Informationen über den Definitionsbereich und die Konvexität der Zielfunktion. Deshalb scheitern an dieser Stelle die traditionellen analytischen Optimierungsverfahren.

Um ein derartiges Optimierungsproblem zu lösen, kommen heuristische Verfahren in Frage. Die allgemeinen Vorteile von Heuristik sind, dass sie universal einsetzbar wird und keine Informationen über den Lösungsraum benötigen [12]. Nachteilig ist allerdings, dass heuristische Verfahren keine Garantie für das Optimum der Lösung geben [13]. Die Auswahl eines Verfahrens erfolgt am Ende im Hinblick auf die Qualität der erzielten Lösung und des dazu erforderlichen Ressourcenaufwands.

Abschließend wird die Frage behandelt, wie man die Regelung eines Stellventils im laufenden Betrieb kontinuierlich verbessern kann. In der herkömmlichen Auslegung wird der Einfluss von Betriebsbedingungen (Prozessgrößen) auf das Regelverhalten wegen mangelnder Informationen nicht berücksichtigt. Dies hat zur Folge, dass das reale Regelverhalten eines im Prozess befindlichen Stellventils von den Kundenanforderungen abweichen kann. Typischerweise sind eine längere Stellzeit oder ein größeres Überschwingen unter dem Prozesseinfluss zu erwarten. Um die negativen Auswirkungen mit geringstem Aufwand zu beseitigen, werden Verbesserungsmaßnahmen erst im Simulationsumfeld untersucht und mit Messdaten am Prüfstand validiert.

### **1.3 Aufbau der Arbeit**

In Kapitel 2 werden zuerst die Grundlagen für die Auslegung eines pneumatisch angetriebenen Stellventils erläutert. Die relevanten Geräte und ihre Arbeitsweise werden ausführlich beleuchtet, um ein Grundverständnis des zu modellierenden Systems zu schaffen. Danach wird auf die Details der Modellbildung und die Simulation eingegangen. Anhand einer Bestandsaufnahme werden Fehlerquellen erkannt, Fehlerursachen analysiert und dementsprechend Verbesserungsmaßnahmen vorgeschlagen. Hierfür werden Stellungsregler, Stellgeräte und Luftleistungsverstärker (auch Booster genannt) messtechnisch identifiziert und entsprechend modelliert. Alle neuen Modelle werden zum Schluss sowohl individuell als auch zusammenwirkend validiert und bewertet. Ferner wird ein selbstständiges Programm mit einer neu entwickelten Benutzeroberfläche vorgestellt.

Kapitel 3 beschäftigt sich mit der modellbasierten Entwicklung einer automatischen Offline-Systemoptimierung des Ventil-Hook-Ups. Dazu werden zunächst die Grundlagen der Mehrzieloptimierung und diskreter Optimierung sowie einschlägiger Optimierungsverfahren vorgestellt. Danach wird das Optimierungsproblem in Hinsicht auf praktische Einschränkungen beschrieben und mathematisch formuliert. Als nächstes werden zwei heuristische Optimierungsverfahren „Genetische Algorithmen“ und „Tabu-Suche“ problemspezifisch ausgewählt und implementiert. Um lokale Optima zu vermeiden und die Effizienz der Optimierung zu erhöhen, werden verschiedene Erweiterungen der Tabu-Suche vorgestellt und bewertet. Die Auswahl eines Verfahrens erfolgt dann im Hinblick auf die Qualität der erzielten Lösung und des dazu erforderlichen Ressourcenaufwands.

Kapitel 4 widmet sich der Frage, wie das Regelverhalten eines laufenden Stellventils vom Prozess beeinflusst wird und wie die negativen Einflüsse im Bedarfsfall minimiert werden können. Hierfür werden die Prozesseinflüsse sowohl messtechnisch als auch simulativ untersucht. Das Simulationsmodell wird um eine auf den Sitzkegel des Ventils ausgeübte Kraft (sogenannte Prozesskraft oder Strömungskraft) erweitert. Zur Berechnung der Prozesskraft werden verschiedene Ansätze vorgeschlagen und durch einen Vergleich mit Messdaten validiert. Der bestgeeignete Ansatz wird ausgewählt und in weiteren Anwendungen eingesetzt. Zum Schluss werden Maßnahmen gegen negative Prozesseinflüsse untersucht. Um lange Stillzeit und Produktionsausfälle zu vermeiden, kommt ein Umbau eines bestehenden Ventil-Hook-Ups meistens nicht in Frage. Trotzdem stehen zwei umsetzbare Maßnahmen zur Verfügung, nämlich das Ansprechverhalten der Luftleistungsverstärker sowie die Regelparameter des Stellungsreglers anzupassen. Die Wirksamkeit der beiden Maßnahmen wird letztendlich am Prüfstand validiert und bewertet.

Kapitel 5 fasst die Arbeit zusammen und gibt einen Ausblick über weitere Forschungsthemen in Zukunft. Im Anhang sind alle messtechnischen Grundlagen und Versuchsaufbauten dargestellt.

## 2 Modellbildung und Simulation eines Ventil-Hook-Ups

In diesem Kapitel wird als erstes auf die wesentlichen Grundlagen des Ventil-Hook-Ups eingegangen, damit das Verständnis der Auslegung eines Ventil-Hook-Ups ermöglicht wird. Dabei wird ein Überblick über Stellventile mit pneumatischen Antrieben und wesentliche Ventilanbaugeräte wie z. B. Stellungsregler, Luftleistungsverstärker und Druckregler gegeben. Anschließend folgt eine Einführung eines Matlab/Simulink-basierten Simulationsmodells, welches das Stellverhalten des Ventils simuliert. Das Simulationsmodell entstand aus vielen vorangegangenen Arbeiten [8 bis 10] und wurde immer laufend erweitert und verbessert. Trotzdem weist das aktuelle Modell noch einen nennenswerten Unterschied zwischen Simulation und Realität auf.

Um Fehler des Modells zu identifizieren, wird eine Bestandsaufnahme durchgeführt und darauffolgend Verbesserungspotentiale vorgeschlagen und umgesetzt. Jede Verbesserungsmaßnahme wird separat validiert und bewertet. Zusammenfassend werden experimentelle Validierungen des gesamten Simulationsmodells an verschiedenen Ventilen mit unterschiedlichen Hook-Ups durchgeführt. Weiterhin wird eine neue Benutzeroberfläche für eine benutzerfreundliche Bedienung entwickelt. Das Kapitel schließt mit einer Zusammenfassung und einem Ausblick in die Zukunft ab.

### 2.1 Grundlagen des Ventil-Hook-Ups

Unter dem Begriff „Ventil-Hook-Up“ wird das Engineering des kompletten Stellventils verstanden. Es beschreibt die Auswahl und die Verschaltung der Anbaugeräte für ein angegebenes Stellgerät.

In Abbildung 2-1 zeigt sich ein typisches Ventil-Hook-Up, in dem alle wichtigen Anbaugeräte enthalten sind. Die Anbaugeräte zielen darauf ab, die Regelfunktion eines Stellventils zu erfüllen und zusätzlich das Stellventil beim Ausfall des elektrischen Stroms oder Luftstroms unverzüglich in die Sicherheitsposition zu bringen.

Im Folgenden werden die wesentlichen Arbeitsfunktionen anhand des in Abbildung 2-1 dargestellten Ventil-Hook-Ups beleuchtet. Danach wird ausführlich auf die Struktur und die Funktionsweise des Stellgeräts sowie der für die vorliegende Arbeit relevanten Anbaugeräte eingegangen.

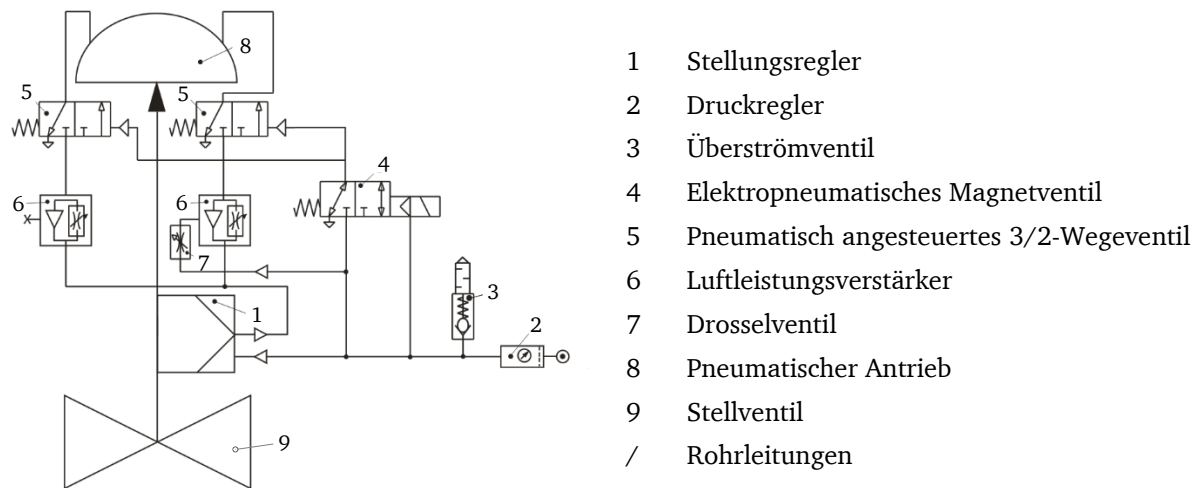


Abbildung 2-1: Blockschaltbild eines Ventil-Hook-Ups (Quelle: SAMSON AG)

### 2.1.1 Arbeitsfunktionen

Ein Ventil-Hook-Up beinhaltet eine große Menge an Informationen über die Arbeitsweise eines Stellventils. Anhand des Ventil-Hook-Ups in Abbildung 2-1 werden die grundlegenden Arbeitsfunktionen detailliert beschrieben. Diese Arbeitsfunktionen sind allgemein gültig für alle Ventil-Hook-Ups.

Prinzipiell lassen sich zwei Arbeitsfunktionen unterscheiden, nämlich geregelte und ungeregelte Funktion. Die ungeregelte Funktion wird auch als Sicherheitsfunktion bezeichnet, die beschreibt, wie sich ein Stellventil beim Versagen verhält.

Beispielsweise bewegt sich das vorgesteuerte elektropneumatische Magnetventil (4) unter der Kraft der Rückstellfeder in die linke Schaltstellung, wenn entweder die Luftquelle oder die Stromquelle ausgefallen sind. Infolgedessen ist das pneumatische Signal der 3/2-Wegeventile (5) direkt mit der Atmosphäre verbunden und dadurch fahren beide 3/2-Wegeventile gleichzeitig in die linke Stellung. Dadurch ist der Stellantrieb direkt mit der Umgebung verbunden und wird schnell entlüftet, sodass das Stellventil in die Sicherheitsposition übergeht. Die Ansprechzeit des Magnetventils und der 3/2-Wegeventile liegt meistens in der Größenordnung von ein paar Millisekunden.

Wie in Abbildung 2-1 gezeigt, wird das Ventil komplett geöffnet beim Ausfall des elektrischen oder pneumatischen Stroms. Im Blockschaltbild des Hook-Ups wird die Bewegungsrichtung der Sicherheitsfunktion mit dem schwarzen Pfeil zwischen Antrieb und Ventil hervorgehoben. Die Dauer vom Ausfall bis zur komplett Öffnung des Ventils wird als Sicherheitszeit bezeichnet und ist hauptsächlich vom Querschnitt der Anschlüsse des Stellantriebs und vom  $K_V$ -Wert der 3/2-Wegeventile abhängig.

Im Vergleich zur Sicherheitsfunktion sind geregelte Arbeitsfunktionen viel komplizierter auszulegen. Durch die Zusammenarbeit von unterschiedlichen Anbaugeräten lässt sich ein Stellventil regeln. Üblicherweise gibt es zwei geregelte Arbeitsfunktionen – geregelte Belüftung und geregelte Entlüftung. Dabei befinden sich das Magnetventil und beide 3/2-Wegeventile in der rechten Schaltstellung (d. h. stets vollgeöffnet) und dürfen in der Betrachtung vernachlässigt werden, solange der  $K_V$ -Wert des freigeströmten Wegs größer als der  $K_V$ -Wert der

vor und hinter ihnen stehenden Rohre ist. Der Zuluftdruck lässt sich mittels des Druckreglers einstellen und diese Einstellung bleibt während des Betriebs meistens unverändert.

Der Stellungsregler liefert eine kleine Menge der Druckluft als Stellsignal in den nachfolgenden Luftleistungsverstärker. Dort wird ein deutlich erhöhter Volumenstrom erzielt, der entweder vom Luftleistungsverstärker in den Antrieb einfließt (sogenannte Belüftung des Antriebs) oder vom Antrieb in die Umgebung ausfließt (sogenannte Entlüftung des Antriebs). In der Abbildung 2-1 sind zwar zwei Luftleistungsverstärker dargestellt, aber nur einer von ihnen ist mit der Zuluft versorgt während der Zuluftanschluss des zweiten Verstärkers stillgelegt ist. Zusätzlich ist die Belüftungszeit durch ein Drosselventil (7) einstellbar. Zur Entlüftung des Antriebs werden die zwei Verstärker jedoch zugleich freigeschaltet. Daraus lässt sich ableiten, dass eine schnelle Ventilschließung unerwünscht oder unnötig aber eine schnelle Öffnung offensichtlich erforderlich ist.

### 2.1.2 Stellgerät

Ein Stellgerät besteht aus einem Stellventil und einem Stellantrieb. Im Rahmen dieser Arbeit werden nur Stellgeräte, die aus einem Hubventil und einem pneumatischen Membranantrieb bestehen, betrachtet.

Es sei angemerkt, dass die Auswahl eines Stellgeräts in der vorliegenden Arbeit nicht im Fokus steht. Es wird an der Stelle immer davon ausgegangen, dass ein geeignetes Stellgerät mittels des eigenen Ventilberechnungsprogramms der SAMSON AG vorab festgelegt ist. In diesem Abschnitt wird daher ausschließlich auf die allgemeine Konstruktion und die wichtigen Charakteristiken der Stellgeräte eingegangen.

Ein typisches pneumatisch angetriebenes Stellgerät ist in Abbildung 2-2 dargestellt. Der pneumatische Membranantrieb hat zwei Kammern. In der einen werden lineare Rückstellfedern eingebaut und in der anderen wird pneumatischer Druck (oft als Stelldruck oder Antriebsdruck bezeichnet) auf- oder abgebaut. Je nachdem in welcher Kammer sich die Druckluft befindet, unterscheiden sich zwei Wirkrichtungen – ATO (air to open) und ATC (air to close). Alternativ ist die Definition der Wirkrichtung nach der Sicherheitsstellung ebenso üblich, d. h. Antriebsstange durch Federkraft ausfahrend (Abkürzung: FA, äquivalent zu ATO) und Antriebsstange durch Federkraft einfahrend (Abkürzung: FE, äquivalent zu ATC).

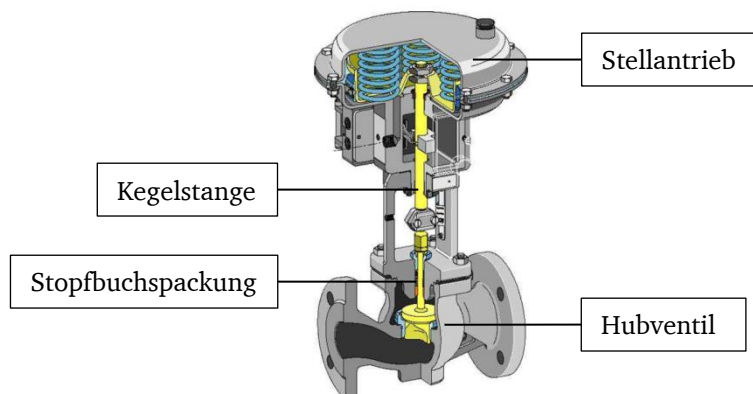


Abbildung 2-2: Stellgerät (Hubventil mit pneumatischem Stellantrieb) (Quelle: SAMSON AG)



In Abbildung 2-2 ist beispielsweise ein Membranantrieb mit der Wirkrichtung ATO dargestellt. Die entscheidenden Parameter eines solchen Antriebs sind in Tabelle 2-1 aufgelistet. Die Membranfläche  $A_M$  und der Nennhub  $H_{nenn}$  legen die Größe eines Antriebs fest. Der Nennsignalbereich, oft als Federbereich bezeichnet, beschreibt den Federvorspannungsdruck  $p_{null}$  und den Federendwert  $p_{nenn}$  beim Erreichen des Nennhubs, wie in Abbildung 2-3 gezeigt. Die Federsteifigkeit lässt sich anschließend in (2.1) ausrechnen. Das Totvolumen  $V_0$  beschreibt das Volumen der Druckluftkammer, wenn der Stelldruck dem Atmosphärendruck entspricht. Die Parameter  $n_{anschl}$  und  $d_{anschl}$  stehen für die Anzahl und den Durchmesser der Stelldruckanschlüsse. Je nach der Antriebsgröße variiert die Anzahl der Anschlüsse von 1 bis 4.

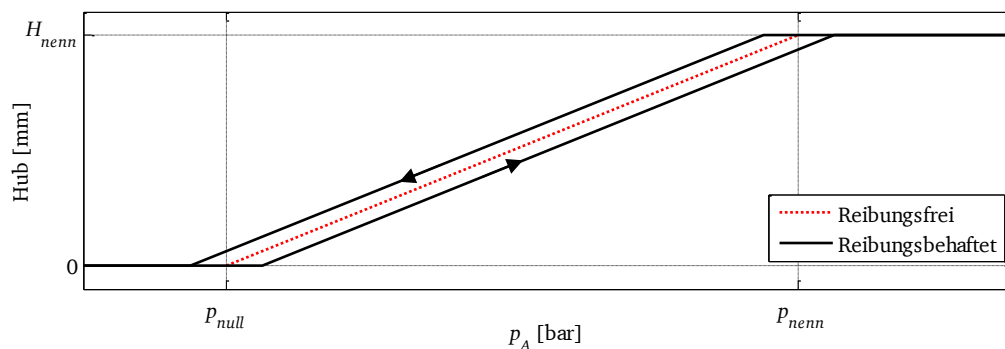
$$k = \frac{A_M(p_{nenn} - p_{null})}{H_{nenn}} \quad (2.1)$$

Tabelle 2-1: Parameter für Membranantriebe

Membranfläche	Nennhub	Federbereich	Totvolumen	Stelldruckanschluss
[cm <sup>2</sup> ]	[mm]	[bar]	[dm <sup>3</sup> ]	[-, mm]
$A_M$	$H_{nenn}$	$[p_{null}, p_{nenn}]$	$V_0$	$[n_{anschl}, d_{anschl}]$

Der Antrieb und das Ventil sind mit der Kegelstange starr verbunden und bewegen sich deshalb synchron. Zur Messung der Hubposition darf ein Hubsensor daher direkt an der Kegelstange befestigt werden. Zwischen der Kegelstange und dem Gehäuse befindet sich die Stopfbuchspackung zur Ventilstangenabdichtung. An der Stelle tritt eine Reibkraft auf, die die Eigenschaften der Stellventile beeinflusst.

In Abbildung 2-3 wird beispielsweise die Kennlinie eines Stellgerätes dargestellt. Im Idealfall tritt keine Reibung auf und die Kennlinie liegt auf der roten gepunkteten Linie. Unter dem Einfluss der Reibung ist die Kennlinie jedoch mit einer Hysterese (die schwarzen Linien) zu sehen. Die Hysterese eines Stellgerätes hängt von der sämtlichen Reibkraft ab.

Abbildung 2-3: Die Kennlinie eines Stellgerätes ( $p_A$ : Antriebsdruck)

In (2.2) ist eine Formel zur Berechnung der Haftreibung der Stopfbuchspackung angegeben[14].  $d_k$  ist der Kegelstangendurchmesser und  $f_{R1}$  ist der Reibungsbeiwert der Stopfbuchspackung. Dieser Beiwert beinhaltet die Geometrie und die Materialeigenschaften der Packung.

$$F_H = \pi d_k f_{R1} \quad (2.2)$$

$$f_{R1} = \frac{Bp}{2K_U} \left( e^{2\mu K_U \frac{l}{B}} - 1 \right) \quad (2.3)$$

$B$ : Packungsbreite

$l$ : Packungslänge

$K_U$ : Spannungsumlenkungsfaktor

$\mu$ : Reibbeiwert

$p$ : Mediendruck

Eine rein theoretische Ermittlung nach der Formel (2.3) ist sehr aufwändig und ungünstig. Deshalb wird der Reibungsbeiwert der Stopfbuchspackung häufig experimentell ermittelt. In Tabelle 2-2 sind die empirischen Reibungsbeiwerte jeweils für PTFE- und Grafit-Packungen aufgelistet.

Tabelle 2-2: Empirische Reibungsbeiwerte [Quelle: SAMSON AG]

Packung	Ventil Bauart	Reibungsbeiwert $f_{R1}$ [N/mm]
PTFE-Packung	Bauart 240 bis DN150	1,6
PTFE-Packung	Bauart 240 ab DN200 Bauart 250	3,2
Grafit-Packung Form HT	Bauart 240, 250	5

### 2.1.3 Stellungsregler

Der elektropneumatische Stellungsregler dient dazu, ein elektronisches Signal in ein pneumatisches Signal umzuwandeln und dadurch die Ventilposition möglichst präzise zu regeln.

In der vorliegenden Arbeit werden die Stellungsregler Typ 3730-3 [15] und Typ 3703-6 [16] der SAMSON AG verwendet, welche eine umfangreiche und erfolgreiche Anwendung in der Praxis finden. Der Typ 3730-6 ist eine erweiterte Version des Typs 3730-3 und verfügt über mehr Diagnose-Funktionen. In Hinsicht auf die Regelfunktion sind beide Stellungsregler identisch. Sie haben dieselbe Struktur, bestehend aus einem Mikrocontroller, einem PD-Analogregler, einem I/P-Wandler und einem internen Luftleistungsverstärker.



Abbildung 2-4: Stellungsregler 3730-3 (Quelle: SAMSON AG)

Der Mikrocontroller erfasst und verarbeitet die vom Benutzer vorgegebene Führungsgröße (Sollwert vom Ventilhub). Durch den Vergleich des Sollwerts mit dem gemessenen Istwert ergibt sich eine Abweichung, die als Eingangssignal in den nachfolgenden PD-Regler übergeben wird. Die Kennwerte des PD-Reglers  $K_p$  und  $T_v$  werden im Initialisierungsvorgang festgelegt und im Mikrocontroller gespeichert. Das vom PD-Regler erzeugte elektrische Signal (Stellgröße des Regelkreises der Ventilposition) wird im I/P-Wandler ins pneumatische Signal umgewandelt und anschließend in den nachfolgenden internen Luftleistungsverstärker weitergeleitet. Dort wird eine gewisse Menge des Luftstroms mit dem gewünschten Stelldruck erzeugt, die schließlich als Ausgangsgröße des Stellungsreglers wirkt.

In der Arbeit [8] wurde der Stellungsregler 3730-3 bereits untersucht und modelliert. Allerdings wurde das Modell damals aufgrund der messtechnischen Beschränkungen teilweise vereinfacht aufgebaut. Daher strebt die vorliegende Arbeit nach einer Verbesserung bzw. einer Optimierung des existierenden Modells.

#### 2.1.4 Externe Luftleistungsverstärker

Der externe Luftleistungsverstärker (auch häufig Booster genannt) wird eingesetzt, um eine große Luftleistung bzw. einen großen Massenstrom zu erzielen. Im Rahmen dieser Arbeit steht der Booster SAMSON Typ 3755 [11] im Mittelpunkt.

In Abbildung 2-5 ist die Konstruktion des Boosters Typ 3755 schematisch dargestellt. Der Booster ist mit einer Membran ausgestattet. Die Membran ist mit einem Doppelkegel starr verbunden und der Doppelkegel ist vollkommen druckentlastet.

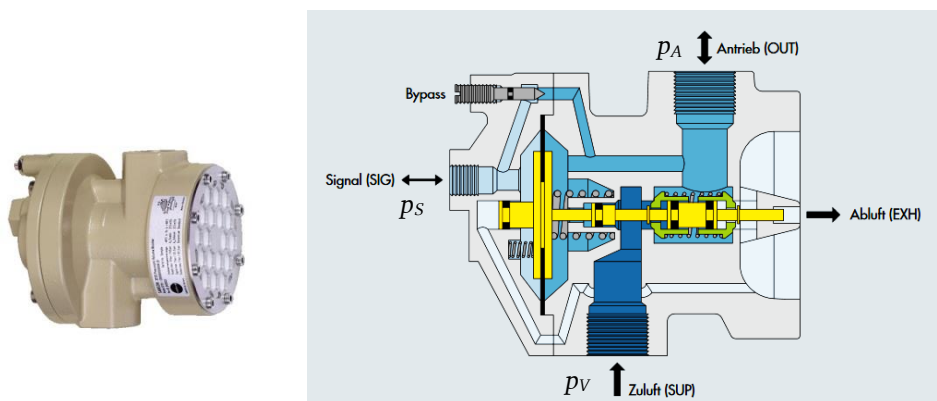


Abbildung 2-5: Booster SAMSON 3755 (Quelle: SAMSON AG)

Der Signaldruck  $p_s$ , welcher infolge der Summe des ein- und ausströmenden Luftstroms aufgebaut wird, übt eine Kraft auf der einen Seite der Membran aus. Auf der anderen Seite wirkt der Ausgangsdruck  $p_A$ . Sind die beiden Drücke im Gleichgewicht ( $p_s = p_A$ ), befindet sich die Membran in der Nulllage und dadurch sind sowohl der Zuluftkanal als auch der Abluftkanal abgesperrt.

Ist jedoch  $p_s$  größer als  $p_A$ , so wird die Membran nach rechts gebogen und der Doppelkegel bewegt sich gleichzeitig nach rechts mit. Dadurch ist der Weg von der Zuluft zum Antrieb freigeschaltet. Der Antrieb wird soweit belüftet, bis eine neue Balance zwischen  $p_s$  und  $p_A$

erreicht wird. Umgekehrt, wenn  $p_s$  kleiner als  $p_A$  ist, wird der Doppelkegel nach links verschoben. Dadurch erfolgt die Entlüftung des Antriebs.

Da der durch den Doppelkegel fließende Massenstrom (als Hauptstrom  $W_H$  bezeichnet) dank dem großen  $K_v$ -Wert deutlich höher als der Massenstrom auf der Signalseite (als Signalstrom  $W_s$  bezeichnet) ist, spricht man von einem Luftleistungsverstärker. Der Hauptstrom geht in den Antrieb ein oder aus und baut einen Druck dort entsprechend auf oder ab. Dadurch lässt sich die Dynamik des Stellgeräts entscheidend vom Booster beeinflussen.

Um das Ansprechverhalten des Boosters einzustellen bzw. die Dynamik des Stellgeräts zu beeinflussen, ist eine Bypassdrossel im Booster eingebaut. Die Bypassdrossel verbindet die Signalkammer und die Ausgangsseite des Boosters, damit ein kleiner Massenstrom  $W_B$  (als Bypass-Strom bezeichnet) durchfließen darf. Obwohl dieser Bypass-Strom im Vergleich zum Hauptstrom normalerweise vernachlässigbar klein ist, spielt er eine bedeutende Rolle für den Druckaufbau vom Signaldruck  $p_s$ .

Die Bypassdrossel darf per Hand von 0 bis 6 Umdrehungen eingestellt werden. Je weiter die Drossel gedreht wird, umso kleiner ist die Druckdifferenz zwischen  $p_s$  und  $p_a$ . Als Folge dessen verringert sich der Öffnungsgrad des Doppelkegels für den Hauptstrom und somit reduziert sich die Stellzeit. Der Parameter  $U_{BPD}$  gibt die Einstellung der Drossel in Umdrehungen [U] an.

### 2.1.5 Weitere Anbaugeräte

Ein Druckregler, oft als Zuluftstation, Filterregler oder Druckminderer in der Industrie bezeichnet, regelt den Zuluftdruck für pneumatische Systeme.

Die Auswahl eines geeigneten Druckreglers erfolgt hauptsächlich unter Berücksichtigung von Anwendungsfällen und Betriebsbedingungen, wie z. B. dem max. zulässigen Druck und Durchfluss, Regelbereich, Luftqualität, Betriebstemperatur. In der vorliegenden Arbeit kommen hauptsächlich vier Druckregler zum Einsatz. Diese sind SAMSON 4708-10, SAMSON 4708-45 [17], Norgren B74G 3/4" [18] und Bifold 1" [19] (Sortierung nach Durchflusskapazität von gering bis hoch).

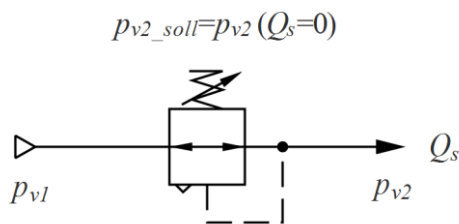


Abbildung 2-6: Symbolische Darstellung eines Druckreglers

Die symbolische Darstellung eines Druckreglers ist in Abbildung 2-6 zu sehen. Üblicherweise ist ein Druckregler manuell und kontinuierlich einstellbar. Der Eingangsdruck  $p_{v1}$  entspricht normalerweise dem Druck des Luftnetzes, der in der Praxis meistens im Bereich zwischen 6 und 12 bar(ü) liegt. Durch den Druckregler lässt sich der Eingangsdruck  $p_{v1}$  auf einen beliebigen

gewünschten Wert  $p_{v2\_soll}$  reduzieren. Aufgrund der Druckentlastung lässt sich die Abhängigkeit des Ausgangsdrucks  $p_{v2}$  vom Eingangsdruck  $p_{v1}$  weitgehend eliminieren.

Als Beispiel zeigt Abbildung 2-7 den Ausgangsdruck  $p_{v2}$  in Abhängigkeit vom Luftstrom  $Q_s$  für den Druckregler SAMSON 4708-45 (Datenquelle aus [10]). Falls keine Luft durch den Druckregler strömt, entspricht der Ausgangsdruck  $p_{v2}$  dem Wunschwert  $p_{v2\_soll}$ . Mit zunehmendem Luftstrom  $Q_s$  fällt der Ausgangsdruck  $p_{v2}$  tendenziell ab.

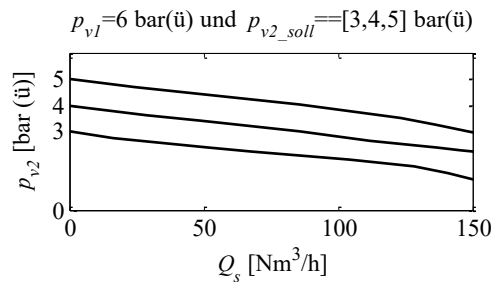


Abbildung 2-7: Kennlinien des Druckreglers SAMSON 4708-45

Des Weiteren werden alle Anbaugeräte mit Rohrleitungen verbunden. Die Rohrleitungen scheinen auf den ersten Blick ein unbedeutender Faktor für die Dynamik eines Ventil-Hook-Ups zu sein. In der Tat hat jedoch die Rohrleitungstopologie genauso wie die anderen Anbaugeräte eine nicht vernachlässigbare Auswirkung auf das Stellverhalten. In [10] wird die kompressible Strömung mit Berücksichtigung der Beschleunigung in Rohren grundsätzlich untersucht und detailliert modelliert.

Weitere Anbaugeräte wie z. B. Drosselventile, Magnetventile sind für das Regelverhalten nicht von Interesse und werden daher in der vorliegenden Arbeit nicht genauer untersucht.

## 2.2 Einführung in das Simulationsmodell

Die Grundstruktur eines beispielhaften Hook-Up-Modells ist in Abbildung 2-7 aufgezeigt. Es besteht aus einer Zuluftstation, einem Stellungsregler, einem Luftleistungsverstärker/Booster, einem Stellgerät sowie mehreren Rohrleitungen, die alle Geräte verbinden.

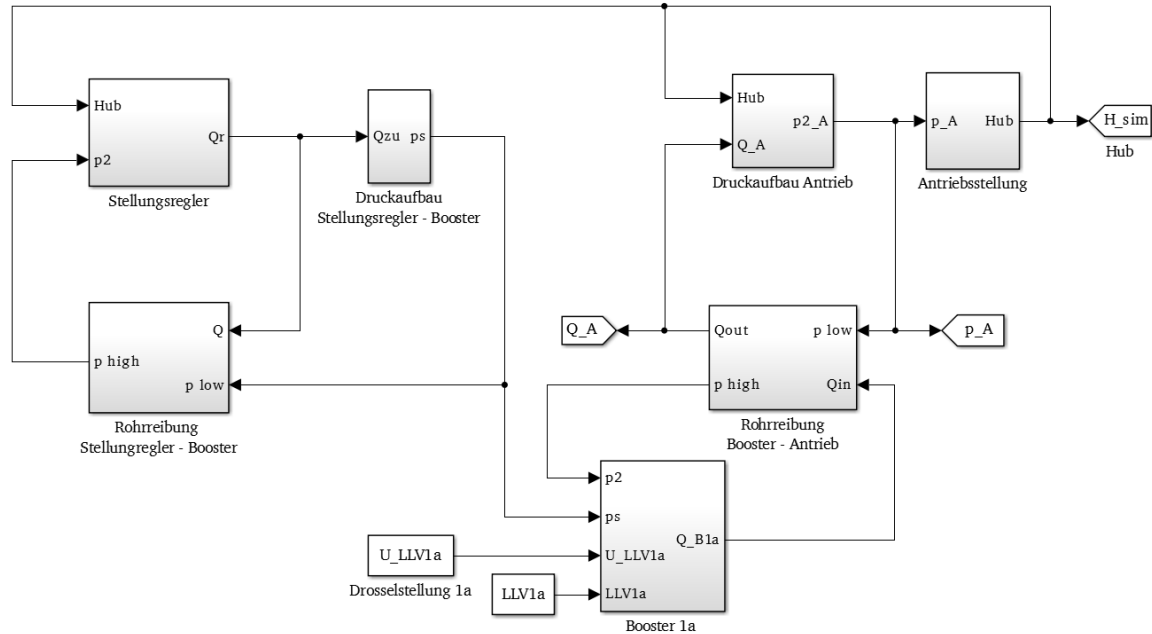


Abbildung 2-8: Ein beispielhaftes Simulationsmodell in MATLAB/SIMULINK

Der Stellungsregler liefert einen kleinen Durchfluss  $Q_r$  in den nachgeschalteten Booster und dort wird der Signaldruck  $p_s$  aufgebaut. In Abhängigkeit von der Differenz zwischen Signaldruck  $p_s$  und Ausgangsdruck  $p_2$  fließt ein erhöhter Durchfluss entweder vom Booster in den Antrieb oder umgekehrt vom Antrieb in den Booster. Dadurch ändert sich der Antriebsdruck  $p_A$  laut der idealen Gasgleichung. Als Folge dessen wird das Kräftegleichgewicht des Antriebs zunächst nicht mehr erfüllt und die Hubposition wird so weit verfahren, bis sich ein neues statisches Kräftegleichgewicht eingestellt hat. Die Hubposition lässt sich durch Lösen einer Bewegungsdifferentialgleichung ermitteln. Zusätzlich wird der Druckverlust in Rohrleitungen infolge der kompressiblen Strömungen mit Beschleunigung mitberücksichtigt.

Besonders hervorzuheben ist, dass die Modellstruktur an die vielfältigen Kombinationsvarianten der Booster angepasst und ggf. grundsätzlich geändert werden muss. Abbildung 2-9 stellt ein weiteres Beispiel eines Ventil-Hook-Ups mit zwei parallel geschalteten Boostern dar. Hierfür werden zwei weitere Blöcke (mit der Farbe dunkelgrau gekennzeichnet) jeweils für den zweiten Booster sowie für die Rohrverbindung zwischen den beiden Boostern hinzugefügt. Außerdem muss das Modell des Druckaufbaus vom Signaldruck  $p_s$  angepasst werden, welches in Abbildung 2-9 nicht ersichtlich ist.

Es ist ersichtlich, dass jede Änderung bzgl. der Kombination der Booster zu einer anderen Modellstruktur führt. Demzufolge stehen insgesamt 9 individuelle Modelle im Hintergrund zur Verfügung, die die gängigsten Kombinationsmöglichkeiten in der Praxis umfassen, wie in Tabelle 2-3 aufgelistet.

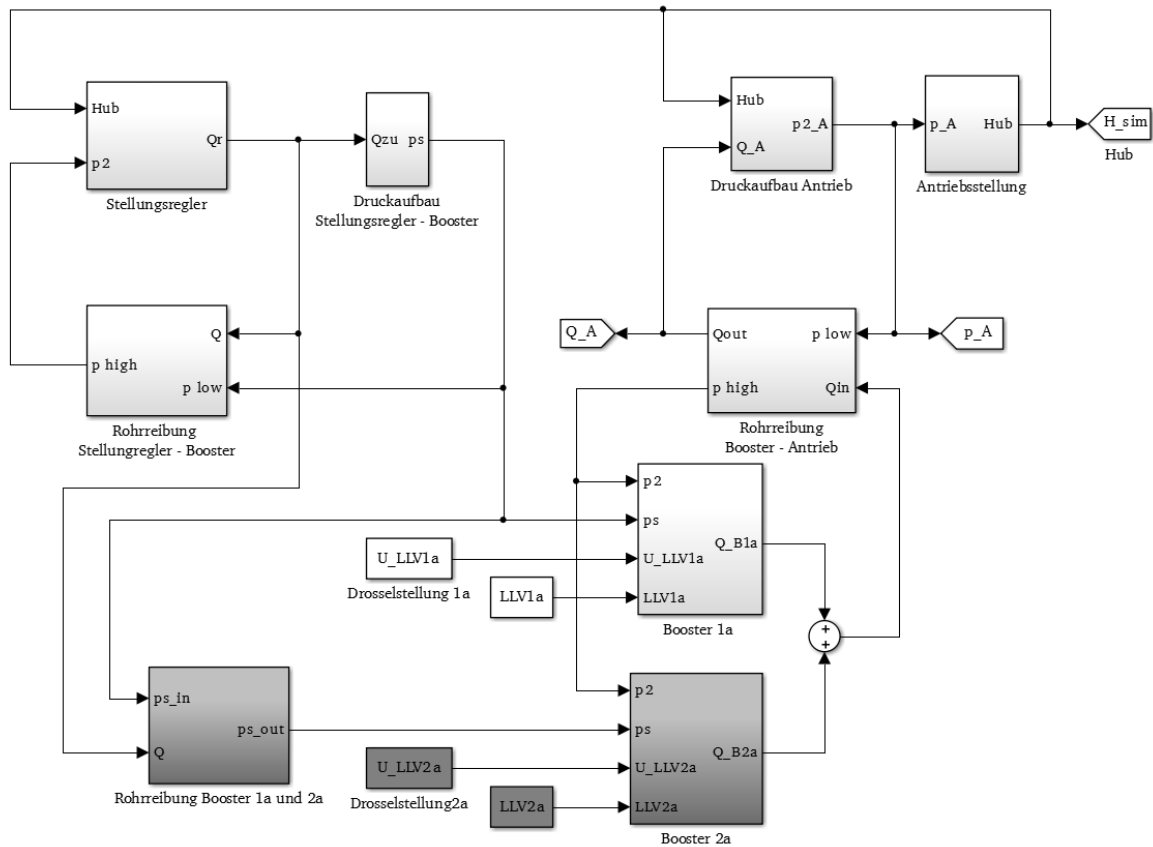


Abbildung 2-9: Simulationsmodell für ein Ventil-Hook-Up mit zwei parallel geschalteten Boostern

Tabelle 2-3: Kombinationen der Luftleistungsverstärker

Modell	In Reihe geschalteter Luftleistungsverstärker (Vorsteuerbooster)	Anzahl der parallel geschalteten Luftleistungsverstärker
1	Nein	0
2	Nein	1
3	Nein	2
4	Nein	3
5	Nein	4
6	Ja	1
7	Ja	2
8	Ja	3
9	Ja	4

Um die Modelle systematisch und einheitlich zu verwalten, wird eine Bibliothek für eine Modellhierarchie erstellt. Dadurch ist es möglich, dass jede Änderung in der Bibliothek in allen Simulationsmodellen gleichzeitig wahrgenommen und jede lokale Änderung ebenso von der Bibliothek leicht erfasst wird.

## 2.3 Bestandsaufnahme

Der Stellungsregler Typ 3730-3, der Luftleistungsverstärker/Booster Typ 3755 und der Druckverlust in Rohrleitungen wird in der Literatur [8 bis 10] ausführlich beschrieben und modelliert. Im Folgenden werden daher zunächst die in dieser Arbeit durchgeführten Änderungen zusammengefasst.

- Luftleistungsverstärker: Die Richtigkeit des Modells wurde messtechnisch überprüft. Die Kennlinien der Bypassdrossel wurden neu eingemessen und im Modell aktualisiert. Darüber hinaus wurde die Totzeit bzgl. der Hauptstromkennlinien anhand von Messdaten angepasst.
- Druckregler: Die Druckregler „SAMSON 4708-45“ und „Norgren B74G“ wurden anhand ihres Kennfelds im Modell implementiert.
- Rohrleitungstopologie: Unter Berücksichtigung der kompressiblen Strömung mit Beschleunigung wurde der Druckverlust in Rohrleitungen physikalisch beschrieben und numerisch ermittelt. Jedes Rohrstück wird im Modell nachgebildet.

Mit diesen Änderungen lässt sich eine deutliche Verbesserung der Simulationsergebnisse erzielen. Trotzdem sind weitere Untersuchungen und Verbesserungen notwendig, weil die experimentelle Validierung zeigt (siehe Abbildung 2-10), dass die Simulationsergebnisse für die geregelte Belüftung und Entlüftung teilweise noch weit von der Realität abweichen.

Zur Veranschaulichung der Abweichung zwischen Simulation und Realität wird ein Validierungsergebnis aus der Arbeit [10] vorgestellt. An einem 1400 cm<sup>2</sup>-Antrieb (ATC) wurden vier Luftleistungsverstärker angebaut aber nur einer davon wurde mit dem Zuluftdruck versorgt. In Abbildung 2-10 sind die Simulationsergebnisse von zwei Sprungantworten jeweils von 100% auf 0% für die Belüftung und umgekehrt von 0% auf 100% für die Entlüftung gegenüber den Messdaten dargestellt.

Für die Belüftung sind die Messung (M.) und die Simulation (S.) nahezu parallel zueinander. Der Unterschied besteht hauptsächlich darin, dass die reale Totzeit um ca. 0,5 s kürzer ist als die in der Simulation. Weiterhin liegt der Fehler  $e$  des Hubs zwischen Messung und Simulation ( $e = \text{Hub}(M.) - \text{Hub}(S.)$ ) stets innerhalb des Toleranzbereichs von 10%.

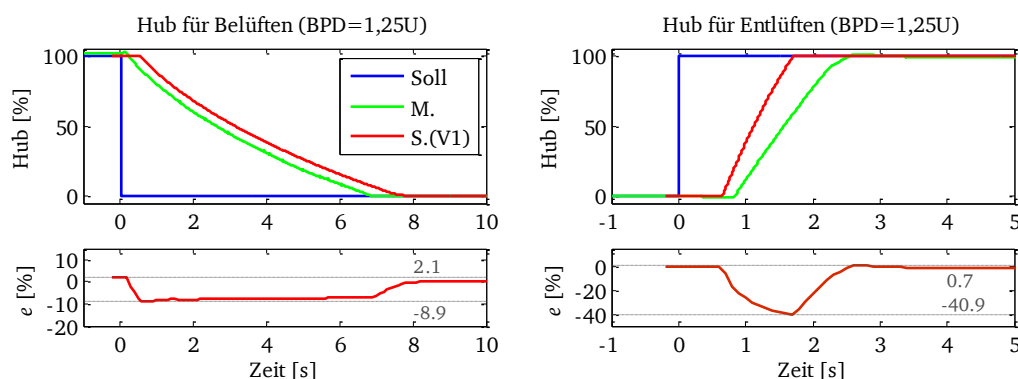


Abbildung 2-10: Validierungsergebnis für den Antrieb (1400 cm<sup>2</sup> ATC) aus [10]

Im Vergleich dazu zeigt die Simulation eine deutlich schnellere Entlüftung als die Praxis. Die gemessene Totzeit ist um ca. 0,2 s länger als die simulierte Totzeit. Der Unterschied vergrößert



sich mit dem Hubverlauf weiter und letztendlich ist die Stellzeit für Entlüftung um ca. 0,9 s kürzer in der Simulation als in der Realität. Infolgedessen beträgt der max. Fehler für die Entlüftung ca. 41% und liegt weit außerhalb des Toleranzbereichs.

Um die Fehlerquelle zu identifizieren, wurde eine neue Validierungsmessung an einem kleinen Antrieb (240 cm<sup>2</sup> ATO) ausschließlich mit einem Stellungsregler durchgeführt, damit der Einfluss des Boosters ausgeschlossen wird. Den Versuchsaufbau findet man im Anhang A4. Die Abbildung 2-11 zeigt ein beispielhaftes Validierungsergebnis.

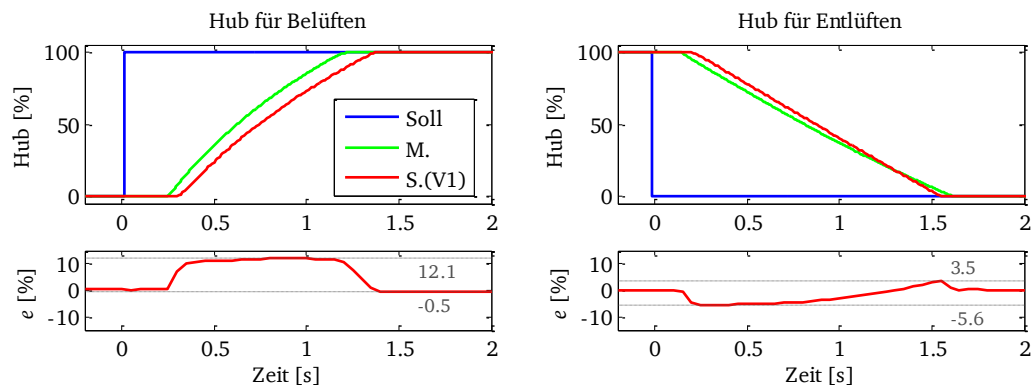


Abbildung 2-11: Validierungsergebnis für den Antrieb (240 cm<sup>2</sup> ATO)

Die simulierte Totzeit ist jetzt allgemein länger als die Totzeit der Messdaten. Für die Belüftung ist die Simulation etwas langsamer als die Messung und der max. Fehler von 12% überschreitet leicht den Toleranzbereich. Im Gegensatz dazu ist die Simulation für die Entlüftung trotz einer längeren Totzeit noch ein bisschen schneller als die Messung. Bemerkenswerterweise liegt der Fehler für Entlüftung jedoch stets innerhalb  $\pm 6\%$ . Daraus lässt sich schussfolgern, dass der Fehler durch den Stellungsregler oder das Stellgerät verursacht wird.

Durch den Vergleich der beiden Validierungsergebnisse fällt weiterhin auf, dass der Fehler für die Entlüftung mit mehreren Boostern wesentlich größer ist als die ohne Booster. Hieraus folgt, dass das Modell des Boosters bzgl. der Entlüftung fehlerhaft ist.

Unter Berücksichtigung der bereits umgesetzten Änderungen und Verbesserungen sind die bleibenden potenziellen Fehlerquellen in der Tabelle 2-4 zusammengefasst. Im folgenden Abschnitt wird ausführlich auf die drei Fehlerquelle eingegangen und das Simulationsmodell entsprechend angepasst bzw. optimiert.

Tabelle 2-4: potenzielle Fehlerquellen

Fehlerquelle	Begründung
Stellungsregler	Der I/P-Wandler und der interne Luftleistungsverstärker des Stellungsreglers wurden aufgrund mangelnder Messtechnik sehr vereinfacht modelliert.
Luftleitungsverstärker	Die Hauptstromkennlinie wurde nicht überprüft.
Stellgerät	Die Reibung bzw. das Reibmodell des Stellgeräts wurden nicht überprüft.

## 2.4 Modellbildung und Simulation

In diesem Kapitel wird zuerst der elektropneumatische Stellungsregler Typ 3730-3 ausführlich beschrieben. Insbesondere werden der I/P-Wandler und der interne Luftleistungsverstärker messtechnisch untersucht und ein neues Konzept zur Modellierung des Stellungsreglers vorgestellt. Anschließend folgt die Modellbildung des Stellgeräts. Zudem wird das Hauptaugenmerk auf die Ermittlung der Reibungskraft des Stellgerätes und die Implementierung eines neuen Reibmodells gelegt. Ferner wird das Modell des Boosters Typ 3755 vorgestellt und dessen Hauptstromkennlinie mit einem neuen Messverfahren erneut gemessen und schließlich im Modell implementiert.

### 2.4.1 Modellbildung Stellungsregler

Der pneumatische Stellungsregler besitzt die Aufgabe, die Ventilposition möglichst exakt zu regeln.

Die Abbildung 2-12 stellt das Blockschaltbild und das Arbeitsprinzip des Stellungsreglers Typ 3730-3 dar. Der Stellungsregler besteht aus einem Mikrocontroller inkl. eines Vorfilters, einem PD-Regler, einem I/P-Wandler und einem internen Luftleistungsverstärker.

Aufgrund des fehlenden I-Anteils im PD-Regler ist eine bleibende Regelabweichung der Ventilposition zu erwarten. Um diese Abweichung zu kompensieren, wird der Sollwert  $x_{soll}$  zuerst in dem Vorfilter verarbeitet. Der Vorfilter enthält gewissermaßen die Inverse der Übertragungsfunktion des geschlossenen Regelkreises.

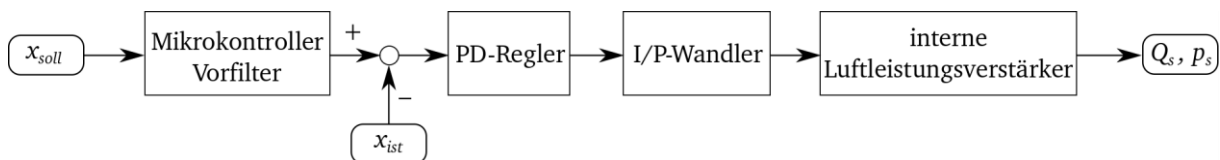


Abbildung 2-12: Struktur und Arbeitsprinzip des Stellungsreglers Typ 3730-3

Danach berechnet der PD-Regler eine elektrische Stellgröße aus der Regelabweichung. Die Regelparameter  $K_p$  und  $T_v$  lassen sich im Initialisierungsvorgang durch den Mikrocontroller festlegen. Die elektrische Stellgröße wird anschließend mittels des I/P-Wandlers (auch I/P-Umformer genannt) in ein pneumatisches Signal umgewandelt. Das pneumatische Signal geht weiter in den internen Luftleistungsverstärker und dort wird ein Luftstrom erzeugt.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird die Modellierung des Vorfilters und des PD-Reglers nicht weitergehend betrachtet, da diese bereits in [8] aufwändig untersucht und detailliert beschrieben wurden. Hingegen wurden der I/P-Wandler und der interne Luftleistungsverstärker bei der damaligen Untersuchung wegen einer messtechnischen Beschränkung (Die Schnittstelle zwischen I/P-Wandler und internem LLV war nicht zugänglich) vereinfacht modelliert. Die zwei Bauteile wurden als Ganzes betrachtet und durch eine statische Kennlinie mit einer Hysterese (siehe Abbildung 2-13) im Modell implementiert. Die Dynamik wird hierbei vereinfacht mittels eines PT1-Gleides abgebildet.

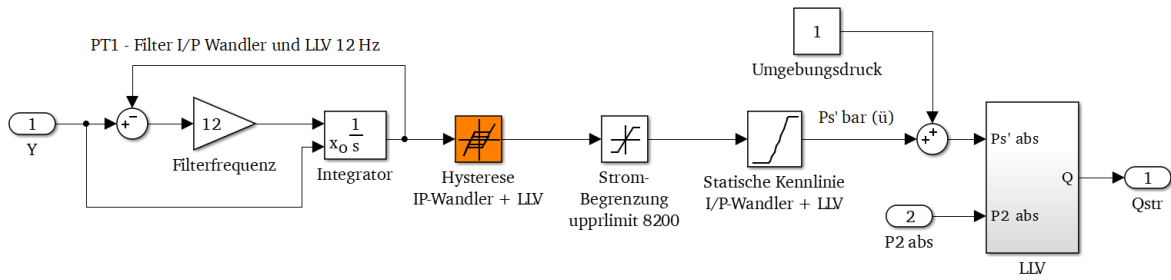


Abbildung 2-13: Das bisherige Modell des I/P-Wandlers und des internen LLVs

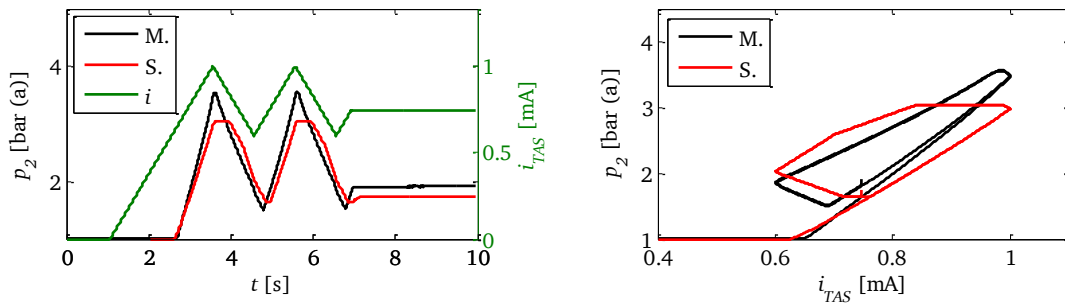


Abbildung 2-14: Vergleich Messung und Simulation mit einem dreieckigen Stromsignal  $i_{TAS}$

Als Beispiel zeigt Abbildung 2-14 einen deutlichen Unterschied zwischen Messung und Simulation. Insbesondere weicht das simulierte Verhalten beim Umkehrpunkt weit von der Realität ab. Die Steigung und der Endwert sind ebenfalls fehlerhaft. Um die Fehler genau zu identifizieren, ist daher eine nähere Untersuchung notwendig.

Die neue Messtechnik ermöglicht eine getrennte Betrachtung von I/P-Wandler und internem Verstärker, sodass eine genauere Modellierung möglich ist. Im Folgenden wird ausführlich auf den I/P-Wandler und den internen Luftleistungsverstärker eingegangen.

### 2.4.1.1 Modellbildung des I/P-Wandlers

Die strukturelle Darstellung des I/P-Wandlers ist in Abbildung 2-15 zu sehen. Der Eingangsdruck  $p_{1,w}$  ist konstant (ca. 1,8 bar ü) und der Ausgangsdruck  $p_{2,w}$  ist abhängig von dem Verhältnis der konstanten Drossel  $D_1$  zur variablen Drossel  $D_2$ . Die variable Drossel  $D_2$  hängt vom Abstand zwischen der Düse und der Prallplatte ab.  $p_u$  ist der Umgebungsdruck.

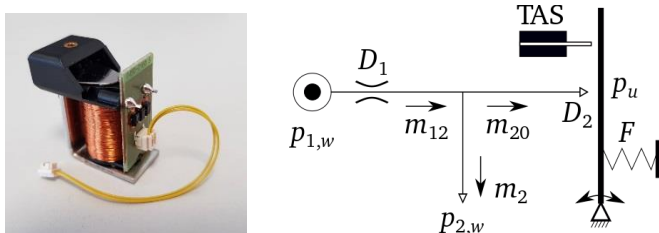


Abbildung 2-15: Schematische Darstellung des I/P-Wandlers 3730

Sobald ein elektrischer Strom  $i_{TAS}$  durch die elektromagnetische Tauch-Anker-Spule (TAS) fließt, wird eine magnetische Kraft erzeugt, die auf die Prallplatte wirkt. Infolgedessen variiert sich die Position der Prallplatte bzw. die Drossel  $D_2$ .

Mit den Gleichungen (2.4) bis (2.6) lässt sich das System grundsätzlich beschreiben.

$$p_{2,w} = f_0(m_{12} - m_{20}) \quad (2.4)$$

$$m_{12} = f_1(p_{1,w}, p_{2,w}, D_1) \quad (2.5)$$

$$m_{20} = f_2(p_{2,w}, p_u, D_2(i_{TAS})) \quad (2.6)$$

Wegen fehlender Informationen über die Drosseln  $D_1$  und  $D_2(i_{TAS})$  und somit keine genaue Kenntnis der Funktionen  $f_i$ , ist eine Lösung dieses Gleichungssystems jedoch unmöglich. Aus diesem Grund wird der I/P-Wandler experimentell untersucht und sein Modell auf Basis dieser Messergebnisse erstellt. Anzumerken ist, dass die I/P-Wandler produktionsbedingt einer gewissen Streuung hinsichtlich der Güte unterliegen. In der Modellbildung wird deswegen von einem Mittelwert ausgegangen.

Zur Qualitätskontrolle werden die charakteristischen Eigenschaften jedes I/P-Wandlers in der Produktion im statischen Zustand gemessen. Zu diesen Eigenschaften zählen unter anderem: Offset, Steigung, Hysterese, Reserve und Startpunkt. In Tabelle 2-5 sind die gemittelten Merkmalswerte von 24527 I/P-Wandlern aus der Produktion der SAMSON AG aufgelistet.

Tabelle 2-5: Durchschnittliche Merkmalswerte von 24527 I/P-Wandlern aus der Produktion

	Offset (mbar)	Steigung (bar/mA)	Hysterese (bar)	Reserve (%)	Startpunkt (mA)
Sollbereich	40..100	1...1,7	0,05...0,2	0...100	0,3...1,6
Mittelwert	77,9	1,47	0,13	14,8	0,55

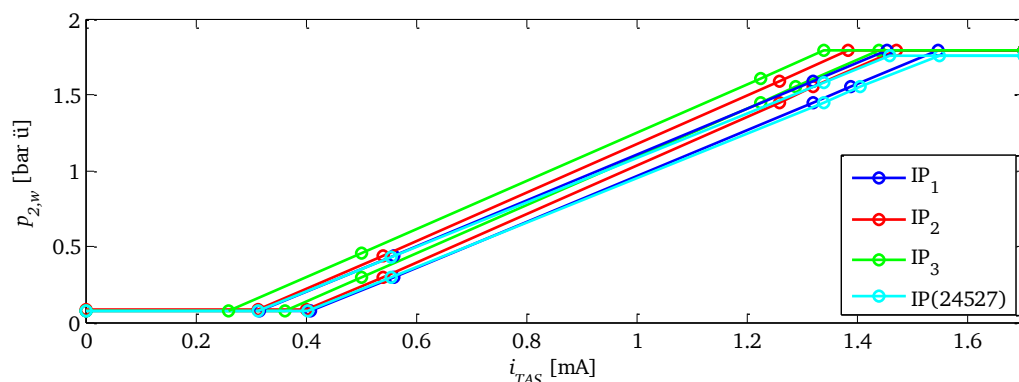


Abbildung 2-16: Statische Kennlinien der I/P-Wandler aus den Produktionsdaten

Des Weiteren werden einige I/P-Wandler aus der Produktion zufälligerweise als Stichprobe ausgewählt. Ihre statischen Kennlinien aus den jeweiligen Messungen aus der Produktion sowie die durchschnittliche Kennlinie der 24527 I/P-Wandler sind in Abbildung 2-16 dargestellt. Es ist klar ersichtlich, dass die Kennlinie von  $IP_1$  mit der durchschnittlichen Kennlinie nahezu

überlappend ist. Für die experimentelle Modellierung des dynamischen Verhaltens wird deshalb der Wandler IP<sub>1</sub> ausgewählt und genauer untersucht.

Als Eingangsgröße werden dreiecksförmige Stromsignale  $i_{TAS}$  mit verschiedenen Steigungen und Amplituden zur Bestimmung des statischen und dynamischen Verhaltens verwendet. Eine genaue Beschreibung zu den entsprechenden Testsignalen ist in Abbildung 2-17 zu sehen und im Anhang A5.1 ist ein ausführlicher Versuchsaufbau dafür beschrieben.

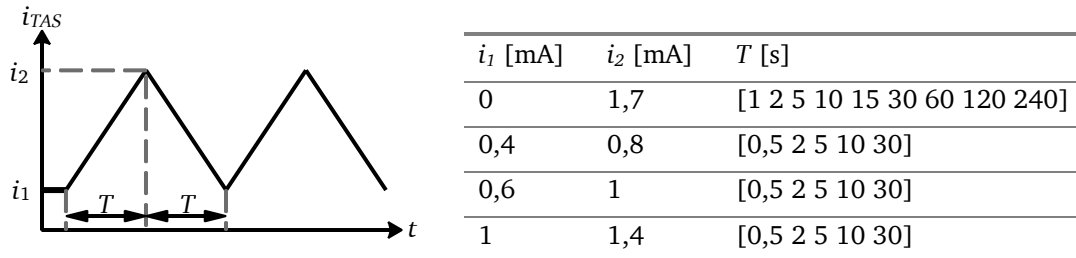


Abbildung 2-17: Dreiecksförmige Stromsignale

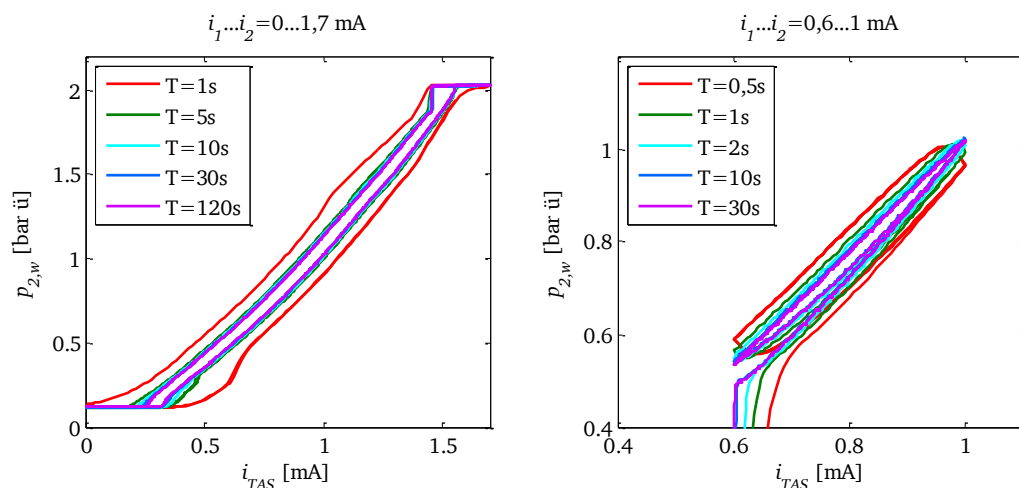


Abbildung 2-18: I/P-Wandler – Großsignalverhalten (links) und Kleinsignalverhalten (rechts)

Abbildung 2-18 zeigt beispielhafte Messergebnisse des I/P-Wandlers IP<sub>1</sub>. In Hinsicht auf das Großsignalverhalten sind die Kennlinien jeweils mit 1,7mA/10s, 1,7mA/30s und 1,7mA/120s fast deckungsgleich. D. h. bei der Änderung des Stroms kleiner als 1,7mA/10s befindet sich der I/P-Wandler im statischen Zustand und die Kennlinie wird als statische Kennlinie bezeichnet. Die statische Hysterese beträgt ca. 110 mbar und bleibt fast unverändert im Arbeitsbereich von 0,4 bis 1,55 bar ü. Die Definition des Arbeitsbereichs hängt mit dem nachgeschalteten internen Luftleistungsverstärker zusammen und wird später erläutert.

Bei einem Stromsignal mit einer Steigung von 1,7mA/5s fängt die Kennlinie an sich leicht aufzuweiten und die Hysterese erhöht sich auf 160 mbar. Mit weiter zunehmender Stromänderungsrate von 1,7mA/5s auf 1,7mA/1s ist die Expansion der Kennlinien deutlich zu sehen. Dabei vergrößert sich die Hysterese auf ca. 360 mbar.

Beim Kleinsignalverhalten ist ein ähnliches Phänomen zu beobachten. Je schneller sich der Strom ändert, desto größer ist die Hysterese. Jedoch ist die Hysterese-Kurve hier offensichtlich lanzettförmig. Dies ist mit dem bisherigen Modell nicht beschreibbar.

Zur Modellierung des I/P-Wandlers müssen sowohl das Großsignalverhalten als auch das Kleinsignalverhalten implementiert werden. Aus den Messdaten lässt sich die Schlussfolgerung ziehen, dass der Ausgangsdruck  $p_{2,w}$  nicht nur von dem aktuellen Stromwert sondern auch von den vergangenen Werten abhängt.

Zur Beschreibung des Großsignalverhaltens wird die Hysterese-Kennlinie im Modell mit einem Verzögerungsglied  $PT_1$  in Reihe geschaltet. Im Vergleich dazu ist eine Linearisierung zur Modellierung des Kleinsignalverhaltens notwendig, wie in Gleichung (2.7) beschrieben ( $T_A$  ist die Abtastzeit). Das hochgestellte Symbol „K“ steht für Kleinsignalverhalten. Die Steigung  $\alpha_k$  wird anhand der vergangenen Informationen mit der Gleichung (2.8) abgeschätzt.

$$p_{2,w}^K(kT_A) = p_{2,w}^K((k-1)T_A) + \alpha_k (i_{TAS}(kT_A) - i_{TAS}((k-1)T_A)) \quad (2.7)$$

$$\alpha_k = \left( p_{2,w}^K((k-1)T_A) - p_{2,w}^K((k-2)T_A) \right) / \left( i_{TAS}((k-1)T_A) - i_{TAS}((k-2)T_A) \right) \quad (2.8)$$

Eine weitere Frage besteht darin, wie beurteilt wird, in welchem Arbeitszustand sich der I/P-Wandler befindet. Dafür werden die Größen  $i'$  und  $i''$  gemäß den Gleichungen (2.9) und (2.10) definiert und zur Identifizierung des Arbeitszustands verwendet. Tabelle 2-6 listet verschiedene Arbeitszustände sowie dazu entsprechende Bedingungen auf.

$$i' = \begin{cases} 1, & \frac{d}{dt}(i_{TAS}) > 0 \\ 0, & \frac{d}{dt}(i_{TAS}) = 0 \\ -1, & \frac{d}{dt}(i_{TAS}) < 0 \end{cases} \quad (2.9)$$

$$i'' = \max \left( -1, \min \left( 1, \frac{d^2}{dt^2}(i_{TAS}) \right) \right) \quad (2.10)$$

Tabelle 2-6: Arbeitszustände des I/P-Wandlers

Arbeitszustand	Bedingungen	Beschreibung
1	$i' = 1, i'' = 0$	Großsignalverhalten – steigend
2	$i' = -1, i'' = 0$	Großsignalverhalten – sinkend
3	$i' = 1, i'' = 0$	Kleinsignalverhalten – steigend
4	$i' = -1, i'' = 0$	Kleinsignalverhalten – sinkend
5	$i'' \neq 0$	Umkehrpunkt/Abbiegepunkt
sonst	$i' = 0$	Stillstand

In Abbildung 2-19 (links) sind die fünf Arbeitszustände 1-5 grafisch dargestellt. Als nächstes wird noch zwischen den Zuständen 1 und 3 sowie zwischen 2 und 4 unterschieden, da die Bedingungen hier jeweils identisch sind. Abbildung 2-19 (rechts) zeigt ein Beispiel mit einem zunehmenden Strom, d. h.  $i(kT_A) > i((k-1)T_A)$ . In dem Fall kommen die Zustände 1 und 3 infrage. Zum Zeitpunkt  $t = (k-1)T_A$  besitzt der Ausgangsdruck zwei mögliche Werte,

entweder  $p_{2,w}^G((k-1)T_A)$  oder  $p_{2,w}^K((k-1)T_A)$ . Das hochgestellte Symbol „G“ steht für Großsignalverhalten. Zum nächsten Zeitpunkt  $t = kT_A$  lässt sich der Druck demzufolge entweder zu  $p_{2,w}^G(kT_A)$  oder zu  $p_{2,w}^K(kT_A)$  wandeln.

Hierbei wird durch den Vergleich der Drücke  $p_{2,w}((k-1)T_A)$  und  $p_{2,w}^G((k-1)T_A)$  geschätzt, in welchem Zustand sich der I/P-Wandler zum Zeitpunkt  $t = (k-1)T_A$  befindet. Falls die absolute Differenz von  $p_{2,w}((k-1)T_A)$  und  $p_{2,w}^G((k-1)T_A)$  kleiner als 2 mbar ist, lässt sich ableiten, dass der I/P-Wandler Großsignalverhalten zum Zeitpunkt  $t = (k-1)T_A$  aufweist. Zum nächsten Zeitpunkt  $t = kT_A$  gilt dann  $p_{2,w}(kT_A) = p_{2,w}^G(kT_A)$ .

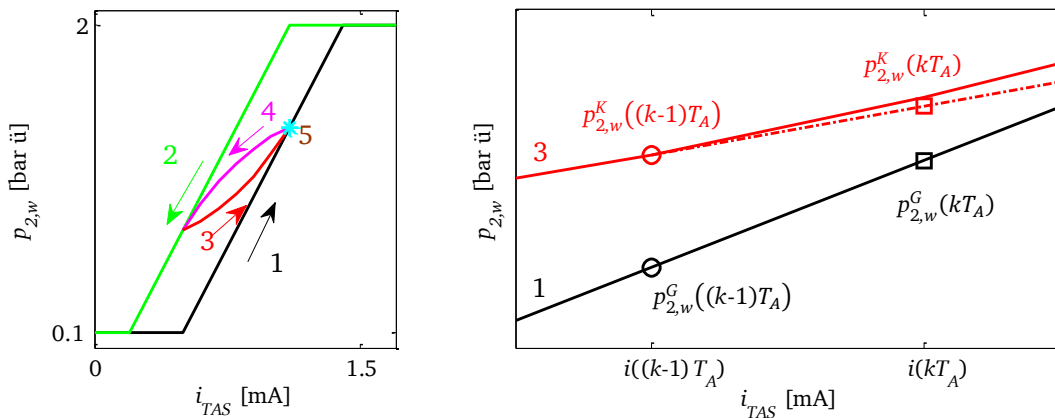


Abbildung 2-19: I/P-Wandler – Modellbildung des Kleinsignalverhaltens (steigend)

Andernfalls liegt Kleinsignalverhalten vor und der aktuelle Ausgangsdruck lässt sich mit der Gleichung (2.7) berechnen. Besonders anzumerken ist der Übergang vom Kleinsignalverhalten zum Großsignalverhalten. Wie in Abbildung 2-19 gezeigt liegt  $p_{2,w}^K(kT_A)$  unterhalb  $p_{2,w}^G(kT_A)$ , welches nicht der Realität entspricht. Um diesen Fehler zu vermeiden, wird der aktuelle Ausgangsdruck begrenzt, wie in Gleichung (2.11) beschrieben.

$$p_{2,w}(kT_A) = \begin{cases} \max(p_{2,w}^K(kT_A), p_{2,w}^G(kT_A)) & \text{für steigendes Signalverhalten} \\ \min(p_{2,w}^K(kT_A), p_{2,w}^G(kT_A)) & \text{für sinkendes Signalverhalten} \end{cases} \quad (2.11)$$

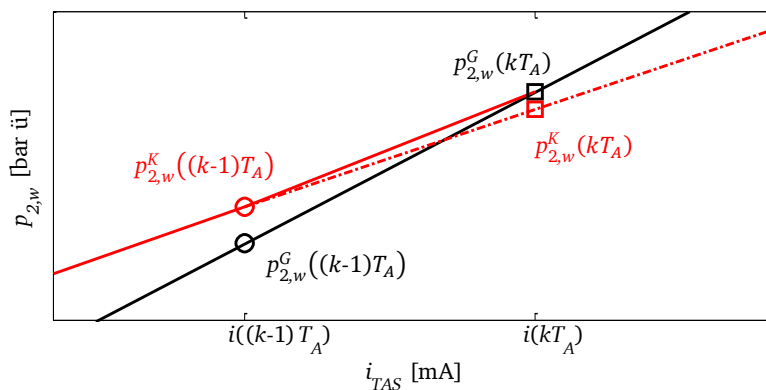


Abbildung 2-20: Übergang vom Kleinsignalverhalten zum Großsignalverhalten.

Abbildung 2-21 zeigt eine grafische Darstellung von  $i'$  und  $i''$ . Es ist ersichtlich, dass sich der Abbiegepunkt mit der Variable  $i''$  erkennen lässt. Der Ausgangsdruck  $p_{2,w}$  eines Abbiegepunkts wird ebenfalls mit der Gleichung (2.7) berechnet. Jedoch wird die Steigung  $\alpha_k$  nicht mit der Gleichung (2.8) ermittelt, sondern anhand der Messdaten approximativ bestimmt und als Konstante im Modell angenommen, wie in (2.12) dargestellt. In Abbildung 2-22 ist das Simulationsmodell des I/P-Wandlers zu sehen.

$$\alpha_k = \begin{cases} 1,2 & \text{für } i'' < 0 \\ 0,8 & \text{für } i'' > 0 \end{cases} \quad (2.12)$$

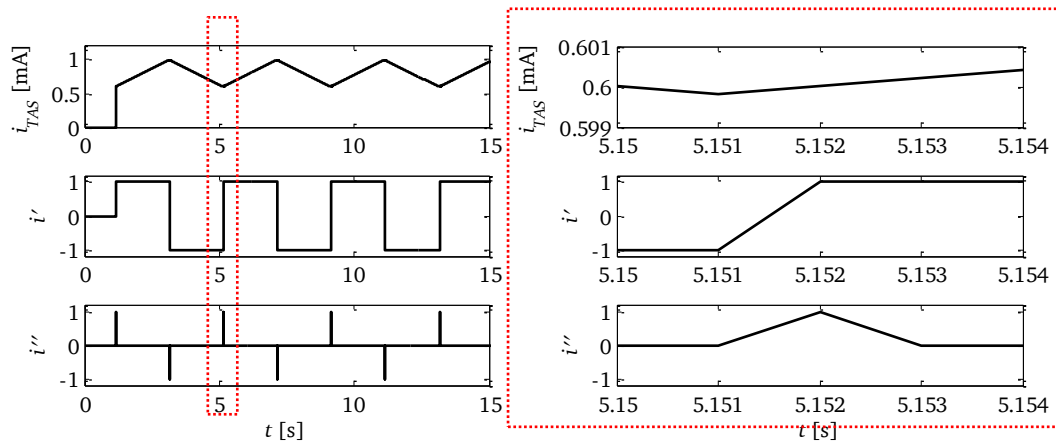


Abbildung 2-21: Verlauf von  $i'$  und  $i''$  bei einem beispielhaften Stromsignal

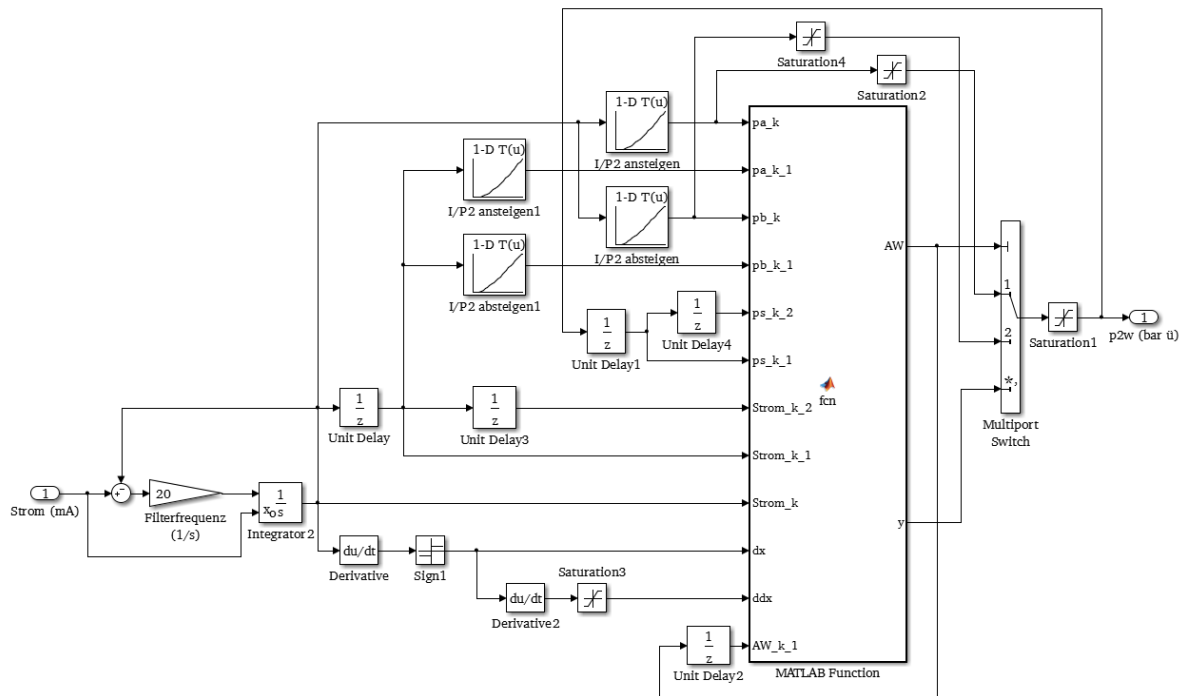


Abbildung 2-22: Simulink Modell – I/P-Wandler



### 2.4.1.2 Modellbildung des internen Luftleistungsverstärkers

Der Ausgangsdruck  $p_{2,w}$  des I/P-Wandlers wirkt anschließend als Eingangssignal des internen Luftleistungsverstärkers. Abbildung 2-23 zeigt die schematische Struktur des internen Verstärkers.

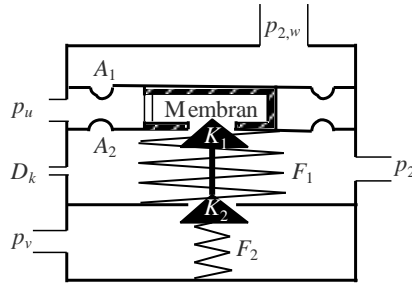


Abbildung 2-23: Luftleistungsverstärker im Stellungsregler

Der Druck  $p_{2,w}$  wird durch die Membrane  $A_1$  und  $A_2$  übersetzt und mit dem Ausgangsdruck  $p_2$  verglichen. Biegt sich die Membran nach oben, wird der Kegel  $K_1$  geöffnet und der Kegel  $K_2$  geschlossen. Dementsprechend ist der Entlüftungsvorgang freigegeben. Im Unterschied hierzu wird der Kegel  $K_1$  geschlossen und  $K_2$  geöffnet, wenn die Membran nach unten gedrückt wird. Dann belüftet der Stellungsregler den Antrieb.

Eine Zwischenposition ist auch möglich, d. h. die Kegel  $K_1$  und  $K_2$  sind gleichzeitig geschlossen. In diesem Fall fließt eine kleine konstante Luftmenge durch die kleine Drossel  $D_k$  in die Umgebung, solange der Druck  $p_2$  größer als 0,2 bar ü ist. Als Folge dessen nimmt der Druck  $p_2$  langsam ab, bis der Kegel  $K_2$  leicht geöffnet wird, damit der durch die Drossel  $D_k$  entstehende Luftverbrauch kompensiert wird und der Druck  $p_2$  konstant bleibt. Unter diesen Umständen spricht man von einem stationären Zustand.

Die Gleichungen (2.13) bis (2.16) beschreiben das Kraftgleichgewicht jeweils für Entlüftungs- und Belüftungsvorgang. Das hochgestellte Symbol  $a$  steht für einen absoluten Druck. Ohne das Symbol  $a$  bezieht es sich immer auf einen Überdruck. Wichtig zu erwähnen ist, dass die Feder  $F_2$  sehr weich ist und dafür sorgt, die Kegelposition  $K_2$  in der richtigen Position sicherzustellen. Die Feder  $F_1$  hat dagegen eine deutlich höhere Steifigkeit und Vorspannung als die Feder  $F_2$ . Ferner ist die Wirkfläche  $A_{K2}$  des Kegels  $K_2$  im Vergleich zur Membranfläche  $A_2$  sehr klein.

$$\text{Entlüften: } p_2^a = p_{2,w}^a \frac{A_1}{A_2} - \frac{F_1}{A_2} \quad (2.13)$$

$$\text{Belüften: } p_2^a = p_{2,w}^a \frac{A_1}{A_2} - \frac{F_1 + F_2}{A_2} - p_v^a \frac{A_{K2}}{A_2} \quad (2.14)$$

$$\text{Entlüften: } p_2 = p_{2,w} \frac{A_1}{A_2} + \frac{A_1}{A_2} - 1 - \frac{F_1}{A_2} \quad (2.15)$$

$$\text{Belüften: } p_2 = p_{2,w} \frac{A_1}{A_2} + \frac{A_1}{A_2} - 1 - \frac{F_1 + F_2}{A_2} - p_v \frac{A_{K2}}{A_2} \quad (2.16)$$

Um alle Parameter des Gleichungssystems zu ermitteln, wird im Folgenden der Verstärker experimentell untersucht.

Abbildung 2-24 zeigt den Zusammenhang zwischen dem Eingangsdruck  $p_{2,w}$  und dem Ausgangsdruck  $p_2$  beim Zuluftdruck  $p_v$  jeweils von 3 und 6 bar ü. Offensichtlich wird der max. Ausgangsdruck  $p_2$  stets auf den Zuluftdruck  $p_v$  begrenzt. Ausgehend von einem Zuluftdruck von 6 bar ü lässt sich der Arbeitsbereich des I/P-Wandlers festlegen. Wie vorher erwähnt, liegt dieser im Bereich von ca. 0,4 bis 1,55 bar ü.

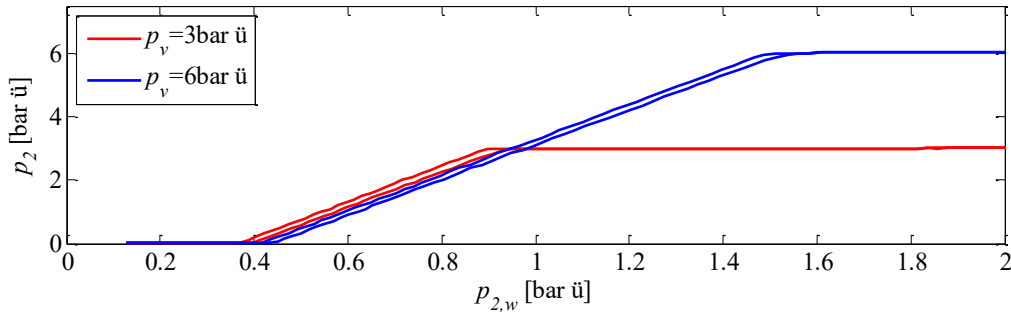


Abbildung 2-24: Statische Kennlinie des Luftleistungsverstärkers im Stellungsregler

Die Steigung der Kennlinie entspricht genau dem Membranflächenverhältnis  $A_1/A_2$  und hat einen Wert von 5,5. Durch die Variation des Zuluftdrucks ergibt sich  $A_{K2}/A_2$  von ca. 0,1. Da die Federkraft  $F_2$  gegenüber der Federkraft  $F_1$  sehr klein ist, ist der Term  $(F_1 + F_2)/A_2$  nahezu gleich  $F_1/A_2$  und beträgt ca. 6,2 bar im stationären Zustand. Schließlich ergeben sich die Gleichungen (2.17) und (2.18).

$$\text{Entlüften: } p_2 = 5,5p_{2,w} - 1,7 \quad (2.17)$$

$$\text{Belüften: } p_2 = 5,5p_{2,w} - 1,7 - 0,1p_v^a \quad (2.18)$$

Als nächstes lässt sich der Normvolumenstrom durch Gleichung (2.19) berechnen. Eine detaillierte Beschreibung bzgl. des Normvolumenstroms sowie der Gleichung (2.19) findet man im Anhang A1.

$$Q_s = K_v N_9 F_p p_1 Y \sqrt{\left(\frac{x}{MT_1 Z}\right)} \quad (2.19)$$

Dabei sind der  $K_v$ -Wert und der  $x_T$ -Wert in  $Y = 1 - \frac{x}{3x_T}$  zunächst noch unbekannt. Der  $K_v$ -Wert ist abhängig von der Kegelposition, die wiederum proportional zur Federkraft ist. Die Federkraft lässt sich durch Umformulierung der Gleichungen (2.15) und (2.16) herleiten, wobei  $K_1 = \frac{A_1}{A_2} - 1$  und  $K_2 = \frac{A_1}{A_2} - 1 - p_v^a \frac{A_{K2}}{A_2}$  gilt. Daraus lässt sich schließen, dass der  $K_v$ -Wert in Abhängigkeit von dem Term  $p_{2,w} \frac{A_1}{A_2} - p_2$  darstellbar ist und es folgt:

$$\text{Entlüften: } \frac{F_1}{A_2} = p_{2,w} \frac{A_1}{A_2} - p_2 + K_1 \quad (2.20)$$

$$\text{Belüften: } \frac{F_1 + F_2}{A_2} = p_{2,w} \frac{A_1}{A_2} - p_2 + K_2 \quad (2.21)$$

Das Verfahren zur Ermittlung des  $x_T$ -Werts und  $K_v$ -Werts ist im Anhang A2 ausführlich erläutert und der zugehörige Messaufbau ist im Anhang A5.2 zu finden.

Die Messergebnisse sind in Abbildung 2-25 und Abbildung 2-26 grafisch dargestellt. Der  $K_{vs}$ -Wert entspricht dem Schnittpunkt der schwarzen gepunkteten Tendenzlinie mit der y-Achse im Bild ( $x, K_v \cdot Y$ ). Für den Vorgang des Entlüftens ist der  $K_{vs}$ -Wert  $0,14 \text{ Nm}^3/\text{h}$  und für den Vorgang des Belüftens  $0,09 \text{ Nm}^3/\text{h}$ . Darüber hinaus ergibt sich der  $x_T$ -Wert von  $0,55$  für Entlüftung und  $0,66$  für Belüftung.

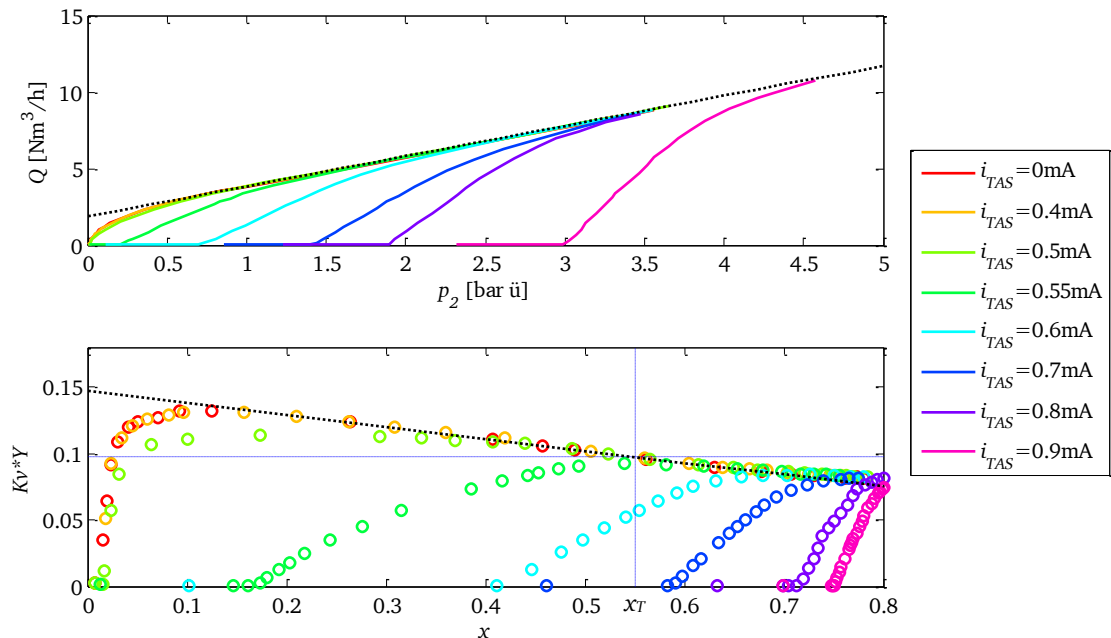


Abbildung 2-25: Messdaten für Entlüftung des internen LLVs

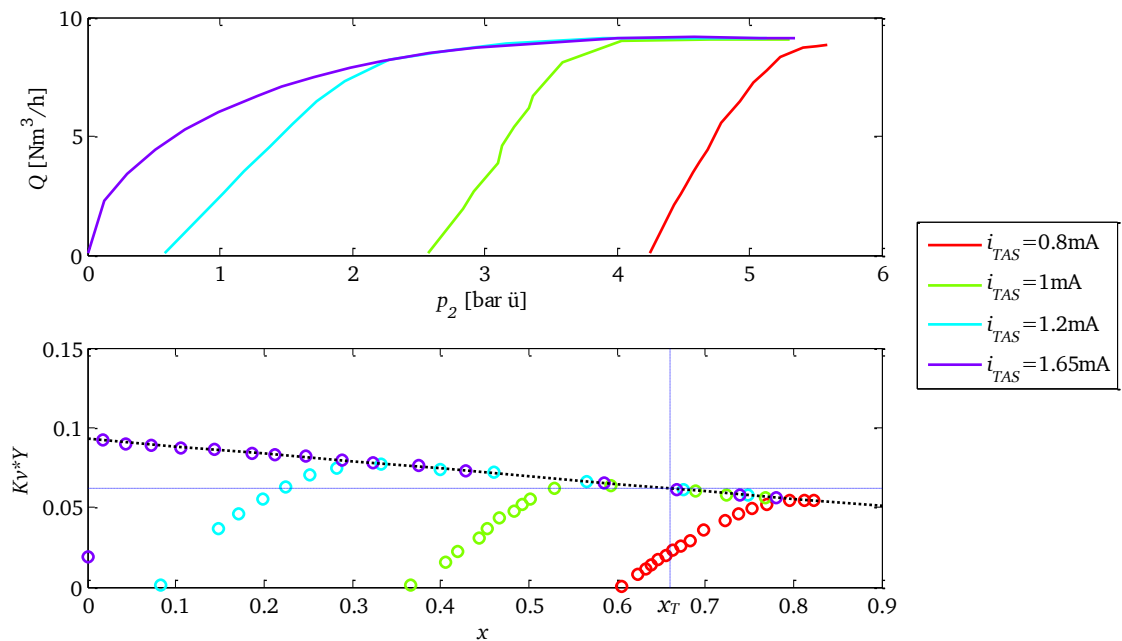
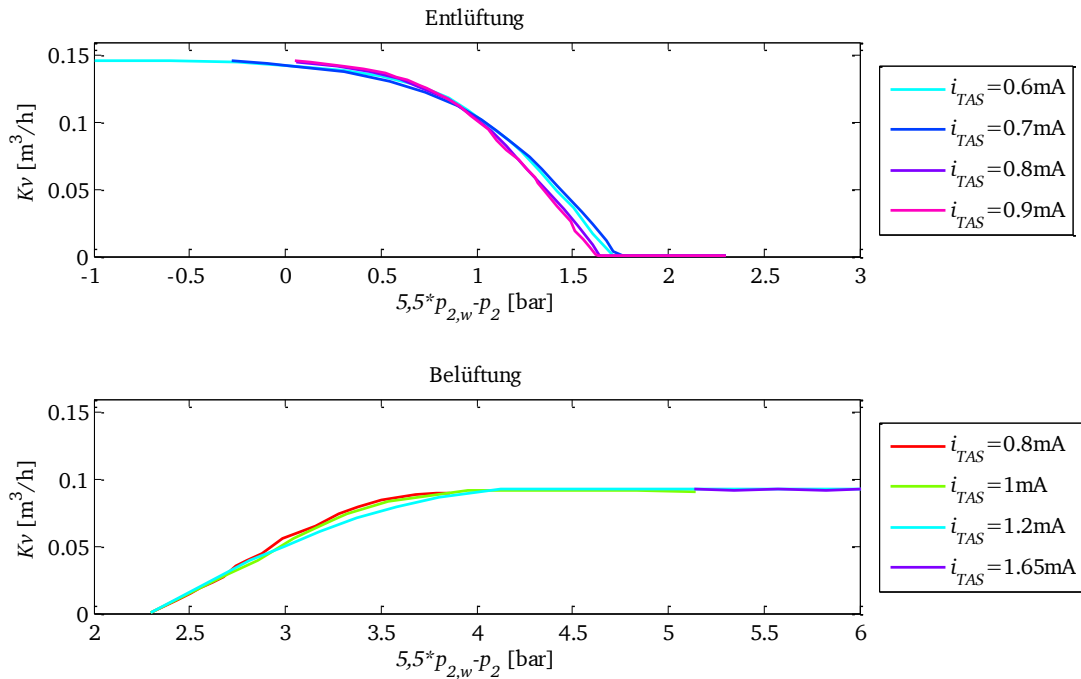
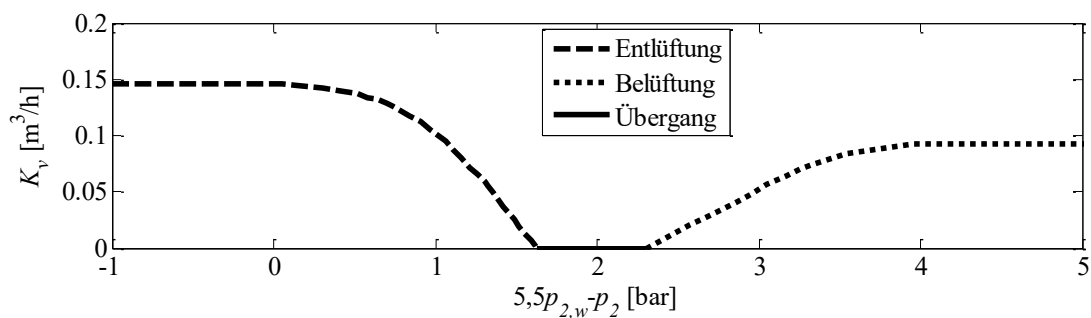


Abbildung 2-26: Messdaten für Belüftung des internen LLVs

Abbildung 2-27:  $K_v$ -Kennlinie aus den Messdaten

Die aus den Messdaten berechneten  $K_v$ -Werte werden anschließend bezogen auf den Term  $5,5p_{2,w} - p_2$  in Abbildung 2-27 gezeigt. Sowohl für Belüftung als auch für Entlüftung lassen sich die  $K_v$ -Kennlinien nun einheitlich ausdrücken, wie vorher theoretisch analysiert.

In Abbildung 2-28 ist die im Modell implementierte Kennlinie mit drei Arbeitsbereichen dargestellt. Im Bereich von 1,7 bar bis 2,4 bar liegt der Übergang, in dem sowohl der Belüftungs- als auch der Entlüftungsvorgang ausgeschaltet sind. Links vom Übergang ist die Entlüftung und rechts ist die Belüftung.

Abbildung 2-28:  $K_v$ -Kennlinie des Luftleistungsverstärker im Stellungsregler ( $p_v=6$  bar ü)

Das Flussdiagramm zur Modellbildung des Verstärkers ist in Abbildung 2-29 zu sehen. Dabei wird zuerst unterschieden, in welchem Arbeitszustand sich der Verstärker befindet. Anschließend folgt die Durchflussberechnung nach Gleichung (2.19). Als Ausgangsgröße liefert

der Verstärker bzw. der Stellungsregler einen Volumenstrom  $Q_{str}$  an die nächststehenden Geräte. Das Simulink Modell des Verstärkers ist in Abbildung 2-30 dargestellt.

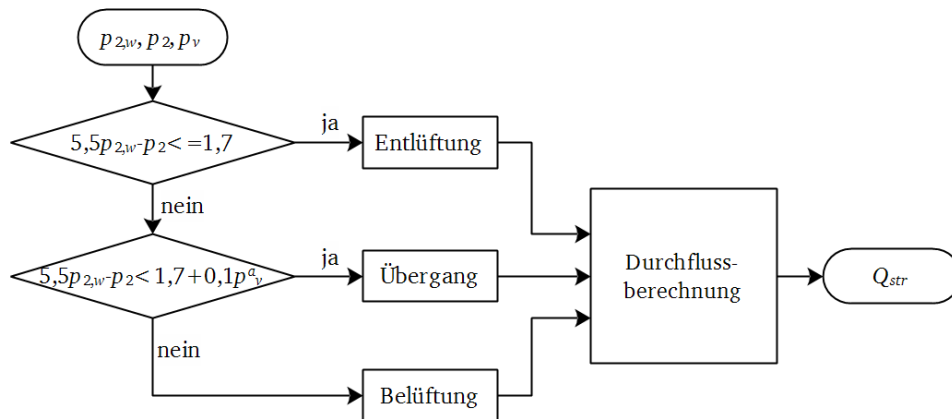


Abbildung 2-29: Flussdiagramm zur Modellbildung des Luftleistungsverstärkers

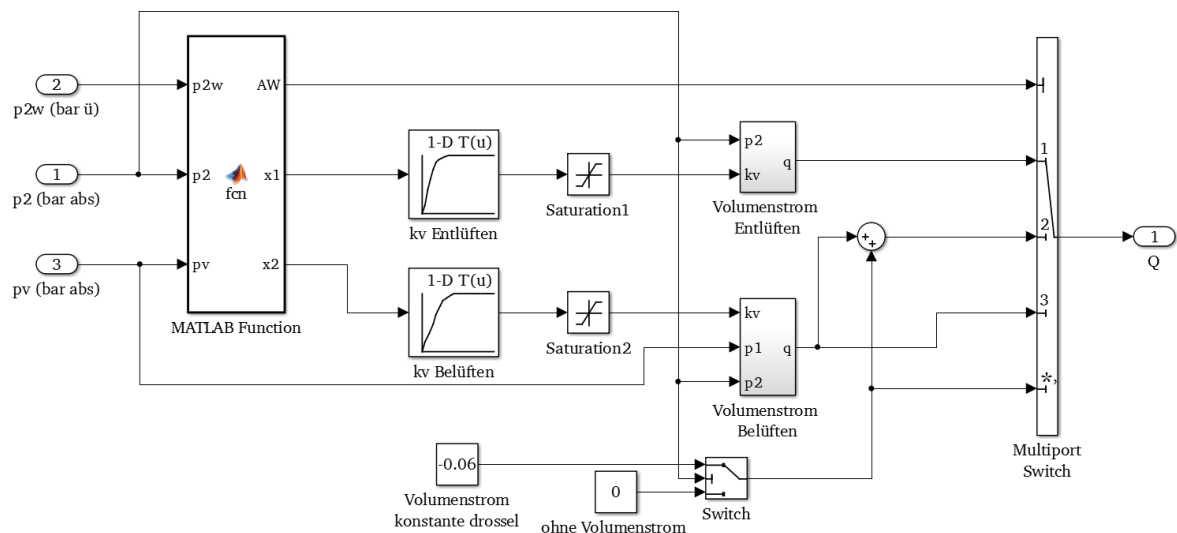


Abbildung 2-30: Simulink Modell – Luftleistungsverstärker im Stellungsregler

### 2.4.2 Modellbildung Stellgerät

Das Stellgerät wurde bereits in Kapitel 2.1.2 vorgestellt. In diesem Abschnitt wird auf die Modellierung des Stellgeräts eingegangen.

In Abbildung 2-31 sind alle auftretenden Kräfte an einem Stellgerät mit dem Antrieb ATO skizziert. Dabei fehlen die Kräfte, die vom Prozess auf den Ventilkegel ausgeübt werden. Diese Kräfte sind stark vom Prozessmedium, dem Betriebszustand und der Konstruktion des Ventilkegels abhängig. Daher lässt sich keine allgemeingültige Aussage über die Kräfte aus dem Prozess treffen.

Des Weiteren darf ein Stellgerät in der Regel vom Hersteller ausschließlich im Leerlauf getestet werden, da ein Test in der realen Anlage untypisch ist. Aus diesen Gründen wird der Einfluss des Mediums bei der Betrachtung bzw. Modellbildung des Stellgeräts in der Regel vernachlässigt.

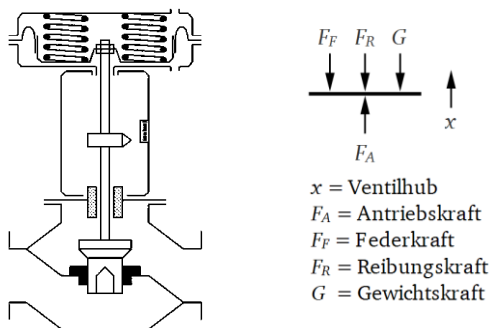


Abbildung 2-31: Die auf die Membran einwirkenden Kräfte

Das Kräftegleichgewicht ist in Gleichung (2.22) dargestellt. Die Antriebskraft ist das Produkt des effektiven Antriebsdrucks  $p_A$  und der effektiven Membranfläche  $A_M$ . Der effektive Druck bezieht sich auf die Druckdifferenz der zwei Kammern des Antriebs. Da die Federkammer in der Regel direkt mit der Atmosphäre verbunden ist, entspricht dieser effektive Druck dem Überdruck in der Druckluftkammer. Der Überdruck ist nach der idealen Gasgleichung (2.24) bestimmbar, wobei  $R$  der spezifische Gaskonstante,  $T$  die absolute Temperatur,  $V_0$  das Anfangsvolumen der Druckluftkammer,  $m_0$  die Anfangsmasse der Druckluft und  $W_A$  der dem Antrieb zugeführte oder aus dem Antrieb abgeführte Massenstrom ist. Die Feder im Antrieb ist mit einer Vorspannungskraft  $F_{F0}$  vorgespannt und linear abhängig von der Hubposition. Mit dem Federbereich des Antriebs  $[p_{null} \ p_{nenn}]$  lässt sich die Steifigkeit  $k$  ausrechnen (siehe Gleichung (2.1)).

$$m\ddot{x} = F_A - F_F - F_R - G \quad (2.22)$$

$$F_A = p_A A_M \quad (2.23)$$

$$p_A = RT \frac{m_0 + \int W_A dt}{V_0 + Ax} - 1 \quad (2.24)$$

$$F_F = kx + F_{F0} \quad (2.25)$$

Die Reibkraft ist dagegen etwas komplexer. Die Reibung entsteht hauptsächlich an der Stopfbuchspackung für Stellventile ohne Druckentlastung. Die Stopfbuchspackung besteht aus

mehreren Dichtringen und dient dazu, dass der Raum zwischen dem ruhenden Gehäuse und der fahrenden Kegelstange nach außen abgedichtet wird. Zusätzlich wird Schmiermittel aus verschiedenen Substanzen zur Verminderung von Reibung und Verschleiß sowie zur Vermeidung von Leckage verwendet.

Für die Ventile mit Druckentlastung sind zusätzliche Dichtungen erforderlich, die zur Vergrößerung der Reibung führen. In der vorliegenden Arbeit stehen die Stellventile mit Druckentlastung nicht im Mittelpunkt, da die Druckentlastung in der Praxis meist als eine Sonderkonstruktion betrachtet wird. Im Folgenden wird daher nur auf die Untersuchung der Reibkraft und des Reibmodells der Stellventile ohne Druckentlastung näher eingegangen.

Zur Modellierung der Reibkraft sind verschiedene Ansätze üblich. Das klassische Reibmodell beschreibt die nach dem deutschen Ingenieur *Richard Stribeck* (1861-1950) benannte Stribeck-Kurve, wie in Abbildung 2-32 (a) dargestellt. Im Bereich I und III herrschen jeweils die Festkörperreibung und die Flüssigkeitsreibung. Dazwischen im Übergangsbereich II ist die Mischreibung.

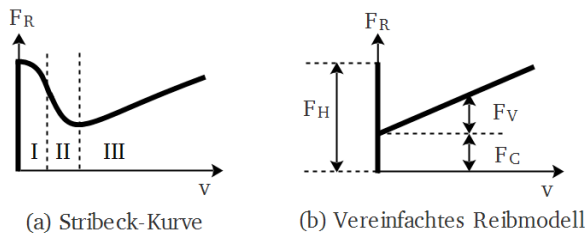


Abbildung 2-32: Reibmodelle

Gleichung (2.26) beschreibt die Stribeck-Kurve mit der Stribeck-Geschwindigkeit  $v_s$ , bei der die minimale Reibkraft erreicht wird.  $F_H$  steht für die Haftreibung, welche einem Widerstand gegen eine Relativbewegung entspricht. Die coulombsche Reibkraft  $F_C$  ist proportional zur Normalkraft  $F_N$  und nur von der Richtung der Geschwindigkeit  $v$  abhängig. In den meisten Fällen ist die Haftreibung größer als die coulombsche Reibkraft.  $F_V$  ist die viskose Reibkraft, welche durch die Viskosität der Flüssigkeit, wie z. B. Schmiermitteln oder Prozessmedien entsteht. Wie in Gleichung (2.28) dargestellt, hängt die viskose Reibkraft von der Geschwindigkeit  $v$  und dem Reibungskoeffizient  $d$  ab.

$$F_R = F_C + \frac{F_H - F_C}{1 + (v/v_s)^2} + F_V \quad (2.26)$$

$$F_C = \text{sgn}(v) \cdot \mu F_N \quad (2.27)$$

$$F_V = dv \quad (2.28)$$

Eine Vereinfachung der Stribeck-Kurve stellt Abbildung 2-32 (b) dar. Dabei wird der Übergang zwischen der Haftreibung und der coulombschen Reibung vernachlässigt. Das vereinfachte diskrete Reibmodell enthält schließlich die Haftreibung, die coulombsche Reibung und die viskose Reibung, wie in Gleichung (2.29) beschrieben.  $F_E$  ist die Summe aller externer Kräfte außer Reibkraft.

$$F_R = \begin{cases} F_E & \text{wenn } v = 0 \text{ und } |F_E| < F_H \\ \text{sgn}(F_E) \cdot F_H & \text{wenn } v = 0 \text{ und } |F_E| \geq F_H \\ F_C + F_V & \text{wenn } v \neq 0 \end{cases} \quad (2.29)$$

In der vorliegenden Arbeit wird das vereinfachte Reibmodell implementiert. Es gibt zwei wesentliche Gründe dafür. Zum einen stellt eine genaue Ermittlung der Stribeck-Kurve aus messtechnischer Sicht eine große Herausforderung dar, insbesondere was den zeitlichen Aufwand betrifft. Zum anderen ist eine präzise Ermittlung der Reibung unnötig. Einerseits ist jedes Stellgerät aufgrund der Abweichung der Produktion und der Montage einzigartig. Dadurch unterliegt die Reibkraft einer stochastischen Verteilung. Andererseits hat eine Abweichung der Reibkraft beispielsweise von 10 N gegenüber einer Abweichung des Antriebsdrucks von 10 mbar (umgerechnet auf eine Kraft von 140 N für einen 1400 cm<sup>2</sup>-Antrieb) nur einen geringen Einfluss. Daher reicht die Vereinfachung des Reibmodells für die Modellbildung des gesamten Stellgerätes aus.

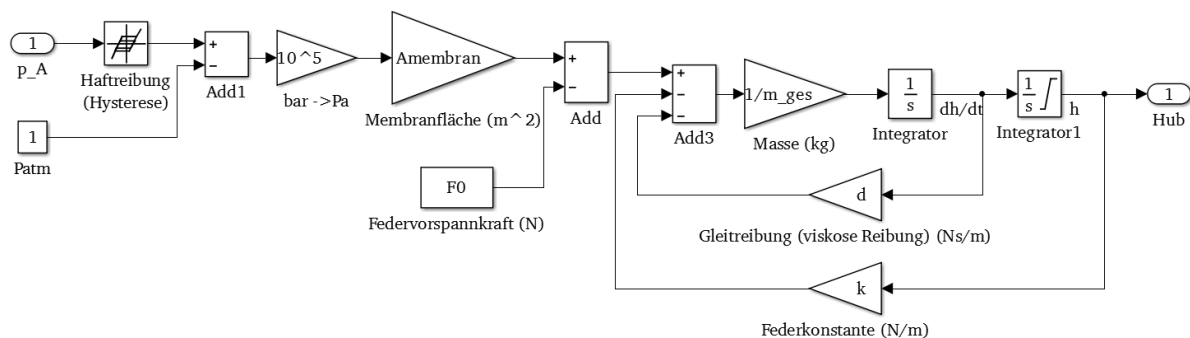


Abbildung 2-33: Simulink Modell (V1) des Stellgeräts

In Abbildung 2-33 ist das ursprünglich vorliegende Simulink Modell (mit „V1“ bezeichnet) zu sehen. Dabei lässt sich die Haftreibung gemäß der Gleichung (2.2) mit den empirischen Reibungsbeiwerten bestimmen. Der viskose Reibungskoeffizient wurde durch die Gleichung (2.30) grob abgeschätzt, wobei  $d_k$  der Kegelstangendurchmesser ist. Außerdem unterscheiden sich die coulombsche Reibung von der Haftreibung nicht.

$$d = 1000d_k \quad (2.30)$$

Um das alte Modell des Stellgerätes zu bewerten, werden zuerst Validierungsmessungen an einem Stellgerät (Ventil DN200, Antrieb 3271-1400 cm<sup>2</sup>) durchgeführt. Damit der Einfluss der Reibung auf das Schwingungsverhalten anschaulich demonstriert wird, wird ein Booster angebaut, dessen Bypassdrossel komplett geschlossen ist. Des Weiteren wird der Antriebsdruck gemessen und als Eingangsgröße für das Teilmodell des Stellgeräts verwendet. Dadurch lassen sich die Einflüsse sämtlicher Anbaugeräte ausschließen.

Abbildung 2-34 zeigt zwei Validierungsergebnisse für die Sprungantworten jeweils von 0% auf 30% und von 100% auf 70%. Es ist zu sehen, dass der Hub in der Simulation deutlich stärker gedämpft wird als in der Realität. Außerdem ergibt sich eine Zeitverzögerung von ca. 0,13 s im An- bzw. Abstiegsbereich der Simulation gegenüber der Messung.

Daraus lässt sich schlussfolgern, dass das alte Modell des Stellgerätes fehlerhaft ist und die Reibkräfte bzw. das Reibmodell die wesentliche Fehlerquelle sind.



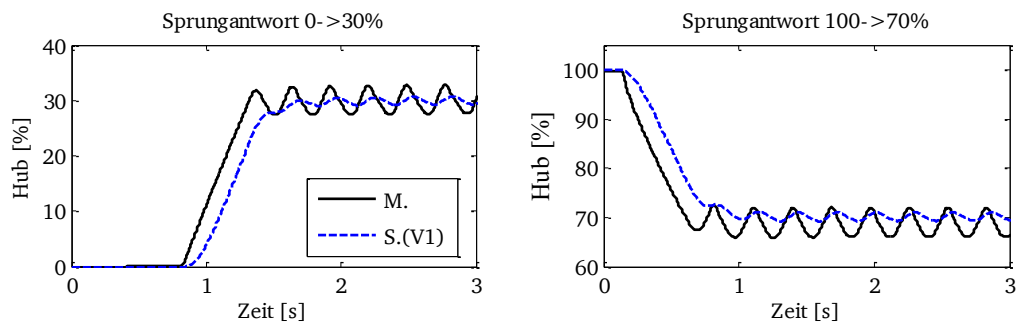


Abbildung 2-34: Validierung des Stellgeräts mit dem Modell (V1)

Im nächsten Schritt steht die Ermittlung der Reibkräfte im Mittelpunkt. Im Folgenden werden die Prinzipien zur Ermittlung der coulombschen Reibung, der viskosen Reibung sowie der Haftreibung vorgestellt.

Nach der Zusammenfassung der Gleichungen (2.22)-(2.25) sowie (2.27)-(2.29) ergibt sich die neue Systemgleichung (2.31) für ein dynamisches Stellgerät. Für eine unbeschleunigte gleichmäßige Bewegung entfällt die linke Seite der Gleichung (2.31). Durch Vergleich der Bewegung verschiedener Geschwindigkeit ( $v_1, v_2$ ) bei der gleichen Ventilstellung ( $x_1 = x_2$ ) erhält man dann die Gleichung (2.32).

$$m\ddot{x} = p_A A_M - (kx + F_{F0}) - F_C - dv - G \quad (2.31)$$

$$F_{C1} - F_{C2} = (p_{A1} - p_{A2})A_M - d(v_1 - v_2) \quad (2.32)$$

Der Antriebsdruck lässt sich mit einem Drucksensor unmittelbar erfassen und die Geschwindigkeit lässt sich anhand der zeitlichen Ableitung der gemessenen Ventilposition bestimmen. Anhand der Messdaten lassen sich die coulombsche Reibung sowie der viskose Reibungskoeffizient ermitteln, wie in Tabelle 2-7 beschrieben. Es ist besonders darauf zu achten, dass sich die Geschwindigkeit im Bereich III der Stribeck-Kurve befinden muss, um zu einem plausiblen Ergebnis zu gelangen.

Tabelle 2-7: Ermittlung des viskosen Reibungskoeffizienten und der coulombschen Reibkraft

$v_1 \cdot v_2 > 0$	$v_1 \cdot v_2 < 0$
$F_{C1} = F_{C2}$	$F_{C1} = -F_{C2}$
$d = (p_{A1} - p_{A2})A_M / (v_1 - v_2)$	$F_{C1} = \frac{1}{2}((p_{A1} - p_{A2})A_M - d(v_1 - v_2))$

Ferner muss noch die Haftreibung bestimmt werden. Die Haftreibung wirkt gegen externe Kräfte und entspricht der Summe aller externen Kräfte zu dem Zeitpunkt, an dem ein Körper anfängt sich zu bewegen. Eine theoretische Berechnung nach Gleichung (2.2) und (2.3) benötigt genaue Informationen über die Parameter der Stopfbuchspackungen, die unbekannt und schwer zu ermitteln sind. Daher ist es sinnvoll, die Haftreibung experimentell zu ermitteln.

Statt einer direkten Ermittlung der Haftreibung wird vorab die Differenz zwischen der Haftreibung und der coulombschen Reibung messtechnisch ermittelt. Abbildung 2-35 zeigt

beispielsweise die Messergebnisse einer Sprungfolge mit dem Amplitudenabstand von 10%. Zur Ermittlung der Haftreibung wird die Hubposition über dem gemessenen Antriebsdruck  $p_A$  dargestellt.

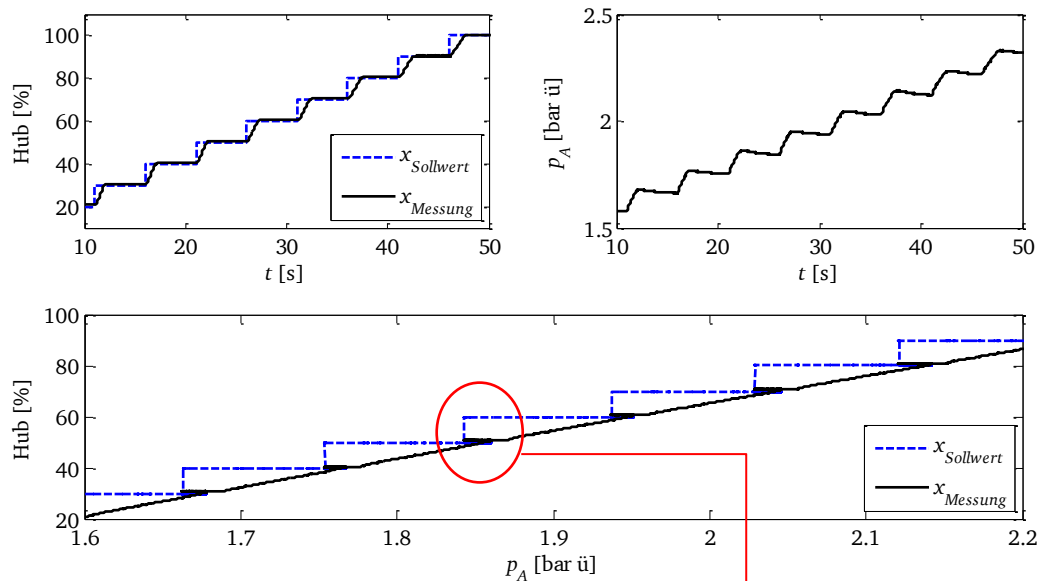


Abbildung 2-35: Messergebnisse der Sprungfolge von [10% 20% ... 100%]

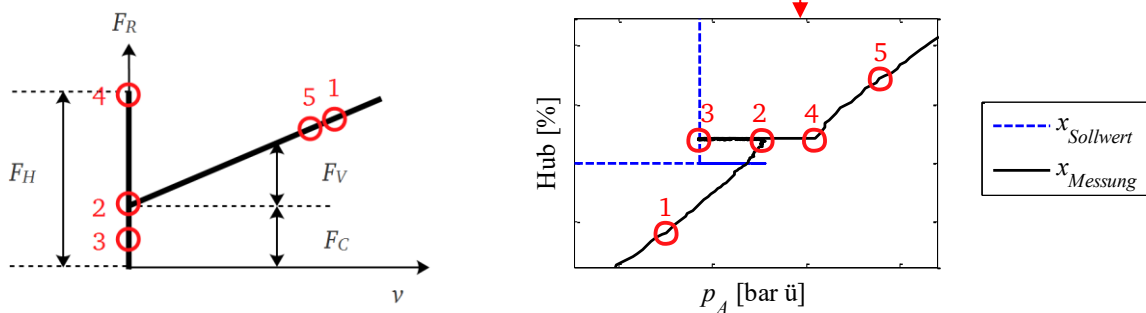


Abbildung 2-36: Ermittlung der Haftreibung

Die Vorgehensweise lässt sich anhand eines einzelnen Sprungs aus der Sprungfolge erklären, wie in Abbildung 2-36 dargestellt.

Zum Zeitpunkt 1 fährt das Ventil hoch. Zu dem nächsten Zeitpunkt 2 kommt es zum Stillstand und kurz davor dominiert die coulombsche Reibung. Bleibt das Ventil bis zum nächsten Sprung in Ruhe, verringert sich die Reibkraft mit abnehmendem Antriebsdruck bis zu Punkt 3. Anschließend erfolgt eine neue Sollwertvorgabe. Bevor das Ventil wieder in Bewegung kommt, muss die Haftreibung zum Zeitpunkt 4 überwunden werden und danach fährt das Ventil zu Punkt 5.

Vom Zeitpunkt 2 bis 4 bleibt die hubproportionale Federkraft unverändert. Durch Vergleich der Systemgleichung (2.22) zum Zeitpunkt 2 und 4 ergibt sich die Differenz zwischen der Haftreibung und der coulombschen Reibung in Gleichung (2.33).

$$F_H - F_C = (p_{A4} - p_{A2})A_M \quad (2.33)$$

Nach der Erläuterung der Reibkräfte und der messtechnischen Prinzipien zu deren Ermittlung erfolgt die Auswahl der zu messenden Stellgeräte. Wie vorher bereits erwähnt leistet die Stopfbuchspackung einen wesentlichen Beitrag zu der gesamten Reibung eines Stellgeräts ohne Druckentlastung. Je nach Ventiltyp und ihren Anwendungen kommen die Stopfbuchspackungen mit verschiedenen Bauarten und Materialien zum Einsatz.

In der Praxis werden die Packungen in reinen PTFE und PTFE-Compounds aufgrund der vielseitigen Vorteile bevorzugt. Dazu zählen unter anderem schwere Entflammbarkeit, chemische Beständigkeit, niedrige Reibungskoeffizienten und Alterungs- und Strahlungsbeständigkeit [20]. In Ausnahmefällen werden Graphit-Packungen verwendet, falls PTFE-Packungen nicht einsetzbar sind, beispielsweise bei tiefer und hoher Temperatur. Als Nachteil hat die Graphit-Packung eine deutlich größere Reibung und zeigt öfter Stick-Slip-Effekte als eine PTFE-Packung.

Da mindestens über hundert verschiedene Packungen existieren, ist eine vollständige Untersuchung aller Stopfbuchspackungen im Rahmen dieser Arbeit unrealistisch. Deshalb werden im Folgenden vier häufig verwendete Packungen ausgesucht und an vier Ventilen verschiedener Größen (SAMSON Bauart 240) eingebaut. Die jeweiligen Informationen sind der Tabelle 2-8 zu entnehmen.

Tabelle 2-8: Prüflinge zur Messung der Reibungen von Stellgeräten

Prüfling	DN	Packung	Antrieb	$d_k$ [mm]
1	50	Standard – Packungssatz 1120-2404	3277(350cm <sup>2</sup> -15mm)	10
2	50	Form D – Packungssatz 1120-2962	3277(350cm <sup>2</sup> -15mm)	10
3	100	Form D – Packungssatz 1120-3067	3277(700cm <sup>2</sup> -30mm)	16
4	200	Zeletec 4000	3271(1400cm <sup>2</sup> -60mm)	40

Die Eigenschaften der ausgewählten Packungen [21] sind im Folgenden aufgelistet:

- Form Standard (Temperaturbereich: –10 bis +220 °C)  
Selbstnachstellende federbelastete V-Ring-Packung aus PTFE-Kohle, die für Ventilmennweiten von DN 15 bis 150 einsetzbar ist. Für DN 200 bis 500 kommen selbstnachstellende Packungen aus PTFE-Compound und PTFE-Seide zum Einsatz.
- Form D (Temperaturbereich: –10 bis +220 °C)  
Federbelastete V-Ring-Packung aus PTFE-rein, vorwiegend für reine Medien geeignet, um Verunreinigungen durch Kohlenstoffpartikel zu vermeiden.
- Form ZELETEC 4000 (Temperaturbereich: –10 bis +220 °C)  
Selbstnachstellende federbelastete Packung aus PTFE-rein mit zwei dazwischenliegenden V-Ringen aus Perfluorelastomer für Nennweiten ab DN 200. Die wartungsfreie Packung ist besonders geeignet für schwer zugängliche Ventile, die eine hohe Dichtheit aufweisen müssen.

Die ausführlichen Messaufbauten und Messpläne für jedes Ventil sind in Anhang A7 zu finden. In Tabelle 2-9 sind die Messergebnisse zusammengefasst. Zum Vergleich werden die empirischen Reibkräfte im Modell (V1) nach Gleichung (2.2) bestimmt und in Tabelle 2-9 ebenfalls aufgelistet.

Tabelle 2-9: Messtechnisch ermittelte Reibkräfte und empirische Reibkräfte im Modell (V1)

Prüfling	$F_C$ [N]	$d$ [Ns/m]	$F_H$ [N]	$F_C/F_H^*100\%$	$F_C, F_H(V1)$ [N]	$d(V1)$ [Ns/m]
1	55	3000	85	65%	50	10000
2	69	3600	100	69%	50	10000
3	100	7500	140	71%	80	16000
4	294	7000	406	72%	402	40000

Die grafische Darstellung in Abbildung 2-37 veranschaulicht, dass die gemessenen Haftreibungen in grün etwas höher als die empirischen Werte in grau für die Prüflinge 1, 2 und 3 sind. Für den Prüfling 4 sind die gemessene und empirische Haftreibung jedoch fast identisch. Dagegen zeigt sich ein signifikanter Unterschied bzgl. der viskosen Reibungskoeffizienten. Die Messdaten in grün sind deutlich kleiner als die Reibungskoeffizienten des Modells (V1) in grau. Außerdem liegt das Verhältnis zwischen der coulombsche Reibung und der Haftreibung für alle Prüflinge bei ca. 2/3.

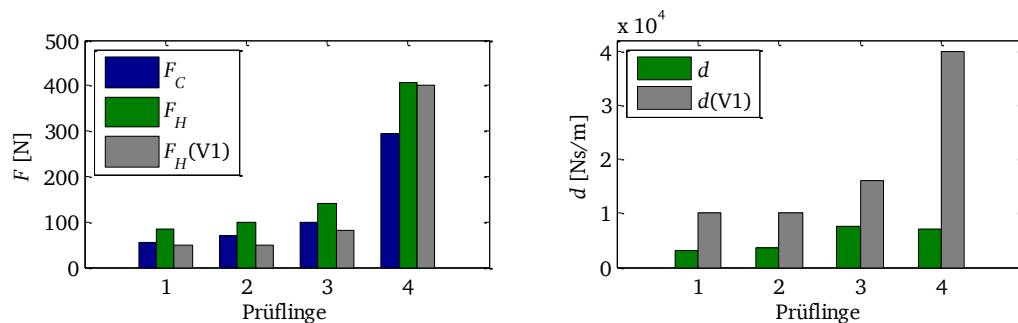


Abbildung 2-37: messtechnisch ermittelte Reibkräfte vs. empirische Reibkräfte

Für das Reibmodell wird eine Zustandssteuerung [22] implementiert. Es gibt prinzipiell zwei Zustände – Stillstand (ZS=1) und Bewegungszustand (ZS=2). Des Weiteren wird der Parameter „AS“ eingeführt, der beschreibt, ob sich das Ventil in einer Anschlagposition befindet. Am oberen Anschlag wird AS mit dem Wert 1 belegt und am unteren Anschlag mit dem Wert -1. Findet kein Anschlag statt, ist AS gleich 0. In der Zustandssteuerung wird damit zusätzlich der mechanische Anschlag berücksichtigt.

Eine ausführliche Definition findet man in Tabelle 2-10. Im Stillstand wird die Summe sämtlicher Kräfte auf null gesetzt. Hingegen ergibt sich die Bewegungsgleichung (2.34) für ein Ventil im Bewegungszustand, wobei  $F_G$  in (2.35) angegeben ist.

$$m\ddot{x} = F_G \quad (2.34)$$

$$F_G = F_E - F_C - F_V \quad (2.35)$$

Tabelle 2-10: Zustandssteuerung für die Modellbildung des Stellgeräts (ATO)

ZS	AS=1	AS=0	AS=-1
1 (Stillstand)	$-F_E \leq F_H$	$v = 0 \ \& \  F_E  \leq F_H$	$F_E \leq F_H$
		$v \neq 0$	
2 (Bewegungszustand)	$-F_E > F_H$	oder	$F_E > F_H$
		$v = 0 \ \& \  F_E  > F_H$	

Abbildung 2-38 zeigt das Modell des Stellgeräts einschließlich des Druckaufbaus im Antrieb nach Gleichung (2.24) und des Reibmodells nach Gleichung (2.29). Falls der Zustand von 2 zu 1 wechselt, wird die Geschwindigkeit des Ventils  $x'$  (der Output der Integration a), durch das Signal „reset“ (reset=ZS-1) auf null zurückgesetzt.

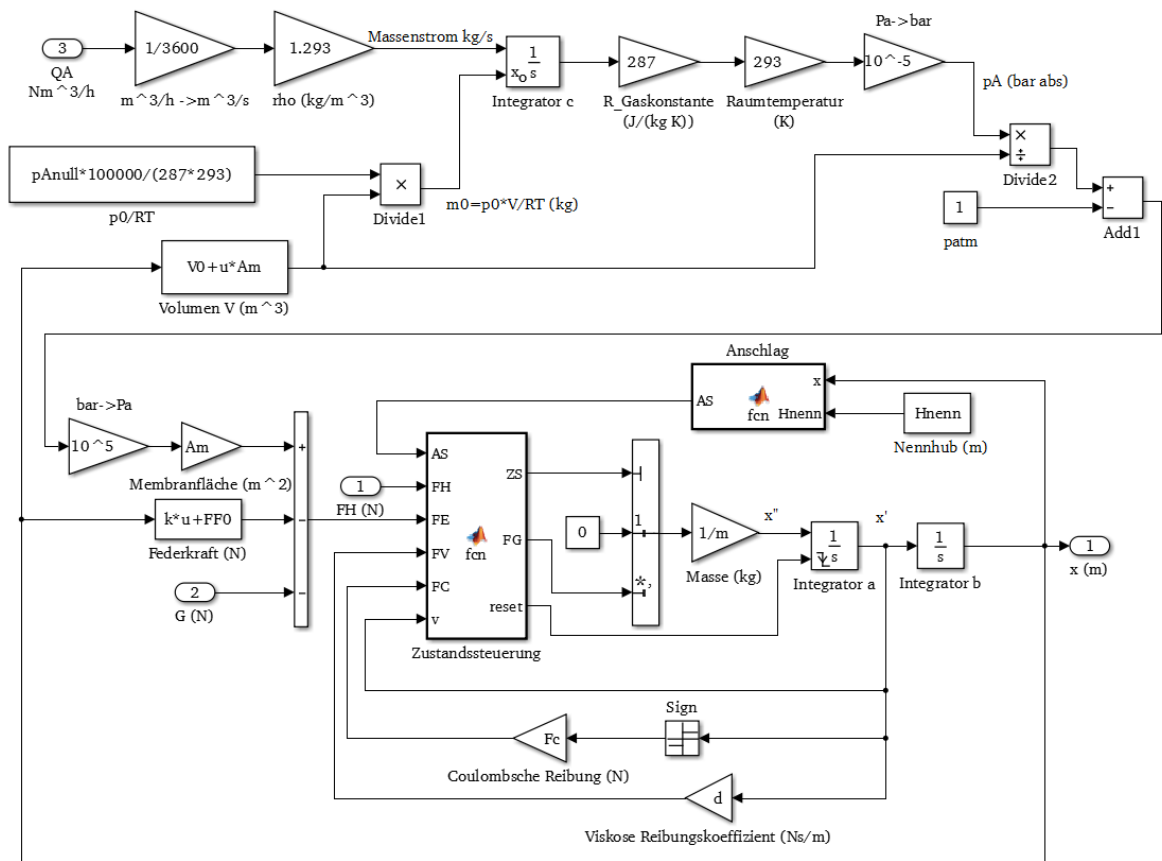


Abbildung 2-38: Simulink Modell des Stellgeräts

### 2.4.3 Modellbildung Booster

In diesem Abschnitt wird auf die Modellbildung des Boosters SAMSON Typ 3755 eingegangen. In Kapitel 2.1.4 wurde die Konstruktion des Boosters 3755 bereits vorgestellt und seine Arbeitsweise ausführlich erklärt. Die wesentliche Aufgabe eines Boosters besteht darin, einen großen Massenstrom (Bypass-Strom  $W_{BPD}$  + Hauptstrom  $W_H$ ) als Ausgangsgröße durch einen kleinen Massenstrom (Signalstrom  $W_S$ ) als Eingangsgröße zu erzielen.

Die Gleichungen (2.36) bis (2.41) beschreiben den prinzipiellen Zusammenhang zwischen verschiedenen Kenngrößen des Boosters sowie zwischen dem Booster und anderen pneumatischen Komponenten.

$$W_S = f_1(p_S, \text{Stellungsregler}) \quad (2.36)$$

$$W_H = f_2(p_V, p_A, p_S) \quad (2.37)$$

$$W_{BPD} = f_3(p_S, p_A, U_{BPD}) \quad (2.38)$$

$$p_S = f_4(W_S - W_{BPD}) \quad (2.39)$$

$$p_A = f_5(W_H + W_{BPD}, \text{Antrieb}) \quad (2.40)$$

$$p_V = f_6(W_H, \text{Zuluftregler}) \quad (2.41)$$

Zur Veranschaulichung werden diese Beziehungen zwischen Massenströmen und Drücken in Abbildung 2-39 grafisch dargestellt. Jeder Pfeil weist darauf hin, welche Größe eine Auswirkung auf eine andere Größe hat. Es ist ersichtlich, dass sich  $W_H$  und  $p_A$ ,  $W_{BPD}$  und  $p_S$  sowie  $W_H$  und  $p_V$  gegenseitig beeinflussen. Die Einstellung der Bypassdrossel  $U_{BPD}$  spielt ebenfalls eine entscheidende Rolle für die Durchflussberechnung  $W_{BPD}$ . Der Zuluftdruck  $p_V$  ist sowohl vom Druckregler selber als auch von dem durch den Druckregler strömenden Durchfluss abhängig. Der Ausgangsdruck  $p_A$  ergibt sich in Zusammenwirken mit dem dahinter angeschlossenen Gerät, welches zumeist der Antrieb ist.

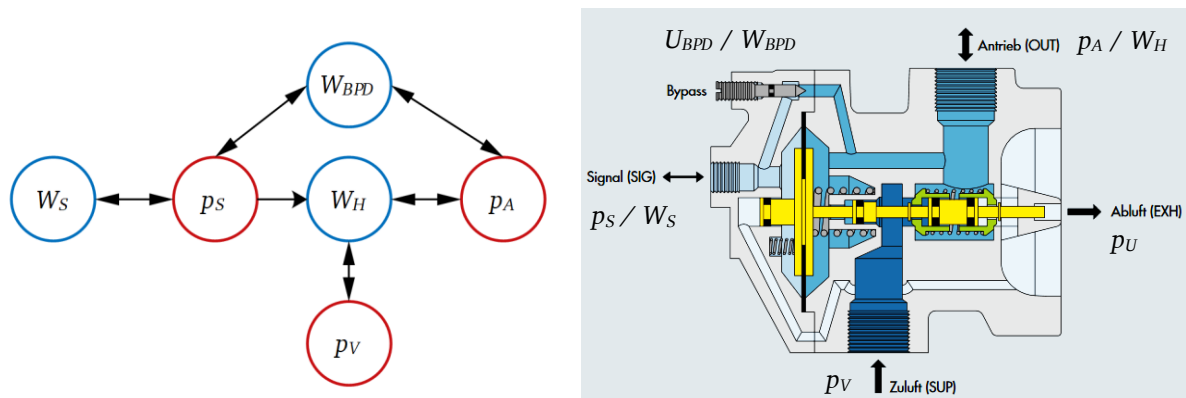


Abbildung 2-39: Wechselseitige Beziehungen zwischen den physikalischen Größen des Boosters

Der Massenstrom lässt sich im Allgemeinen mit Gleichung (2.42) berechnen, wobei  $Q_S$  der Normvolumenstrom ist.

$$W = 1,293 * Q_S \quad (2.42)$$

Analog zur Modellbildung des internen Luftleistungsverstärkers im Stellungsregler lässt sich der Normvolumenstrom wiederum mit Gleichung (2.19) berechnen, wobei die  $K_V$ -Werte und  $x_T$ -Wert wieder messtechnisch ermittelt werden.

In der Arbeit [9] wurden zum ersten Mal die  $K_V$ -Kennlinien für den SAMSON Booster 3755 experimentell ermittelt. Damals wurde der gesamte Massenstrom ( $W_H + W_{BPD}$ ) mit unterschiedlichen Einstellungen der Bypassdrossel gemessen. Zuerst ließen sich die  $K_V$ -Kennlinien für den Hauptstrom mit der geschlossenen Bypassdrossel ( $U_{BPD} = 0$  U) ermitteln.

Durch Vergleich der  $K_v$ -Kennlinien der geöffneten und geschlossenen Bypassdrossel ergaben sich schließlich die  $K_v$ -Werte der Bypassdrossel verschiedener Einstellungen. Erst später wurde festgestellt, dass das Modell von der Realität weit abwich.

Aus diesem Grund wurde der Booster 3755 in der Arbeit [10] erneut untersucht, indem die Bypassdrossel jeweils mit und ohne Hauptstrom gemessen und betrachtet wurde. Dazu wurden  $K_v$ -Kennlinien und  $x_T$ -Werte für verschiedene Drosselstellungen genau ermittelt. Außerdem wurde bewiesen, dass der Bypass-Strom  $W_{BPD}$  unabhängig vom Hauptstrom  $W_H$  ist und sich die beiden Ströme zur Modellbildung dadurch einfach addieren lassen. Mit den neuen Bypass-Kennlinien wurde ein deutlich verbessertes Simulationsergebnis für das Belüften erzielt. Für das Entlüften war aber weiterhin eine nennenswerte Abweichung zwischen Simulation und Messung vorhanden. Demzufolge wurde in der Arbeit vorgeschlagen, die Hauptstrom-Kennlinien erneut zu überprüfen, insbesondere für den Entlüftungsvorgang.

Um die Hauptstrom-Kennlinien genau zu messen, wird der Booster so umgebaut, dass der auf die Membran wirkende Druck unabhängig von der Ausgangsseite einstellbar ist und ein Wegsensor direkt am Doppelkegel verbunden ist. Dadurch wird der  $K_v$ -Wert über die Position der Doppelkegel unmittelbar erfasst (siehe Abbildung 2-40 links). Der Messaufbau und die Vorgehensweise werden in Anhang A6 ausführlich beleuchtet.

Der gesamte Hub beträgt 6,2 mm. Davon ist der Hub von -2,65 mm bis 0 mm für Belüften verantwortlich und der verbleibende Hub bewerkstelligt das Entlüften. Die maximalen  $K_v$ -Werte für Belüften und Entlüften sind jeweils 2,36  $\text{m}^3/\text{h}$  und 2,16  $\text{m}^3/\text{h}$ , welche deutlich höher im Vergleich zum Luftleistungsverstärker im Stellungsregler (0,09  $\text{m}^3/\text{h}$  für Belüften und 0,14  $\text{m}^3/\text{h}$  für Entlüften) sind. Ferner zeigt sich ein fast linearer Zusammenhang zwischen dem  $K_v$ -Wert und der Kegelposition, wie in Abbildung 2-40 links gezeigt.

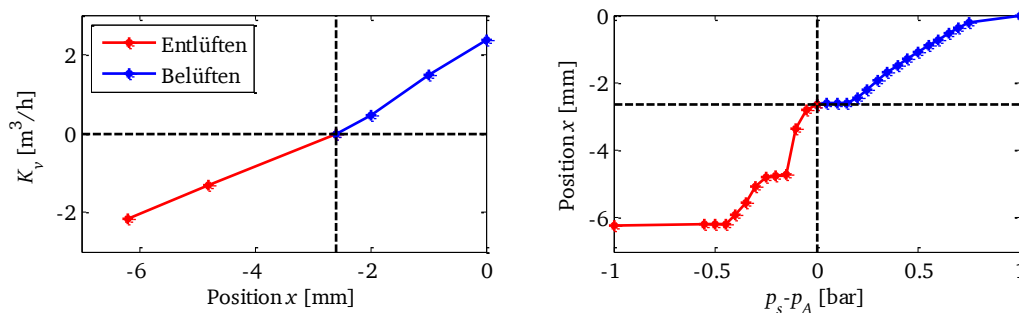


Abbildung 2-40: Booster-Kennlinie  $-(K_v, x)$  (links) und  $(x, p_s - p_A)$  (rechts)

Ein weiterer Versuch dient zur Ermittlung des Zusammenhangs zwischen der Kegelposition und der Druckdifferenz über der Membran. Die Ergebnisse sind in Abbildung 2-40 rechts zu sehen.

Im Entlüftungsbereich reagiert der Kegel sehr empfindlich gegenüber einer kleinen Änderung der Druckdifferenz  $p_s - p_A$  und spricht bei ca. 50 mbar an. Außerdem fällt besonders auf, dass der Kegel aufgrund der Konstruktion in der Position von ca. -4,75 mm stehen bleibt. Erst nach einer Erhöhung der Druckdifferenz von ungefähr 100 mbar setzt sich der Kegel wieder in Bewegung. Im Vergleich dazu fängt der Kegel bei einer Druckdifferenz von 150 mbar im Belüftungsbereich an sich zu bewegen und die Kegelposition steigt stets kontinuierlich mit zunehmender Druckdifferenz an.

Durch die Kombination der beiden Kennlinien in Abbildung 2-40 ergibt sich die endgültige  $K_V$ -Kennlinie über die Druckdifferenz  $p_s - p_A$  in Abbildung 2-41. Zusätzlich ist dort die im Modell (V1) implementierte Kennlinie zum Vergleich mit der neu gemessenen Kennlinie eingezeichnet. Der Unterschied zwischen der neuen und der alten Kennlinie im Entlüftungsbereich ist deutlich zu erkennen. Im Belüftungsbereich zeigt sich hingegen nur ein kleiner Unterschied.

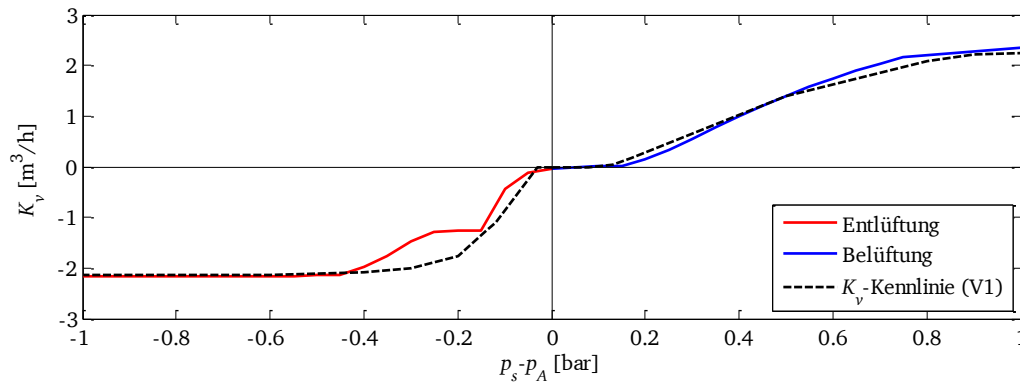


Abbildung 2-41:  $K_V$ -Kennlinie vom SAMSON Booster 3755

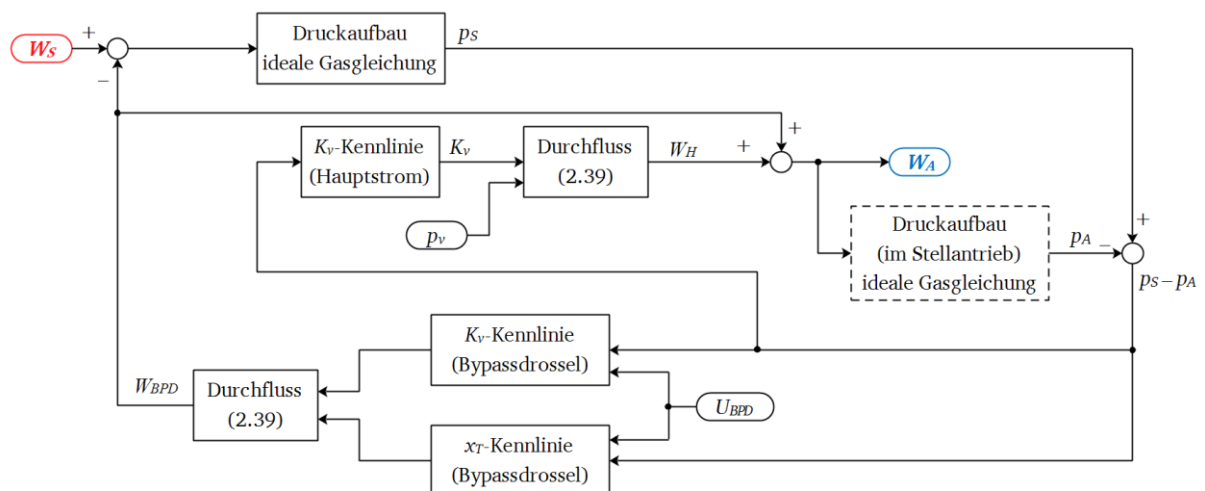


Abbildung 2-42: Modellstruktur – Booster

Die Modellstruktur des Boosters wird auf Basis der Forschungsergebnisse in [10] entwickelt und ist in Abbildung 2-42 dargestellt. Die Grundstruktur eignet sich nicht nur für den SAMSON Booster 3755, sondern ebenfalls für andere Luftleistungsverstärker oder Schnellentlüfter von Fremdherstellern, u. a. SMC, YTC und Norgren.

In Abbildung 2-43 ist das Simulink Modell des Boosters zu sehen. Mit dem Parameter „LLV“ lassen sich verschiedene Booster auswählen. Dadurch ist eine Erweiterung um weitere Booster einfach möglich. Die Einstellung der Bypassdrossel wird über den Parameter „U\_BPD“ vorgegeben.



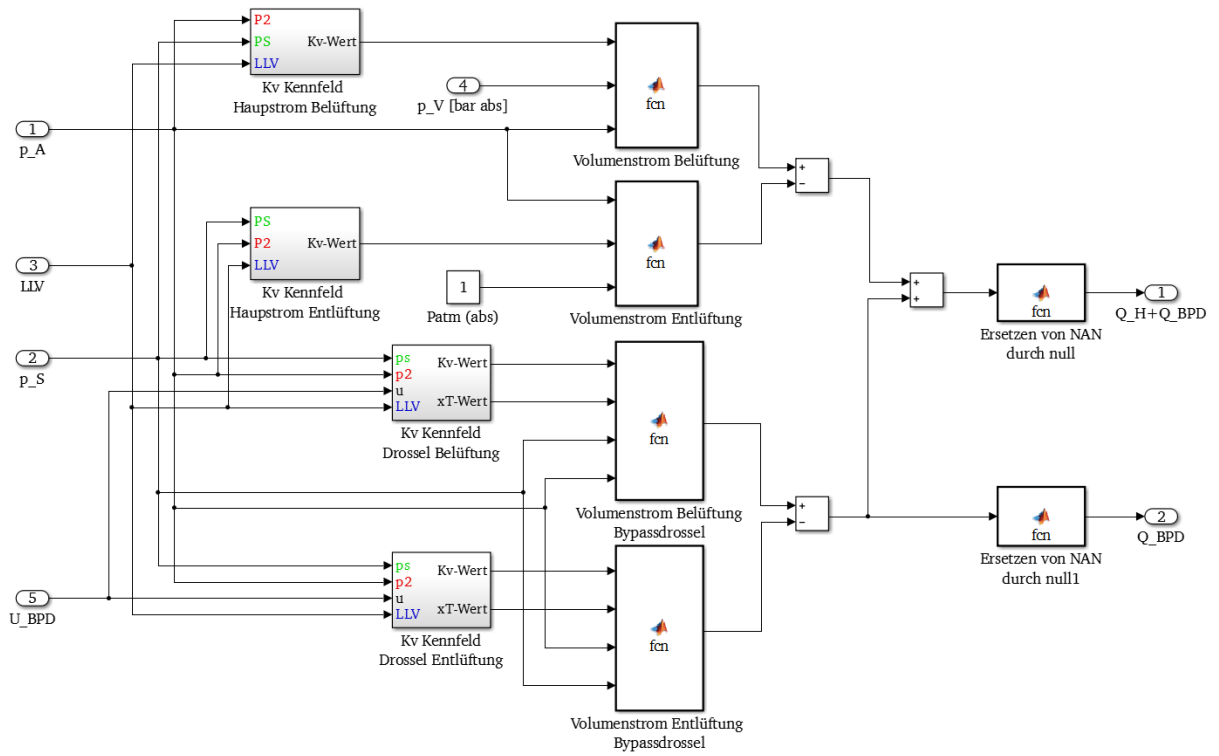


Abbildung 2-43: Simulink Modell – Booster

## 2.5 Experimentelle Validierung

In diesem Abschnitt werden zuerst die im letzten Kapitel vorgestellten Modelle des I/P-Wandlers, des internen Luftleistungsverstärkers und des Stellgeräts validiert. Hiermit ist sichergestellt, dass die einzelnen Modelle für sich funktionieren und das gewünschte Verhalten abbilden. Anschließend folgt die Validierung eines vollständigen Ventil-Hook-Ups, in dem das Stellgerät und mehreren Anbaugeräte zusammenspielen.

### 2.5.1 Validierung des I/P-Wandlers

Zur Validierung des I/P-Wandlers werden das Großsignal- und Kleinsignalverhalten getrennt betrachtet. Als erstes wird das Großsignalverhalten sowohl statisch als auch dynamisch simuliert und mit Messdaten verglichen.

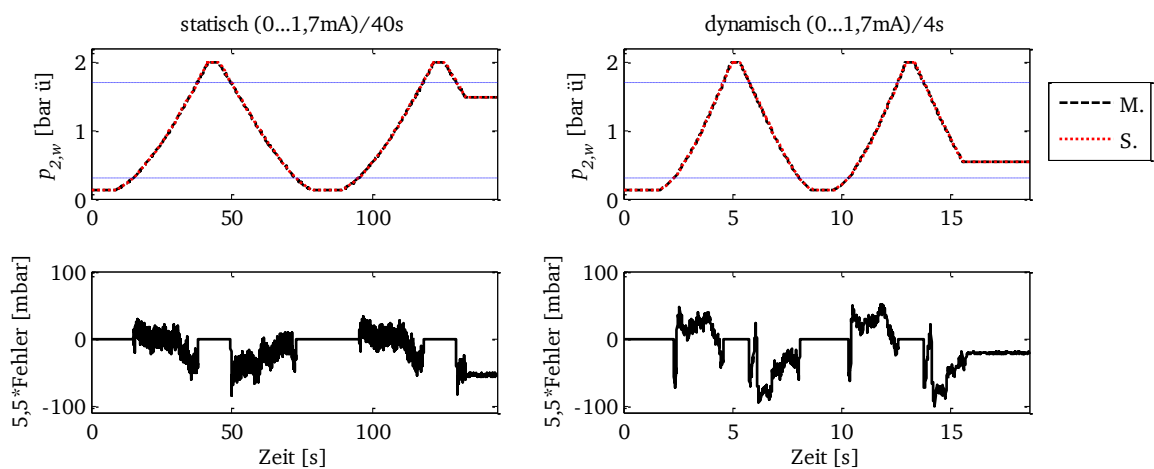


Abbildung 2-44: Validierung I/P-Wandler – Großsignalverhalten (M.=Messung, S.=Simulation)

Abbildung 2-44 stellt die Validierungsergebnisse für das Großsignalverhalten dar. Weil der Arbeitsbereich des I/P-Wandlers im Bereich von ca. 0,4 bis 1,55 bar ü liegt, lässt sich die Fehleranalyse auf den erweiterten Bereich von 0,3 bis 1,7 bar ü fokussieren. Die Messdaten (schwarz gestrichelte Linie) überlappen sich beinahe mit den Simulationsergebnissen (rot gepunktete Linie). Die Abweichung zwischen Messung und Simulation ist zwar im I/P-Wandler sehr klein (etwa 20 mbar), aber sie wird im nachfolgenden Luftleistungsverstärker um den Faktor 5,5 vergrößert. Wie in Abbildung 2-44 gezeigt, steigt der maximale absolute Fehler infolge der Fehlerfortpflanzung auf ca. 100 mbar an.

Danach folgt die Validierung des Kleinsignalverhaltens an zwei Beispielen, wie in Abbildung 2-45 dargestellt. Das erste Beispiel zeigt das Validierungsergebnis mit einem kleinen dreieckigen Anregungssignal ( $i_1 \dots i_2$ )/ $T = (1 \dots 1,2 \text{mA})/0,5 \text{s}$ . Der maximale Fehler tritt immer am Umkehrpunkt auf und beträgt ca. 140 mbar nach Multiplikation mit dem Faktor 5,5. Der stationäre Zustand weist einen statischen Fehler von ca. -85 mbar auf. Das zweite Beispiel mit dem Anregungssignal ( $i_1 \dots i_2$ )/ $T = (0,6 \dots 1 \text{mA})/0,5 \text{s}$  zeigt ein ähnliches Ergebnis. Der max. Fehler am Umkehrpunkt unter Berücksichtigung des Faktors 5,5 beträgt ca. 200 mbar. Der verbleibende Fehler ist 35 mbar.

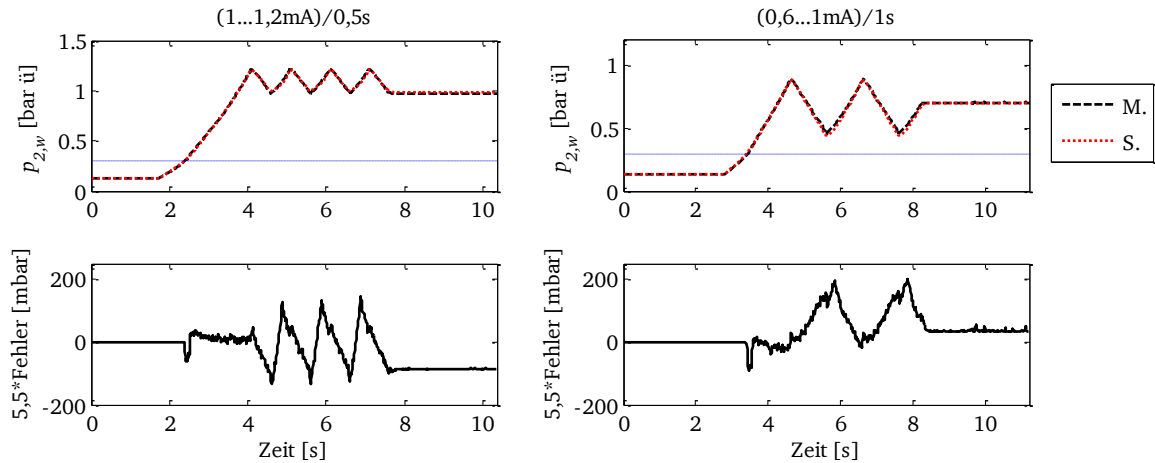


Abbildung 2-45: Validierung I/P-Wandler – Kleinsignalverhalten (M.=Messung, S.=Simulation)

Im Großen und Ganzen stimmen die Messdaten und die Simulationen sehr gut miteinander überein. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass das Modell des I/P-Wandlers die Realität ausreichend gut abgebildet hat.

### 2.5.2 Validierung des internen Luftleistungsverstärkers

Zur Validierung des internen Luftleistungsverstärkers werden die Messdaten vom Ausgangsdruck des I/P-Wandlers  $p_{2,w}$  und dem Zuluftdruck  $p_v$  in das Modell des LLVs eingegeben. Um den Ausgangsdruck  $p_2$  zu berechnen, muss noch der Druckaufbau in dem kleinen Stück Rohr zwischen dem LLV und dem Drucksensor nach der idealen Gasgleichung beschrieben werden, siehe Abbildung 2-46.

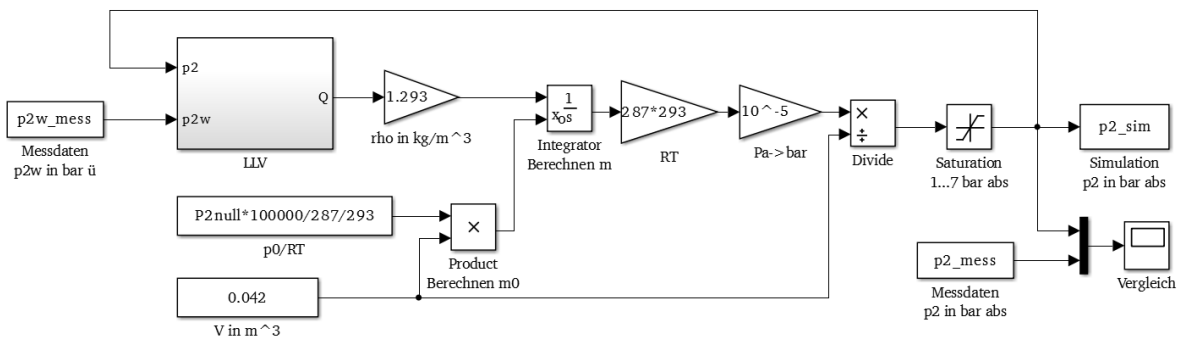


Abbildung 2-46: Validierungsmodell des internen Luftleistungsverstärkers

In Abbildung 2-47 werden zwei Validierungsergebnisse jeweils mit dem Großsignal (0...1,7mA)/4s und dem Kleinsignal (1...1,2mA)/0,5s dargestellt. Der Fehler ist allgemein sehr gering, maximal 130 mbar für das Großsignal und 200 mbar für das Kleinsignal.

Als nächstes werden noch realitätsrelevante Sprungantworten untersucht. Vier Sprungantworten (zwei große und zwei kleine Sprünge in beiden Richtungen – Belüften und Entlüften) werden in Abbildung 2-48 und Abbildung 2-49 gezeigt.

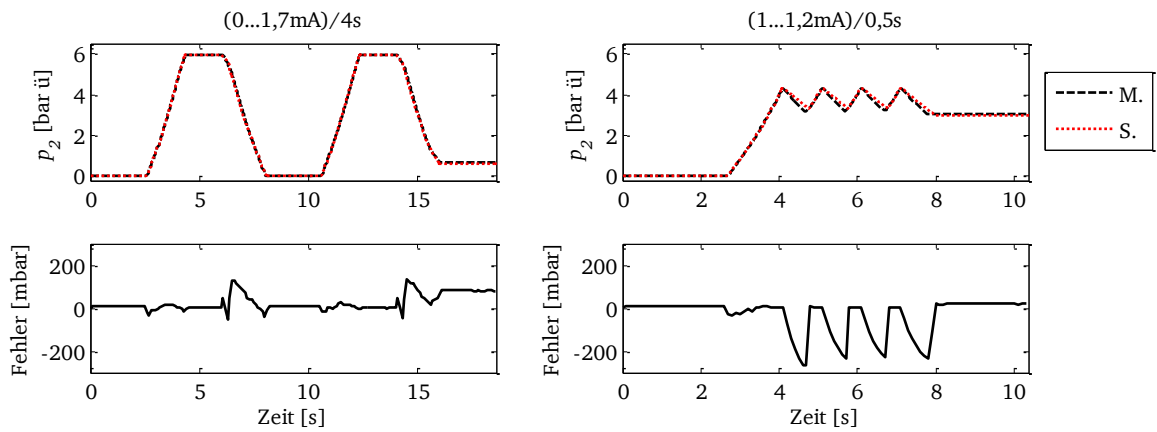


Abbildung 2-47: Validierung LLV – Großsignal und Kleinsignal (M.=Messung, S.=Simulation)

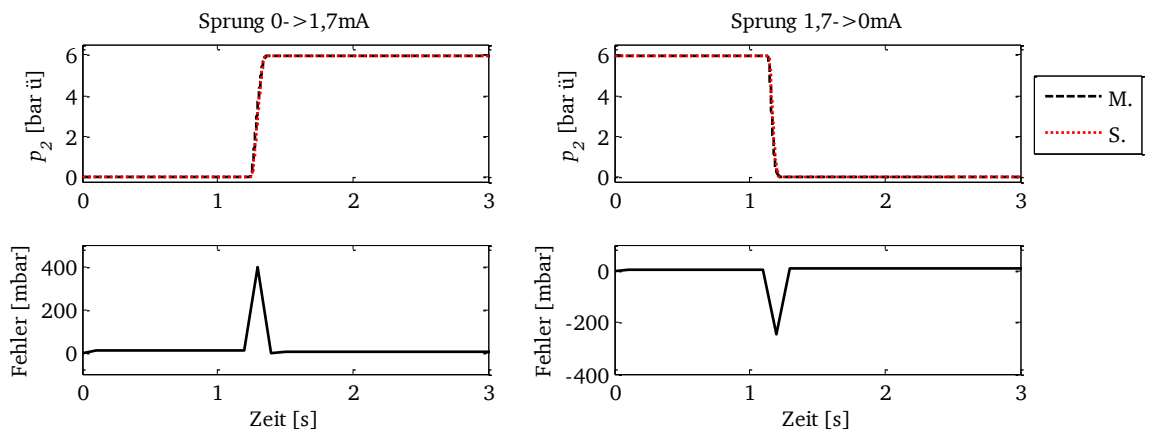


Abbildung 2-48: Validierung LLV – Sprungantwort (0-&gt;1,7mA und 1,7-&gt;0mA)

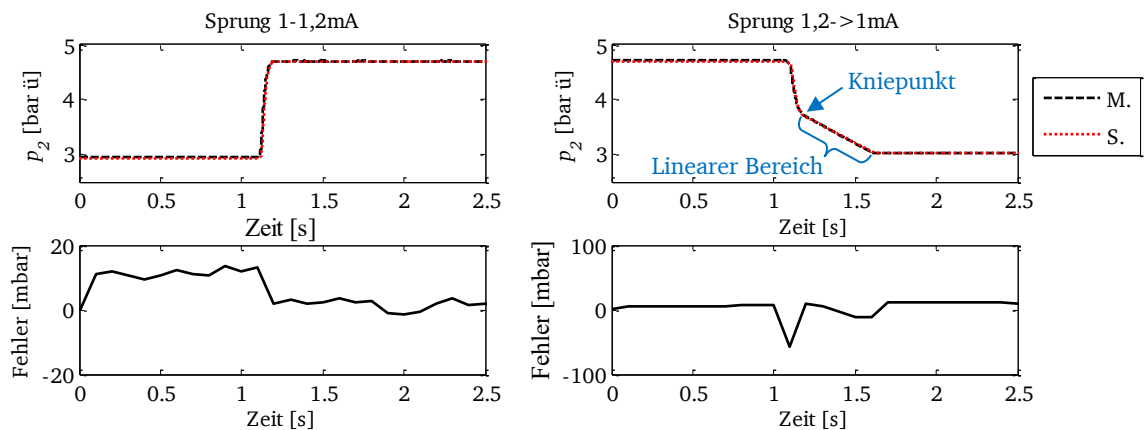


Abbildung 2-49: Validierung LLV – Sprungantwort (1→1,2mA und 1,2→1mA)

Die Simulation zeigt eine sehr gute Übereinstimmung mit der Realität. Insbesondere für die Entlüftung mit dem kleinen Sprung sind der Kniepunkt und der lineare Bereich (ab dem Kniepunkt bis zum stationären Zustand) sehr gut abgebildet, welche dem Übergang entspricht.

### 2.5.3 Validierung des I/P-Wandlers im Zusammenspiel mit dem internen LLV

Im Folgenden wird das Zusammenspiel des I/P-Wandlers und des internen LLVs untersucht und zugleich mit dem alten Modell (mit „V1“ gekennzeichnet) verglichen (siehe Abbildung 2-50).

Die Kennlinie ( $Y, P_s'$ ) im alten Modell beschreibt den Zusammenhang zwischen der Stellgröße  $Y$  und dem Ersatzdruck  $P_s'$ . Der Ersatzdruck  $P_s'$  ist der Wert, welcher sich im stationären Zustand am Ausgang des Stellungsreglers einstellt. Außerdem wurde diese Kennlinie lediglich beim Zuluftdruck von 5 bar ü aufgenommen. Anhand der aktuellen Messdaten (siehe Abbildung 2-24) konnte gezeigt werden, dass die Kennlinie ebenfalls vom Zuluftdruck abhängig ist.

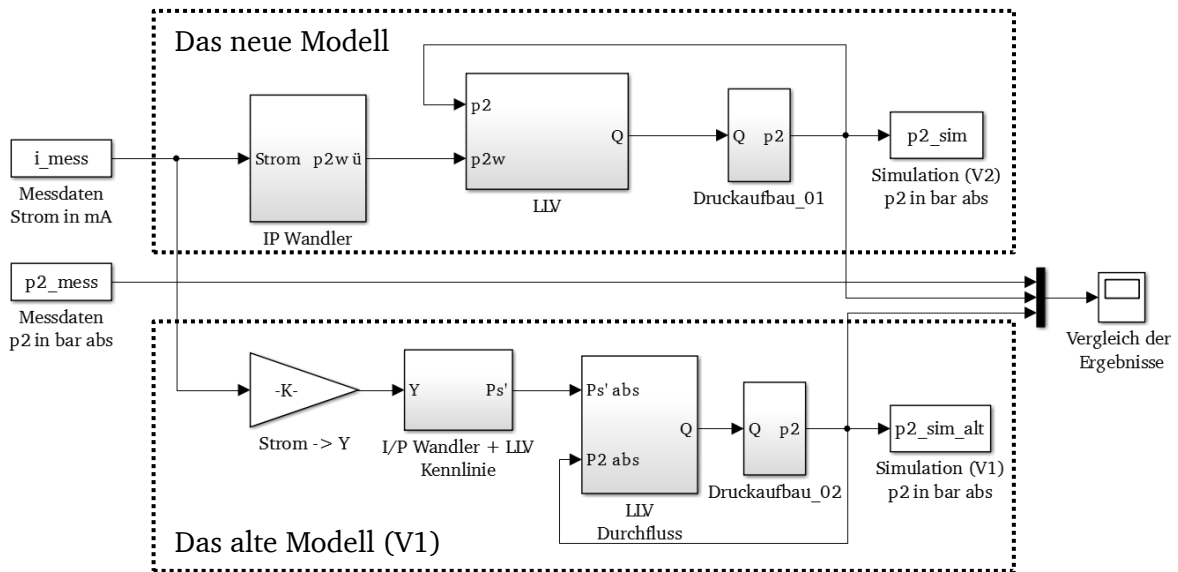


Abbildung 2-50: Das neue Modell vs. das alte Modell (V1) des I/P-Wandlers und des LLVs

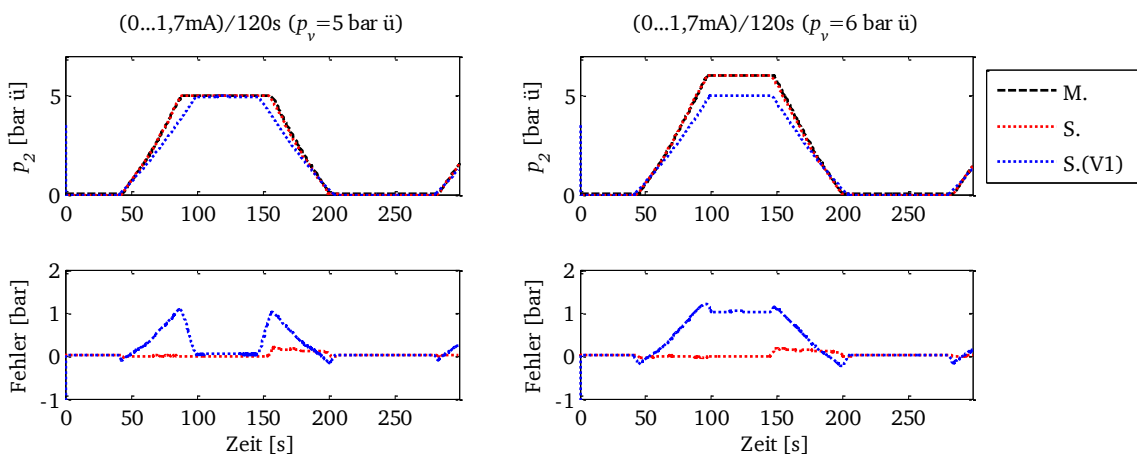


Abbildung 2-51: Validierung I/P-Wandler mit LLV durch Variation Zuluftdruck

Abbildung 2-51 zeigt zwei beispielhaftete Validierungen durch Variation des Zuluftdrucks jeweils von 5 und 6 bar ü. Die Simulationsergebnisse mit dem neuen Modell sind mit der rot gepunkteten Linie (S.) dargestellt. Die blau gepunktete Linie (S.(V1)) steht für die Simulation mit dem alten Modell (V1). Es ist offensichtlich, dass sich der Ausgangsdruck  $p_2$  im Modell (V1)

auf 5 bar  $\ddot{u}$  beschränkt. Demzufolge eignet sich das Modell (V1) nur für den Fall, wenn der Zuluftdruck kleiner gleich 5 bar  $\ddot{u}$  ist. Hingegen ist das neue Modell für einen beliebigen Zuluftdruck einsetzbar. Darüber hinaus verringert sich der Fehler deutlich und zwar von ca. 1 bar bei dem Modell (V1) auf ca. 200 mbar bei dem neuen Modell.

Des Weiteren werden noch zwei Validierungen zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens in Abbildung 2-52 dargestellt. Der maximale Fehler tritt wie immer am Umkehrpunkt auf. In Simulationen mit dem Modell (V1) bleibt der Druck  $p_2$  nach dem Umkehrpunkt jedoch für 0,4 s konstant. Der Grund dafür besteht darin, dass die gesamte Hysterese des I/P-Wandlers und des internen LLVs durch den Simulink-Block „Backlash“ im Modell (V1) interpretiert wurden und beim Umkehren das sogenannte „Deadband“ überwunden werden muss. Im Vergleich dazu ist das Verhalten beim Umkehren im neuen Modell realitätsnah abgebildet.

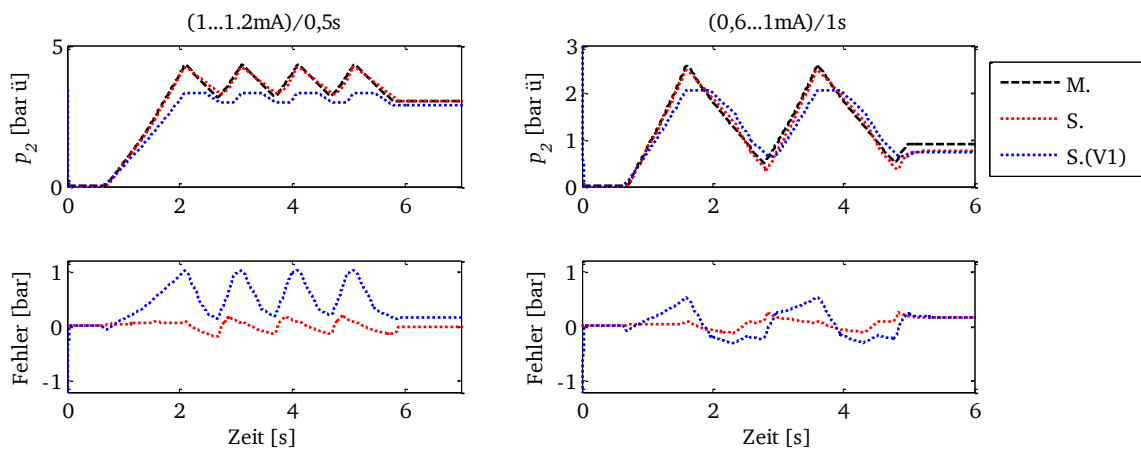


Abbildung 2-52: Validierung I/P-Wandler mit LLV – Dynamik

Insgesamt hat sich das Modell des I/P-Wandlers und des internen LLVs deutlich verbessert und stimmt nun mit der Realität gut überein. Jedoch ist erwähnenswert, dass baugleiche I/P-Wandler oder interne LLV durch eine gewisse Streuung in der Produktion nicht vollkommen identisch sind. Daher ist ein Fehler von 10% zwischen der Simulation und der Realität akzeptabel.

## 2.5.4 Validierung des Stellgeräts

Bereits in Kapitel 2.4.2 wurde festgestellt, dass der Fehler im Modell des Stellgeräts hauptsächlich aus der Reibung bzw. dem Reibmodell stammt. Anhand eines Validierungsbeispiels (siehe Abbildung 2-34) wurden sowohl Anstiegs- und Abstiegsverhalten als auch die auftretenden Dauerschwingungen verdeutlicht. Zum Vergleich wird eine Validierung des neuen Reibmodells an demselben Beispiel durchgeführt.

Abbildung 2-53 zeigt das aktuelle Simulationsergebnis (rot gestrichelte Linie) gegenüber der Simulation mit Modell (V1) (blau gestrichelte Linie) und den Messdaten (schwarz durchgezogene Linie). Zusätzlich werden die absoluten Fehler des Hubs mit dargestellt. Es ist eine signifikante Verbesserung der Simulationsergebnisse zu beobachten.

Einerseits fährt das Ventil in der aktuellen Simulation vor Beginn der Dauerschwingung deutlich schneller als in der früheren Simulation. Der aktuelle Fehler liegt innerhalb  $\pm 2\%$  für beide Sprünge, während der max. Fehler beim alten Modell ca.  $\pm 8\%$  beträgt. Der Grund dafür ist, dass die Reibkräfte wegen des reduzierten viskosen Koeffizienten und der Einführung der coulombschen Reibung deutlich geringer geworden sind.

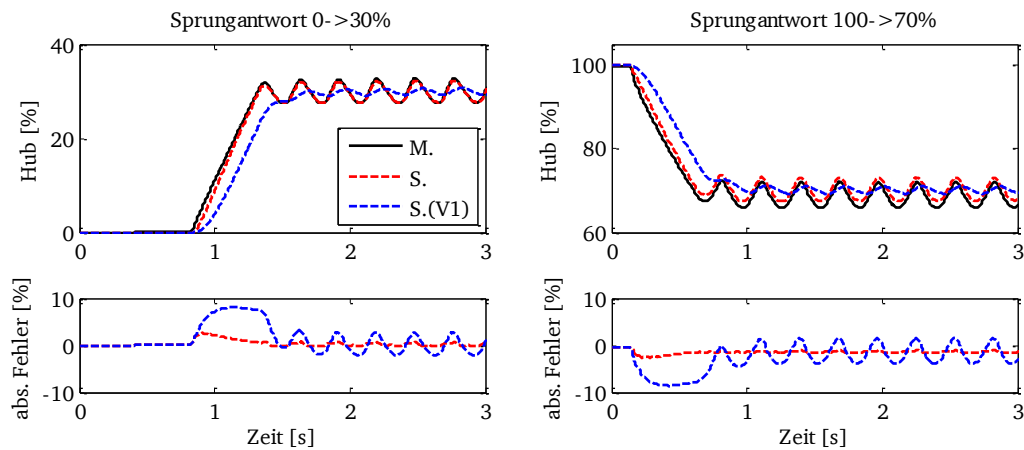


Abbildung 2-53: Validierung des Stellgeräts mit dem neuen Modell vs. Modell (V1)

Andererseits bildet das aktuelle Modell die Dauerschwingung ebenso merklich besser als das alte Modell (V1) ab. Die aktuelle Simulation zeigt eine gute Übereinstimmung mit der Realität, wobei sich der Fehler nur auf ca. 0,5% für Belüften und 1,5% für Entlüften begrenzt.

Zusammenfassend bildet das neue Modell des Stellgeräts die Realität sehr gut ab, sofern alle Parameter vom Stellgerät exakt bekannt sind. Allerdings bleibt noch die Frage zu klären, wie groß die tatsächlichen Reibungen in Hinsicht auf unterschiedliche Stopfbuchspackungen und Stellventile sind. Für eine vollständige Übersicht über die Reibungen ist eine systematische Untersuchung unverzichtbar. Die aktuelle Simulation geht ausschließlich von den im Rahmen der Arbeit erfassten Messdaten aus.

### 2.5.5 Validierung des SAMSON-Boosters 3755

Zur Validierung des SAMSON-Boosters 3755 werden jeweils Messungen für den Belüftungs- und Entlüftungsvorgang mit unterschiedlichen Einstellungen der Bypassdrossel vorgesehen. In Tabelle 2-11 sind einige Validierungsmessungen aufgelistet.

Tabelle 2-11: Validierungsmessungen des SAMSON-Boosters 3755

	Belüften			Entlüften	
	FALL 1	FALL 2	FALL 3	FALL 4	FALL 5
$p_V$ [bar(ü)]	1	1	1	/	
$p_S$ [bar(ü)]	1	3	5	1	3
$p_A$ [bar(ü)]	Variiert im Bereich $[0, p_V]$			3	5
$p_U$ [bar(ü)]	/			Variiert im Bereich $[0, p_A]$	
$U_{BPD}$ [U]	(0,1,2,4)	(0,1,2,4)	(0,1,2)	(0,1,2)	(0,1,2,4)

Um den Booster im Belüftungsmodus zu betreiben, muss der Druck in der Signalleitung  $p_S$  höher als der Ausgangsdruck  $p_A$  sein. Allerdings wird der max. Messbereich des Durchflusssensors (0...15 Nm<sup>3</sup>/h bzw. 0...19,4 kg/h) bei einer weit geöffneten Bypassdrossel mit einem großen Differenzdruck  $p_S - p_A$  überschritten. Daher fehlt eine Messung für den Fall  $U_{BPD} = 4 U$  (siehe Seite 12) und  $p_S = 5 \text{ bar(ü)}$ . Für Entlüften muss der Ausgangsdruck  $p_A$  größer als der Signaldruck  $p_S$  sein, um den Entlüftungskegel zu öffnen. Es fehlt ebenso eine Messung mit  $U_{BPD} = 4 U$  und  $p_S = 1 \text{ bar(ü)}$ , da der Signaldruck in dem Fall nicht mehr auf dem konstanten Wert von 1 bar(ü) gehalten werden kann.

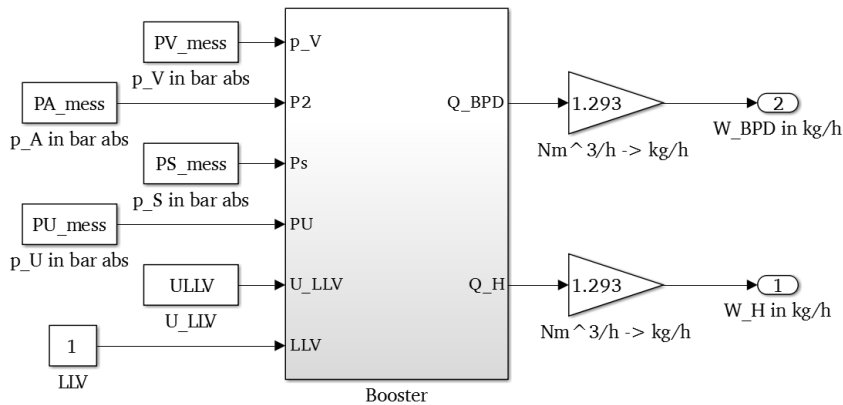


Abbildung 2-54: Validierungsmodell des SAMSON Boosters 3755

Im Validierungsmodell werden sowohl der Hauptstrom als auch der Bypass-Strom anhand der gemessenen Drücke berechnet und anschließend mit den Messdaten verglichen.

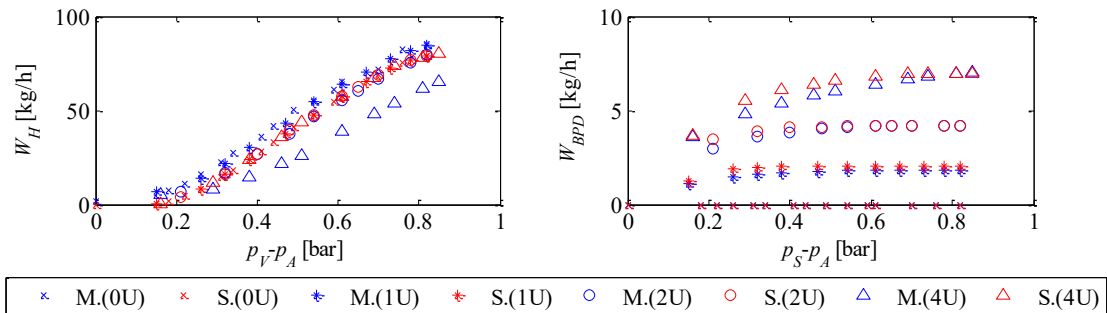
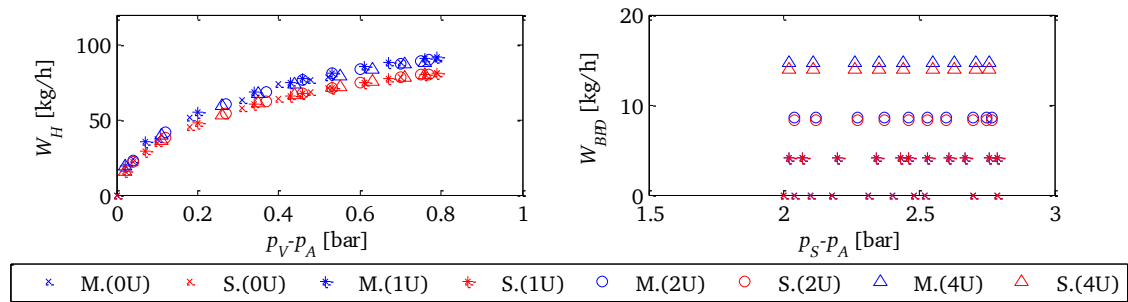
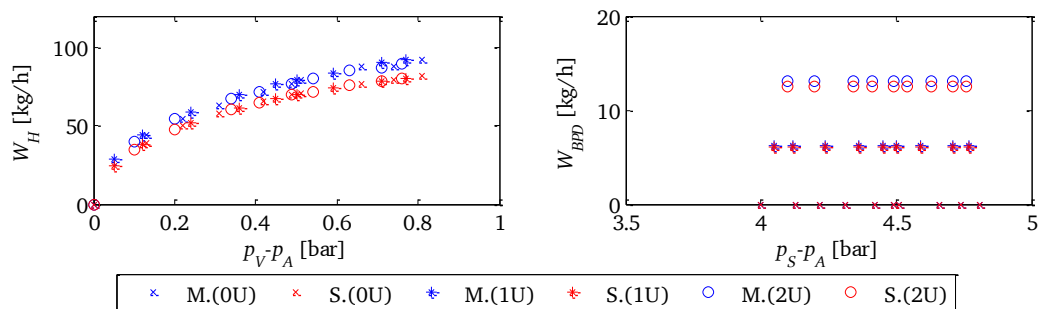


Abbildung 2-55: Validierung SAMSON Booster 3755 (FALL 1: Belüften,  $p_V = 1 \text{ bar(ü)}$ ,  $p_S = 1 \text{ bar(ü)}$ )

Im FALL 1 befindet sich die Druckdifferenz  $p_S - p_A$  im Bereich von 0 bis 1 bar, welcher genau dem Anstiegsbereich der  $K_V$ -Kennlinie für Belüften entspricht. Erst bei einer Druckdifferenz  $p_S - p_A$  von ca. 0,15 bar spricht der Booster an. Danach steigt der  $K_V$ -Wert mit der zunehmenden Differenz  $p_S - p_A$  ständig an. Laut der Gleichung (A.1) ist der Hauptstrom proportional zum Produkt von  $K_V \sqrt{p_V - p_A}$ .

Ebenfalls vergrößert sich der Bypass-Strom mit zunehmender Druckdifferenz  $p_S - p_A$ . Ab einem gewissen Differenzwert tritt schließlich eine Durchflussbegrenzung auf. Diese Begrenzung sowie das zugehörige kritische Differenzdruckverhältnis erhöhen sich mit Vergrößerung des Öffnungsgrades der Bypassdrossel.



Abbildung 2-56: Validierung SAMSON Booster 3755 (FALL 2: Belüften,  $p_V=1$  bar(ü),  $p_S=3$  bar(ü))Abbildung 2-57: Validierung SAMSON Booster 3755 (FALL 3: Belüften,  $p_V=1$  bar(ü),  $p_S=5$  bar(ü))

Im FALL 2 und FALL 3 ist der Belüftungsvorgang infolge einer großen Druckdifferenz komplett geöffnet und der max.  $K_V$ -Wert ist erreicht. Daher ist der Hauptstrom lediglich von  $\sqrt{p_V - p_A}$  abhängig. Sowohl die Messung als auch die Simulation zeigen genau die Form einer Wurzelfunktion. Der Bypass-Strom bleibt mit zunehmendem Differenzdruck immer unverändert, weil eine Durchflussbegrenzung in der Bypassdrossel für alle Messpunkte stattfindet.

Da der Zuluftdruck und der Signaldruck konstant gehalten sind, sollte der Hauptstrom theoretisch für alle Bypassdrosselstellungen identisch sein, solange der Ausgangsdruck  $p_A$  gleich ist. Im FALL 2 und 3 liegen die Messdaten für alle Bypassdrosselstellungen genauso wie erwartet auf derselben Linie. Jedoch ist es auffällig, dass der gemessene Hauptstrom im FALL 1 mit der Bypassdrossel von 4 U deutlich kleiner als die anderen ist. Der max. Unterschied zwischen den Messwerten bei  $U_{BPD}=0$  U und bei  $U_{BPD}=4$  U beträgt ca. 20 kg/h.

Ursache hierfür ist vermutlich, dass die tatsächliche Druckdifferenz an der Membran des Boosters von den Messdaten abweicht. Mit der vergrößerten Bypassdrossel fließt mehr Durchfluss durch den Bypass und der Druckaufbau des Signaldrucks im Booster wird dadurch beeinträchtigt. Die Messstelle des Signaldrucks ist allerdings in der Rohrleitung vor dem Booster. Daraus ergibt sich, dass der tatsächliche Signaldruck kleiner als der Druck an der Messstelle ist. Als Folge dessen lässt sich der Belüftungskegel etwas weniger öffnen und dementsprechend verringert sich der  $K_V$ -Wert bzw. der Hauptstrom.

Im Unterschied zu FALL 1 ist der gemessene Hauptstrom im FALL 2 und FALL 3 unabhängig von der Bypassdrossel, weil der Differenzdruck  $p_S - p_A$  ausreichend groß ist, den Belüftungskegel vollständig zu öffnen.

Außer dem gerade diskutierten Sonderfall (FALL 1,  $U_{BPD} = 4$  U) zeigen die Simulationsergebnisse im Allgemeinen eine gute Übereinstimmung mit den Messungen.

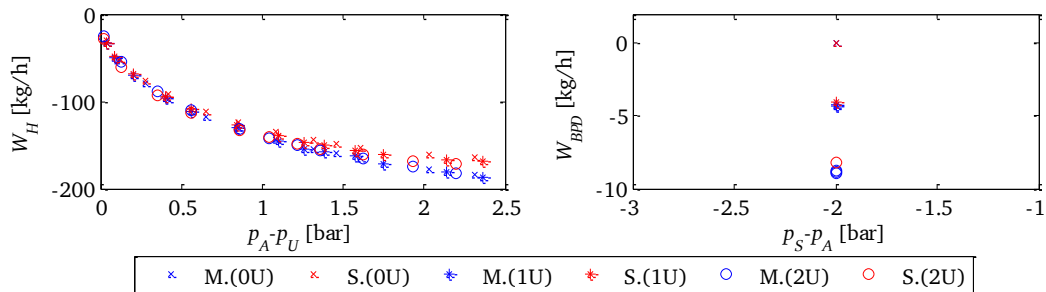


Abbildung 2-58: Validierung SAMSON Booster 3755 (FALL 4: Entlüften,  $p_A = 3$  bar(ü),  $p_S = 1$  bar(ü))

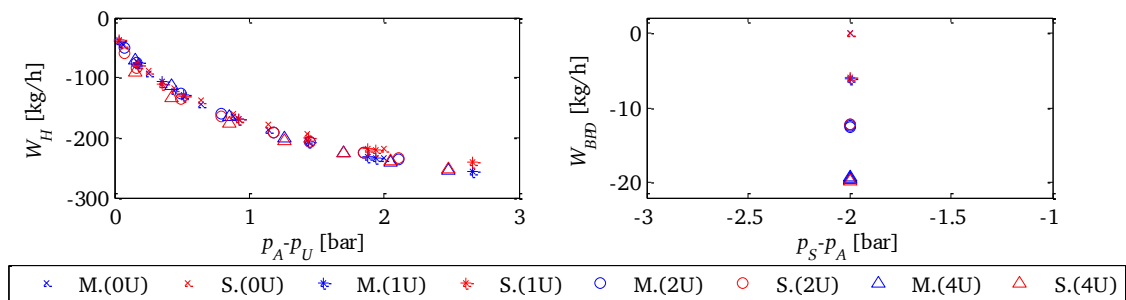


Abbildung 2-59: Validierung SAMSON Booster 3755 (FALL 5: Entlüften,  $p_A = 5$  bar(ü),  $p_S = 3$  bar(ü))

Anschließend sind die Validierungsergebnisse für Entlüften in Abbildung 2-58 und Abbildung 2-59 dargestellt. Da der Ausgangsdruck  $p_A$  und der Signaldruck  $p_S$  konstant gehalten sind, bleibt der Bypass-Strom für eine fixe Bypassdrossel ebenfalls immer konstant, wie die Messdaten zeigen. Außerdem ist es zu sehen, dass die Messwerte des Hauptstroms  $W_H$  bei konstantem Druck  $p_A$  stets auf derselben Linie liegen, obwohl die Bypassdrossel unterschiedlich eingestellt ist. Der Grund dafür besteht darin, dass sich der Entlüftungskegel in der Endposition bei der Druckdifferenz  $p_S - p_A$  kleiner als  $-0,5$  bar befindet und daher der Hauptstrom ausschließlich von  $p_A \sqrt{p_A - p_U}$  abhängig ist. Die Simulationsergebnisse, sowohl für den Hauptstrom als auch für den Bypass-Strom, zeigen im Großen und Ganzen eine gute Übereinstimmung mit den Messdaten.

Zusammenfassend wird das Modell des Boosters 3755 realitätsnah abgebildet und die Validierungsergebnisse sind zufriedenstellend.

## 2.5.6 Validierung des gesamten Systems

Schließlich wird das gesamte Stellgerät mit Anbaugeräten validiert. Es existieren zahlreiche Kombinationsmöglichkeiten von verschiedenen Stellgeräten mit diversen Anbaugeräten und eine vollständige Untersuchung ist daher unrealistisch.

Grundsätzlich unterscheiden sich zwei Arten der Kombinationen – Stellgerät ohne und mit Booster. Wie in Kapitel 2.1.4 erläutert, sorgt der Booster für einen großen Massenstrom und wird hauptsächlich für größere Antriebe und/oder hohe Anforderungen an die Dynamik des Stellgerätes eingesetzt. Aus diesem Grund werden drei Stellventile jeweils ohne Booster, mit einem Booster und mit mehreren Boostern ausgesucht und die Validierungen an diesen durchgeführt. Davon wurden zwei Stellventile bereits bei der Bestandsaufnahme in Kapitel 2.3 vorgestellt. Die detaillierten Versuchsaufbauten befinden sich in Anhang A8.

Tabelle 2-12: drei Prüflinge zur Validierung des gesamten Systems

Prüfling	Ventil	Antrieb	Federbereich [bar]	Booster
1	DN 25	ATO 240 cm <sup>2</sup> -15 cm	0,4 ... 2	-
2	DN 200	ATC 1400 cm <sup>2</sup> -60 cm	0,1 ... 1,5	1 ( $U_{BPD}=1,5$ U)
3	DN 200	ATC 1400 cm <sup>2</sup> -60 cm	0,5 ... 2	4 ( $U_{BPD}=1,25$ U)

Die Abbildungen 2-59 bis 2-61 zeigen die Validierungsergebnisse der oben aufgelisteten Stellgeräte. Die Messergebnisse sind in grün mit „M.“ bezeichnet. Die schwarz gestrichelte Linie „S.“ steht für die Simulation mit dem aktuellen Modell und die rote Linie „S.(V1)“ für die Simulation mit dem alten Modell (V1). Der absolute Fehler ergibt sich aus der Differenz von Messdaten und Simulation.

Insgesamt zeigt sich eine deutliche Verbesserung der Simulationsergebnisse für alle drei Prüflinge. Für das erste kleine Stellventil DN 25 ohne Booster zeigt sich kein nennenswerter Unterschied zwischen der simulierten und realen Stellzeit sowie Totzeit. Der aktuelle absolute Fehler für Belüften ist auf max. 5,6% begrenzt und hat sich halbiert im Vergleich zum Fehler im Modell (V1). Für Entlüften verringert sich der Fehler ebenfalls und liegt nun unter 3,4%. Die Kerngrößen der Sprungantworten sind in Tabelle 2-13 zusammengefasst. Daraus kann man schließen, dass das Simulationsmodell für ein Stellgerät ohne Booster ein zufriedenstellendes Ergebnis liefert.

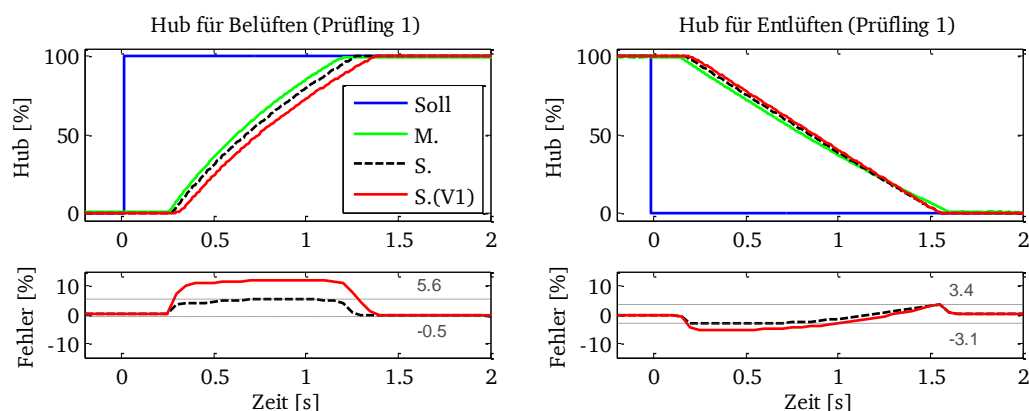


Abbildung 2-60: Validierungsergebnis für Prüfling 1

Tabelle 2-13: Kenngrößen der Sprungantworten für Prüfling 1

Prüfling 1	Stellzeit [s]			Totzeit [s]			abs. Fehler [%]	
	M.	S.	S.(V1)	M.	S.	S.(V1)	S.	S.(V1)
Belüften	1,23	1,27	1,38	0,25	0,27	0,29	[-0,5 5,6]	[-0,5 12,1]
Entlüften	1,62	1,56	1,56	0,14	0,17	0,18	[-3,1 3,4]	[-5,6 3,5]

Für den zweiten Prüfling – das Stellventil DN200 mit einem Booster – ist der Fehler ebenfalls kleiner geworden und liegt innerhalb  $\pm 10\%$ . Die aktuelle Simulation zeigt eine geringfügig schnellere Belüftung als beim alten Modell (V1). Im Unterschied dazu ist die simulierte Totzeit für Entlüftung länger geworden als vorher und dadurch nähert sich die Simulation dem Messergebnis. In Tabelle 2-14 sind die zugehörigen Kenngrößen aufgelistet.

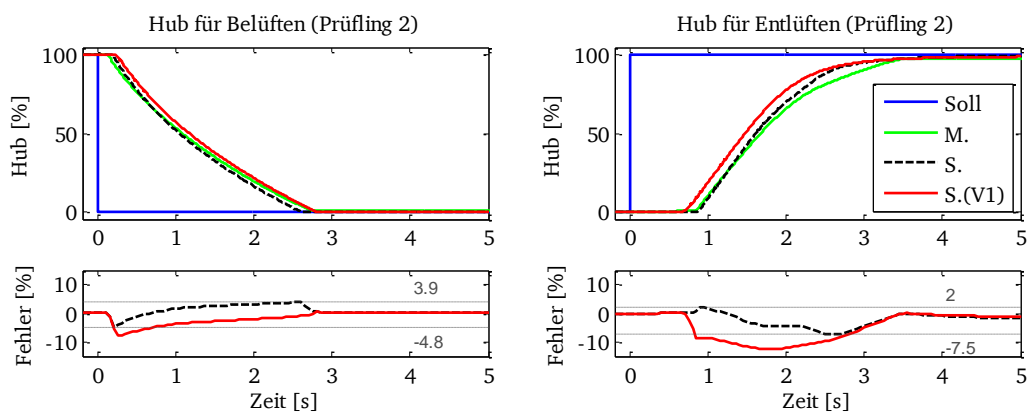


Abbildung 2-61: Validierungsergebnis für Prüfling 2

Tabelle 2-14: Kenngrößen der Sprungantworten für Prüfling 2

Prüfling 2	Stellzeit [s]			Totzeit [s]			abs. Fehler [%]	
	M.	S.	S.(V1)	M.	S.	S.(V1)	S.	S.(V1)
Belüften	2,7	2,6	2,8	0,13	0,19	0,22	[-4,8 3,9]	[-8 0,7]
Entlüften	3,5	3,5	3,5	0,83	0,87	0,67	[-7,5 2]	[-12,5 0]

Für den dritten Prüfling – das Stellventil DN200 mit vier Boostern – hat sich die Simulation mit dem aktuellen Modell gegenüber dem Modell (V1) deutlich verbessert und zeigt eine sehr gute Übereinstimmung.

In ähnlicher Weise wie bei dem zweiten Prüfling ist die simulierte Belüftung schneller und die simulierte Entlüftung langsamer geworden als vorher. Als Folge davon ist der aktuelle simulierte Hubverlauf sowohl für Belüftung als auch für Entlüftung mit den Messdaten nahezu überlappend und der absolute Fehler liegt stets in dem zulässigen Toleranzbereich von  $\pm 10\%$ . Wie in Tabelle 2-15 gezeigt, benötigt das Stellventil eine längere Zeit (etwa 0,4 s) in der Simulation als in der Realität, um sich vollständig zu schließen. Hingegen ist die Simulation beim Entlüftungsvorgang ca. 0,2 s schneller als die Realität.

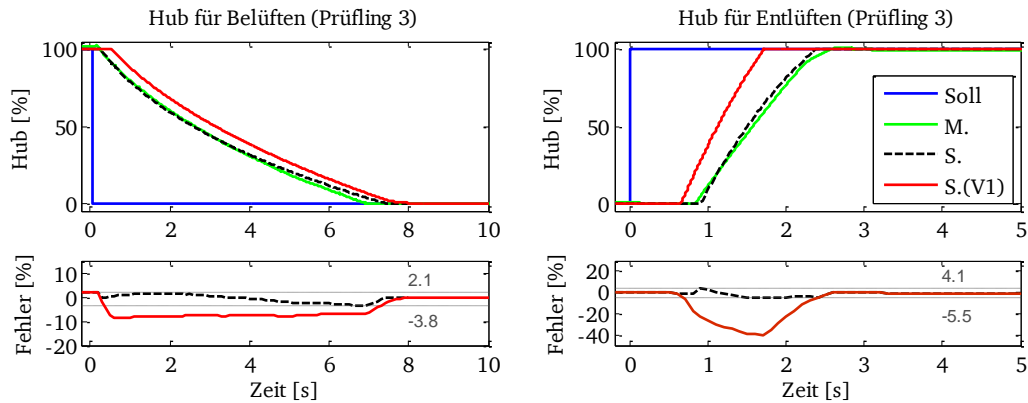


Abbildung 2-62: Validierungsergebnis für Prüfling 3 (Sprünge zwischen 0 und 100%)

Tabelle 2-15: Kenngrößen der Sprungantworten für Prüfling 3

Prüfling 3	Stellzeit [s]			Totzeit [s]			abs. Fehler [%]	
	M.	S.	S.(V1)	M.	S.	S.(V1)	S.	S.(V1)
Belüften	7	7,42	8,17	0,19	0,24	0,56	[-3,8 2,1]	[-8,9 2,1]
Entlüften	2,57	2,38	1,71	0,83	0,88	0,66	[-5,5 4,1]	[-40,9 0,7]

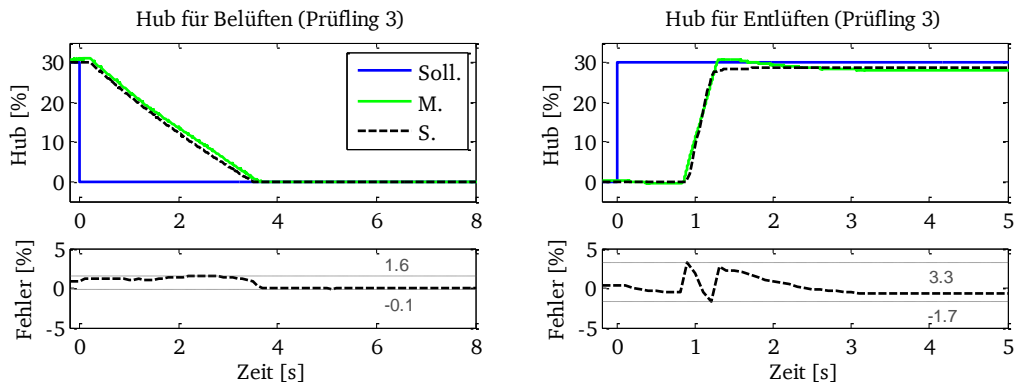


Abbildung 2-63: Validierungsergebnis für Prüfling 3 (Sprünge zwischen 0 und 30%)

Des Weiteren sind Validierungsergebnisse mit zwei kleinen Sprüngen (0->30% und 30->0%) in Abbildung 2-63 dargestellt. Die Fehler zwischen der Messung und der Simulation liegen im Allgemeinen unter 5%. Es sei jedoch darauf hingewiesen, dass ein kleines Überschwingen von 0,65% der Sprungantwort von 0 auf 30% in der Messung vorkommt, welches nicht in der Simulation zu beobachten ist.

Zusammenfassend hat sich das Simulationsmodell deutlich verbessert, insbesondere für den kritischen Fall von einem Stellgerät mit mehreren Boostern. Dabei setzt eine erfolgreiche Simulation die Vollständigkeit sowie die Richtigkeit aller Systemparameter voraus.

Das verbesserte Simulationsmodell dient im Folgenden als fundierte Basis für den nächsten Arbeitsschritt – die automatische Offline-Systemoptimierung des Ventil-Hook-Ups.

## 2.6 Benutzeroberfläche

Um das oben beschriebene Simulationsmodell aufzurufen und einen universalen Zugang für alle Benutzer zu ermöglichen, wurde eine eigenständige Applikation (standalone application) mit einer Benutzeroberfläche (GUI) unter dem Namen „Control Simulation Program“ (abgekürzt: CSP) in Matlab erstellt, welche auf einem beliebigen Rechner ohne Matlab/Simulink ausführbar ist. Mit der Oberfläche lassen sich die Parameter eines Hook-Ups eingeben, die Simulation durchführen und letztendlich die Ergebnisse darstellen sowie speichern. Die Benutzeroberfläche wurde auf Basis der vorangegangenen Arbeiten [8 bis 10] laufend erweitert und verbessert. Abbildung 2-64 zeigt die im Rahmen dieser Arbeit in großem Umfang überarbeitete aktuelle Version. Alle Neuigkeiten sind in Tabelle 2-16 aufgelistet.

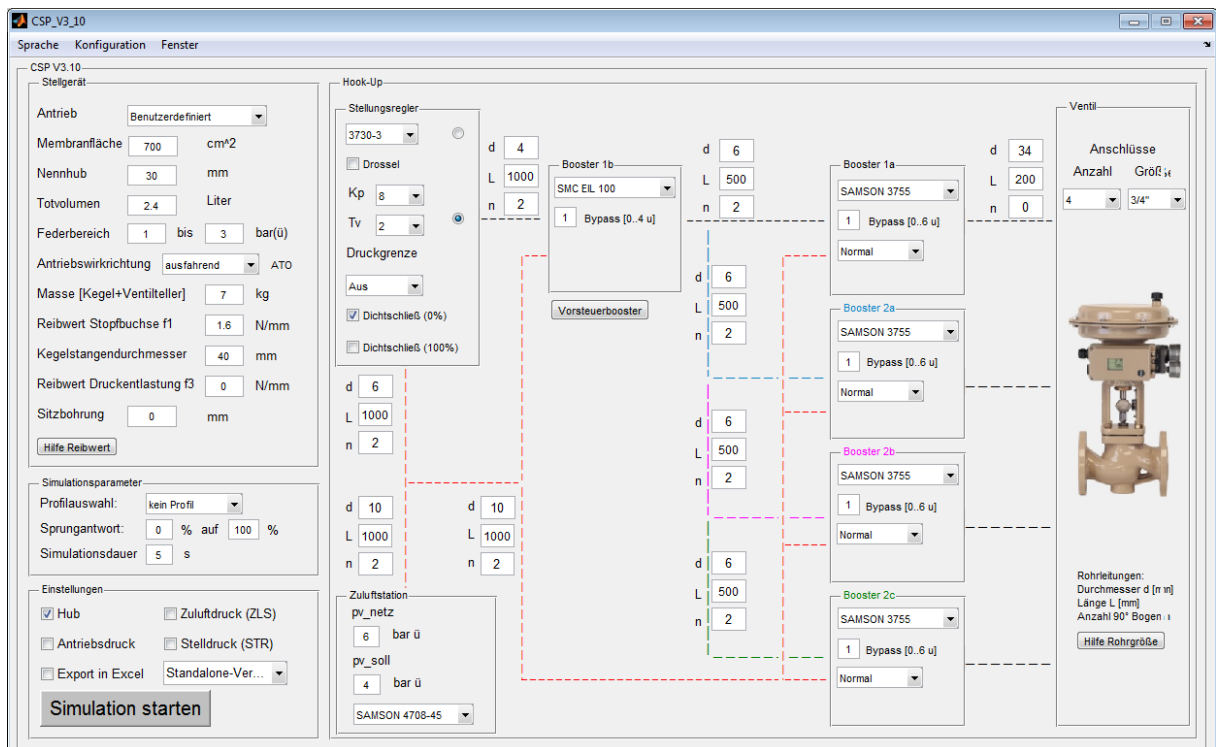


Abbildung 2-64: Benutzeroberfläche (GUI: Graphical User Interface)

Tabelle 2-16: Neuigkeiten in der aktuellen Benutzeroberfläche

	Beschreibung (Neue Parameter oder neue Funktionen)
Stellventil	Eingabe der Packung, der Druckentlastung und der Sitzbohrung
Stellantrieb	Eingabe der Anzahl und der Größe der Antriebsanschlüsse
Stellungsregler	Dichtschließfunktionen bei 0% und 100%
Booster	Benutzerdefinierbar mit anschaulichen Kombinationen
Rohrleitungstopologie	Darstellung mit farbigen Linien Individuelle Eingabe unmittelbar neben den farbigen Linien
Druckregler	Erweiterung der neuen Druckregler
Einstellung	Mehr Optionen für Ergebnisdarstellungen

Mit der neuen Oberfläche ist die Bedienung des Applikationsprogramms verständlich und erleichtert. Im Folgenden wird die Bedienungsanleitung kurz vorgestellt. Als erstes werden die Parameter des Stellgeräts im Feld „Stellgerät“ oben links eingegeben. Die standardisierten Stellantriebe Type 3271 mit der Membranfläche von 120 cm<sup>2</sup> bis 2x2800 cm<sup>2</sup> stehen bereits zur Auswahl. Für solche Antriebe ist meistens eine kleine Anpassung bzgl. des Federbereichs und der Wirkrichtung notwendig. Für Spezialfälle gibt es jedoch eine weitere Option „Benutzerdefiniert“, damit der Benutzer selber den Antrieb beliebig definieren kann. In Hinsicht auf Stellventile werden die Reibwerte der Stopfbuchspackung und der Druckentlastung, der Kegelstangendurchmesser sowie die Sitzbohrung angegeben.

Rechts neben dem Feld des Stellgeräts ist das Eingabefeld der Anbaugeräte. Dabei müssen zuerst die Regelparameter  $K_p$  und  $T_v$  für den Stellungsregler 3730-3/-6 festgelegt und die Dichtschliebfunktion ausgewählt werden. Die Dichtschliebfunktion bei 0% ist in der Regel immer aktiv und beschreibt, dass der Antrieb bei der Ventilposition von 0% entweder bis zum Zuluftdruck vollständig belüftet (falls die Wirkrichtung ATC ist) oder bis zum Atmosphärendruck entlüftet (falls die Wirkrichtung ATO ist) wird. Dadurch lassen sich die Dichtigkeit bzw. die Zuverlässigkeit der Ventile bei 0% sicherstellen. In ähnlicher Weise lässt sich die Dichtschliebfunktion (100%) erklären. Ein Antrieb wird bei der Position von 100% vollkommen entleert (falls die Wirkrichtung ATC ist) oder bis zum Zuluftdruck befüllt (falls die Wirkrichtung ATO ist).

Als nächstes kann ein Druckregler mit dem gewünschten Zuluftdruck ausgewählt werden. Es gibt zurzeit vier in der Praxis oft verwendete Varianten – SAMSON 4708-10, SAMSON 4708-45, Norgren B74G ¾“ und Bifold 1“ – zur Auswahl.

Danach erfolgen die Auswahl bzw. die Kombination der Booster und die Einstellung ihrer Bypassdrossel. Neben dem SAMSON Booster 3755 sind Fremdgeräte wie z. B. SMC EIL 100, YTC YC300...YC325, Norgren Schnellentlüfter und Bifold Hipex ebenfalls verfügbar. Beispielsweise ist eine Kombination von einem Vorsteuerbooster (SMC EIL 100) und vier parallelgeschalteten Boostern (SAMSON 3755) in Abbildung 2-64 zu sehen.

Nach Bestimmung aller Anbaugeräte muss noch die Rohrleitungstopologie mit dem Durchmesser, der Länge und der Anzahl der 90° Bögen definiert werden. Die Rohrleitungen sind mit gestrichelten Linien gekennzeichnet. Die rot gestrichelte Linie steht für die Rohrleitungen vom Druckregler zum Stellungsregler und ggf. zu den Boostern. Zwischen dem Stellungsregler und den Boostern befinden sich die Signalleitungen. In Abhängigkeit von der Kombination der Booster können die Signalleitungen sehr komplex sein. Ein weiterer Teil der Rohrleitungstopologie sind die Rohre entweder von den Boostern oder von dem Stellungsregler zum Antrieb. In der Regel werden Booster unmittelbar nah am Antrieb verbaut. In dem Fall, wenn mehrere Booster parallelgeschaltet sind, werden alle Rohre zwischen den Boostern und dem Antrieb in ein äquivalentes Rohr umgerechnet.

Im Feld „Simulationsparameter“ sind sowohl ein einzelner Sprung in „Sprungantwort“ als auch eine Sprungfolge mit der Vorlage in „Profilauswahl“ verfügbar. Darüber hinaus lässt sich die Simulationsdauer beliebig definieren. Zuletzt muss eine Auswahl der Ergebnisgrößen und des Speicherformats getroffen werden, bevor die Simulation gestartet werden kann.

## 3 Automatische Offline-Systemoptimierung des Ventil-Hook-Ups

In diesem Kapitel wird ein Auslegungsprogramm zur automatischen Offline-Systemoptimierung des Ventil-Hook-Ups auf Basis des Simulationsmodells entwickelt. Hierzu werden vor allem das aktuelle Problem in der Praxis sowie die Schwierigkeit bei der Auslegung eines Ventil-Hook-Ups ausführlich beschrieben. Danach erfolgt die Formulierung des Optimierungsproblems, indem Optimierungsgrößen, Nebenbedingungen und Zielfunktionen klar definiert werden. Anschließend werden verschiedene Optimierungsverfahren gezielt auf ihre Eignung für das Optimierungsproblem untersucht und implementiert. Darüber hinaus wird der Initialisierungsvorgang des Stellungsreglers teilweise modelliert, damit realitätsnahe Regelparameter ermittelt und in die Optimierung eingesetzt werden können. Die Auswahl eines geeigneten Optimierungsverfahrens erfolgt dann im Hinblick auf die Qualität der erzielten Lösung und den dazu erforderlichen Ressourcenaufwand.

### 3.1 Optimierungsaufgabe

Die Auslegung eines Ventil-Hook-Ups greift üblicherweise auf langjährige praktische Erfahrungen in der Industrie zurück. Der für das Erreichen der Stellzeiten benötigte Massenstrom wird in einen  $K_v$ -Wert umgerechnet. Danach wird die Anzahl der notwendigen Luftleistungsverstärker (Booster) bestimmt. Mit dieser einfachen Vorgehensweise werden jedoch viele Einflussfaktoren vernachlässigt, welche in der Realität eine bedeutende Rolle spielen können. Beispielsweise sind sowohl die Stellzeiten als auch das Überschwingen stark abhängig von der Einstellung der Bypassdrossel des Boosters sowie von der Komplexität der Rohrleitungstopologie.

In der Praxis ist es üblich, dass ein Ventil-Hook-Up erst nach der Produktion im Hinblick auf sein Regelverhalten und seine Dynamik geprüft wird. Falls eine der Anforderungen nicht erfüllt wird, muss das Hook-Up kurzfristig angepasst werden. Im schlimmsten Fall wird das Hook-Up erneut von Anfang an geplant, produziert, montiert und geprüft. Als Folge dessen erhöhen sich die Kosten erheblich und die Lieferzeit wird auch stark beeinträchtigt.

Mit dem Simulationsprogramm ist es derzeit möglich, Fehler eines Hook-Ups frühzeitig zu erkennen und passende Maßnahmen zu ergreifen. Abbildung 3-1 stellt die traditionale Arbeitsweise der Auslegung eines Ventil-Hook-Ups dar. Allerdings ist eine zufriedenstellende Lösung immer noch mit großem Aufwand für Berechnung und Kommunikation verschiedener



Parteien verbunden. Ferner bleibt es nach wie vor unklar, ob eine bessere Hook-Up-Lösung existiert als die bereits gefundene Lösung.

In diesem Kapitel steht die Frage im Fokus, wie ein Ventil-Hook-Up effizient und effektiv ausgelegt werden kann. Um diese Frage zu beantworten, liegt die Idee nahe, ein Auslegungsprogramm zur automatischen Systemoptimierung des Ventil-Hook-Ups zu entwickeln. Im Wesentlichen handelt es sich hierbei um die Aufgabe, Kundenanforderungen durch optimale Auslegung der Ventilanbaugeräte bestmöglich zu erfüllen.

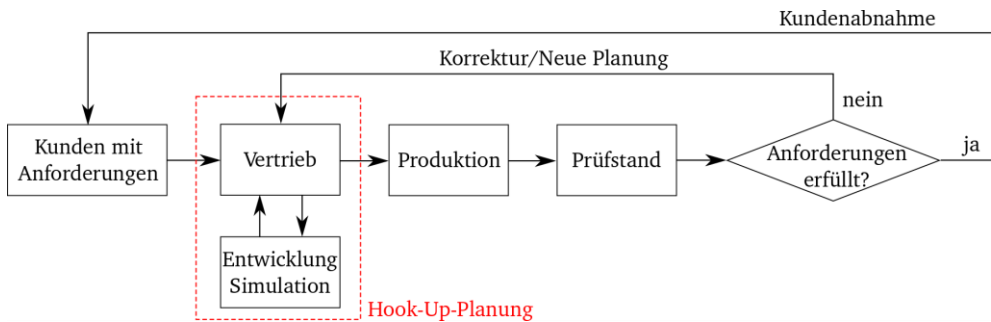


Abbildung 3-1: Traditionelle Abwicklung eines Kundenauftrags mithilfe des Simulationsprogramms

### 3.2 Grundlagen der Optimierung

Ein Optimierungsproblem besitzt in der Regel eine Menge von mehreren möglichen Lösungen, die als Lösungsraum bezeichnet wird. Jede Lösung wird mit einer Zielfunktion (auch Gütefunktion oder Bewertungsfunktion genannt) bewertet. Das Ziel der Optimierung ist, die beste bzw. die optimale Lösung auszufinden.

Hierbei gibt es verschiedene Optimierungsprobleme (wie z. B. kontinuierliche und diskrete, lineare und nichtlineare, Einzelziel- und Mehrzieloptimierung) und dementsprechende Lösungsmethoden.

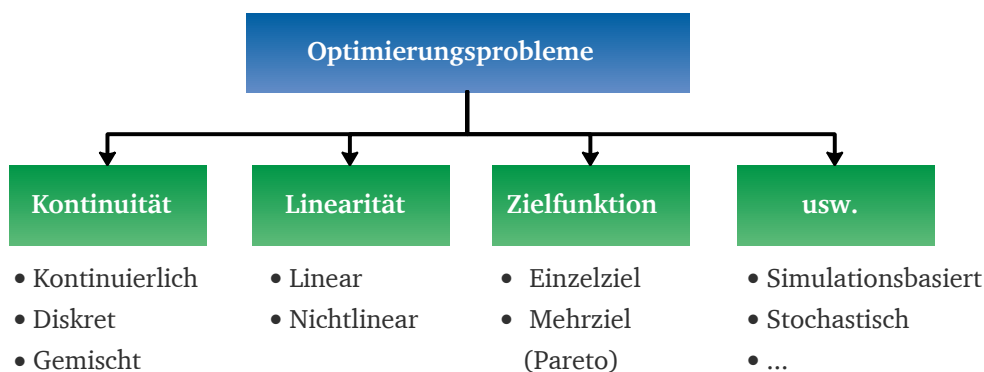


Abbildung 3-2: Klassifikation der Optimierungsprobleme

Im Folgenden werden die für die Systemoptimierung des Ventil-Hook-Ups wesentlichen Grundlagen vorgestellt. Zunächst werden die Mehrzieloptimierung und diskrete Optimierung beschrieben und anschließend folgt eine Einführung in Optimierungsverfahren für MINLP-Probleme.

### 3.2.1 Mehrzieloptimierung

Die allgemeine Formulierung eines Optimierungsproblems ergibt sich gemäß Gleichung (3.1).

$$\min \{J(\mathbf{x}) | \mathbf{h}(\mathbf{x}) \leq \mathbf{0}, \mathbf{g}(\mathbf{x}) = \mathbf{0}, \mathbf{x} \in \mathbf{M}\} \quad (3.1)$$

$$J(\mathbf{x}) = [J_1(\mathbf{x}), J_2(\mathbf{x}), \dots, J_n(\mathbf{x})] \quad (3.2)$$

Liegt mehr als eine Zielfunktion  $J_i(\mathbf{x})$  vor, spricht man von einer Mehrzieloptimierung (auch Vektoroptimierung oder Pareto-Optimierung genannt, engl. multi-objective optimization, multicriteria optimization). In praxisbezogenen Optimierungsproblemen stehen zwei oder mehrere Zielfunktionen häufig in Widerspruch. D. h. die Verbesserung einer Zielfunktion führt zur Verschlechterung anderer Zielfunktionen. Aus diesem Grund besteht ein gravierender Unterschied zwischen Mehrzieloptimierung und Einzelzieloptimierung (auch skalare Optimierung genannt, engl. single-objective optimization). Für eine Einzelzieloptimierung existiert ausschließlich ein Extremwert (ein globales Optimum), während für eine Mehrzieloptimierung keine Eindeutigkeit der optimalen Lösung vorliegt.

Ein Mehrzieloptimierungsproblem besitzt dagegen in der Regel eine Menge von Kompromiss-Lösungen, die als Pareto-Optima bezeichnet werden. Ein Pareto Optimum ist diejenige Lösung, die nicht von allen anderen Lösungen dominiert wird. Unter dem Begriff der „Dominanz“ nach Vilfredo Pareto [23] versteht man, dass eine Lösung A eine andere Lösung B dominiert, wenn die Lösung A in Hinsicht auf alle Zielfunktionen besser oder gleich der Lösung B ist, jedoch hinsichtlich mindestens einer Zielfunktion besser ist. Alle Pareto Optima bilden eine Pareto-Front ab.

Eine systematische Einführung in die Mehrzieloptimierung und die entsprechenden Lösungsansätze ist in [24] zu finden. In [25] werden Methoden zur Behandlung von Mehrzieloptimierungsproblemen besonders im Bereich des Ingenieurwesens umfangreich untersucht und diskutiert. Zusammenfassend stehen drei grundlegende Lösungsansätze je nach der Art des Entscheidungsprozesses zur Verfügung. Der Präferenzen des Entwicklers zufolge lässt sich eine optimale Lösung vor, während oder nach der Optimierung festlegen. Dementsprechend gibt es drei Methoden – a priori, a posteriori und progressive Präferenzmethode.

Als klassische a priori Methode zählt die Gewichtungsmethode (engl. weighted-sum method), wie in Gleichung (3.3) und (3.4) dargestellt. Mit dieser Methode lässt sich eine Mehrzieloptimierung in eine Einzelzieloptimierung umwandeln.

$$\min J(\mathbf{x}) = \sum w_i J_i(\mathbf{x}) \quad (3.3)$$

$$\text{mit } 0 \leq w_i \leq 1 \text{ und } \sum w_i = 1 \quad (3.4)$$

Dabei liegt der Schwerpunkt besonders darauf, dass die Gewichtungsfaktoren  $w_i$  vor der Optimierung bestimmt werden müssen. Falls keine Kenntnis über die Priorität der Zielfunktionen vorliegt, ist es notwendig, unterschiedliche Gewichtungen auszuprobieren, um möglichst viele Pareto-Optima auszufinden.

Des Weiteren stellt sich noch die Frage, wie unterschiedliche physikalische Größen in einer Zielfunktion zusammengefasst werden. Eine grundlegende Voraussetzung für die

Gewichtungsmethode ist, dass alle Zielfunktionen über ähnliche Größenordnungen verfügen und bezüglich ihrer Einheiten normiert sind.

Hierfür kommt häufig Entdimensionalisierung zum Einsatz, mit der physikalische Größen in dimensionslose Größen transformiert werden. Dazu gibt es drei gängige Transformationsmethoden – lower-bound approach, upper-bound approach und upper-lower-bound approach [26], wie in Tabelle 3-1 beschrieben. Wenn die untere Grenze  $J_i^{min}(\mathbf{x})$  bekannt und begrenzt aber die obere Grenze  $J_i^{max}(\mathbf{x})$  unbekannt oder unendlich ist, wird die Methode lower-bound approach bevorzugt. Dual dazu ist der upper-bound approach. Falls sowohl die untere als auch die obere Grenze endlich und feststellbar sind, ist der upper-lower-bound approach vorteilhaft, weil der Zielfunktionswert stets zwischen 0 und 1 liegt.

Tabelle 3-1: Transformationsmethoden für Gewichtungsmethode

	Mathematische Beschreibung
lower-bound approach	$J_i^*(\mathbf{x}) = J_i(\mathbf{x})/J_i^{min}(\mathbf{x})$
upper-bound approach	$J_i^*(\mathbf{x}) = J_i(\mathbf{x})/J_i^{max}(\mathbf{x})$
upper-lower-bound approach	$J_i^*(\mathbf{x}) = \frac{J_i(\mathbf{x}) - J_i^{min}(\mathbf{x})}{J_i^{max}(\mathbf{x}) - J_i^{min}(\mathbf{x})}$

Die Vorteile der Gewichtungsmethode liegen darin, dass sie einerseits einfach zu implementieren ist und andererseits viele für die Einzelzieloptimierung geeignete klassische Optimierungsmethoden einsetzbar sind. Nachteilig ist jedoch, dass eine vollständige Darstellung aller Pareto-Optima extrem aufwändig oder bei einer nicht konvexen Pareto-Front sogar kaum möglich ist. Zur Überwindung dieser Nachteile wird beispielsweise in [27] eine adaptive Gewichtungsmethode entwickelt, mit der sich Pareto-Optima auch in nicht konvexen Bereichen erkunden lassen können.

Im Gegensatz zur a priori Methode bestimmt die a posteriori Methode eine Menge der Pareto-Optima. Dadurch verschafft sich der Entwickler einen Überblick über möglichst viele gute Lösungen und wählt danach gemäß seiner Präferenz ein Pareto-Optimum als die endgültige Lösung aus. Ein großer Vorteil ist, dass keine Festlegung der Priorität der Zielfunktionen vor der Optimierung notwendig ist. Außerdem wird diese Methode bevorzugt, wenn eine skalare Kombination aller Ziele aufgrund ihrer unterschiedlichen physikalischen Charakteristiken sehr kompliziert oder sogar nicht möglich ist.

Allerdings ist eine grafische Darstellung der Pareto-Front für ein Problem mit mehr als 3 Zielfunktionen schwierig. Auch steigt der Rechenaufwand mit zunehmender Zahl von Zielfunktionen wegen dem Dominanz-Vergleich erheblich an. Daher eignet sich die Methode eher für Probleme mit einer geringen Anzahl der Zielfunktionen.

Fällt es dem Entwickler schwer, die Präferenz ausdrücklich zu definieren, dann kommt die progressive Präferenzmethode (Methode ohne Präferenz) zum Einsatz. In der vorliegenden Arbeit wird diese Methode ohne Präferenz nicht näher erläutert.

### 3.2.2 Diskrete Optimierung

In der Praxis kommen diskrete Optimierungsprobleme in vielfältigen Bereichen häufig vor, wie z. B. in der Logistik, der Produktion, der Wirtschaft und nicht zuletzt im Ingenieurwesen. Oft wird die diskrete Optimierung auch als ganzzahlige oder gemischt-ganzzahlige Optimierung bezeichnet, falls die zu optimierenden Größen zumindest teilweise diskret oder ganzzahlig sind. Außerdem unterscheiden sich noch lineare und nichtlineare diskrete Optimierung in Abhängigkeit von der Linearität der zu lösenden Probleme.

Die allgemeine Formulierung eines linearen gemischt-ganzzahligen Optimierungsproblem (engl. mixed integer linear programming: MILP) ist wie folgt:

$$\min\{\mathbf{c}^T \mathbf{x} \mid \mathbf{A}\mathbf{x} = \mathbf{0}, \mathbf{x} \geq 0\} \quad (3.5)$$

mit ganzzahligen Variablen  $x_1, \dots, x_r \in \mathbb{N}_0$  und kontinuierlichen Variablen  $x_{r+1}, \dots, x_n \in \mathbb{R}_0^+$ .

Falls sowohl die Zielfunktionen als auch die Nebenbedingungen linear sind und zusätzlich alle Variablen ganzzahlig sind, spricht man von einem ganzzahligen linearen Problem (engl. integer linear programming: ILP). Kombinatorische Optimierungsprobleme, wie z. B. das klassische Problem des Handlungsreisenden (engl. Traveling salesman problem), werden üblicherweise als ein Teilgebiet der ILP-Probleme betrachtet. Jedoch zeichnen sich kombinatorische Optimierungsprobleme dadurch aus, dass die Menge der potenziellen Lösungen nicht nur diskret, sondern auch endlich ist. Laut [28] gibt es zwei Lösungsansätze für MILP/ILP-Optimierungsprobleme. Zum einen sind dies exakte Methoden (wie z. B. Branch&Bound [29] und Branch&Cut [30]) und zum anderen heuristische Methoden (wie z. B. Tabu-Suche [31] und Simulierte Abkühlung [32]).

Besonders kritisch sind gemischt-ganzzahlige nichtlineare Probleme (engl. mixed integer nonlinear programming: MINLP), die zur Klasse der NP-vollständigen Probleme gehören [28]. Mathematisch lässt sich ein MINLP-Problem gemäß Gleichung (3.6) beschreiben. Dabei ist mindestens eine der Funktionen  $J(\mathbf{x}, \mathbf{y})$ ,  $\mathbf{h}(\mathbf{x}, \mathbf{y})$  und  $\mathbf{g}(\mathbf{x}, \mathbf{y})$  nichtlinear.  $n_k$  und  $n_d$  sind die Anzahl der kontinuierlichen und diskreten Variablen, die größer als 0 und zugleich endlich sind.

$$\min \left\{ J(\mathbf{x}, \mathbf{y}) \mid \begin{array}{l} \mathbf{h}(\mathbf{x}, \mathbf{y}) \leq \mathbf{0} \quad \mathbf{x} \in \mathbf{X} \subseteq \mathbb{R}^{n_k} \\ \mathbf{g}(\mathbf{x}, \mathbf{y}) = \mathbf{0} \quad \mathbf{y} \in \mathbf{V} \subseteq \mathbb{Z}^{n_d} \end{array} \right\} \quad (3.6)$$

Ist  $n_k$  gleich Null, dann liegt ein ganzzahliges nichtlineares Problem (engl. integer nonlinear programming: INLP) vor. Andernfalls, wenn  $n_d$  gleich Null ist, dann spricht man von einer nichtlinearen kontinuierlichen Optimierung (engl. nonlinear Programming: NLP).

MINLP/INLP-Probleme lassen sich nur unter bestimmten Voraussetzungen (konvexe Probleme<sup>3</sup>) mit exakten Methoden (wie z. B. Branch&Bound und Bendersdekomposition [33]) lösen. Hingegen sind nichtkonvexe MINLP/INLP-Probleme häufig mit heuristischen Methoden approximativ lösbar. Eine umfassende Einführung in die heuristische Optimierung und ihre praktische Anwendung ist in [34 bis 40] zu bekommen.

<sup>3</sup> In konvexen Optimierungsproblemen müssen sowohl die Zielfunktion als auch die Menge der zulässigen Punkte konvex sein.

### 3.2.3 Einführung in Optimierungsverfahren für MINLP-Probleme

Im Folgenden werden die vorher erwähnten Optimierungsverfahren für MINLP-Probleme beschrieben. Als erstes wird das Branch&Bound-Verfahren als Vertreter für exakte Methoden vorgestellt. Daraufhin stehen heuristische Verfahren im Fokus, die zur Lösung der Systemoptimierung des Ventil-Hook-Ups überwiegend beitragen werden. Am Ende wird noch auf weitere mögliche Optimierungsverfahren bzgl. MINLP-Probleme hingewiesen.

#### I. Branch&Bound-Verfahren

Branch&Bound (abgekürzt B&B) geht auf Land & Doig [41] zurück und ist eines der am häufigsten verwendeten Verfahren zur Lösung ganzzahliger und gemischt-ganzzahliger Probleme. Eine wesentliche Operation des B&B-Verfahrens heißt Relaxierung, mit der einige Randbedingungen gelockert oder vernachlässigt werden. Dadurch entsteht ein neuer Lösungsraum mit der Menge der Lösungen  $\mathbf{M}_R$ , in dem der ursprüngliche Lösungsraum mit der Menge der Lösungen  $\mathbf{M}$  enthalten ist, d. h.  $\mathbf{M} \subseteq \mathbf{M}_R$ . Demzufolge lässt sich die Lösung des relaxierten Problems als die untere Schranke des ursprünglichen Minimierungsproblems betrachten, wie in Gleichung (3.7) beschrieben. Im Gegensatz dazu wird eine obere Schranke durch Relaxierung für ein Maximierungsproblem erzeugt, siehe Gleichung (3.8).

$$\min\{J(\mathbf{x}) \mid \mathbf{x} \in \mathbf{M}_R\} \leq \min\{J(\mathbf{x}) \mid \mathbf{x} \in \mathbf{M}\} \quad (3.7)$$

$$\max\{J(\mathbf{x}) \mid \mathbf{x} \in \mathbf{M}_R\} \geq \max\{J(\mathbf{x}) \mid \mathbf{x} \in \mathbf{M}\} \quad (3.8)$$

Falls die Ganzzahligkeitsbedingung eines MILP/ILP-Problems vernachlässigt wird, dann ergibt sich ein kontinuierliches lineares Problem (engl: linear programming: LP). Aus diesem Grund wird eine derartige Relaxierung als LP-Relaxierung bezeichnet. Im Folgenden wird auf das Grundprinzip des B&B-Verfahrens mit LP-Relaxierung eingegangen. Zur Anschaulichkeit wird die Vorgehensweise mithilfe eines sogenannten Suchbaums in Abbildung 3-3 grafisch dargestellt.

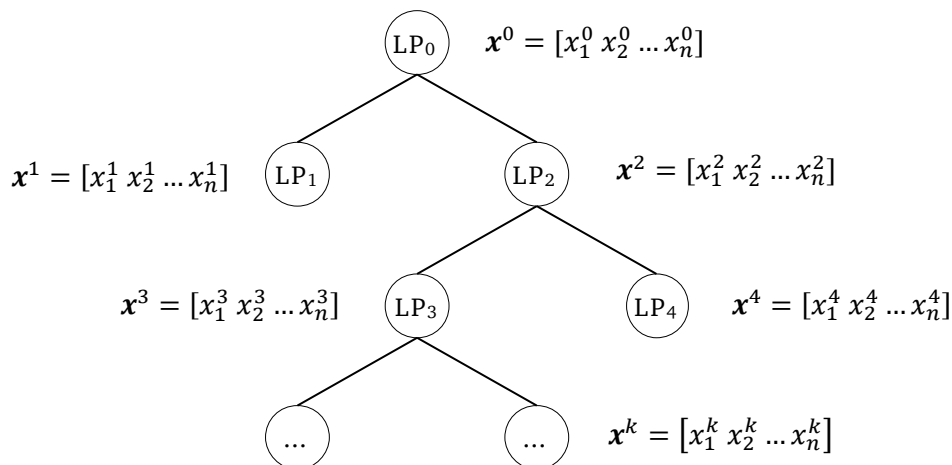


Abbildung 3-3: Suchbaum des B&B-Verfahrens mit LP-Relaxierung

Jedes Unterproblem  $LP_k$  ist ein Knoten und die Erzeugung der darunter stehenden Unterprobleme  $LP_{k+1}$  und  $LP_{k+2}$  wird als Verzweigung von  $LP_k$  bezeichnet. Die Lösung von Problem  $LP_k$  wird mit  $\mathbf{x}^k$  dargestellt. Hierbei sind zwei wichtige Fragen zu beantworten.

Zuerst wird die Frage behandelt, mit welchem Knoten der Suchbaum weiterwächst bzw. welcher Knoten verworfen werden soll. Beispielsweise wird auf eine Verzweigung eines Knotens  $LP_k$  verzichtet, wenn  $LP_k$  unzulässig ist oder die Lösung des Knotens  $LP_k$  alle Ganzzahligkeitsbedingungen erfüllt.

Die zweite Frage ist, wie die Verzweigungen  $LP_{k+1}$  und  $LP_{k+2}$  erzeugt werden. Beispielsweise lassen sich zwei disjunkte Unterprobleme  $LP_{k+1}$  und  $LP_{k+2}$  so erzeugen wie in Gleichung (3.9) und (3.10) formuliert. Zwei Ungleichungen  $x_j \leq \text{floor}(x_j^k)$  und  $x_j \geq \text{floor}(x_j^k) + 1$  werden hinzugefügt, wenn eine ganzzahlige Variable  $x_j$  in der Lösung  $\mathbf{x}^k$  noch nicht ganzzahlig ist. Der Operator „*floor*“ rundet die Zahl  $x_j^k$  auf die nächste ganze Zahl, die kleiner oder gleich  $x_j^k$  ist.

$$LP_{k+1} = LP_k \oplus \{x_j \leq \text{floor}(x_j^k)\} \quad (3.9)$$

$$LP_{k+2} = LP_k \oplus \{x_j \geq \text{floor}(x_j^k) + 1\} \quad (3.10)$$

Das B&B-Verfahren für konvexe MINLP-Probleme basiert auf derselben LP-Relaxierung (Vernachlässigung der Ganzzahligkeitsbedingung) und hat dieselbe Struktur wie für MILP. Nachteilig ist jedoch, dass eine Ausnutzung der Struktur der Vorgängergeneration bei der Lösung der neuen Knoten wegen der Nichtlinearität kaum möglich ist.

Eine allgemeine Struktur des B&B-Verfahrens lässt sich in 5 Schritten interpretieren, siehe Tabelle 3-2. In [28] wird jeder Schritt ausführlich beschrieben und in der vorliegenden Arbeit daher nicht näher erläutert.

Tabelle 3-2: Schleifenstruktur des B&B-Verfahrens für ein Minimierungsproblem nach [28]

Schritt	Beschreibung
1. Initialisierung	Die untere Schranke $J^U = -\infty$ und Liste der aktiven Knoten
2. Knotenwahl	Wähle eines Knotens $LP_k$ aus der Liste
3. Lösung des $LP_k$	$\mathbf{x}^k$ und $J(\mathbf{x}^k)$
4. Verwerfungskriterien	If $\mathbf{x}^k$ zulässig ist, ersetze $J^U = J(\mathbf{x}^k) \rightarrow$ Schritt 2.
5. Variablenauswahl und Wahl der Verzweigungsrichtung	Schätzung der Degradierung der ganzzahligen Lösung und der oberen Schranke. Hinzufügen neuer Unterprobleme in der Liste der aktiven Knoten. $\rightarrow$ Schritt 2.

## II. Heuristische Verfahren

In [12] werden heuristische Verfahren so beschrieben:

„Heuristische Optimierungsverfahren sind universal einsetzbare Verfahren, welche mit realitätsverträglichem Rechenaufwand hochwertige Lösungen ermitteln und damit zur effektiven Bewältigung realer Entscheidungsprobleme beitragen können.“

In der Beschreibung werden die Vor- und Nachteile der heuristischen Verfahren bereits verdeutlicht. Ein unschlagbarer Vorteil ist, dass heuristische Verfahren theoretisch alle Optimierungsprobleme, insbesondere praktische komplexe Probleme wie z. B. MINLP-Probleme in Kombination mit Simulationen, mit vernünftigem Aufwand lösen können. Nachteilig ist hingegen, dass heuristische Verfahren als Approximationsmethoden die

Optimalität der gefundenen Lösung nicht garantieren. Außerdem wird keine allgemeingültige Aussage über die Entfernung der gefundenen Lösung vom globalen Optimum getroffen.

In der Literatur tauchen die zwei Worte „Heuristiken“ und „Metaheuristiken“ oft auf. Der wesentliche Unterschied zwischen den beiden Begriffen besteht darin, dass Heuristiken problemspezifisch formuliert sind, während Metaheuristiken allgemein und sehr abstrakt formuliert sind und für konkrete Optimierungsprobleme individuell implementiert werden müssen. Zusammenfassend werden Heuristiken und Metaheuristiken als heuristische Verfahren bezeichnet, die eine Technik zur Suche nach guten (nahezu optimalen) Lösungen eines Optimierungsproblems in möglichst kurzer Zeit sind.

Grundsätzlich lassen sich heuristische Verfahren in zwei Klassen unterteilen. Zum einen sind dies auf lokale Suche basierende (auch nachbarschaftsbasiert genannt) heuristische Verfahren, wie z. B. Tabu-Suche und Simulierte Abkühlung. Zum anderen sind es naturinspirierte populationsbasierte heuristische Verfahren, wie z. B. Genetische Algorithmen [42] und Evolutionsstrategie [43].

Im Folgenden werden zwei beliebte heuristische Verfahren als Vertreter der oben erwähnten zwei Klassen ausgewählt und darauf näher eingegangen. Anschließend wird noch ein kurzer Überblick über weitere heuristische Verfahren gegeben.

### 1. Genetische Algorithmen (*genetic algorithms*)

Genetische Algorithmen (GA) wurden Mitte der 1960er Jahre von John Holland und seiner Forschungsgruppe vorgeschlagen und in [42] veröffentlicht. Seitdem werden genetische Algorithmen zur Lösung verschiedener Optimierungsprobleme angewendet und ggf. weiterentwickelt [44 bis 51]. Die auf biologischer Genetik beruhenden Grundlagen sind jedoch stets identisch.

In der Natur hat ein Individuum eine höhere Chance zu überleben und Nachkommen hervorzubringen, wenn es eine bessere Fitness hat. Von Generation zu Generation verbessern sich die Individuen, um den Wettbewerb zu gewinnen und sich fortzupflanzen. Dies ist der Grundstein der Evolution. Hierbei spielen Gene eine Schlüsselrolle, weil alle Erbinformationen in Genen gespeichert und übertragen werden. Die Charakteristiken der Nachkommen hängen überwiegend von den geerbten Genen ab.

Die genetischen Algorithmen ahmen die natürliche Evolution nach. Ein Lösungskandidat wird als Individuum und die Menge aller Lösungskandidaten als Population bezeichnet. Im ersten Schritt wird jedes Individuum problemspezifisch codiert. In Tabelle 3-3 sind verschiedene Codierungsformen dargestellt.

Tabelle 3-3: Codierungsformen für genetische Algorithmen

Codierungsform	Beispiel
Binär	[0 1 1 0 0 1 0 1 0 0]
Ganzzahlig	[1 2 3 4 5 6 7 8 9 10]
Reell	[0,1 0,2 0,3 0,4 0,5]
Permutation	[A B C D E F G H I]

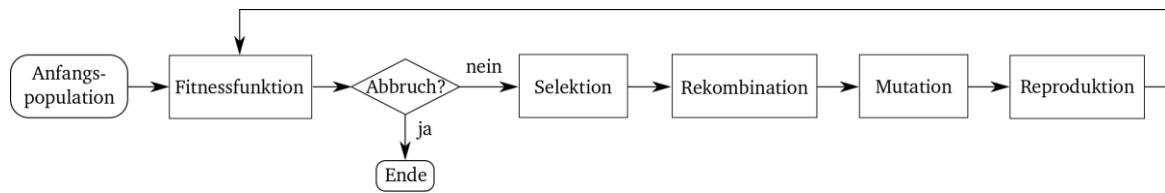


Abbildung 3-4: Flussdiagramm für genetische Algorithmen

Die allgemeine Vorgehensweise zeigt Abbildung 3-4. Die erste Population, auch Anfangspopulation genannt, sollte den Lösungsraum möglichst gut abdecken. Eine Fitnessfunktion bewertet die Chance der Fortpflanzung eines Individuums. In der Regel ist die Fitnessfunktion frei formulierbar und daher ist kein allgemeiner Ausdruck möglich.

Bemerkenswert ist, dass Fitnessfunktion und Zielfunktion nicht zwangsläufig gleichgesetzt werden müssen. Falls die Fitnessfunktion durch die Zielfunktion ersetzt wird, muss darauf geachtet werden, dass der Zielfunktionswert für Minimierungsprobleme minimiert und für Maximierungsprobleme maximiert wird, während der Fitnessfunktionswert eines Optimierungsproblems immer maximiert wird. In Folge dessen ist eine angemessene Umwandlung der Zielfunktion in die Fitnessfunktion notwendig.

Um ein neues Nachkommen zu produzieren, werden verschiedene genetische Operatoren wie z. B. Selektion, Rekombination, Mutation und Reproduktion angewandt. Nachfolgend werden relevante genetische Operatoren detailliert beleuchtet.

### Genetischer Operator 1: Selektion

Selektiert werden die Individuen, aus denen Nachkommen erzeugt werden. In Analogie zur natürlichen Selektion hat derjenige eine höhere Wahrscheinlichkeit sich fortzupflanzen, der eine bessere Fitness hat. Die Stärke der Bevorzugung guter Individuen wird als Selektionsdruck bezeichnet. Mit geringem Selektionsdruck lässt sich die Diversität der Individuen gewährleisten und dadurch erhöht sich die Chance, das globale Optimum zu erreichen. Im Gegensatz dazu wird ein (lokales) Optimum in der Nähe guter Individuen mit hohem Selektionsdruck angestrebt. Eine ideale Selektion hat geringeren Selektionsdruck in früheren Generationen und höheren Selektionsdruck in späteren Generationen.

Wichtig zu erwähnen ist, dass die ausgewählten Individuen nicht von der Population eliminiert, sondern dupliziert und in einem sogenannten „mating pool“ gespeichert werden. Dadurch darf ein Individuum mehrmals ausgewählt werden.

Die fitnessproportionale Selektion ist eine weit verbreitete Methode, die zuerst von Holland verwendet wurde. Seitdem entstand eine Vielzahl von Selektionen, wie z. B. roulette wheel selection, stochastic universal sampling, rangbasierte Selektion, Turniers Selektion und Elite Selektion. Im Folgenden werden drei Selektionsmechanismen kurz vorgestellt.

- Fitnessproportionale Selektion (engl. fitness-based selection)



Die Selektionswahrscheinlichkeit beschreibt das Verhältnis von einem einzelnen Fitnesswert zur Summe aller Fitnesswerte, wie in (3.11) dargestellt.

$$p_i = \frac{F(I_i)}{\sum_{j=1}^n F(I_j)} \quad (3.11)$$

Wenn ein Individuum einen sehr hohen Fitnesswert hat, dominiert es die Selektion, was zu einer schnellen Konvergenz in ein lokales Optimum führen wird. Mit zunehmenden Generationen wird der Unterschied zwischen dem besten und dem schlechtesten Individuum immer kleiner und die Heterogenität der Individuen verringert sich, sodass die Selektionswahrscheinlichkeit immer geringeren Einfluss auf die Selektion hat. Dies hat zur Folge, dass der Selektionsdruck in späteren Phasen niedriger wird und genetische Algorithmen langsamer konvergieren.

Als Alternative wird eine rangbasierte Selektion (engl. rank-based selection) eingesetzt, damit die Selektionswahrscheinlichkeit nicht im direkten Verhältnis zum Fitnesswert steht. Hierbei werden die Individuen nach dem Fitnesswert sortiert und nummeriert. Die Selektionswahrscheinlichkeit ist schließlich eine Funktion des Rangs  $R_i$ , wie in (3.12) dargestellt.

$$p_i = \frac{1}{n} \left( E_{max} - (E_{max} - E_{min}) \frac{R_i - 1}{n - 1} \right) \quad (3.12)$$

Damit die Summe der Selektionswahrscheinlichkeit aller Individuen gleich 1 ist, d. h.  $\sum_i^n p_i = 1$ , muss die Bedingung  $E_{min} = 2 - E_{max}$  erfüllt werden. Der Selektionsdruck lässt sich zusätzlich über  $E_{max}$  steuern. Die Gemeinsamkeit der beiden Methoden ist, dass eine vollständige Berechnung aller Fitnesswerte unverzichtbar ist.

- Turnierselektion (engl. tournament selection)

Turnierselektion wird auch Wettkampfselektion genannt.  $k$  Individuen werden zunächst aus der aktuellen Population zufällig ausgewählt, wobei  $k$  im Bereich von 2 bis  $n$  liegt. Danach wird das beste Individuum von den  $k$  Individuen selektiert und in den „mating pool“ dupliziert. Der Selektionsdruck wird von  $k$  gesteuert und je größer der Wert  $k$  ist, desto höher ist der Selektionsdruck. Diese Methode hat mehrere Vorteile gegenüber der fitnessproportionalen Selektion. Einerseits sind ausschließlich die selektierten Individuen zu betrachten, statt alle Individuen vollständig zu untersuchen. Andererseits wird die Selektionswahrscheinlichkeit nicht direkt vom Fitnesswert beeinflusst, womit sich das Dominanzproblem vermeiden lässt. Des Weiteren eignet sich die Turnierselektion auch für negative Fitnesswerte, die für andere Selektionsmethoden problematisch sind. Im Fall  $k=2$  spricht man von einer binären Turnierselektion, die einfach zu implementieren ist.

- Elite-Selektion (engl. elitist selection)

Elite-Selektion beschreibt, dass die  $\beta$  besten Individuen in einer Population auf alle Fälle überleben und in der nachfolgenden Generation weitergegeben werden. Dadurch wird sichergestellt, dass diese besten Lösungen, die sogenannte „Elite“, nicht verloren gehen. Es besteht aber eine erhöhte Gefahr, die Lösung in lokalen Optima zu verharren. Um diesen Nachteil zu überwinden, wird oft eine Kombination der Elite-Selektion mit anderen Selektionsverfahren bevorzugt. Beispielsweise in dem bekannten Optimierungsalgorithmus

NSGA-II (Elitist Non-Dominated Sorting Genetic Algorithm-II) [49] werden binäre Turnierselektion und Elite-Selektion angewendet.

### Genetischer Operator 2: Rekombination (Crossover)

Rekombination erfüllt die Aufgabe, ein Individuum bzw. einen Nachkommen aus zwei Eltern zu erzeugen. Je nach der Codierungsform stehen verschiedene Rekombinationen zur Verfügung.

Für binär codierte Probleme liegen drei mögliche Rekombinationen vor, nämlich 1-Punkt Crossover,  $n$ -Punkt Crossover und Uniform Crossover (siehe Tabelle 3-4). Mit 1-Punkt Crossover wird beispielsweise ein Schnittpunkt in der Mitte eines codierten Individuums zufällig ausgewählt. Durch den Austausch der Eltern ab dem Schnittpunkt entstehen zwei neue Nachkommen. Mit  $n$ -Punkt Crossover wird stattdessen ein Abschnitt mit der Länge  $n$  ab einem zufälligen Schnittpunkt ausgetauscht.

Tabelle 3-4: Rekombinationen für binär codierte Probleme

Eltern (Binär)		[0 1 0 1 1 0 0 1]	[1 0 1 0 1 1 0 1]
	1-Punkt Crossover	[0 1 0 <u>0 1 1 0 1</u> ]	[1 0 1 <u>1 1 0 0 1</u> ]
Nachkommen	$n$ -Punkt Crossover	[0 1 <u>1 0 1</u> 0 0 1]	[1 0 <u>0 1 1</u> 1 0 1]
	Uniform Crossover	[0 <u>0 0 0</u> 1 <u>1</u> 0 1]	[1 <u>1</u> 1 <u>1</u> 1 <u>0</u> 0 1]

Für Ganzzahl- oder Realzahl-Codierung dürfen hingegen arithmetische Rekombinationen angewendet werden. Die einfachste Form einer derartigen Rekombination lautet:  $z_i = \alpha x_i + (1 - \alpha)y_i$ , wobei  $\alpha$  eine Zufallszahl aus dem Intervall (0,1) ist. Diese Rekombination darf für eine einzelne Stelle, einen Abschnitt oder für ein Chromosom eingesetzt werden.

### Genetischer Operator 3: Mutation

Mit der Mutation lässt sich ein Individuum durch eine zufällige Änderung erzeugen. Diese Änderung wird über eine benutzerdefinierte Mutationsrate  $p_m$  bestimmt. Dadurch wird ermöglicht, die durch Rekombination nicht erreichbaren Lösungen zu finden. Außerdem trägt die Mutation dazu bei, die Vielfalt der Individuen zu bewahren, insbesondere wenn die Populationszahl klein ist.

Tabelle 3-5: Mutation nach [35]

Codierungsform	Mutation
Binär	Bit-Flipping
Ganzzahlig	Random Resetting, Creep Mutation
Reell	Uniform Mutation, Nonuniform Mutation
Permutation	Swap Mutation, Insert Mutation, Scramble Mutation

Je nach der Codierungsform sind verschiedene Mutationsmöglichkeiten verfügbar, wie in Tabelle 3-5 aufgelistet. Beispielsweise sind Random Resetting und Creep Mutation für Ganzzahlige Codierungsform geeignet.

Jedem Gen  $x_i$  eines Individuums wird eine Zufallszahl  $p_i$  aus dem Intervall  $[0, 1)$  zugeordnet. In „Random Resetting“ wird dasjenige Gen, dessen Zufallszahl  $p_i$  kleiner als die Mutationsrate  $p_m$  ist, durch eine zufällig generierte Zahl ersetzt, d. h.  $x_i = x'_i$ , wenn  $p_i < p_m$  gilt. Hingegen wird in „Creep Mutation“ ausschließlich eine zufällige Änderung zu dem Gen, dessen Zufallszahl kleiner als Mutationsrate  $p_m$  ist, addiert, d. h.  $x_i = x_i + \Delta x_i$ , wenn  $p_i < p_m$  gilt. Die Uniform und Nonuniform Mutation für Reell-Codierung ähneln in ihrem Aufbau der Random Resetting und der Creep Mutation.

Uniform Mutation:

$$[x_1 \ x_2 \ \dots \ x_n] \rightarrow [x'_1 \ x'_2 \ \dots \ x'_n], \text{ mit } x_i, x'_i \in [X_O \ X_U]$$

Nonuniform Mutation:

$$[x_1 \ x_2 \ \dots \ x_n] \rightarrow [x_1 + \Delta x_1 \ x_2 + \Delta x_2 \ \dots \ x_n + \Delta x_n]$$

mit  $x_i, x_i + \Delta x_i \in [X_O \ X_U]$  und  $\Delta x_i \sim N(\mu, \sigma^2)$

#### Genetischer Operator 4: Reproduktion

Mit Reproduktion wird eine neue Generation (eine neue Population) erzeugt, wobei die Anzahl der Individuen einer Population stets konstant bleibt. Hierfür gibt es zwei bekannte Methoden.

Die eine Methode unter dem Namen „general replacement“ ersetzt alle Individuen der alten Generation durch neue Nachkommen. Der Vorteil ist, dass eine frühzeitige Konvergenz zu lokalen Optima verhindert wird. Nachteilig ist jedoch, dass gute Lösungen (wie z. B. Eliten) aus der alten Generation verloren gehen können.

Die andere Methode, als „steady-state“ bezeichnet, ersetzt teilweise die Individuen durch neuen Nachwuchs. Dafür gibt es verschiedene Strategien. Eine beliebte Strategie in der Praxis ist, dass das schlechteste Individuum durch einen besseren Nachkommen ersetzt wird. Diese Strategie lässt sich dahingehend erweitern, dass die Nachkommen und die Eltern zusammengebracht, nach Fitnesswert sortiert und die besten  $n$  Individuen für die nächste Generation ausgewählt werden. Dadurch lassen sich die Eliten beibehalten. Gleichzeitig erhöht sich allerdings die Gefahr, ein lokales Optimum wieder zu verlassen.

#### Genetischer Operator 5: Abbruchkriterien

Die Suche nach einem Optimum wird erst beendet, wenn ein Abbruchkriterium erfüllt wird. Die Abbruchkriterien können in vielfältigen Formen dargestellt werden.

Beispielsweise hört die Optimierung auf, wenn die Qualität der Lösung zufriedenstellend ist. Als Alternative wird eine maximale Generationszahl oder Iterationszahl vorgegeben und der Abbruch findet statt, sobald das Maximum erreicht ist. Ein weiteres übliches

Abbruchkriterium ist die Definition einer gewissen Zeit. Innerhalb dieser Zeit darf die Optimierung stets laufen. Üblicherweise werden mehrere Abbruchkriterien in einem Optimierungsproblem parallel implementiert.

## 2. Tabu-Suche (tabu search)

Bevor auf die Tabu-Suche eingegangen wird, wird das Optimierungsverfahren „lokale Suche“ kurz vorgestellt. Bei der lokalen Suche wird die beste Lösung  $x^*$  aus den Nachbarlösungen  $L(x)$ , die durch kleine Modifikationen der aktuellen Lösung  $x$  erzeugt werden, herausgefunden und dann mit der aktuellen Lösung  $x$  verglichen. Falls  $x^*$  besser als  $x$  ist, wird  $x^*$  als neue aktuelle Lösung in der nächsten Iteration übernommen. Anderenfalls, wenn die aktuelle Lösung besser als alle Nachbarlösungen ist, lässt sich schlussfolgern, dass die aktuelle Lösung ein lokales Optimum oder die beste Lösung ist.

Die allgemeine Arbeitsweise der lokalen Suche für ein Minimierungsproblem ist in Tabelle 3-6 beschrieben. Für ein Maximierungsproblem wird eine leichte Änderung in der Formulierung bzgl. dem Vergleich der Zielfunktionswerte (wenn  $J(x^*) > J_{best}$ ) vorgesehen.

Tabelle 3-6: Allgemeine Vorgehensweise lokaler Suche (für ein Minimierungsproblem)

1	Initialisierung	Anfangslösung $x_0$ und die aktuelle Lösung $x = x_0, J_{best} = J(x)$
2	Wiederholung /Iterationen	Bestimme Nachbarlösungen $L(x)$
		Bestimme die beste Lösung $x^*$ von Nachbarlösungen $L(x)$ Vergleiche, wenn $J(x^*) < J_{best}$ , dann $x = x^*$ und $J_{best} = J(x^*)$
3	Ende	Bis ein Abbruchkriterium erreicht ist.

Ein wesentliches Merkmal der lokalen Suche ist, dass keine Verschlechterung erlaubt wird. D. h. wenn mehrere lokale Optima vorliegen, wird das globale Optimum mit einer sehr geringen Wahrscheinlichkeit erreicht. Um ein lokales Optimum zu verlassen, wird daher eine Verschlechterung der Lösungen ermöglicht, indem unterschiedliche Tricks/Modifikationen umgesetzt werden.

Beispielsweise wurde ein heuristischer Algorithmus, die sogenannte Schwellenakzeptanz (engl. Threshold Accepting [52]), auf Basis der lokalen Suche entwickelt. Hierbei wird eine Schranke  $\varepsilon$  vorgegeben, unterhalb der eine Verschlechterung erlaubt ist. Falls eine Lösung  $x'$  die Bedingung  $J(x') < J_{best} + \varepsilon$  erfüllt, wird diese Lösung  $x'$  als die aktuelle Lösung der nächsten Iteration ausgewählt.

Tabelle 3-7: Allgemeine Vorgehensweise Schwellenakzeptanz (für ein Minimierungsproblem)

1	Initialisierung	Anfangslösung $x_0$ und die aktuelle Lösung $x = x_0, J_{best} = J(x)$
2	Wiederholung /Iterationen	Bestimme Nachbarlösungen $L(x)$
		Bestimme die beste Lösung $x^*$ von Nachbarlösungen $L(x)$ Vergleiche, wenn $J(x^*) < J_{best}$ , dann $J_{best} = J(x^*)$
		Wähle $x'$ unter der Bedingung $J(x') < J_{best} + \varepsilon$ und ersetze $x = x'$
3	Ende	Bis ein Abbruchkriterium erreicht ist.

Tabu-Suche (Abkürzung: TS) ist ein ein weiterer bekannter heuristischer Algorithmus, der auf der lokalen Suche basiert. Mithilfe einer Tabuliste wird vermieden, dass die bereits besuchten Lösungen wiederkehrend in Betrachtung kommen. Außerdem wird eine lokale Optimierung verhindert bzw. eine globale Optimierung erreicht, indem die lokal optimalen Lösungen in der Tabuliste gespeichert werden. Die Allgemeine Vorgehensweise für ein Minimierungsproblem ist in Tabelle 3-8 zu sehen.

Tabelle 3-8: Allgemeine Vorgehensweise der Tabu-Suche (für ein Minimierungsproblem)

1	Initialisierung	Anfangslösung $x_0$ und die aktuelle Lösung $x = x_0$ $J_{best} = J(x)$ , $x_{best} = x$ , Tabuliste $TL = \emptyset$
2	Wiederholung /Iterationen	Bestimme Nachbarlösungen $L(x)$ Wähle die beste Lösung $x' \in L(x) - TL$ und $x = x'$ Vergleiche, wenn $J(x') < J_{best}$ , dann $J_{best} = J(x')$ , $x_{best} = x'$ $TL = TL \cup \{x'\}$
3	Ende	Bis ein Abbruchkriterium erreicht ist.

Bei der Implementierung der Tabu-Suche sind vier Schlüsselbegriffe – Nachbarschaft  $L(x)$ , Tabuliste  $TL$ , Akzeptanzkriterien und Abbruchkriterien – von entscheidender Bedeutung. Nachfolgend werden diese vier Begriffe Schritt für Schritt erörtert.

Die Struktur der Nachbarschaft bezieht sich auf das zu lösende Optimierungsproblem. Theoretisch gehören alle Lösungen außer der aktuellen Lösung zu den Nachbarn. Gemäß dieser Definition der Nachbarschaft lässt sich die beste Lösung in der ersten Iteration bestimmen. Jedoch macht es normalerweise keinen Sinn, alle Lösungen zu bewerten und zu vergleichen, weil dies sehr aufwändig und sehr ineffizient ist. Eine geeignete Nachbarschaft soll dazu dienen, die beste Lösung in kurzer Zeit und mit geringem Aufwand aufzufinden.

Eine gängige Methode zur Erzeugung der Nachbarschaft ist eine geringfügige Modifikation der aktuellen Lösung. Zusätzlich ist eine ständige Anpassung der Nachbarschaft während der Optimierung (Variable Neighborhood Search [53]) vorteilhaft. Falls eine intensive Untersuchung in einem bestimmten Bereich notwendig ist, dann ist eine geringfügige Modifikation vorzuziehen. Falls eine Exploration im unerforschten Gebiet gewünscht ist, ist eine Erweiterung oder eine Anpassung der Nachbarschaft hilfreich.

Im Hinblick auf die Tabuliste müssen zwei Aspekte betrachtet werden. Zum einen ist das Tabuattribut, welches beschreibt, was verboten wird. Sowohl eine konkrete Lösung als auch ein bestimmtes Lösungsattribut können je nach dem Optimierungsproblem als Objekt in der Tabuliste definiert werden. In Tabelle 3-8 wird beispielsweise eine konkrete Lösung zu der Tabuliste hinzugefügt. Für eine klassische Tourenplanung ist es hingegen sehr ungünstig, eine konkrete Tourenplanung in der Tabuliste zu speichern, weil dann eine ständige Überprüfung, ob eine Nachbarlösung tabu ist, sehr aufwändig ist. Stattdessen gilt ein Lösungsattribut als tabu, wie z. B. eine Rückeinfügung eines Kunden  $p$  zurück in Tour  $A$ , die kürzlich von Tour  $A$  nach Tour  $B$  bewegt wurde [54].

Des Weiteren wird ein Tabukriterium festgelegt, welches beschreibt, in welchen Situationen eine Lösung in die Tabuliste eingetragen bzw. von der Tabuliste freigegeben wird.

Beispielsweise wird in Tabelle 3-8 die zuletzt besuchte Ausgangslösung in die Tabuliste eingetragen, um deren erneute Verwendung zu verhindern. Außerdem wird eine Tabuliste in der Regel auf eine gewisse Länge, die sog. Tabudauer, begrenzt. Wenn die Liste bereits voll besetzt ist und eine weitere Lösung als tabu deklariert werden muss, lässt sich die älteste/früheste Tabu-Lösung von der Liste freigeben. Die Wahl der Tabudauer wirft eine kritische Frage auf. Eine zu kurze Tabudauer führt dazu, eine zyklische Suche nicht effektiv verhindern zu können. Eine zu lange Tabudauer schränkt jedoch die Suche stark ein.

Das Kriterium zur Auswahl der Ausgangslösung für die nächste Iteration wird als Akzeptanzkriterium bezeichnet. Ein typisches Akzeptanzkriterium ist Best Accept-Strategie [39]. D. h. die beste Lösung unter den nicht in der Tabuliste enthaltenen Nachbarlösungen wird als neue Ausgangslösung in der nächsten Iteration ausgewählt. In der einfachen Tabu-Suche, wie in Tabelle 3-8 beschrieben, wird diese Best Accept-Strategie angewendet. Neben der Best Accept-Strategie gibt es noch andere Alternativen, wie z. B. First Best Accept-Strategie [39], mit der die erste verbessernde und zugleich nicht in der Tabuliste befindliche Nachbarlösung in die nächste Iteration als Ausgangslösung eingesetzt wird.

Abbruchkriterien sind ebenfalls ein wichtiger Bestandteil der Tabu-Suche und werden problemspezifisch definiert. Im Folgenden werden einige nützliche Abbruchkriterien angegeben.

- Erreichen einer vorgegebenen Iterationszahl
- In den letzten  $k$ -Iterationen wurde keine Verbesserung erzielt.
- Ausreichend gute Lösung ist gefunden.
- Alle Lösungen der Nachbarschaft sind bereits untersucht.

Durch individuelle Definition und Modifikation der oben vorgestellten vier Bestandteile ergeben sich in der Praxis vielfältige Variationen der Tabu-Suche.

### 3. Weitere heuristische Methoden

Simulierte Abkühlung (engl. simulated annealing, Abkürzung: SA) [32], inspiriert vom Abkühlungsprozess der erhitzten Metalle beim Glühen, ist ein weiteres bekanntes heuristisches Verfahren und findet breite Anwendung in der Praxis. Analog zur Tabu-Suche basiert simulierte Abkühlung auf der lokalen Suche. Es wird jedoch ein wichtiger Parameter - die Temperatur  $T$  - eingeführt. Eine temperaturabhängige Wahrscheinlichkeit (sogenannte Boltzmann-Wahrscheinlichkeit [55] mit einer Boltzmann Konstanten  $k_B > 0$ ) erlaubt eine Verschlechterung der Suche. Dadurch lassen sich lokale Optima überwinden.

Die Wahrscheinlichkeit, eine schlechtere Lösung für die weitere Optimierung aufzunehmen, nimmt mit sinkender Temperatur ab. Dadurch erhöht sich die Gefahr, dass die Suche in einem lokalen Optimum endet. Aus diesem Grund spielt die Änderungsrate der Temperatur eine entscheidende Rolle für das Auffinden des globalen Optimums.

In Abbildung 3-5 sind drei mögliche Funktionen der Temperaturänderung grafisch dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die Temperaturänderung eine signifikante Auswirkung auf die Boltzmann-Wahrscheinlichkeit hat. Die Schwierigkeit bei der Gestaltung einer qualitativen simulierten Abkühlung besteht darin, dass die am besten geeignete Funktion der Temperaturänderung nicht bekannt ist.

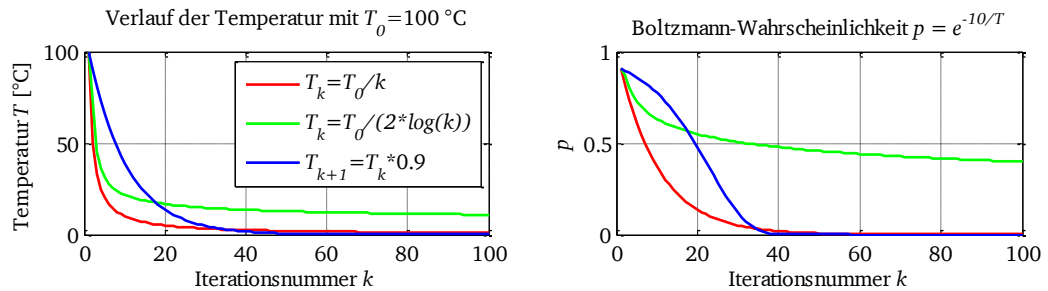


Abbildung 3-5: Unterschiedliche Temperaturverläufe und die zugehörigen Boltzmann-Wahrscheinlichkeiten

Tabelle 3-9: Allgemeine Vorgehensweise der simulierten Abkühlung (für ein Minimierungsproblem)

1	Initialisierung	Anfangslösung $x_0$ und die aktuelle Lösung $x = x_0$ Anfangstemperatur $T_0$
		Bestimme Nachbarlösungen $L(x) = [L_1, \dots, L_M]$ for $j = 1: M$ if $J(L_j) < J(x)$ , then $x = L_j$
2	Wiederholung /Iterationen	elseif $J(L_j) > J(x)$ and $\text{rand}[0,1] < p_j = \exp(-\frac{J(L_j)-J(x)}{k_B T})$ , then $x = L_j$ end end $T = T - \Delta T$
3	Ende	Bis ein Abbruchkriterium erreicht ist.

Evolutionsstrategie (engl. evolution strategy, Abkürzung: ES) [43] ist ein weiteres populationsbasiertes heuristisches Verfahren, ähnlich wie die genetischen Algorithmen. Mitte der 60er Jahre wurde die Evolutionsstrategie von Ingo Rechenberg und Hans-Paul Schwefel an der technischen Universität Berlin entwickelt. ES und GA haben viele Gemeinsamkeiten, wie z. B. die Operatoren von Rekombination, Mutation und Selektion. Jedoch wird jeder Operator für ES und GA unterschiedlich implementiert. Darüber hinaus hat ES nur eine Codierungsform – Codierung mit reellen Zahlen. Der Selektionsdruck äußert sich in dem Verhältnis von  $\mu$  Eltern und  $\lambda$  Kindern und ist umgekehrt proportional zu  $\mu/\lambda$ .

Es gibt prinzipiell drei mögliche Evolutionsstrategien, die im Folgenden kurz beschrieben werden.

- (1 + 1)-ES

(1 + 1)-ES hat ausschließlich zwei Individuen. Das eine ist der Elter und das andere ist das Kind. Um ein Kind zu erzeugen, werden zwei Operatoren „Duplikation“ und „Mutation“ eingesetzt. Durch Duplikation des Elters wird ein vorläufiges Kind erzeugt, welches identisch mit dem Elter ist. Danach folgt die Mutation, indem das vorläufige Kind mit einem aus einer Normalverteilung generierten Zufallsvektor modifiziert wird. Anschließend werden das originale Elter und das mutierte Kind miteinander verglichen. Das Bessere gewinnt und überlebt als Elter in der nächsten Generation. Dieser Vorgang wiederholt sich bis ein Abbruchkriterium erreicht wird. (1 + 1)-ES ist normalerweise für Probleme mit einem relativ kleinen Suchraum geeignet.

- $(\mu + \lambda)$ -ES

$(\mu + \lambda)$ -ES erweitert  $(1 + 1)$ -ES um  $\mu$  Eltern und  $\lambda$  Kindern, wobei die Kinder mehr als die Eltern sein müssen, d. h.  $\lambda > \mu$ . Mit gleicher Wahrscheinlichkeit wird ein Elter von  $\mu$  Eltern zur Erzeugung eines Kindes zufällig ausgewählt und kopiert. Es benötigt daher insgesamt  $\lambda$ -mal Auswahlvorgänge, um  $\lambda$  Kinder zu bekommen. Danach folgt die Mutation, genauso wie bei  $(1 + 1)$ -ES erläutert. Letztendlich werden  $\mu$  Individuen als Eltern für die nächste Generation selektiert.

Hierbei gibt es zwei Selektionsmethoden – Komma-Selektion und Plus-Selektion. In der Komma-Selektion werden die besten  $\mu$  Individuen von den  $\lambda$  Kindern ausgewählt. Der Vorteil der Komma-Selektion ist, dass eine Verschlechterung erlaubt wird. Dadurch erhöht sich die Chance, ein lokales Optimum zu verlassen. In der Plus-Selektion hingegen werden  $\mu$  Eltern und  $\lambda$  Kinder zusammenbetrachtet und die besten  $\mu$  Individuen davon ausgewählt. Dadurch lassen sich die Eliten immer beibehalten und der beste Fitnesswert wandelt sich stets in der positiven Richtung. Dadurch steigt jedoch das Risiko, zu einer lokalen Optimierung zu gelangen.

- $(\mu/\rho + \lambda)$ -ES

Bei den oben erwähnten Evolutionsstrategien handelt es sich um eine asexuelle Rekombination, wobei ein Kind direkt von einem Elter erzeugt wird. Bei  $(\mu/\rho + \lambda)$ -ES wird hingegen eine sexuelle Rekombination angewendet.  $\rho$  Mitglieder werden aus  $\mu$  Eltern zur Erzeugung eines Kindes zufällig ausgewählt. In der Natur hat die Anzahl  $\rho$  am häufigsten den Wert von 2. In der Evolutionsstrategie darf jedoch die Anzahl  $\rho$  mehr als 2 sein. Die Vorgehensweise mit Duplikation, Rekombination, Mutation und Selektion gilt für  $(\mu/\rho + \lambda)$ -ES weiterhin gleich wie bei den anderen ES.

Weitere heuristische Verfahren, wie z. B. Ameisenkolonien, Scatter Search und Cuckoo Search, wird in der vorliegenden Arbeit nicht weiter betrachtet.

### III. Weitere Optimierungsverfahren

Neben heuristischen Verfahren gibt es noch andere Wege zur erfolgreichen Lösung komplizierter diskreter (kombinatorischer) Optimierungsprobleme. Die stochastische Suche als Teilgebiet der Optimierung ist besonders geeignet für Systeme oder Modelle, die entweder rauschbehaftet oder sehr stark nichtlinear und mehrdimensional sind. Streng genommen gehören die zuvor erwähnten heuristischen Verfahren GA, SA und ES ebenfalls zur stochastischen Suche, weil entweder zufällige Zahlen bzw. zufällige Entscheidungen (z. B. zufällige Mutation/Selektion für GA und ES sowie Boltzmann-Wahrscheinlichkeit für SA) eingesetzt werden.

Die einfachste stochastische Suche ist die sogenannte Random Search Methode (Abkürzung: RS). In [56] werden drei zugrundeliegende Random Search Methoden, nämlich Blind Random Search (BRS), Localized Random Search (LRS) und Enhanced Localized Random Search (ELRS), umfassend vorgestellt. Im Vergleich zu traditionellen Optimierungsverfahren haben Random Search Methoden viele Vorteile. Beispielsweise ist RS eine gradientenfreie Methode (d. h. ausschließlich der Zielfunktionswert ist nötig), die grundsätzlich für alle Optimierungsprobleme einsetzbar ist. Außerdem ist die



Implementierung unkompliziert. Mit der Ausnutzung der lokalen Informationen lässt sich die Effizienz der Random Search Methoden (wie z. B. ELRS) deutlich erhöhen.

Nachfolgend wird Enhanced Localized Random Search kurz erläutert. Die Vorgehensweise ist in Tabelle 3-10 zu sehen. Das Grundprinzip besteht darin, dass die zur Verbesserung der Suche führende Änderungen in der weiteren Suche ermutigt werden. Anderenfalls, wenn eine Verschlechterung in der Suchrichtung stattfindet, ist es empfehlenswert, die Suche in der Gegenrichtung voranzutreiben, weil eine Verbesserung in der Gegenrichtung mit höherer Wahrscheinlichkeit geschehen wird.

Tabelle 3-10: Allgemeine Vorgehensweise der Enhanced Localized Random Search [56]

1	Initialisierung	$k = 0$ , Anfangslösung $x_k = x_0$ , Bias Vektor $b_k = b_0 = 0$ <hr/> Generiere einen unabhängigen zufälligen (random) Vektor $d_k$ nach Standardnormalverteilung Erzeuge eine neue Lösung $x_{new} = x_k + b_k + d_k$ Falls $x_{new}$ nicht in Lösungsraum ist, entweder generiere einen neuen $d_k$ oder ersetze $x_{new}$ durch die nächststehende Lösung if $J(x_{new}) < J(x_k)$ , $x_{k+1} = x_{new}$ und $b_{k+1} = 0,2b_k + 0,4d_k$ else
2	Wiederholung /Iterationen	$x_{new} = x_k + b_k - d_k$ in Lösungsraum Falls $x_{new}$ nicht in Lösungsraum ist, entweder generiere einen neuen $d_k$ oder ersetze $x_{new}$ durch die nächststehende Lösung If $J(x_{new}) < J(x_k)$ , $x_{k+1} = x_{new}$ und $b_{k+1} = b_k - 0,4d_k$ else $x_{k+1} = x_k$ und $b_{k+1} = 0,5b_k$ end end $k = k + 1$
3	Ende	Bis ein Abbruchkriterium erreicht ist.

### 3.3 Problemformulierung

Die allgemeine Formulierung eines Optimierungsproblems ist in Gleichung (3.13) dargestellt. Dabei sind drei Bestandteile – Optimierungsgrößen  $x$ , Nebenbedingungen  $h(x) \leq 0, g(x) = 0$  und Zielfunktionen  $J(x)$  – zu sehen.

$$\min\{J(x) \mid h(x) \leq 0, g(x) = 0, x \in M\} \quad (3.13)$$

Für ein Optimierungsproblem werden vor allem die Optimierungsgrößen  $x$  festgelegt und anschließend die Nebenbedingungen (auch Randbedingungen genannt) fein definiert.

In Kapitel 2.1 wurden die Grundlagen des Ventil-Hook-Ups einschließlich verschiedener Ventilanbaugeräte bereits vorgestellt. Aus praktischen Erfahrungen liegt die Problematik der Auslegung eines Ventil-Hook-Ups hauptsächlich darin, wie viele Booster mit welchen Einstellungen der Bypassdrossel das beste Ergebnis erzielen können [66]. Die Auswahl der restlichen Anbaugeräte erfolgt danach in Abhängigkeit von der Kombination der Booster. Beispielsweise muss ein Druckregler mit großer Luftleistung bzw. großem  $K_v$ -Wert ausgewählt werden, wenn mehrere Booster für eine schnelle Belüftung notwendig sind.

Der Stellungsregler ist zwar auf den SAMSON Typ 3730-3(-6) beschränkt aber die Regelparameter sind einstellbar, die einen großen Einfluss auf die Regelgüte ausüben können. Die Regelparameter werden in der Regel durch die Initialisierung des Stellungsreglers nach dem vollständigen Zusammenbau des Stellgeräts ermittelt. Eine physische Initialisierung ist daher in der Planungsphase unmöglich. Für die vorliegende Optimierungsaufgabe werden die Regelparameter hingegen durch eine virtuelle Initialisierung näherungsweise ermittelt.

Zusammenfassend werden die Anzahl der Booster und die Einstellung ihrer Bypassdrossel als Optimierungsgrößen definiert. Ausdrücklich zu erwähnen ist, dass sich die vorliegende Arbeit ausschließlich auf SAMSON Booster 3755 beschränkt.

Tabelle 3-11: Originale Optimierungsgrößen

$x_1$	Anzahl der Booster	$x_1 \in [0, 1, 2, \dots, 8]$	ganzzahlig
$x_2$	Umdrehung der Bypassdrossel	$x_2 \in [0, 6]$	kontinuierlich

Wie in Tabelle 3-11 gezeigt, liegt die Anzahl der parallel geschalteten Booster zwischen 0 und 8. Die untere Grenze „0“ bedeutet, dass kein Booster nötig ist und der Stellungsregler unmittelbar mit dem Antrieb verbunden wird. Die obere Grenze „8“ resultiert aus den maximal verfügbaren Anschlüssen des Antriebs. Je nach Baugröße besitzt ein Stellantrieb normalerweise ein bis vier Anschlüsse für Druckluft. Wenn mehr als 4 Booster am Antrieb angebracht werden, wird mindestens ein Anschluss mit zwei Boostern verbunden. Sofern mehr als zwei Booster an einem Anschluss angeschlossen sind, ist eine Durchflussbegrenzung im Anschluss höchstwahrscheinlich unvermeidlich. Daher ist es sinnlos, mehr als zwei Booster an demselben Anschluss anzubringen. Außerdem ist der Raum für mehr als 8 Booster sehr knapp und die Montage wird ebenfalls erheblich erschwert.

Die Bypassdrossel ist kontinuierlich einstellbar und wird in dieser Arbeit für alle Booster einheitlich gehalten. Demzufolge handelt es sich ursprünglich um ein gemischt-ganzzahliges Optimierungsproblem. In der Praxis wird die Bypassdrossel jedoch schrittweise manuell eingestellt und zwar erfahrungsgemäß im Schritt von  $\frac{1}{4}$  Umdrehungen. Der Grund dafür ist

einerseits, dass eine Änderung der Bypassdrossel kleiner als  $\frac{1}{4}$  Umdrehungen keine signifikante Auswirkung auf die Stellzeiten aufweist. Andererseits wird die Bypassdrossel mit Hand und nach Gefühl eingestellt, da keine physikalische Skalierung der Bypassdrossel im Booster verfügbar ist. Daher ist diese schrittweise Einstellung in der Praxis leicht umsetzbar und merkbar. In Tabelle 3-12 wird die Optimierungsgröße  $x_2$  diskretisiert.

Tabelle 3-12: Optimierungsvariablen nach Diskretisierung der Bypassdrossel

$x_1$	Anzahl der Booster	$x_1 \in [0,1,2, \dots, 8]$	Ganzzahlig
$x_2$	Umdrehung der Bypassdrossel	$x_2 \in [0,1/4, 1/2, \dots, 6]$	Diskret
$x'_2$	Ersatzgröße der Bypassdrossel $x'_2 = x_2 * 4$	$x'_2 \in [0,1, 2, \dots, 24]$	Ganzzahlig

Die Diskretisierung der Bypassdrossel trägt außerdem dazu bei, ein gemischt-ganzzahliges Problem in ein rein diskretes bzw. ganzzahliges Optimierungsproblem umzuwandeln. Der Lösungsraum ist nun endlich und enthält eine Menge von 201 potentiellen Lösungen.

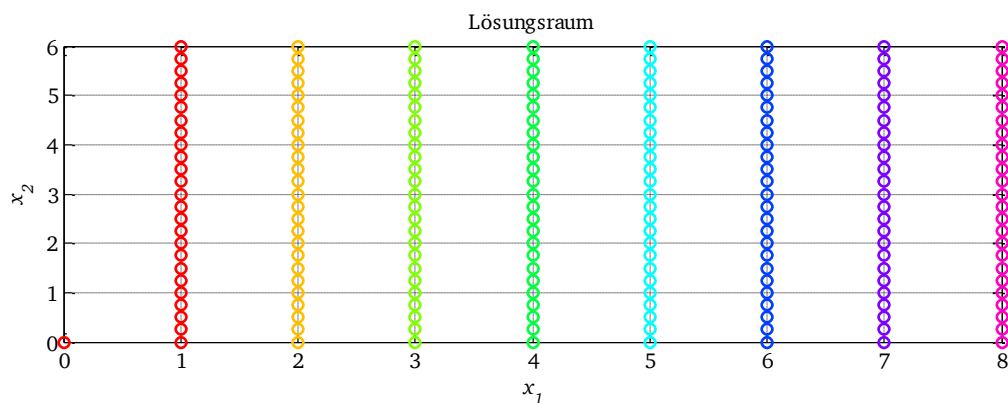


Abbildung 3-6: Diskreter Lösungsraum

Ein weiterer Bestandteil eines Optimierungsproblems sind die Nebenbedingungen. In Tabelle 3-13 sind die wichtigen Nebenbedingungen aufgelistet, in denen sowohl die Kundenanforderungen (1-4) als auch die physikalischen und technischen Beschränkungen (5-6) berücksichtigt werden.

Tabelle 3-13: Nebenbedingungen

			Original	Korrigiert
1	$y_1$	Belüftungszeit	$y_1 \in [y_{1min}, y_{1max}]$	$y_1 \in [0, a_1 y_{1max}]$
2	$y_2$	Entlüftungszeit	$y_2 \in [y_{2min}, y_{2max}]$	$y_2 \in [0, a_2 y_{2max}]$
3	$y_3$	Überschwingweite	$y_3 \in [0, y_{3max}]$	$y_3 \in [0, a_3 y_{3max}]$
4	$y_4$	Bleibende Regelabweichung	$ y_4  \in [0, y_{4max}]$	$ y_4  \in [0, a_4 y_{4max}]$
5	$x'_2$	Ersatzgröße Bypassdrossel	$x'_2 \in [0, 1, \dots, 24]$	$x'_2 \in [2, 3, \dots, 24]$
6	$x_1$	Anzahl der Booster für Tandem-Antrieb	$x_1 \in [0, 1, 2, \dots, 8]$	$x_1 = 2 * n, n = [0, 1, 2, 3, 4]$

Die typischen Kundenanforderungen sind Be- und Entlüftungszeit (zusammenfassend als Stellzeiten bezeichnet), Überschwingweite sowie bleibende Regelabweichung. Die Überschwingweite und die bleibende Regelabweichung sind unerwünscht und müssen in dem zulässigen Bereich nach Kundenangaben liegen.

Im Unterschied dazu liegen die Stellzeiten stets im Bereich  $[t_1, t_2]$ , wobei  $0 \leq t_1 < t_2$  ist. Die Unterschreitung der unteren Grenze  $t_1$  weist darauf hin, dass das Ventil zu schnell fährt. Dafür gibt es viele Maßnahmen, um das Ventil zu verlangsamen, wie z. B. mit einer zusätzlichen Drossel in der Zuluft-/Abluftleitung oder durch Ausschalten der Zuluft/Abluft eines Boosters. Aus diesem Grund wird eine Relaxation der unteren Grenze der Stellzeiten bis zu Null angenommen. Im Unterschied dazu stellt die Einhaltung der oberen Grenze eine große Herausforderung dar. Die oberen Grenzen aller relevanten Nebenbedingungen werden aus Sicherheitsgründen und durch die Berücksichtigung von Simulationsfehlern strenger behandelt. Hierfür werden die oberen Grenzen mit einem Sicherheitsfaktor  $a_i$  (kleiner als 1) multipliziert.

Die korrigierten Nebenbedingungen sind in der letzten Spalte der Tabelle 3-13 aufgelistet. Beachtenswert ist, dass eine explizite Darstellung der Nebenbedingungen (1-4) nicht vorliegt, weil diese Nebenbedingungen im mathematischen Sinne nicht in geschlossenen Formen beschreibbar sind. Die Stellzeiten  $[y_1, y_2]$ , die Überschwingweite  $y_3$  sowie die bleibende Regelabweichung  $y_4$  werden wegen der hohen Komplexität des Systems mittels Simulation ermittelt. In Gleichung (3.14) wird die Beziehung zwischen den Optimierungsgrößen  $[x_1, x_2]$  und den Kenngrößen des Stellverhaltens  $[y_1, y_2, y_3, y_4]$  mit einer unbekanntem Funktion  $f_s$  implizit dargestellt.

$$[y_1, y_2, y_3, y_4] = f_s(x_1, x_2, \text{Systemparameter}) \quad (3.14)$$

Ferner führt eine komplett geschlossene Bypassdrossel aus früherer Praxiserfahrung sehr oft zu einer Dauerschwingung. Daher wird die Bypassdrossel in der Nebenbedingung (5) aus praktischer Sicht auf ein Minimum von  $\frac{1}{2}$  Umdrehungen begrenzt. Dadurch reduziert sich die Menge der potenziellen Lösungen von 201 auf 185.

Für den Sonderantrieb, sogenannten Tandem-Antrieb<sup>4</sup>, ist in der Regel eine symmetrische Auslegung empfehlenswert. Dementsprechend legt die Nebenbedingung (6) fest, dass die Anzahl der Booster für einen Tandem-Antrieb gerade ist.

Zuletzt steht die Zielfunktion  $J(\mathbf{x})$  im Mittelpunkt eines Optimierungsproblems. Wie am Anfang dieses Kapitels erwähnt, zielt diese Arbeit auf eine optimale Auslegung der Anbaugeräte ab. Die Optimalität ist vorwiegend mit dem Erfüllungsgrad der Kundenanforderungen verbunden. Die Kundenanforderungen beinhalten in der Regel zwei Teile. Zum einen sind technische Anforderungen wie z. B. Stellzeiten und Überschwingweite vorhanden. Zum anderen sind wirtschaftliche Überlegungen wie z. B. Kosten und Verfügbarkeit des Stellventils zu berücksichtigen. Beide Aspekte müssen gleichzeitig in den Zielfunktionen berücksichtigt werden.

In den ersten zwei Zielfunktionen wird überprüft und bewertet, inwieweit ein Hook-Up die geforderten Stellzeiten sowohl für Schließen als auch für Öffnen eines Stellventils erfüllt. Hierfür wird ein gewünschter bzw. idealer Wert der Stellzeiten festgelegt. Prinzipiell wird die

<sup>4</sup> Ein Tandem-Antrieb enthält zwei gekuppelte Membranen. Dadurch wird eine Stellkraft erzeugt, die doppelt so groß ist wie die des Einfachantriebs [57].

obere Grenze der jeweiligen Nebenbedingung als idealer Wert bevorzugt, weil die für das Erreichen der oberen Grenze benötigte Luftleistung am geringsten ist. Demzufolge wird der Unterschied zwischen den simulierten Stellzeiten und den idealen Werten in den zu minimierenden Zielfunktionen (3.15) und (3.16) bewertet.

$$\min J_1 = a_1 y_{1max} - y_1 \quad (3.15)$$

$$\min J_2 = a_2 y_{2max} - y_2 \quad (3.16)$$

$$\min J_3 = y_3 \quad (3.17)$$

$$\min J_4 = x_1 \quad (3.18)$$

$$\min J(\mathbf{x}) = [J_1, J_2, J_3, J_4] \quad (3.19)$$

Des Weiteren wird die Überschwingweite in der Zielfunktion (3.17) berücksichtigt. Im Unterschied zu den Stellzeiten ist die Überschwingweite jedoch stets unerwünscht und wird auf alle Fälle minimiert.

Zur Minimierung der Kosten sollte die Anzahl der Booster möglichst gering sein. Mit einer geringen Anzahl der Booster wird außerdem die Komplexität der Hook-Up-Planung reduziert und dadurch erhöht sich die Verfügbarkeit des gesamten Systems. Gleichung (3.18) beschreibt die vierte Zielfunktion, in der die Anzahl der Booster minimiert wird.

Zusammenfassend kommen insgesamt vier Zielfunktionen in Betracht. Erfahrungsgemäß stehen einige Ziele in Widerspruch. Beispielsweise fordert eine schnelle Be-/Entlüftung entweder mehrere Booster oder eine kleine Öffnung der Bypassdrossel. Mehrere Booster weisen auf eine Erhöhung der Kosten und eine Verschlechterung der Verfügbarkeit hin. Kleine Öffnungen der Bypassdrossel neigen zu einer großen Überschwingweite. Theoretisch lassen sich die Zielfunktionen je nach dem Schwerpunkt der Kundenanforderungen anpassen.

Da es sich um mehr als eine Zielfunktion handelt, spricht man von einer Mehrzieloptimierung. In Kapitel 3.2.1 wurden die Grundlagen der Mehrzieloptimierung bereits vorgestellt. Für das vorliegende Problem ist die Zuordnung der Priorität zu den Zielfunktionen unkompliziert. Daher wird die klassische a priori Methode „Gewichtungsmethode“ angewendet. Ein weiterer Vorteil der Gewichtungsmethode ist, dass sie relativ einfach zu implementieren ist und weniger Rechenaufwand im Vergleich zur Ermittlung einer Pareto-Front benötigt.

Tabelle 3-14: Zielfunktionen

	Originale Zielfunktion	Transformierte Zielfunktion
1	$J_1 = a_1 y_{1max} - y_1$	$J_1^* = (a_1 y_{1max} - y_1) / a_1 y_{1max}$
2	$J_2 = a_2 y_{2max} - y_2$	$J_2^* = (a_2 y_{2max} - y_2) / a_2 y_{2max}$
3	$J_3 = y_3$	$J_3^* = y_3 / a_3 y_{3max}$
4	$J_4 = x_1$	$J_4^* = x_1 / x_{1max}$

Wie in Kapitel 3.2.1 bereits angedeutet, sollen unterschiedliche Zielfunktionen ähnliche Einheiten und Größenordnungen aufweisen, damit die Gewichtungsmethode einsetzbar ist. Hierfür ist eine Transformation der Zielfunktionen notwendig. Da die untere und obere Grenze aller vorliegenden Zielfunktionen leicht feststellbar sind, wird die in Kapitel 3.2.1 vorgestellte

Methode „upper-lower-bound approach“ als Transformationsmethode ausgewählt. In Tabelle 3-14 sind die transformierten Zielfunktionen aufgelistet.

Anschließend werden noch die Gewichtungsfaktoren für jede Zielfunktion festgelegt. Für die ersten drei Zielfunktionen bezüglich der Stellzeiten und der Überschwingweite werden die Gewichtungsfaktoren  $w_i$  von 1 bis 10 skaliert. Der Wert 10 steht für die höchste Priorität bzw. Wichtigkeit und der Wert 1 hingegen für die niedrigste Priorität. Die Priorität einer Zielfunktion steht im Zusammenhang mit der entsprechenden Kundenanforderung von  $y_{imax}$ . Je strenger und kritischer eine Anforderung bzw. je kleiner  $y_{imax}$  ist, desto größer wird der Gewichtungsfaktor. Gemäß der Gleichung (3.20) lassen sich die Gewichtungsfaktoren für die Zielfunktionen  $J_1$  bis  $J_3$  festlegen. Falls eine Zielfunktion komplett irrelevant oder ausgeschlossen ist, dann wird der Faktor unmittelbar auf 0 gesetzt. In Abbildung 3-7 werden die Gewichtungsfaktoren  $w_i$  in Abhängigkeit von  $y_{imax}$  grafisch dargestellt.

$$w_{i,i \in [1,2,3]} = \begin{cases} 10 & y_{imax} \leq 1 \\ (y_{imax}^2 - 20y_{imax} + 109)/9 & y_{imax} \in (1, 10) \\ 1 & y_{imax} \geq 10 \\ 0 & \text{keine Angabe von } y_{imax} \end{cases} \quad (3.20)$$

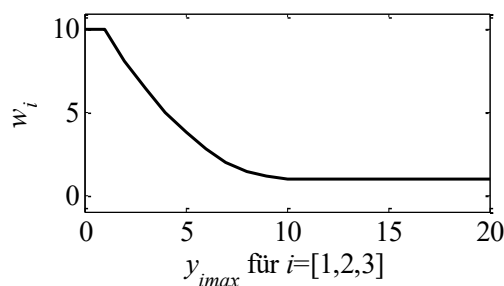


Abbildung 3-7: Gewichtungsfaktoren für die Zielfunktionen  $J_1$  bis  $J_3$

Bzgl. der letzten Zielfunktion  $J_4$  gibt es zwar in der Regel keine eindeutige Angabe seitens der Kunden, aber es ist selbstverständlich, dass die Verfügbarkeit des Stellventils aus Kundensicht eine bedeutende Rolle für die gesamte Anlage spielt. Daher wird angenommen, dass die Zielfunktion  $J_4$  wichtiger als alle anderen Ziele ist. In diesem Fall wird der Gewichtungsfaktor  $w_4$  gemäß der Gleichung (3.21) definiert. Es besteht jedoch ebenfalls die Möglichkeit, die Gewichtungsfaktoren  $w_4$  bei Bedarf vom Benutzer durch Steuerung des Parameters  $a_w$  individuell zu definieren.

$$w_4 = a_w(w_1 + w_2 + w_3) \quad (3.21)$$

Zur Vereinfachung und Veranschaulichung der Priorität unterschiedlicher Zielfunktionen werden anschließend die Gewichtungsfaktoren normiert, wie in Gleichung (3.22) beschrieben. Der Zielfunktionswert ergibt sich aus der Summe der Produkte von transformierten Zielfunktionen und den zugehörigen normierten Faktoren, wie in (3.24) dargestellt. Daraus lässt sich schließen, dass der Zielfunktionswert für eine zulässige Lösung stets im Bereich von 0 bis 1 liegt. D. h. eine Lösung ist unbedingt unzulässig, falls der summierte Zielfunktionswert größer als 1 ist.

$$w_i^* = w_i / \sum w_i \quad (3.22)$$

$$0 \leq w_i^* \leq 1 \text{ und } \sum w_i^* = 1 \quad (3.23)$$

$$\min J(\mathbf{x}) = \sum w_i^* J_i^*(\mathbf{x}) \quad (3.24)$$

### 3.4 Auswertung des dynamischen Stellverhaltens

Um die Nebenbedingungen sowie Zielfunktionen richtig und vollständig zu beschreiben, wird zunächst das simulierte dynamische Stellverhalten ausgewertet. Dabei werden die Kenngrößen im Zeitbereich wie z. B. Totzeit, Stellzeiten, Überschwingweite/Unterschwingweite und bleibende Regelabweichung ermittelt.

In Abbildung 3-8 sind die wichtigen Kenngrößen anhand eines Beispiels grafisch dargestellt. Die Totzeit beschreibt die Zeitspanne zwischen der Sprunganregung und der ersten Änderung der Stellgröße bzw. der Ventilposition. Die Stellzeit entspricht der Zeit von der Sprunganregung bis zum erstmaligen Erreichen des Sollwerts  $h_2$ . Die Überschwingweite ist die größte vorübergehende Sollwertabweichung, die nach dem erstmaligen Erreichen des Toleranzbereiches vorkommt. Nach dem Einschwingvorgang wird die stationäre Abweichung zwischen dem Ist- und dem Sollwert der Ventilposition als bleibende Regelabweichung bezeichnet.

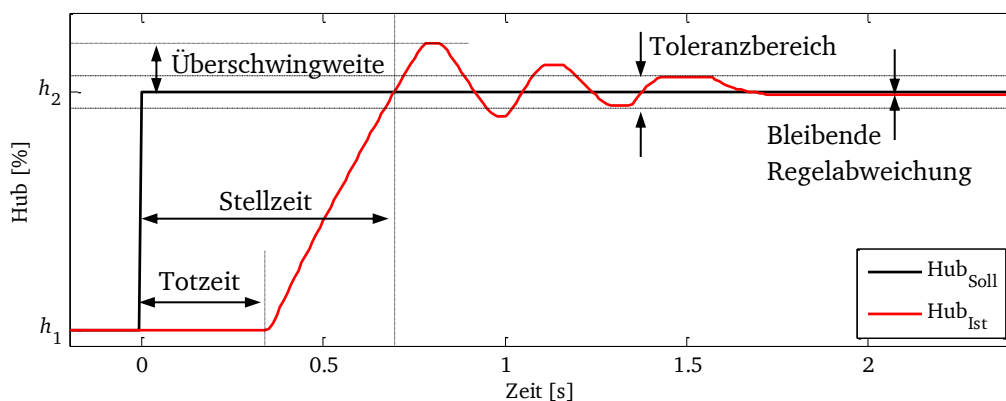


Abbildung 3-8: Sprungantwort eines Stellventils und seine Kenngrößen im Zeitbereich

In Abbildung 3-9 sind fünf häufig in der Praxis vorkommende Sprungantworten dargestellt. Bei der Auswertung müssen verschiedene Sprungantworten voneinander unterschieden werden. Im ersten und zweiten Fall sind eine dauerhafte und eine abklingende Schwingung zu sehen. Um die beiden Fälle auseinanderzuhalten, sind mehrere Methoden verfügbar. Eine gebräuchliche Methode davon ist die Frequenzanalyse mit FFT (Fast Fourier Transformation) oder DFT (Diskrete Fourier Transformation).

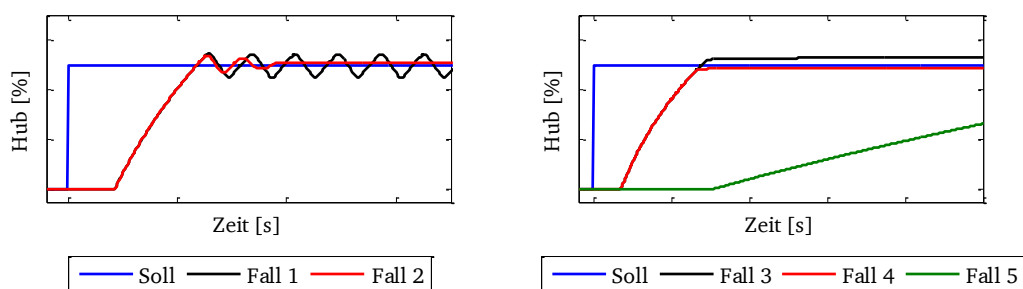


Abbildung 3-9: Verschiedene Sprungantworten



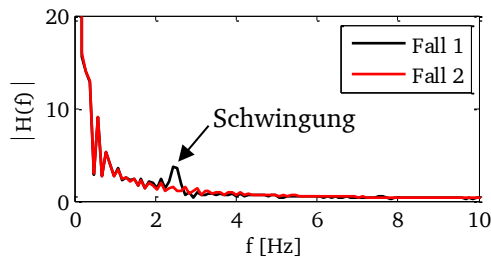


Abbildung 3-10: DFT der Sprungantworten Fall 1 und Fall 2

Abbildung 3-10 zeigt beispielsweise die Frequenzanalyse für die Fälle 1 und 2. Offensichtlich taucht eine Spitze bei der Frequenz von ca. 2,5 Hz im Fall 1 auf, welche auf ein dauerhaftes Schwingungsverhalten hinweist. Für eine genaue Ermittlung aller zeitlichen Kenngrößen genügt die Frequenzanalyse jedoch noch nicht.

Hierfür ist eine Analyse im Zeitbereich notwendig. Mit der zeitlichen Analyse lassen sich unterschiedliche Sprungantworten ebenfalls erkennen. Beispielsweise wird ein Schwingungsverhalten durch Informationen über die lokalen Maxima und Minima (u. a. die Anzahl, der Zeitabstand und die zeitliche Änderung der Extremwerte) beschrieben. Handelt es sich um eine abklingende Schwingung, wird die Anzahl der lokalen Maxima/Minima begrenzt und der Betrag der lokalen Maxima nimmt mit der Zeit tendenziell ab. Anderenfalls, wenn eine dauerhafte Schwingung stattfindet, ist die Anzahl der Maxima/Minima unendlich und der Wert der Maxima/Minima bleibt nahezu konstant. Im seltenen Fall von einer instabilen Schwingung steigt der Betrag der Maxima ständig an.

Um eine dauerhafte oder instabile Schwingung eindeutig zu adressieren, wird ein neuer Parameter „Osz“ (Abkürzung für Oszillation) eingeführt.

$$Osz = \begin{cases} 1, & \text{dauerhafte oder instabile Schwingung} \\ 0, & \text{anderenfalls} \end{cases} \quad (3.25)$$

Im dritten und vierten Fall erreicht die Ventilposition aperiodisch den stationären Zustand. Der Unterschied liegt darin, dass der Sollwert im dritten Fall erreicht wird aber im vierten Fall nicht. Im Fall 4 wird deswegen der Zeitpunkt, zu dem das Ventil in den stationären Zustand übergeht, als Stellzeit angenommen.

Im letzten Fall fährt das Ventil sehr langsam. Sowohl der Sollwert als auch der stationäre Zustand werden innerhalb der Simulationsdauer nicht erreicht. Daher wird die Stellzeit durch eine lineare Extrapolation grob geschätzt. Außerdem wird die Überschwingweite für die Fälle 4 und 5 auf null gesetzt.

### 3.5 Ermittlung der Regelparameter

Wie in Gleichung (3.14) beschrieben ist das Stellverhalten nicht nur von den Optimierungsgrößen, sondern auch von zahlreichen Systemparametern abhängig. Dazu gehören beispielsweise die Regelparameter  $K_p$  und  $T_v$  des PD-Reglers, die entscheidend für die Dynamik der Ventile sind.  $K_p$  hat insgesamt 18 Stufen von 0 bis zu 17 und  $T_v$  hat 5 Stufen von 0 bis zu 4. Jeder Stufe wird ein konkreter Wert zugeordnet, der im PD-Regler tatsächlich implementiert wird.

Die Ermittlung der Regelparameter erfolgt normalerweise durch Initialisierung des Stellungsreglers in der realen Welt. Generell sind vier Initialisierungsmodi (siehe Tabelle 3-15) verfügbar. Der Standardmodus „MAX“ wird in der vorliegenden Arbeit gewählt. Mit „MAX“ wird der Hub von der ZU-Stellung bis zum Anschlag auf der anderen Seite ermittelt und als Arbeitsbereich von 0 bis 100% übernommen. Bei jeder Initialisierung mit dem Modus „MAX“ hat  $K_p$  stets einen Anfangswert von 8 und  $T_v$  einen Anfangswert von 0.

Tabelle 3-15: Initialisierungsmodus Stellungsregler Typ 3730-3/3730-6 [58]

1	MAX	Maximalbereich (Standard)
2	NOM	Nennbereich
3	MAN	Manuell gewählter Bereich
4	SUB	Ersatzabgleich

Um eine erfolgreiche Optimierung des Ventil-Hook-Ups zu ermöglichen, ist die Ermittlung der Regelparameter für jede beliebige Lösung bzw. jedes beliebige Ventil-Hook-Up erforderlich. Daher wird eine virtuelle Initialisierung, analog zum realen Initialisierungsvorgang, nachgebildet. Die Regelparameter  $K_p$  und  $T_v$  lassen sich feststellen, sobald alle unten beschriebenen Voraussetzungen erfüllt sind.

Erstens muss der  $K_p$ -Wert die Bedingung (3.26) erfüllen. Der Parameter  $K_s$  lässt sich mit Gleichung (3.27) in Abhängigkeit vom Nennsignalbereich bzw. Federbereich des Antriebs  $[p_{null}, p_{nenn}]$  ausrechnen.

$$K_p K_s \leq 100 \quad (3.26)$$

$$K_s = \left( \frac{i(p_{nenn}) - i(p_{null})}{i_{max}} \times 100\% \right)^{-1} \quad (3.27)$$

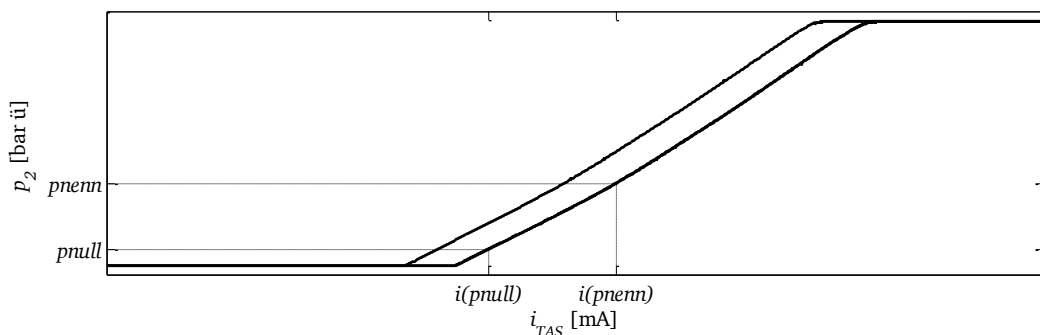


Abbildung 3-11: Statische Kennlinie des pneumatischen Blocks (I/P-Wandler + interner LLV)

Die statische Kennlinie des pneumatischen Blocks des Stellungsreglers wird während der Initialisierung aufgezeichnet. Mithilfe dieser Kennlinie lassen sich die elektrischen Ströme, die für das Erreichen des Antriebsdrucks benötigt werden, bestimmen. Beispielsweise für einen Antrieb mit dem Federbereich von 0,4 bis 2 bar wird  $i(p_{nenn}) - i(p_{null}) = 0,227$  mA aus der Kennlinie hergeleitet. Der max. Strom des I/P-Wandlers  $i_{max}$  hat einen konstanten Wert von 1,7 mA. Daraus ergeben sich  $K_s = 7,49$  und  $K_p \leq 13,35$ .

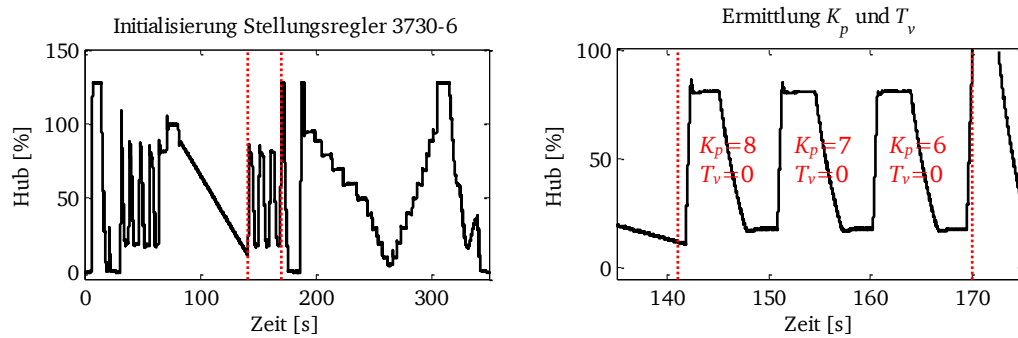


Abbildung 3-12: Realer Initialisierungsverlauf des Stellungsreglers 3730-6

Zweitens werden der  $K_p$ - und der  $T_v$ -Wert so eingestellt, dass das Überschwingen sowie die bleibende Regelabweichung im zulässigen Bereich liegen. Abbildung 3-12 zeigt einen beispielhaften Initialisierungsverlauf aus einer realen Messung. Der mit den rot gepunkteten Linien abgegrenzte Zeitbereich ist für die Ermittlung des  $K_p$ - und  $T_v$ -Werts zuständig. In Abbildung 3-12 rechts ist dieser Bereich verdeutlicht.

Als Sollwert werden Sprungsignale zwischen 20% und 80% vorgegeben. Falls die Regelgröße schwingt, verringert sich der  $K_p$ -Wert und/oder vergrößert sich der  $T_v$ -Wert schrittweise solange, bis das Überschwingen und die bleibende Regelabweichung zufriedenstellend sind.

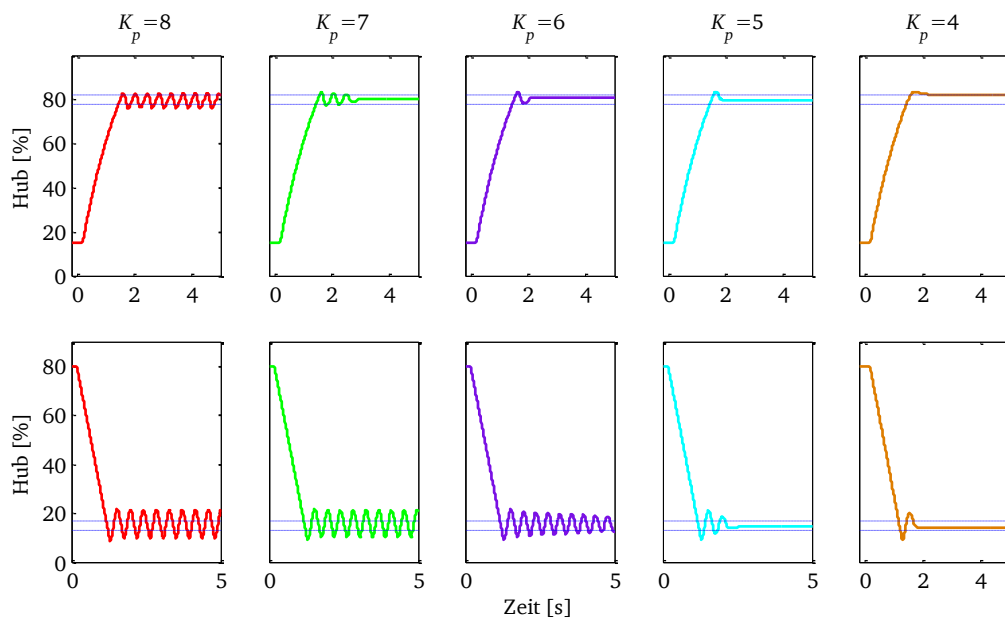


Abbildung 3-13: Beispielhafte virtuelle Initialisierung – Variation des  $K_p$ -Werts ( $T_v=0$ )

Bzgl. des Überschwingens kommen sowohl die max. Überschwingweite als auch die Anzahl der Über-/Unterschwingungen in Betracht. In der virtuellen Initialisierung wird vorab definiert, dass die bleibende Regelabweichung und das max. Überschwingweite unterhalb 2% liegen und die Anzahl sämtlicher Über- und Unterschwingungen kleiner als 5 sein müssen.

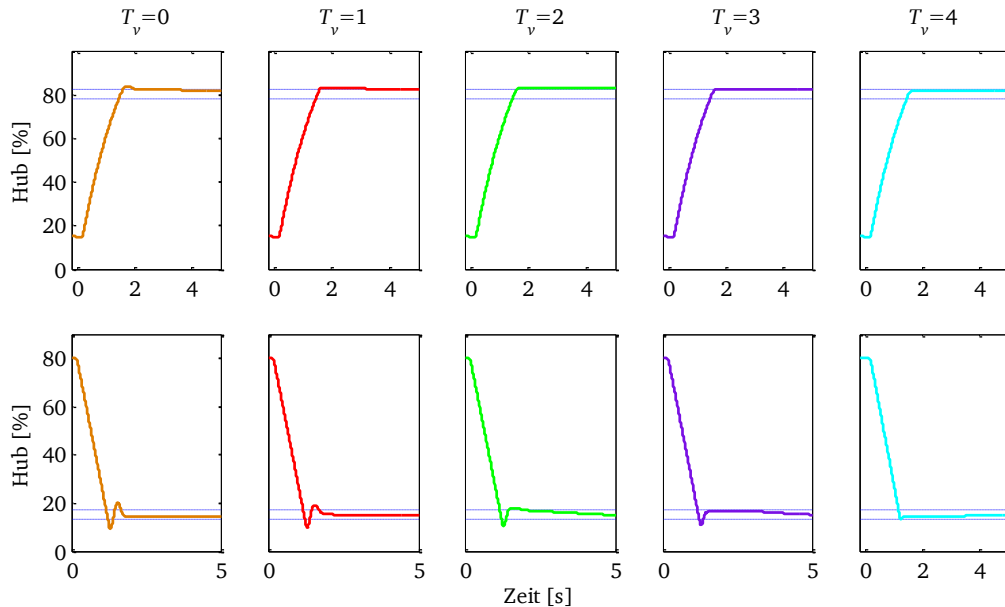


Abbildung 3-14: Beispielhafte virtuelle Initialisierung – Variation des  $T_v$ -Werts ( $K_p=4$ )

Abbildung 3-13 zeigt eine beispielhafte virtuelle Initialisierung. Mit Anfangswerten von  $K_p=8$  und  $T_v=0$  tritt eine Dauerschwingung auf. Verringert sich zunächst der  $K_p$ -Wert, klingt die Schwingung ab. Mit  $K_p=4$  bleiben nur ein Überschwingen und ein Unterschwingen übrig. Allerdings überschreitet die max. Überschwingweite noch den Grenzwert von 2%. Demzufolge wird als nächstes der  $T_v$ -Wert vergrößert und ein zufriedenstellendes Ergebnis ist mit  $T_v=4$  erreicht (siehe Abbildung 3-14). Mithilfe der virtuellen Initialisierung ergeben sich schließlich die Regelparameter  $K_p=4$  und  $T_v=4$ .

Im seltenen Fall kommt es vor, dass keine Regelparameter zur Erfüllung aller Voraussetzungen gefunden werden. D. h. die Initialisierung scheitert. Unter diesen Umständen wird das Ventil-Hook-Up als ungültig oder als unzulässig identifiziert.

### 3.6 Auswahl und Implementierung der Optimierungsalgorithmen

Im Kapitel 3.3 wurde bereits erläutert, was für ein Optimierungsproblem hier vorliegt und wie das Problem mathematisch formuliert ist. Insgesamt sind 185 potenzielle Lösungen im Lösungsraum des Optimierungsproblems enthalten. Vor der Auswertung einer Lösung müssen zuerst die Regelparameter durch virtuelle Initialisierung festgelegt werden. Dafür wird das Simulationsprogramm CSP durchschnittlich 10-mal aufgerufen. Zur Ermittlung der Stellzeiten sowie des Überschwingens in beiden Richtungen (Öffnen und Schließen eines Ventils) sind weitere 4 Aufrufe des CSPs notwendig. Unter der Annahme, dass jeder Aufruf des CSPs im Durchschnitt 3 s dauert, ergibt sich ein Rechenaufwand von 42 s für eine Lösung. Somit beansprucht eine vollständige Untersuchung des Lösungsraums ca. 2,16 Std. Außerdem ist ein weiterer Rechenaufwand für die Bewertung und die Suche nach der besten Lösung erforderlich.

Um eine qualitativ hochwertige Lösung mit einem vernünftigen Zeitaufwand herauszufinden, ist es notwendig, einen effektiven und effizienten Optimierungsalgorithmus anzuwenden. Zur Auswahl der Optimierungsalgorithmen gewinnt neben der Nichtlinearität und der Ganzzahligkeit des Optimierungsproblems noch eine Besonderheit an Bedeutung. D. h. das Optimierungsproblem beruht auf einem Simulationsmodell, wie in Abbildung 3-15 dargestellt.

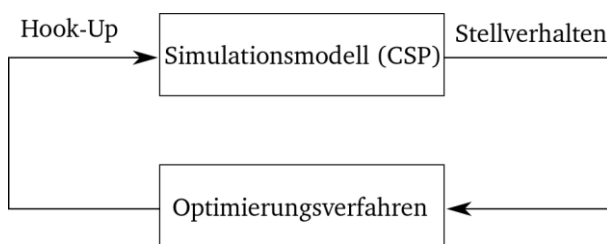


Abbildung 3-15: Struktur der Optimierung mit dem Simulationsmodell

Der explizite Zusammenhang zwischen den Eingangsgrößen (Optimierungsgrößen des Hook-Ups) und Ausgangsgrößen (Stellzeiten und Überschwingen) bleibt wegen der hohen Komplexität des Simulationsmodells teilweise unklar. Als Folge dessen sind die Zielfunktion sowie einige Nebenbedingungen in mathematisch geschlossener Form nicht darstellbar. Des Weiteren sind keine Angaben zu dem Definitionsbereich, der Konvexität sowie den Gradienten der Zielfunktion verfügbar. Die Existenz der lokalen bzw. globalen Optima ist ebenfalls unvorhersehbar.

In Kapitel 3.2.2 wurden mehrere Optimierungsalgorithmen für MINLP-Optimierungsprobleme vorgestellt. Mit Rücksicht auf die Besonderheiten der Simulation lässt sich letztendlich feststellen, dass (meta-)heuristische Verfahren für das vorliegende nichtlineare ganzzahlige Optimierungsproblem in Kombination mit Simulationen höchstwahrscheinlich am besten geeignet sind. Wie in Kapitel 3.2.3 beschrieben, gibt es grundsätzlich zwei Arten der heuristischen Verfahren – populationsbasierte und nachbarschaftsbasierte Heuristik.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden zwei klassische heuristische Verfahren, nämlich genetische Algorithmen und Tabu-Suche, jeweils als Vertreter der populationsbasierten und nachbarschaftsbasierten Heuristik ausgewählt. Das Grundprinzip der beiden Verfahren wurde bereits in Kapitel 3.2.3 erläutert. Im Folgenden werden sie problemspezifisch angepasst und implementiert.

### 3.6.1 Genetische Algorithmen

Genetische Algorithmen (nachstehend „GA“ genannt) ahmen die natürliche Evolution nach. In Abbildung 3-4 ist ein allgemeingültiges Flussdiagramm der GA zu sehen. In diesem Abschnitt werden genetische Operatoren gezielt ausgewählt und implementiert. Abbildung 3-16 stellt einen detaillierten Arbeitsablauf der GA dar.

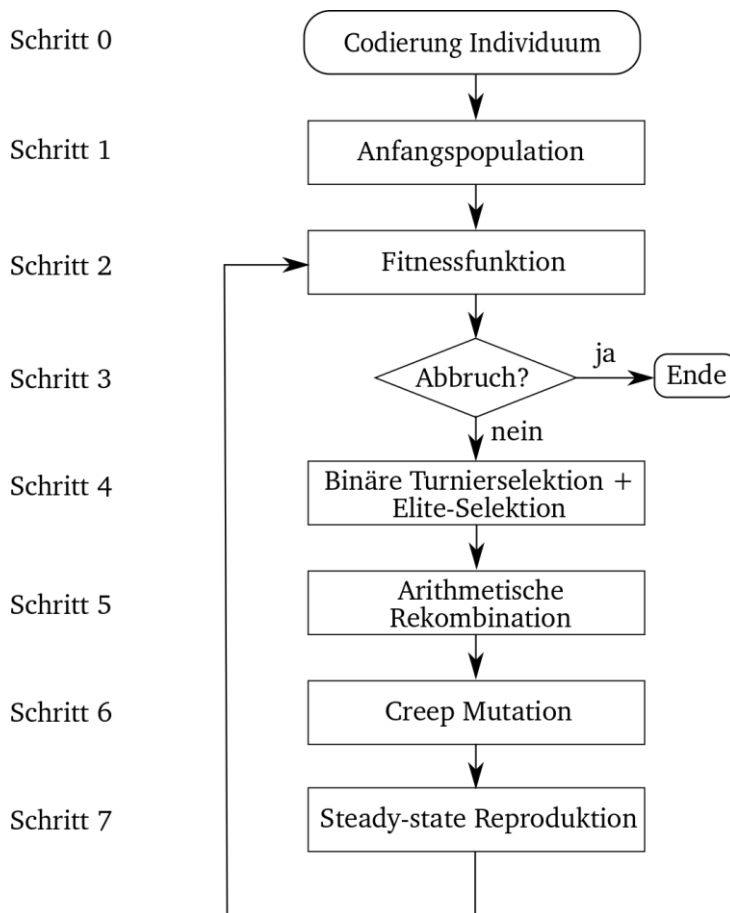


Abbildung 3-16: Implementierung der GA

#### Schritt 0: Codierung des Individuums

Ein Individuum in GA entspricht einem Lösungskandidaten des Optimierungsproblems und eine Menge von Individuen wird als Population bezeichnet. Da es sich um ein ganzzahliges Optimierungsproblem handelt, wird eine ganzzahlige Codierung des Individuums bevorzugt. Ein Individuum besteht daher aus zwei ganzzahligen Optimierungsgrößen.

$$\mathbf{x} = (x_1, x_2') \quad (3.28)$$

#### Schritt 1: Anfangspopulation

Als nächstes wird die Anfangspopulation bestimmt. Je nach der Antriebsgröße werden für die Anfangspopulation zwei Fälle unterschieden.

Im ersten Fall handelt es sich um einen normalen Membranantrieb, dessen Membranfläche kleiner als  $2800 \text{ cm}^2$  ist. Dabei liegt die Optimierungsgröße  $x_1$ , nämlich die Anzahl der Booster, aus praktischer Erfahrung überwiegend im Bereich von 0 bis 4. Damit die Anfangspopulation den Lösungsbereich möglichst gut abdeckt, wird für die Anzahl der Booster mit den Werten (0, 1, 4) anfangen. Die Bypassdrossel  $x_2$  wird ebenfalls ungefähr gleichmäßig auf den zulässigen Bereich zwischen  $1/2 \text{ U}$  und  $6 \text{ U}$  verteilt und beträgt  $(1/2, 3, 6) \text{ U}$ . Die dazu äquivalente Optimierungsgröße  $x'_2$  ist  $(2, 12, 24)$ . Unter Berücksichtigung des speziellen Individuums (0, 0) ergeben sich schließlich 7 Individuen in der Anfangspopulation.

In Abbildung 3-17 ist die Anfangspopulation mit roten Kreisen gekennzeichnet. Die schwarzen Sterne bilden den Lösungsraum vollständig ab.

$$P(It) = \{x(It, 1), \dots, x(It, 7)\} \quad (3.29)$$

$$P(1) = \left\{ (0,0), \left(1, \frac{1}{2}\right), (1, 3), (1, 6), \left(4, \frac{1}{2}\right), (4, 3), (4, 6) \right\} \quad (3.30)$$

$P(It)$  bezeichnet die Population der  $It$ -ten Generation bzw. Iteration und  $x(It, n)$  steht für das  $n$ -te Individuum in der  $It$ -ten Population.

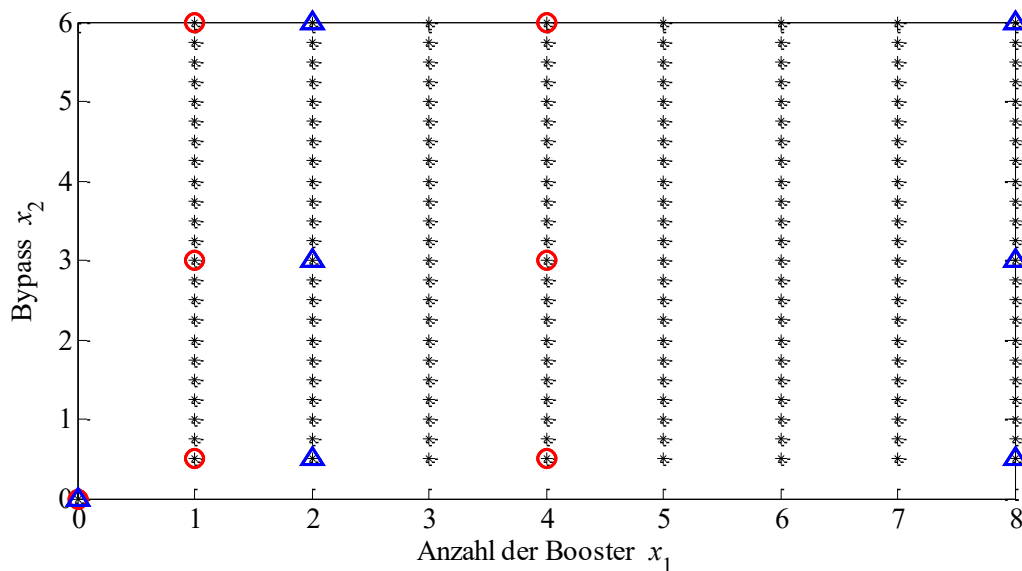


Abbildung 3-17: Anfangspopulation für GA (FALL 1 im roten Kreis, FALL 2 im blauen Dreieck)

Der zweite Fall bezieht sich auf den Tandem-Antrieb, für den die Booster üblicherweise symmetrisch angebaut werden. Daher ist die Anzahl der Booster doppelt so groß wie im ersten Fall und hat die Werte von (0, 2, 8). Die Anfangspopulation ist mit blauen Dreiecken in Abbildung 3-17 markiert. Erwähnenswert ist, dass die Anzahl der Individuen jeder Population während der Optimierung stets konstant bleibt.

Falls die Anfangspopulation keine zulässige Lösung hat, wird die Anfangspopulation durch eine neue Anfangspopulation ersetzt, wie in Abbildung 3-18 dargestellt. In diesem Fall erfolgt eine weiterführende Abdeckung des überwiegenden Suchbereichs.

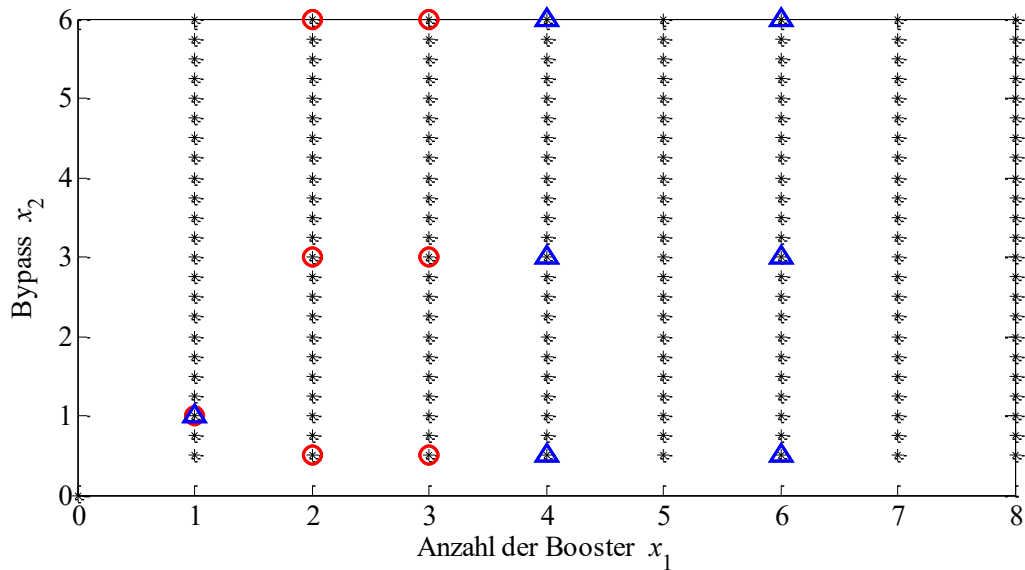


Abbildung 3-18: Modifikation der Anfangspopulation für GA

### Schritt 2: Fitnessfunktion

Des Weiteren wird die Fitnessfunktion zur Beurteilung eines Individuums im Vorfeld definiert. Die Zielfunktion in (3.24) wird direkt als Fitnessfunktion verwendet. Da es sich um ein Minimierungsproblem handelt, wird ausdrücklich darauf hingewiesen, dass ein Individuum mit einem kleineren Fitnesswert den Wettbewerb gewinnt. Zusätzlich wird ein Parameter „*OPT*“ eingeführt, der angibt, ob ein Individuum eine zulässige Lösung ist. „*OPT*“ wird nur auf 1 gesetzt, wenn alle Nebenbedingungen erfüllt sind. Ansonsten ist „*OPT*“ stets Null.

### Schritt 3: Abbruchkriterium

In dem nächsten Schritt wird überprüft, ob ein Abbruchkriterium erreicht wird. Grundsätzlich unterscheiden sich die Abbruchkriterien in drei Fällen. Im ersten Fall hört die Optimierung dann auf, wenn die Qualität der besten gefundenen Lösung zufriedenstellend ist. Als Alternative wird eine maximale Generationszahl oder Iterationszahl vorgegeben und ein Abbruch wird betätigt, wenn diese maximale Zahl erreicht wird. Schließlich kann ein bestimmter Zeitraum als Abbruchkriterien verwendet werden. Üblicherweise werden zwei oder drei Abbruchkriterien gleichzeitig eingesetzt. Bzgl. des vorliegenden Optimierungsproblems werden die nachstehenden drei Kriterien umgesetzt.

1. Spezialfall: wenn das Individuum (0, 0) in der Anfangspopulation zulässig ist, wird es unmittelbar als optimales Ergebnis aufgezeichnet und die Suche endet.
2. Wenn die Iterationszahl ihren Maximalwert erreicht, hört die Optimierung auf. Die beste bisher gefundene zulässige Lösung wird als endgültiges Ergebnis aufgenommen. Die max. Iterationszahl lässt sich entweder auf den Default-Wert 20 setzen oder vom Benutzer selber vorgeben. Theoretisch steigt das Erfolgspotential mit zunehmender Iterationszahl an. Falls alle besuchten Lösungen unzulässig sind, scheitert die Optimierung. In diesem Fall ist es unerlässlich, die Ursache des Misserfolgs zu ermitteln



und entsprechende Maßnahmen zu ergreifen, u. a. durch Erhöhung der max. Iterationszahl, Modifikation der Parameter und ggf. Auswahl eines alternativen Optimierungsverfahrens.

3. a.) Falls mindestens eine zulässige Lösung gefunden ist,  
oder
- b.) Falls alle Lösungen in der Population zulässig sind,  
und außerdem keine bessere Lösung in vier hintereinander folgenden Iterationen vorliegt, dann endet die Optimierung und die bisher beste gefundene zulässige Lösung wird als optimales Ergebnis aufgenommen.

#### Schritt 4: Selektion

Selektiert werden die Individuen, aus denen die Nachkommen erzeugt werden. Die ausgewählten Individuen werden nicht von der Population eliminiert, sondern dupliziert und in einen sogenannten „mating pool“ gespeichert. Ein Individuum darf mehrmals ausgewählt werden.

Unter vielen möglichen Selektionsvarianten wird die binäre Turnierselektion in Kombination mit der Elite-Selektion für das vorliegende Optimierungsproblem verwendet, um die Vorteile der beiden Methoden, die bereits in Kapitel 3.2.3 beschrieben wurden, kombiniert zu nutzen.

Für die binäre Turnierselektion werden zunächst 2 Individuen von der aktuellen Population zufällig ausgewählt. Hierfür werden gleichmäßig verteilte Pseudo-Zufallszahlen (ganzzahlig) mithilfe der Matlab-Funktion „randi“ generiert, wie in (3.31) dargestellt. Anschließend wird das bessere der beiden Individuen in den „mating pool“ dupliziert.

$$[p, q] = \text{randi}(7, [1 \ 2]) \quad (3.31)$$

Bei der Implementierung der Elite-Selektion wird die Anzahl der zur Elite gehörigen Individuen auf zwei begrenzt. In Hinsicht auf das vorliegende Optimierungsproblem kommt es vor, dass keine zulässige Lösung in früheren Populationen auftaucht. In diesem Fall hat die Elite-Selektion keine Auswirkung und die Optimierung weist ein gutes Explorationsverhalten aufgrund des geringen Selektionsdrucks der binären Turnierselektion auf. Wenn mindestens ein zulässiges Individuum vorhanden ist, wird das beste (und das zweitbeste) Individuum als Elite anerkannt.

#### Schritt 5: Rekombination

Rekombination zielt darauf ab, einen Nachkommen aus zwei Eltern zu erzeugen. Hier wird die arithmetische Rekombination in (3.32) angewendet. Dabei kann der Parameter  $\alpha$  entweder eine zufällige Zahl im Intervall (0,1) oder im einfachsten Fall eine Konstante sein.

$$\mathbf{x}(It + 1, k) = \alpha \mathbf{x}(It, i) + (1 - \alpha) \mathbf{x}(It, j) \quad (3.32)$$

$$\mathbf{x}(It + 1, k) = (\mathbf{x}(It, i) + \mathbf{x}(It, j)) / 2 \quad (3.33)$$

Zur Vereinfachung der Implementierung hat  $\alpha$  einen konstanten Wert von 0,5. Daraus ergibt sich die Rekombinationsform in (3.33). Die zwei Eltern werden zufällig oder teilweise zufällig

ausgewählt. Bei der Implementierung wird das beste Individuum der aktuellen Population als ein Elternteil angenommen und der andere Elternteil durch binäre Turnirselektion bestimmt.

#### Schritt 6: Mutation

Mutation dient dazu, den durch Rekombination nicht erreichbaren Lösungsraum zu explorieren und die Vielfalt des Individuums weiterhin zu bewahren. In Tabelle 3-5 sind zwei Mutationsvarianten für ganzzahlige Codierung „Random Resetting“ und „Creep Mutation“ aufgelistet. „Random Resetting“ ersetzt ein oder mehrere Gene durch zufällige generierte Zahlen, während „Creep Mutation“ eine zufällige Änderung zu den aktuellen Genen addiert. Da das Individuum im vorliegenden Optimierungsproblem ausschließlich zwei Gene bzw. Optimierungsgrößen hat, wird „Creep Mutation“ bevorzugt.

Eine Pseudo-Zufallszahl gemäß Normalverteilung  $N(\mu, \sigma)$  wird durch die Matlab-Funktion „randn“ erzeugt und zu der Optimierungsgröße  $x_1$  addiert, wobei der Mittelwert  $\mu$  gleich Null gesetzt wird und die Standardabweichung  $\sigma$  als Variable vom Anwender definierbar ist. Zur anderen Optimierungsgröße  $x_2$  wird eine gleichmäßig verteilte Pseudo-Zufallszahl als Mutation hinzugefügt. Diese Zufallszahl liegt im Intervall  $[-3 \ 3]$  und wird mittels der Funktion „rand“ erzeugt. Daraus resultierende Individuen müssen gemäß (3.35) und (3.36) noch entsprechend modifiziert werden, um die Ganzzahligkeitsbedingung sowie die Nebenbedingungen bzgl. der Booster und Bypassdrosseln zu erfüllen.

$$\mathbf{Mu}(It) = (0 + \sigma * \text{randn}(1), -3 + 6 * \text{rand}(1)) \quad (3.34)$$

$$\mathbf{x}(It + 1, k) = \text{round}((\mathbf{x}(It, i) + \mathbf{x}(It, j))/2 + \mathbf{Mu}(It)) \quad (3.35)$$

$$x_i(It + 1, k) = \min(\max(x_i(It + 1, k), x_{imin}), x_{imax}) \quad (3.36)$$

#### Schritt 7: Reproduktion

Um ein elitäres Individuum in der neuen Generation beizubehalten, wird die sogenannte „steady-state“ Reproduktion angewendet. Hierfür werden die Nachkommen und die Eltern zusammen nach Fitnesswert sortiert und danach die besten  $n$  Individuen für die nächste Generation ausgewählt.

$$\mathbf{P}(It + 1) = \{\mathbf{Elit}(It, 1), \mathbf{Elit}(It, 2), \mathbf{x}(It + 1, 3), \dots, \mathbf{x}(It + 1, 7)\} \quad (3.37)$$

Wichtige Ergebnisse, u. a. die Optimierungsgrößen, die Stellzeiten, die Überschwingweite, der Kennwert der Optimalität und die Zielfunktionswerte, werden für jedes Individuum aller Generationen zusammenfassend und strukturell gespeichert. Zum einen kann dies dazu beitragen, eine redundante/wiederholende Simulation und Auswertung zu vermeiden bzw. die Optimierung zu beschleunigen. Beispielsweise wird ein Individuum identifiziert und seine Ergebnisse werden unmittelbar ausgelesen, wenn es in vergangenen Generationen bereits besucht wurde. Zum anderen ist eine anschauliche Darstellung der Optimierungsverläufe leicht erhältlich und für die Bewertung der Optimierungsalgorithmen vorteilhaft.

### 3.6.2 Einfache Tabu-Suche

Tabu-Suche, ein nachbarschaftsbasiertes heuristisches Verfahren, findet in der Praxis große Anwendung und liefert erfahrungsgemäß sehr gute Ergebnisse. In Kapitel 3.2.3 wurde die Grundlage der Tabu-Suche vorgestellt. Nun wird Tabu-Suche gezielt für das vorliegende Optimierungsproblem implementiert.

Zuallererst wird die Anfangslösung  $x_0$  bestimmt. Die Anfangslösung ist prinzipiell im Lösungsraum beliebig auswählbar (wie z. B. durch Zufall oder mit Vorzug). Ausgehend von dem ursprünglichen Ziel, nämlich der Minimierung der Anzahl der Booster, wird ein Booster mit der Bypassdrossel von  $\frac{1}{2}$  Umdrehungen als Anfangslösung angenommen. Diese Anfangslösung bleibt für alle Fälle gleich und unverändert. Die Nachbarschaft von  $x_0$  wird mit  $L(x_0)$  gekennzeichnet.

$$x_0 = \left(1, \frac{1}{2}\right) \quad (3.38)$$

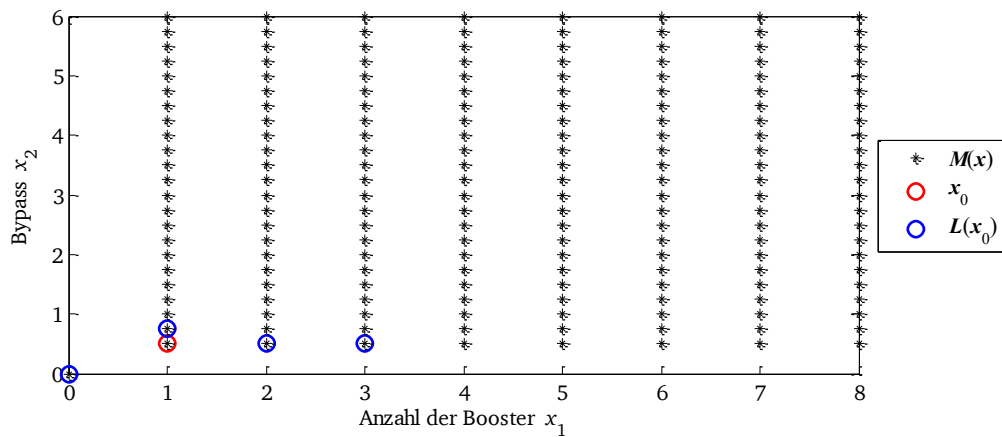


Abbildung 3-19: Anfangslösung  $x_0$  und ihre Nachbarschaft  $L(x_0)$  für einfache Antriebe

Als nächstes muss die Struktur der Nachbarschaft festgelegt werden. Ein gebräuchlicher Operator zur Erzeugung der Nachbarschaft ist eine geringfügige Modifikation der aktuellen Lösung  $x$  (nachstehend Ausgangslösung genannt). Da der Lösungsraum zwei Dimensionen hat, erfolgt die Modifikation üblicherweise ebenfalls in zwei Richtungen. Auf der einen Seite wird die Ausgangslösung entlang der vertikalen Richtung modifiziert. Dabei bleibt die Anzahl der Booster konstant und die Bypassdrossel nimmt um einen minimalen Wert von  $\frac{1}{4}$  Umdrehungen ab und zu. Auf der anderen Seite erfolgt eine Modifikation in der horizontalen Richtung. D. h. der Bypass bleibt unverändert und die Anzahl der Booster wird jeweils um 1 vergrößert und verringert. Zum Schluss gibt es insgesamt vier Nachbarlösungen, wie in (3.39) dargestellt.

$$L(x) = \left\{ \left(x_1, x_2 + \frac{1}{4}\right), \left(x_1, x_2 - \frac{1}{4}\right), (x_1 - 1, x_2), (x_1 + 1, x_2) \right\} \quad (3.39)$$

Außerdem sind noch gewisse Sonderfälle zu beachten. Falls sich die aktuelle Lösung an Ecken oder Rändern des Lösungsraums befindet, wird die Nachbarschaft leicht umstrukturiert. Wenn beispielsweise die aktuelle Lösung ausschließlich einen Booster enthält, dann ergibt sich die dritte Nachbarlösung mit dem Wert  $(0, x_2)$ , d. h., kein Booster ist nötig und die Bypassdrossel macht deswegen keinen Sinn. Eine derartige Nachbarlösung wird durch  $(0, 0)$  ersetzt.

Anderenfalls, wenn die Bypassdrossel die untere Schranke von  $\frac{1}{2}$  Umdrehungen erreicht, muss die zweite Nachbarlösung  $(x_1, \frac{1}{4})$  wegen Verletzung der Nebenbedingung ausgeschlossen werden. Stattdessen wird eine neue Lösung in der horizontalen Richtung (wie z. B. durch Vergrößerung der Anzahl der Booster) als Ersatznachbar eingesetzt. Eine vollständige Darstellung der Nachbarschaftsstruktur ist in Abbildung 3-20 zu sehen.

Weil die Anfangslösung  $x_0$  die oben erwähnten beiden Sonderfälle betrifft, ergibt sich die Nachbarschaft  $L(x_0)$  in (3.40). Eine grafische Darstellung ist in Abbildung 3-19 zu sehen.

$$L(x_0) = \{(0, 0), (1, 0,75), (2, 0,5), (3, 0,5)\} \quad (3.40)$$

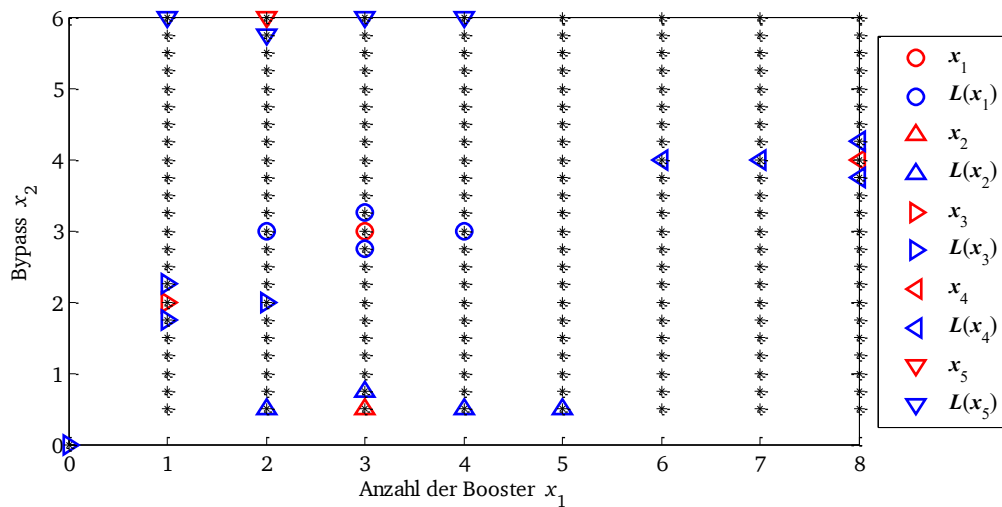


Abbildung 3-20: Nachbarschaftsstruktur Tabu-Suche für einfache Antriebe

Für einen Tandemantrieb muss weiterhin auf die Anzahl der Booster nach dem symmetrischen Design extra geachtet werden. Dabei werden die Anfangslösung in (3.41), deren Nachbarschaft in (3.42) und die allgemeine Nachbarstruktur in (3.43) dargestellt. In Sonderfällen am Rand und an den Ecken wird die Nachbarschaftsstruktur analog zum einfachen Antrieb definiert und zwar unter Berücksichtigung der geraden Anzahl der Booster.

$$x_0 = (2, 0,5) \quad (3.41)$$

$$L(x_0) = \{(0, 0), (2, 0,75), (4, 0,5), (6, 0,5)\} \quad (3.42)$$

$$L(x) = \left\{ \left( x_1, x_2 + \frac{1}{4} \right), \left( x_1, x_2 - \frac{1}{4} \right), (x_1 - 2, x_2), (x_1 + 2, x_2) \right\} \quad (3.43)$$

Im nächsten Schritt werden die Zielfunktionswerte der Nachbarlösungen bestimmt. Um eine Wiederholung der zeitintensiven Simulation mit dem CSP-Programm zu vermeiden, wird überprüft, ob eine Nachbarlösung in den vergangenen Iterationen bereits aufgetaucht ist bzw. untersucht wurde. Wenn ja, wird ihr Ergebnis direkt aus dem Datenspeicher entnommen. Ausschließlich die zum ersten Mal auftauchenden Nachbarlösungen werden simuliert und bewertet. Letztendlich lässt sich dadurch die Simulationsdauer deutlich verkürzen.

Als Akzeptanzkriterium wird die klassische Strategie – Best Accept-Strategie [39] umgesetzt, wie in (3.44) und (3.45) beschrieben.

$$\mathbf{x}' = \operatorname{argmin}_{\mathbf{x} \in L'} (J(\mathbf{x})) \quad (3.44)$$

$$L' = L(\mathbf{x}) - TL - (0, 0) \quad (3.45)$$

Hierbei wird die beste Lösung aus der Menge  $L'$  als neue Ausgangslösung in der nächsten Iteration gewählt. Die Menge  $L'$  enthält die Nachbarlösungen, die nicht in der Tabuliste sind. Außerdem liegt ein Ausnahmefall vor, in dem die Lösung  $(0, 0)$  keinesfalls als neue Ausgangslösung ausgewählt werden darf. Der Grund dafür ist, dass die Nachbarlösungen, die durch kleine Modifikation der Lösung  $(0, 0)$  erzeugt werden, bereits in der ersten Iteration vollständig abgedeckt sind. Gleichbedeutend ist die Lösung  $(0, 0)$  als eine permanente Tabu-Lösung zu betrachten.

Des Weiteren steht die Tabuliste im Mittelpunkt. Die Tabuliste trägt hauptsächlich dazu bei, eine lokale Optimierung möglichst zu verhindern bzw. eine globale Optimierung zu erzielen.

Wie in Kapitel 3.2.3 vorgestellt, müssen zwei Aspekte – Tabuattribut und Tabukriterium – klar definiert werden. Das Tabuattribut beschreibt, aus welchem Objekt die Tabuliste besteht. Das Tabukriterium entscheidet, in welchem Falle ein Objekt in die Tabuliste eingetragen bzw. von der Tabuliste freigegeben wird.

Für das vorliegende Problem werden die kürzlich besuchten Ausgangslösungen tabuisiert. Auf der einen Seite sind die nach der Best Accept-Strategie ausgewählten Ausgangslösungen potentielle lokale Optima. Auf der anderen Seite lässt sich eine Rückkehr des Suchvorgangs dadurch verhindern.

Die Freigabe einer Lösung aus der Tabuliste erfolgt erst, wenn die Tabuliste voll besetzt ist und eine neue Tabu-Lösung eingetragen werden muss. In diesem Fall wird die älteste eingetragene Lösung aus der Tabuliste entfernt. Die Länge der Tabuliste, auch als Tabudauer oder Tabuzeit bezeichnet, soll nicht zu kurz aber auch nicht zu lange sein. Eine zu kurze Tabudauer führt tendenziell zu einer zyklischen Suche, während eine zu lange Tabuliste hingegen eine intensive Suche nach einer besseren Lösung behindert. Die einfachste zyklische Suche findet zwischen zwei Nachbarlösungen statt (siehe Zyklus 1 in Abbildung 3-21). Die andere zyklische Suche benötigt mindestens 4 beteiligte Lösungen (siehe Zyklus 2 in Abbildung 3-21). Bzgl. der vorliegenden Optimierungsaufgabe genügt eine Tabudauer von 4.

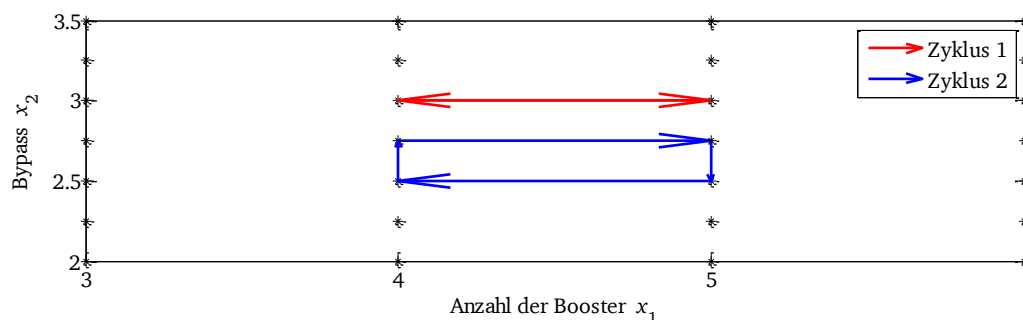


Abbildung 3-21: Zyklischer Suchverlauf der Ausgangslösung

Die Abbruchkriterien für die Tabu-Suche sind identisch mit den Kriterien 1, 2 und 3.a für die genetischen Algorithmen (siehe Kapitel 3.6.1, Schritt 3).

Erwähnenswert ist ferner, dass die Optimierung eines vorgegebenen Problems mit der einfachen Tabu-Suche eine feste Trajektorie besitzt und daher wiederholbar ist, da keine Zufälligkeit während der Optimierung vorkommt. Die ausführliche Vorgehensweise der einfachen Tabu-Suche ist in Tabelle 3-16 zu sehen.

Tabelle 3-16: Implementierung der einfachen Tabu-Suche

	Anfangslösung $\mathbf{x}_0$ Tabuliste $\mathbf{TL} = \emptyset$
1	Initialisierung Iterationsnummer $It = 1$ Ausgangslösung $\mathbf{x}(It, 1) = \mathbf{x}_0$ $J_{best} = J(\mathbf{x}(It, 1)), \mathbf{x}_{best} = \mathbf{x}(It, 1)$
	Bestimme die Nachbarschaft $\mathbf{L}(\mathbf{x}(It, 1)) = \{\mathbf{x}(It, 2), \mathbf{x}(It, 3), \mathbf{x}(It, 4), \mathbf{x}(It, 5)\}$ Bestimme den Zielfunktionswert der noch nicht besuchten Nachbarlösungen.
2	Iterationen  Ausnamefall bei $It = 1$ : Existiert eine zulässige Lösung $\mathbf{x}(It, i) = (0, 0)$ , wird das erste Abbruchkriterium erfüllt. Ende der Optimierung mit der Lösung $(0, 0)$ .  Wähle die beste Lösung $\mathbf{x}' \in \mathbf{L}(\mathbf{x}(It, 1)) - \mathbf{TL} - (0, 0)$ $\mathbf{x}(It + 1, 1) = \mathbf{x}'$ $\mathbf{TL} = \mathbf{TL} \cup \{\mathbf{x}'\}$ if $length(\mathbf{TL}) > 4$ , then $\mathbf{TL} = \mathbf{TL}(end - 3: end)$ if $J(\mathbf{x}') < J_{best}$ , then $J_{best} = J(\mathbf{x}'), \mathbf{x}_{best} = \mathbf{x}'$ $It = It + 1$
3	Ende Bis ein Abbruchkriterium erreicht ist.

### 3.6.3 Modifizierte Tabu-Suche

Auf Basis der einfachen Tabu-Suche werden verschiedene Modifikationen zur Erhöhung der Effektivität und Effizienz der Optimierung untersucht und umgesetzt. Im Folgenden werden die Modifikationen detailliert beschrieben.

#### Modifikation 1: Nachbarschaft der Anfangslösung

Die erste Modifikation betrifft die Nachbarschaft der Anfangslösung. Die Anfangslösung  $x_0$  bleibt stets unberührt. Neben der speziellen Nachbarlösung  $(0, 0)$  werden drei andere Nachbarlösungen entlang der vertikalen Richtung gleich verteilt.

$$L(x_0) = \{(0, 0), (1, 2), (1, 4), (1, 6)\} \quad (3.46)$$

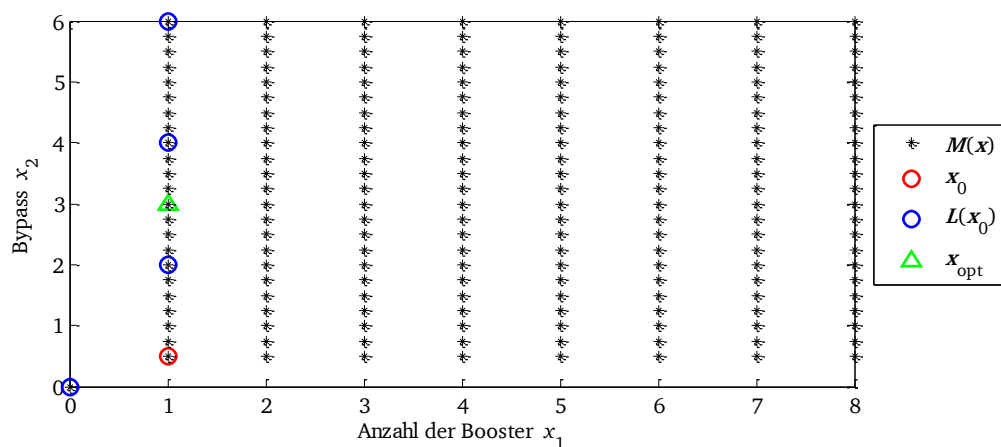


Abbildung 3-22: Modifikation der Nachbarschaft der Anfangslösung

Die grundlegende Überlegung für diese Modifikation besteht darin, ein schnelles Auffinden der optimalen Lösung zu ermöglichen, falls die optimale Lösung ausschließlich einen Booster jedoch mit einer großen Bypassdrossel hat. Als Beispiel zeigt Abbildung 3-22 ein globales Optimum am Punkt  $(1, 3)$ . Dank der modifizierten Nachbarschaft benötigt die Tabu-Suche mindestens 5 Iterationen weniger als vorher. Im günstigsten Fall, wenn das Optimum am Punkt  $(1, 6)$  liegt, ist eine Ersparnis von 22 Iterationen allein durch diese Modifikation möglich.

Andernfalls, wenn die optimale Lösung mehr als ein Booster hat, wird nur eine Iteration bzw. die erste Iteration aufgrund des Zusammenspiels der Modifikationen 1 und 2 extra durchgeführt. Der daraus resultierende zusätzliche Zeitaufwand ist im Vergleich zur gesamten Optimierungsdauer unbedeutend.

#### Modifikation 2: Akzeptanzkriterium

In der einfachen Tabu-Suche wird die beste Lösung aus der Menge der nicht auf der Tabuliste stehenden Nachbarlösungen als neue Ausgangslösung selektiert. Eine Modifikation wird an dieser Stelle dadurch vorgesehen, dass die aktuelle Ausgangslösung auch für die Auswahl der Ausgangslösung in der nächsten Iteration zur Verfügung steht.

$$\mathbf{x}' = \operatorname{argmin}_{\mathbf{x} \in L'}(J(\mathbf{x})) \quad (3.47)$$

$$L' = L + L(\mathbf{x}) - TL - (0,0) \quad (3.48)$$

Falls die aktuelle Lösung  $\mathbf{x}$  bereits in der Tabuliste oder schlechter als eine Nachbarlösung ist, dann gibt es keinen Unterschied vor und nach der Modifikation. Die Modifikation hat erst dann eine Auswirkung, wenn die aktuelle Ausgangslösung sowohl nicht zur Tabuliste gehört als auch besser als alle Nachbarlösungen ist.

Laut der Definition der Tabuliste in der einfachen Tabu-Suche sind alle Ausgangslösungen der letzten vier Iterationen tabuisiert. Um die Modifikation 2 wirksam zu machen, ist es somit notwendig, die Tabuliste entsprechend anzupassen.

### Modifikation 3: Tabuliste

Ein zusätzliches Tabukriterium wird auf Basis der einfachen Tabu-Suche eingeführt. Die Lösung, die die Bedingungen (3.47) und (3.48) erfüllt, wird als Tabu-Lösung deklariert, wenn diese Lösung besser ist als die bisher gefundene beste Lösung. Bemerkenswert ist, dass die beste Lösung der ersten Iteration unverzüglich in die Tabuliste eingetragen wird.

$$TL = TL \cup \{\mathbf{x}'\}, \text{ falls } It = 1 \text{ oder } J(\mathbf{x}') < J_{best} \quad (3.49)$$

Diese Modifikation ermöglicht es, die Anfangslösung bereits in der ersten Iteration zu tabuisieren, was in der einfachen Tabu-Suche keinesfalls geschehen kann. Falls die Anfangslösung ein lokales Optimum ist, dann ist es sehr wahrscheinlich, dass die einfache Tabu-Suche in der nächsten Iteration wieder zur Anfangslösung zurückkehrt. Mit der Modifikation wird eine derartige Rückkehr verhindert. Jedoch bringt die Modifikation die Gefahr mit sich, dass die Ausgangslösung an einem Punkt hängen bleibt. Zur Fortsetzung der Suche ist dann die Modifikation der Nachbarschaftsstruktur eine bekannte und effektive Technik.

### Modifikation 4: Nachbarschaftsstruktur

Falls die Ausgangslösungen in nacheinander folgenden Iterationen dieselben sind, wird die Nachbarschaft so modifiziert, dass eine intensive Untersuchung in der Umgebung um diese Ausgangslösung erfolgt. Je nach der Lage der Ausgangslösung wird die Nachbarschaftsstruktur gezielt modifiziert. Hierfür wird ein neuer Parameter  $h$  zur Erkennung der sich wiederholenden Ausgangslösung eingeführt.  $h$  hat einen Anfangswert von 1 und bei jeder Wiederholung erhöht sich der Wert um 1. Falls die Wiederholung aufhört, wird der Parameter  $h$  auf 1 zurückgesetzt.

Liegt beispielsweise die Ausgangslösung an der unteren Grenze der Bypassdrossel (d. h.  $x_2=0,5$ ), wird die Nachbarschaft wie in (3.50) definiert. Wenn dagegen die Ausgangslösung am Rand liegt (z. B.  $x_1=1$ ), ergibt sich die Nachbarschaft gemäß (3.51). In Abbildung 3-23 und Abbildung 3-24 werden die zwei Fälle grafisch veranschaulicht.

$$L_h(\mathbf{x}) = \left\{ \begin{array}{ll} \left( x_1, x_2 + \frac{1}{4}h \right) & \left( x_1 - 1, x_2 + \frac{1}{4}h - \frac{1}{4} \right) \\ \left( x_1 + 1, x_2 + \frac{1}{4}h - \frac{1}{4} \right) & \left( x_1 + 2, x_2 + \frac{1}{4}h - \frac{1}{4} \right) \end{array} \right\} \quad (3.50)$$



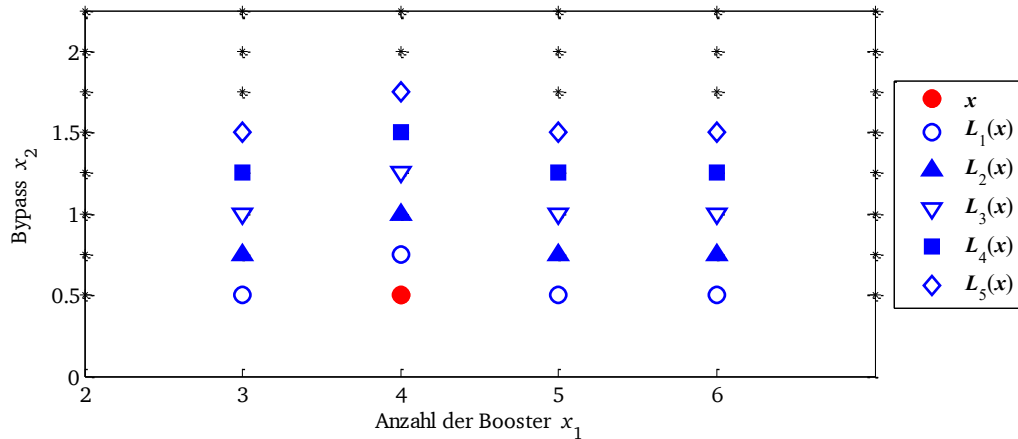


Abbildung 3-23: Modifikation der Nachbarschaftsstruktur im Grenzfall  $x_2=0,5$

$$L_h(x) = \begin{cases} \left\{ \left( x_1, x_2 + \frac{1}{4}h \right), \left( x_1, x_2 - \frac{1}{4}h \right), (0,0), (x_1 + 1, x_2) \right\} & \text{für } h = 1 \\ \left\{ \begin{matrix} \left( x_1, x_2 + \frac{1}{4}h \right) & \left( x_1, x_2 - \frac{1}{4}h \right) \\ \left( x_1 + 1, x_2 + \frac{1}{4}h - \frac{1}{4} \right) & \left( x_1 + 1, x_2 - \frac{1}{4}h + \frac{1}{4} \right) \end{matrix} \right\} & \text{für } h > 1 \end{cases} \quad (3.51)$$

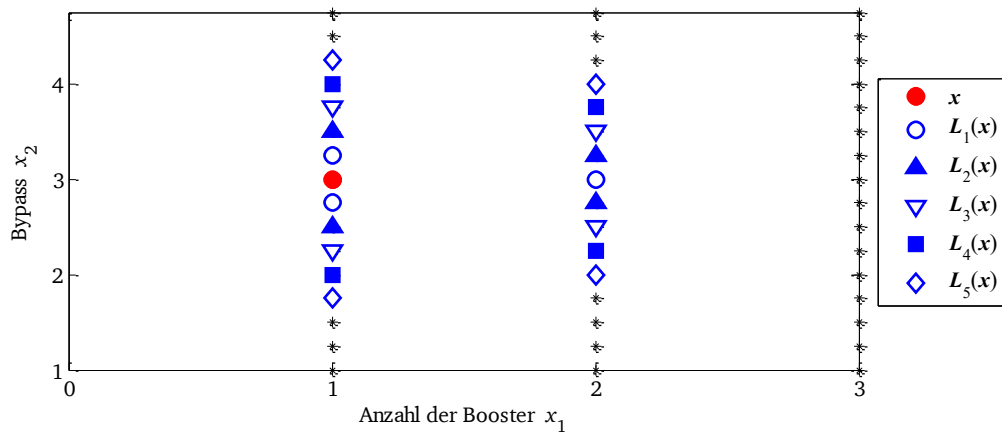


Abbildung 3-24: Modifikation der Nachbarschaftsstruktur im Grenzfall  $x_1=1$

Befindet sich die Ausgangslösung in der Mittel des Lösungsraums, lässt sich die Modifikation nach (3.52) beschreiben. Der Parameter  $V$ , wie in (3.53) definiert, steuert die Modifikationsrichtung der Optimierungsgröße  $x_2$ . Eine grafische Darstellung der Nachbarschaftsstruktur für diesen Fall ist in Abbildung 3-25 zu sehen.

$$L_h(x) = \left\{ \begin{matrix} \left( x_1, x_2 + \frac{1}{4}h \right) & \left( x_1, x_2 - \frac{1}{4}h \right) \\ \left( x_1 - 1, x_2 + V \frac{1}{4} \text{floor} \left( \frac{h}{2} \right) \right) & \left( x_1 + 1, x_2 + V \frac{1}{4} \text{floor} \left( \frac{h}{2} \right) \right) \end{matrix} \right\} \quad (3.52)$$

$$V = \begin{cases} 1 & h = 1, 3, 5 \\ -1 & h = 2, 4, 6 \end{cases} \quad (3.53)$$

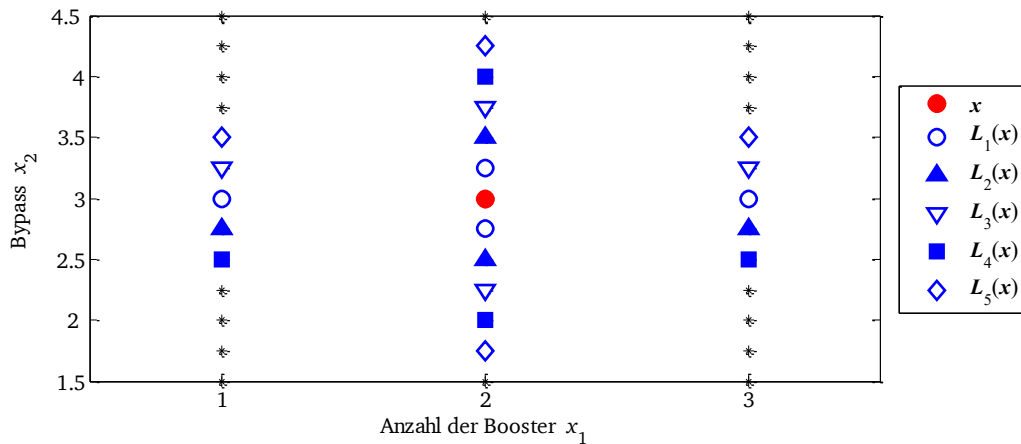
Abbildung 3-25: Modifikation der Nachbarschaftsstruktur für den Fall  $(x_1, x_2) = (2, 3)$ 

Tabelle 3-17: Implementierung der modifizierten Tabu-Suche

	Anfangslösung $\mathbf{x}_0$ , Iterationsnummer $It = 1$
1	Initialisierung Ausgangslösung $\mathbf{x}(It, 1) = \mathbf{x}_0$ , $J_{best} = J(\mathbf{x}(It, 1))$ , $\mathbf{x}_{best} = \mathbf{x}(It, 1)$ Tabuliste $\mathbf{TL} = \emptyset$
	Bestimme Nachbarlösungen ( <i>Mod. 1, Mod. 4</i> ) $L(\mathbf{x}(It, 1)) = \{\mathbf{x}(It, 2), \mathbf{x}(It, 3), \mathbf{x}(It, 4), \mathbf{x}(It, 5)\}$ Bestimme Zielfunktionswert der noch nicht besuchten Nachbarlösungen
2	Iterationen  Ausnahmefall bei $It = 1$ : Existiert eine zulässige Lösung $\mathbf{x}(It, i) = (0, 0)$ , wird das erste Abbruchkriterium erfüllt. Ende der Optimierung mit der Lösung $(0, 0)$ .  Wähle die beste Lösung $\mathbf{x}' \in \mathbf{x}(It, 1) + L(\mathbf{x}(It, 1)) - \mathbf{TL} - (0, 0)$ ( <i>Mod. 2</i> ) if $It = 1$ oder $J(\mathbf{x}') < J_{best}$ , then $\mathbf{TL} = \mathbf{TL} \cup \{\mathbf{x}'\}$ , $J_{best} = J(\mathbf{x}')$ , $\mathbf{x}_{best} = \mathbf{x}'$ ( <i>Mod. 3</i> ) if $length(\mathbf{TL}) > 4$ , then $\mathbf{TL} = \mathbf{TL}(end - 3: end)$  $It = It + 1$ und $\mathbf{x}(It, 1) = \mathbf{x}'$
3	Ende Bis das zweite und/oder dritte Abbruchkriterium erreicht ist.

### 3.7 Vergleich und Auswertung der Optimierung

Dieser Abschnitt befasst sich zuerst mit verschiedenen Vergleichs- bzw. Auswertungskriterien, unter denen geeignete Kriterien für das vorliegende Optimierungsproblem ausgewählt werden. Als nächstes erfolgt eine Testanalyse. Hierfür werden umfangreiche Testfälle festgelegt, sodass vielfältige Ventil-Hook-Ups hinsichtlich unterschiedlicher Anforderungen möglichst abgedeckt werden. Auf Basis der Testergebnisse werden die Leistungsfähigkeit und die Anwendbarkeit der Optimierungsalgorithmen ausgewertet. Zum Schluss werden repräsentative Anwendungsbeispiele dargestellt, mit denen die Vor- und Nachteile verschiedener Optimierungsalgorithmen verdeutlicht werden.

#### 3.7.1 Auswertungskriterien

Zur Auswertung eines Optimierungsalgorithmus liegt eine Vielzahl möglicher Kriterien vor. Häufig verwendet sind u. a. die Güte der besten gefundenen Lösung und die dafür eingesetzten Ressourcen.

Es liegt einerseits keine Echtzeitanforderung der Optimierung vor und andererseits zählt vor allem eine automatisierte Suche nach der optimalen Auslegung des Ventil-Hook-Ups als das wesentliche Ziel. Aufgrund dessen wird die Güte der besten gefundenen Lösung (die Lösung mit dem minimalen Zielfunktionswert) als entscheidendstes Kriterium angesehen.

Ergänzende Kriterien, wie z. B. die eingesetzten Ressourcen, kommen erst in Betracht, wenn kein nennenswerter Unterschied nach dem Hauptkriterium vorliegt. Dazu gehören z. B. der Implementationsaufwand, die Anzahl der Iterationen, die Anzahl der Zielfunktionsauswertung und die Laufzeit der Optimierung.

Der Implementationsaufwand setzt sich aus mehreren Faktoren, wie z. B. der Vorstudie, der Abschätzung, der Parametrisierung und der Programmierung, zusammen. Ein expliziter und objektiver Maßstab, diesen Aufwand zu messen bzw. zu beurteilen, ist nicht leicht zu finden. Für die vorliegende Arbeit ist dieser Aufwand uninteressant und wird nicht berücksichtigt.

Zum Vergleich unterschiedlicher Algorithmen ist die Anzahl der Iterationen auch nicht aussagekräftig, weil die Anzahl der zu besuchenden Lösungen innerhalb einer Iteration für verschiedene Algorithmen uneinheitlich ist. Beispielsweise hat GA sieben Individuen in einer Iteration, während TS immer eine Ausgangslösung plus vier Nachbarlösungen hat. Als Folge dessen kann die benötigte Iterationszahl für GA und TS stark voneinander abweichen.

Die Zielfunktionsauswertung wird ebenfalls vom Auswertungskriterium ausgeschlossen. Hinter jeder Zielfunktionsauswertung stecken mehrere Simulationsläufe zur Ermittlung der Regelparameter, der Stellzeiten und der Regelgüte. Je nach Komplexität des Hook-Ups können die benötigten Simulationsläufe von Lösung zu Lösung stark variieren.

Die Laufzeit der Optimierung ist in der Regel stark abhängig vom Implementierungsumfeld (wie z. B. Programmiersprache) sowie der Rechnerleistung. Da alle Optimierungsalgorithmen in derselben Umgebung „Matlab“ implementiert und auf demselben Rechner unter nahezu gleichen Bedingungen getestet werden, wird die Laufzeit der Optimierung als ergänzendes Auswertungskriterium hinzugenommen. Zu bemerken ist jedoch, dass die Laufzeit für GA wegen der Zufälligkeit/Stochastik unwiederholbar ist und in der Regel in einem bestimmten

Bereich schwankt. Deswegen wird GA mehrfach durchgeführt und die beste Lösung sowie die zugehörige Laufzeit zum Vergleich mit TS herangezogen. Hingegen hat Tabu-Suche eine feste Trajektorie während der Optimierung und ist immer mit ähnlichem Zeitaufwand wiederholbar.

### 3.7.2 Testanalyse

Um einen Überblick über die Leistungsfähigkeit der implementierten Optimierungsalgorithmen zu schaffen, werden insgesamt 17 Testfälle ausgewählt, die ein breites Spektrum der Stellgeräte und der Kundenanforderungen abbilden. In Tabelle 3-18 sind sie aufgelistet.

Tabelle 3-18: Testfälle

Test	Antrieb (Membranfläche in cm <sup>2</sup> -Hub in mm)		Anforderungen [ $y_{1max}, y_{2max}$ ] in s	
1	350-15	Klein	[2, 2]	kritisch
2	700-30	Klein/Mittel	[2, 2]	kritisch
3	1000-60	Mittel	[2, 2]	kritisch
4	1400-60	Mittel/Groß	[2, 2]	kritisch
5	1400-120	Mittel/Groß	[2, 2]	kritisch
6	2800-120	Groß	[3, 3]	kritisch
7	5600-120	Sehr Groß	[3, 3]	kritisch
8	700-30	Klein/Mittel	[5, 5]	mittel
9	1000-60	Mittel	[5, 5]	mittel
10	1400-120	Mittel/Groß	[5, 5]	mittel
11	2800-120	Groß	[5, 5]	mittel
12	5600-120	Sehr Groß	[5, 5]	mittel
13	700-30	Klein/Mittel	[10, 10]	unkritisch
14	1400-60	Mittel/Groß	[10, 10]	unkritisch
15	1400-120	Mittel/Groß	[10, 10]	unkritisch
16	2800-120	Groß	[10, 10]	unkritisch
17	5600-120	Sehr Groß	[10, 10]	unkritisch

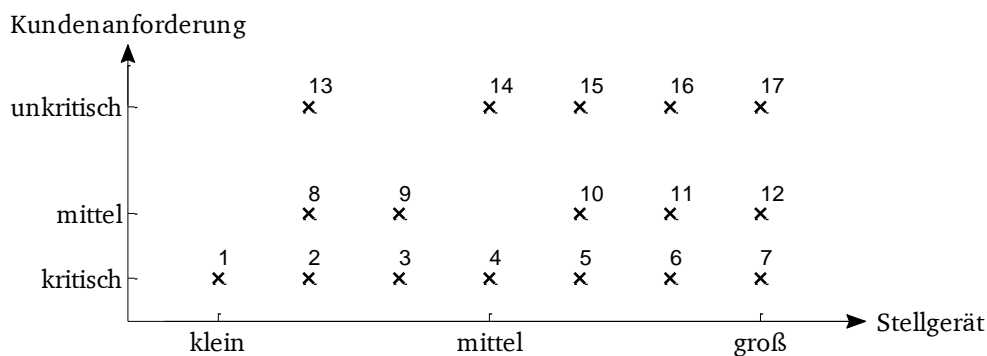


Abbildung 3-26: Verteilung der Testfälle

Aus langjähriger praktischer Erfahrung ist ein Booster i. d. R. für kleine Antriebe (Membranfläche kleiner als 700 cm<sup>2</sup>) unnötig und die Auslegung des Hook-Ups für kleine Antriebe ist unproblematisch. Aus diesem Grund wird ausschließlich ein kleiner Antrieb 350 cm<sup>2</sup> - 15 mm als beispielhafter Testfall vorgesehen.

Des Weiteren werden Antriebe verschiedener Größe von klein, mittel bis zu groß jeweils unter drei Anforderungen – kritisch, mittel und unkritisch – als Testobjekte ausgewählt. Die Anforderung an das Überspringen von kleiner als 5% ist für alle Fälle gleich. Anschaulich zeigt Abbildung 3-26 alle Testfälle. Dadurch sieht man eine intensive Untersuchung für Antriebe unter kritischen Anforderungen sowie für große Antriebe unter allen Anforderungen.

Der Federbereich und die Wirkrichtung aller Antriebe sind standardmäßig und identisch. Der Federbereich liegt zwischen 0,4 und 2 bar und die Wirkrichtung ist ATO (air to open). Außerdem wird der Zuluftdruck auf 4 bar(ü) gehalten.

Andere Parameter werden hingegen an jedem Stellgerät individuell angepasst, wie in Tabelle 3-19 dargestellt. Dabei variieren hauptsächlich die Reibungen im Stellventil und die Rohrleitungstopologie der pneumatischen Strecke. Erwähnenswert ist, dass große Ventile mit höheren Reibungsbeiwerten und mit Druckentlastungen vorgesehen sind, damit kritische Reibungseinflüsse mitberücksichtigt werden. Die Rohrlänge werden im Programm anhand von Erfahrungswerten festgelegt.

Tabelle 3-19: Parameter aller Testfälle

Test	$d_k^5$ [mm]	$d_{sb}^6$ [mm]	$f_{R1}^7$ [N/mm]	$f_{R3}^8$ [N/mm]	$d_{zl}^9$ [mm]	$d_{sl}^{10}$ [mm]
1	10	63	3	0	6	4
2, 8, 13	16	63	3	0	6	4
3, 9	16	80	3	0	16	4
4, 14	40	100	1,6	0	16	4
5, 10, 15	40	200	10	3	16	4
6, 11, 16	40	200	3	3	16	4
7, 12, 17	40	300	10	3	22	4

Zur Analyse und Auswertung der in Kapitel 3.6.3 vorgestellten Modifikationen kommen vier Variationen der Tabu-Suche in Frage. Für genetische Algorithmen werden ebenfalls zwei Varianten in Abhängigkeit vom dritten Abbruchkriterium unterschieden. In Tabelle 3-20 sind alle zu testenden Algorithmen aufgelistet. In den folgenden Ergebnisdarstellungen werden ihre Abkürzungen verwendet.

<sup>5</sup> Kegelstangendurchmesser

<sup>6</sup> Sitzbohrungsdurchmesser

<sup>7</sup> Reibungsbeiwert für Stopfbuchsenpackung

<sup>8</sup> Reibungsbeiwert für Druckentlastung

<sup>9</sup> Rohrlängendurchmesser für Zuluftleitung

<sup>10</sup> Rohrlängendurchmesser für Signalleitung

Tabelle 3-20: Zu testende Optimierungsalgorithmen

	Optimierungsalgorithmen	Abkürzung
1	Genetische Algorithmen mit Abbruchkriterium 3.a)	GA-a
2	Genetische Algorithmen mit Abbruchkriterium 3.b)	GA-b
3	Einfache Tabu-Suche	TS
4	Einfache Tabu-Suche mit Modifikation 1	TS-mod. 1
5	Einfache Tabu-Suche mit Modifikation 2-4	TS-mod. 2
6	Einfache Tabu-Suche mit Modifikation 1-4	TS-mod. 3

### 3.7.3 Auswertungsergebnisse

Wie in den letzten Kapiteln beschrieben, erfolgt die Auswertung der Optimierungsalgorithmen hauptsächlich nach der Güte bzw. dem Zielfunktionswert der gefundenen besten Lösung. In Tabelle 3-21 sind die Zielfunktionswerte der gefundenen besten Lösung verschiedener Algorithmen aufgelistet. Der minimale Wert ist mit dem Zeichen „\*“ markiert.

Tabelle 3-21: Zielfunktionswerte der besten gefundenen Lösung verschiedener Optimierungsalgorithmen

Test	GA-a	GA-b	TS	TS-mod. 1	TS-mod. 2	TS-mod. 3
1	0,2444	0,2314*	0,2490	0,2314*	0,2447	0,2314*
2	0,1546	0,1541*	0,1708	0,1541*	0,1541*	0,1541*
3	0,1657*	0,1657*	0,1657*	0,1766	0,1657*	0,1657*
4	0,3347	0,1966*	0,2903	0,1966*	0,1966*	0,1966*
5	0,4264*	0,4264*	0,4264*	0,4264*	0,4264*	0,4264*
6	0,3365*	0,3365*	0,3365*	0,3365*	0,3365*	0,3365*
7	0,5462*	0,5462*	0,5462*	0,5462*	0,5462*	0,5462*
8	0,2550	0,2536*	0,2550	0,2536*	0,2550	0,2536*
9	0,2688	0,1395*	0,2650	0,1395*	0,2650	0,1395*
10	0,2499	0,1555*	0,2499	0,1555*	0,1555*	0,1555*
11	0,2611*	0,2611*	0,2611*	0,2611*	0,2611*	0,2611*
12	0,4266*	0,4266*	0,4266*	0,4266*	0,4266*	0,4266*
13	0,0564*	0,0564*	0,0564*	0,0564*	0,0564*	0,0564*
14	0,1589*	0,1589*	0,2737	0,1589*	0,2737	0,1589*
15	0,1731	0,1227*	0,3166	0,1227*	0,1227*	0,1227*
16	0,1171*	0,1171*	0,1171*	0,1171*	0,1171*	0,1171*
17	0,3383	0,2393*	0,2393*	0,3383	0,2393*	0,2393*

Zur Veranschaulichung sind die Zielfunktionswerte in Abbildung 3-27 dargestellt. Es ist ersichtlich, dass GA-b und TS-mod. 3 immer den kleinsten Zielfunktionswert in allen Testfällen finden können. Demzufolge sind beide Optimierungsalgorithmen GA-b und TS-mod. 3 gemäß dem ersten Auswertungskriterium für das vorliegende Problem am besten geeignet. TS-mod. 1 ist an zwei Testfällen 3 und 17 gescheitert. Die restlichen Algorithmen sind in mehreren Testfällen erfolglos und werden deshalb nicht mehr berücksichtigt.

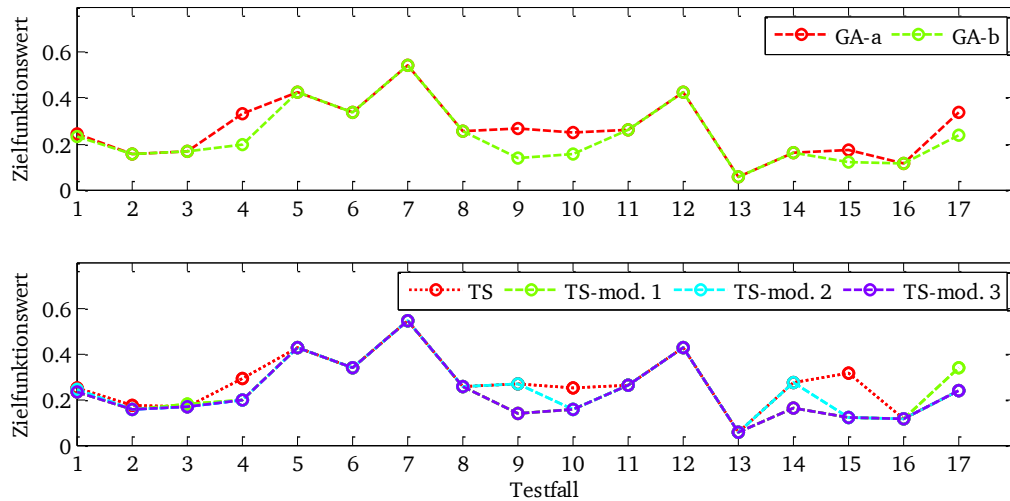


Abbildung 3-27: Grafische Darstellung der Zielfunktionswerte für alle Testfälle

Als nächstes werden GA-b und TS-mod. 3 bzgl. der Laufzeit der Optimierung verglichen.

$$\Delta t = T(\text{GA-b}) - T(\text{TS-mod. 3}) \quad (3.54)$$

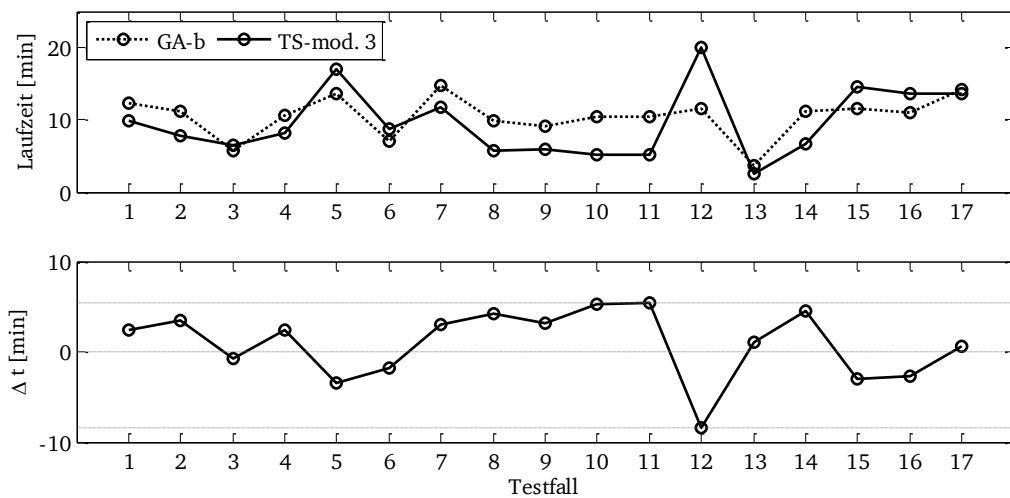


Abbildung 3-28: Vergleich der Laufzeit von GA-b und TS-mod. 3

Abbildung 3-28 stellt die Ergebnisse bildhaft dar. In 11 Fällen (1-2, 4, 7-11, 13-14, 17) kommt TS-mod. 3 meist um 3 bis 5 min. schneller ans Ziel als GA-b. In den anderen 6 Fällen (3, 5-6, 12, 15-16) nimmt dagegen TS-mod. 3 etwas mehr Zeit in Anspruch als GA-b. Im schlimmsten Fall 12 hat TS-mod. 3 die Laufzeit von fast 20 min. gebraucht, die ungefähr doppelt so lange wie GA-b ist. Die durchschnittliche Laufzeit von beiden Verfahren weist jedoch keinen wesentlichen Unterschied auf. Der Durchschnitt beträgt ca. 10,5 min. für GA-b und 9,6 min. für TS-mod. 3. Daraus lässt sich die Schlussfolgerung ziehen, dass die TS-mod. 3 bzgl. der Laufzeit der Optimierung nur leicht besser als GA-b ist.

Des Weiteren ist anzumerken, dass GA-b aufgrund der Zufälligkeit in einigen Fällen mehrfach durchgeführt werden muss, bevor die beste Lösung gefunden wird. Im Test wurde GA-b für jeden Testfall dreimal wiederholt und Abbildung 3-29 stellt die Erfolgsquote dar.

$$\text{Erfolgsquote} = \frac{\text{Anzahl der Durchführung mit erfolgreichem Finden der besten Lösung}}{\text{Gesamte Anzahl der Durchführung}} \quad (3.55)$$

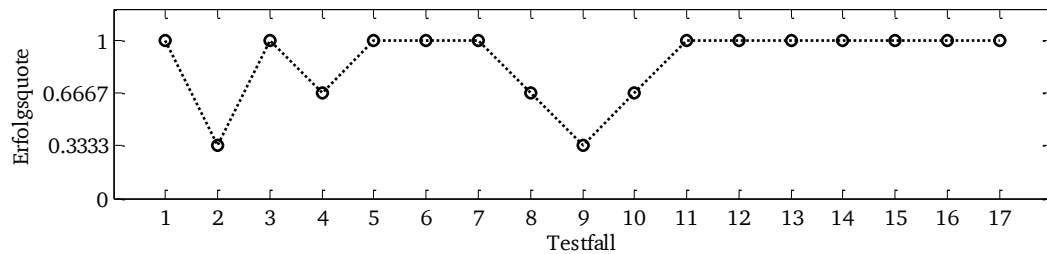


Abbildung 3-29: Erfolgsquote für GA-b

In Abbildung 3-30 sind die 5 Testfälle, deren Erfolgsquote kleiner als 1 ist, mit Kreisen gekennzeichnet. In den Fällen 2 und 9 (mit grünen Kreisen) wird die beste Lösung nur einmal gefunden und die Erfolgsquote beträgt 1/3. In den drei Fällen 4, 8 und 10 (mit roten Kreisen) tritt die beste Lösung zweimal auf und die Erfolgsquote ist 2/3. In den restlichen Fällen hat GA-b dreimal die beste Lösung gefunden und hat daher eine Erfolgsquote von 1.

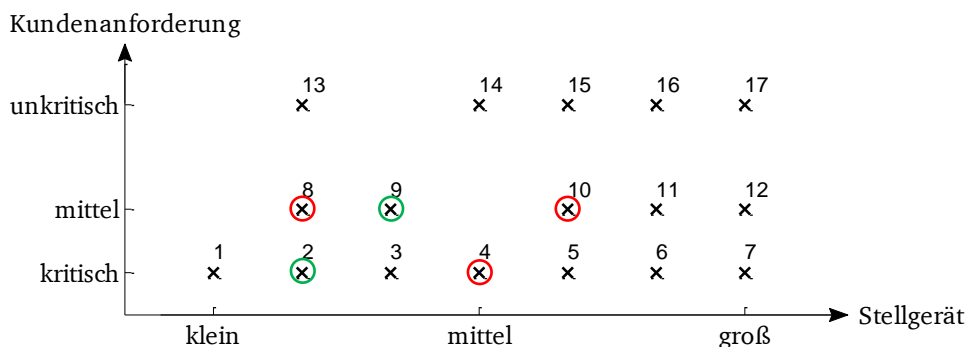


Abbildung 3-30: Testfälle, deren Erfolgsquote kleiner als 1 ist

Es ist offensichtlich, dass GA-b für ein mittleres Stellgerät unter mittleren und kritischen Kundenanforderungen die beste Lösung nicht immer finden kann. Angesichts der Erfolgsquote ist eine dreifache Wiederholung empfehlenswert, um die beste Lösung mit hoher Wahrscheinlichkeit zu treffen. Im Gegensatz dazu ist die Trajektorie für TS-mod. 3 immer gleich und keine Wiederholung nötig.

Zusammenfassend zeigt TS-mod 3 im Großen und Ganzen eine bessere Performance für das vorliegende Optimierungsproblem als GA-b und wird als standardmäßiges Verfahren zur Optimierung des Ventil-Hook-Ups verwendet.



### 3.8 Benutzeroberfläche

Ähnlich wie bei der Erstellung der Benutzeroberfläche für die Simulationsmodelle wird eine neue GUI-Benutzeroberfläche für die offline-Systemoptimierung des Ventil-Hook-Ups in Matlab entwickelt, um eine benutzerfreundliche Bedienung zu schaffen. Abbildung 3-31 zeigt die neue GUI-Oberfläche.

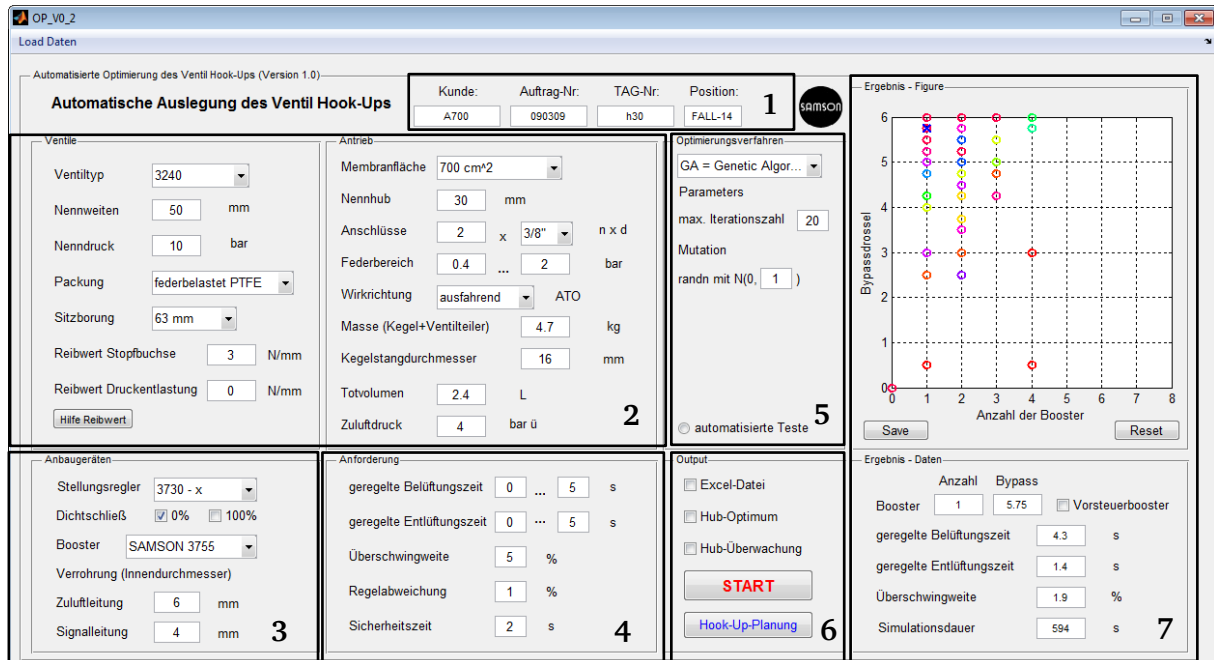


Abbildung 3-31: GUI-Benutzeroberfläche für das Optimierungsprogramm

Die Nutzung des Programms erfolgt in 7 Schritten, wie in Tabelle 3-22 beschrieben. In den Schritten 1-5 bereitet der Benutzer die Optimierung vor, indem alle Angaben über Stellgerät, Anbaugeräte, Kundenanforderungen sowie Optimierungsverfahren eingegeben werden. Im Schritt 6 werden die darzustellenden und zu speichernden Ergebnisse ausgewählt, bevor die Simulation startet. Im letzten Schritt lassen sich die relevanten Ergebnisse auslesen bzw. die Optimierungsverläufe aufrufen.

Tabelle 3-22: Einleitung in die GUI-Benutzeroberfläche für Optimierungsprogramm

1	Eingabe Auftragsinformationen
2	Eingabe Systemparameter vom Ventil und Antrieb
3	Eingabe Anbaugeräte – Stellungregler, Booster, Rohrdurchmesser
4	Eingabe technischer Anforderungen
5	Auswahl Optimierungsverfahren und Eingabe der Optimierungsparameter
6	Auswahl Darstellungsoptionen (Speichern in Excel-Datei, Grafische Darstellung oder Txt-Datei) und Start der Optimierung
7	Auslesen der Optimierungsverlauf und Ergebnisse (Anzahl der Booster und Einstellung der Bypassdrossel, Stellzeiten, Überschwingweite sowie Simulationsdauer)

### 3.9 Anwendungsbeispiele

In diesem Abschnitt wird ein praktisches Anwendungsbeispiel mit zwei Optimierungsverfahren TS-mod. 3 und GA-b dargestellt. Es handelt sich dabei um einen realen Kundenauftrag. Alle Informationen über das Stellventil, den pneumatischen Antrieb und die Kundenanforderungen können der GUI-Oberfläche in Abbildung 3-32 entnommen werden.

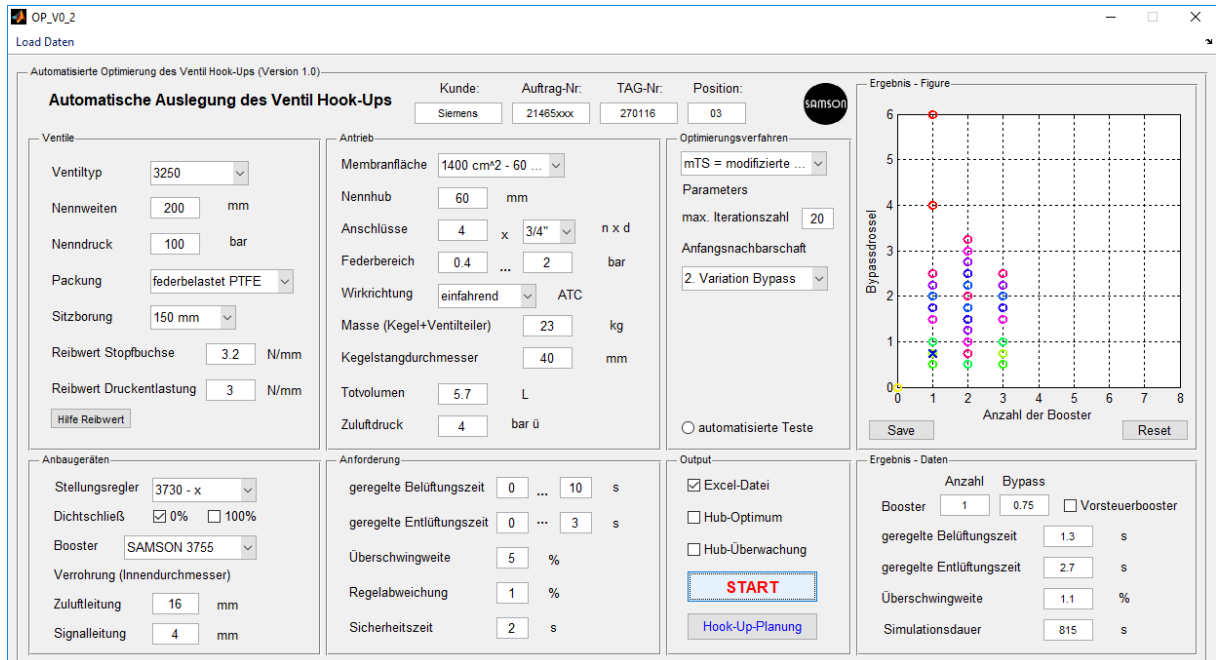


Abbildung 3-32: GUI-Einstellung für das Anwendungsbeispiel mit TS-mod. 3

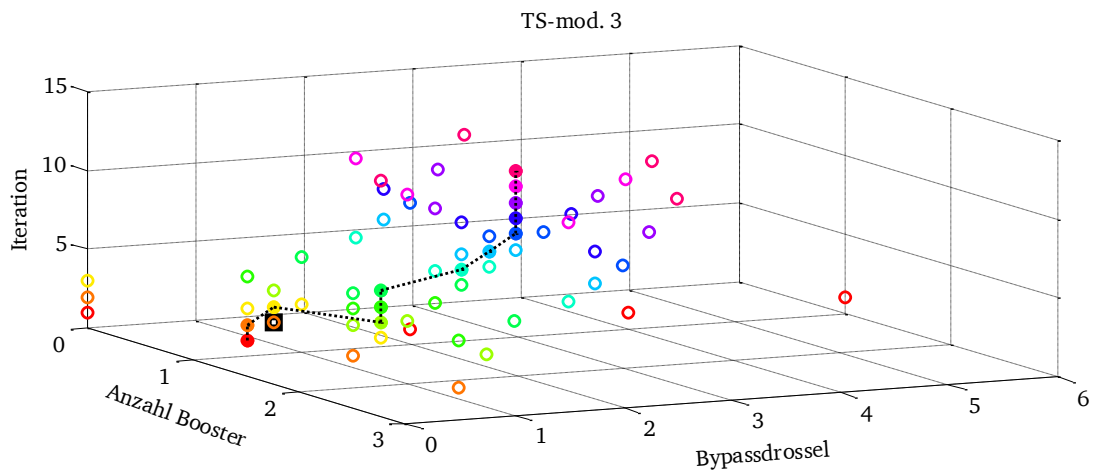


Abbildung 3-33: 3-D Darstellung des Optimierungsverlaufs für das Anwendungsbeispiel mit TS-mod. 3

Abbildung 3-33 zeigt den Optimierungsverlauf in einer 3-dimensionalen Darstellung. Insgesamt wurden 13 Iterationen durchgeführt. Die farbige gefüllten Punkte stehen für die Ausgangslösungen jeder Iteration. Die entsprechenden Nacharlösungen sind als ungefüllte Punkte in derselben Farbe wie ihr Ausgangspunkt dargestellt. Die gefundene beste Lösung ist mit einem schwarzen Quadrat gekennzeichnet. In den letzten Iterationen findet eine intensive

Exploration im Bereich  $x_1 \in [1, 3]$  und  $x_2 \in [\frac{1}{2}, 3]$  statt. Die Optimierung endet erst, wenn sich die Ausgangslösung in nacheinander folgenden Iterationen 5-mal wiederholt. Besonders zu erwähnen ist, dass die beste Lösung bereits in der zweiten Iteration aufgetaucht ist.

Der Algorithmus GA-b liefert zwar dieselbe beste Lösung wie TS-mod. 3, aber die Suchverläufe unterscheiden sich völlig voneinander. Sowohl die Anzahl als auch die Lage der besuchten Lösungen sind stark unterschiedlich. Außerdem endet die Optimierung wegen Erreichen der max. Iterationszahl von 20. In den letzten Iterationen beschränkt sich die Suche überwiegend auf einen kleinen Bereich um die beste Lösung.

Des Weiteren sind die Simulationsdauer mit TS-mod.3 und mit GA-b ähnlich (jeweils 13,6 min und 12,4 min).

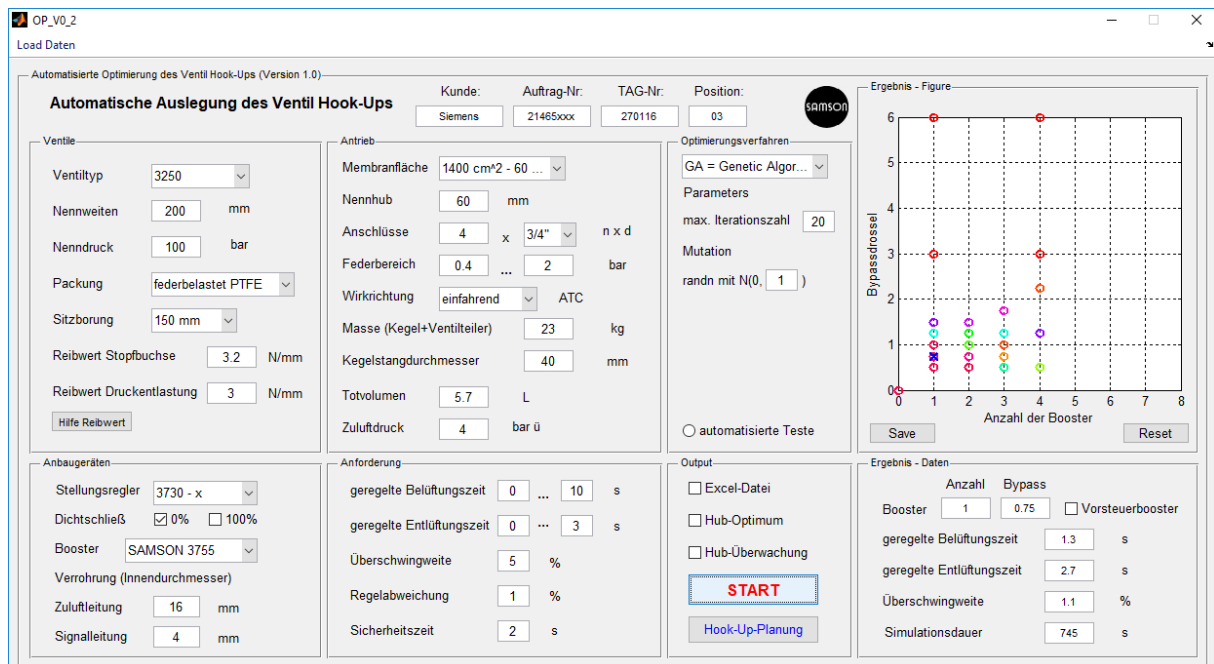


Abbildung 3-34: GUI-Einstellung für das Anwendungsbeispiel mit GA-b

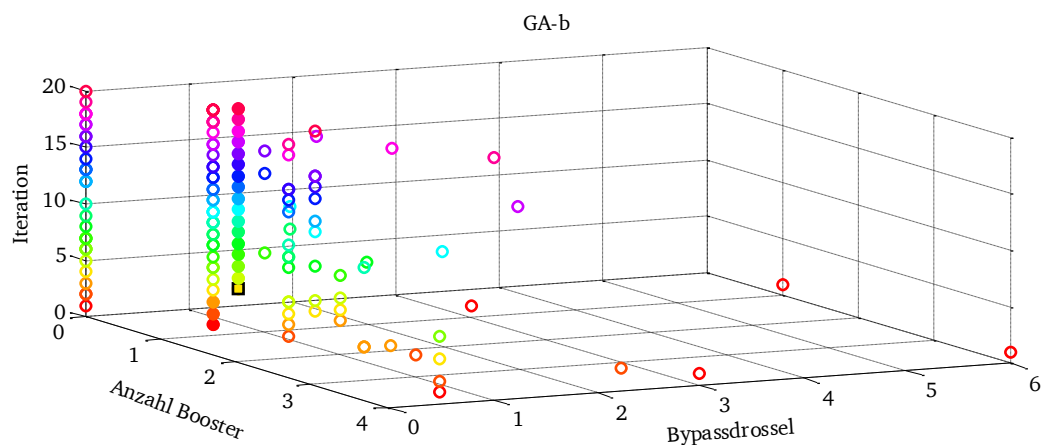


Abbildung 3-35: 3-D Darstellung des Optimierungsverlaufs für Anwendungsbeispiel mit GA-b

Mit der besten Lösung (1, 0,75) ergeben sich eine geregelte Entlüftungszeit von 2,7 s und eine Belüftungszeit von 1,3 s. Offensichtlich ist die Belüftung viel schneller als die Anforderung von 10 s. Hierfür könnte eine zusätzliche Drossel in der Zuluflleitung des Boosters angebracht werden, damit ausschließlich die Belüftung verlangsamt aber die Entlüftung nicht beeinträchtigt wird.

Das tatsächlich in der Praxis umgesetzte Ventil-Hook-Up ist in Abbildung 3-36 zu sehen. In Abbildung 3-37 sind die entsprechenden Sprungantworten dargestellt.

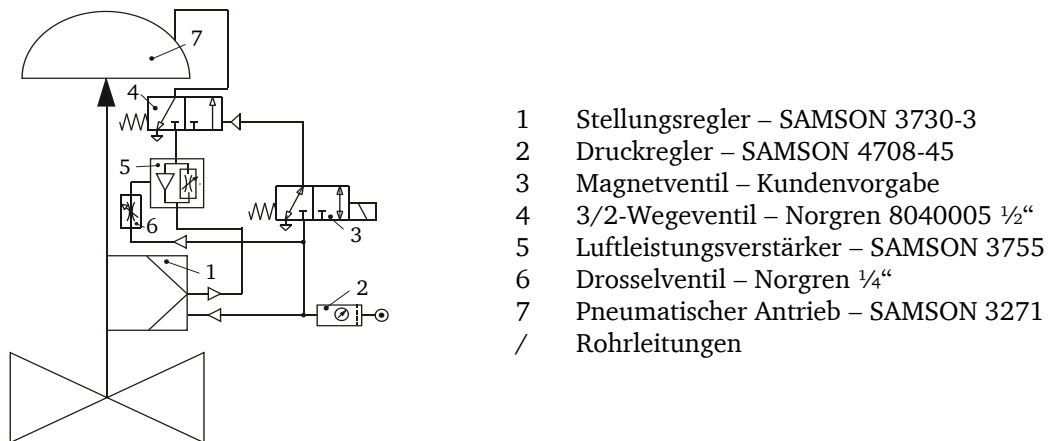


Abbildung 3-36: Ventil-Hook-Up für das Anwendungsbeispiel (Quelle: SAMSON AG)

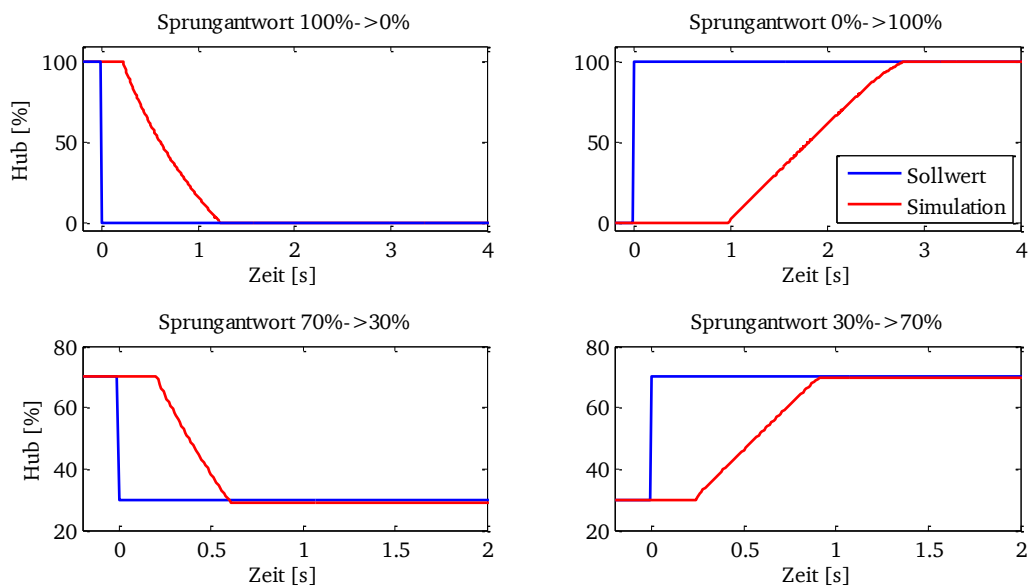


Abbildung 3-37: Simulationsergebnisse mit der gefundenen besten Lösung

## 4 Verbesserung des Stellverhaltens eines Stellventils unter Prozessbedingungen

Bei laufenden Prozessen in der Verfahrenstechnik wird stets eine Strömungskraft auf den Ventilkegel ausgeübt. Als Folge dieser Strömungskraft ändern sich die Regelkreisparameter der Ventilposition und schließlich auch das Stellverhalten des Stellventils in Betrieb. Die bisherigen Simulationsmodelle und Systemoptimierungen eines Ventil-Hook-Ups setzen bisher jedoch voraus, dass sich das Stellventil im Leerlauf befindet. D. h. der Einfluss des Prozesses auf das Regelverhalten eines Stellventils wird nicht einkalkuliert. Lediglich bei der Stellantriebsauslegung wird die Strömungskraft in geschlossener Ventilstellung zur Bestimmung der erforderlichen Antriebskraft berücksichtigt.

Der Grund für die Vernachlässigung der Prozesseinflüsse liegt hauptsächlich darin, dass einerseits keine detaillierte Prozessinformationen (wie z. B. die Prozessdrücke vor und hinter dem Ventil in Zusammenhang mit der Ventilstellung) zur Verfügung stehen und andererseits ein realitätsnaher Test seitens des Herstellers kaum möglich ist. Bei der Qualitätsprüfung eines Stellventils einschließlich seines Hook-Ups wird i. d. R. nur ein Trockentest (ohne Prozessmedium) von den Herstellern durchgeführt. Darüber hinaus ist eine Initialisierung des Stellungsreglers nur zulässig, wenn das Ventil im Leerlauf steht, damit die Prozessanlagen nicht beeinträchtigt werden. Die dadurch festgelegten Regelparameter eignen sich daher nur für die Regelstrecke ohne Prozess.

Infolge der Vernachlässigung der Prozesseinflüsse kommt es in der Praxis vor, dass das reale Regelverhalten eines in Betrieb befindlichen Ventils von dem im Trockentest aufgewiesenen Verhalten abweicht. Im kritischen Fall können die Kundenanforderungen nicht mehr erfüllt werden und als Folge dessen können enorme wirtschaftliche Verluste verursacht werden. Um solche Situationen zu vermeiden, ist es sinnvoll, die Prozesseinflüsse mithilfe moderner Messtechnik grundlegend zu untersuchen und schließlich Lösungsansätze zur Verbesserung des Regelverhaltens zu entwickeln.

Im Folgenden werden zunächst die Prozesseinflüsse in Form einer auf den Ventilkegel wirkenden Kraft im Simulationsmodell implementiert. Hierfür werden verschiedene Ansätze zur Berechnung dieser Kraft vorgeschlagen. Als nächstes werden die Prozesseinflüsse auf das Regelverhalten sowohl messtechnisch als auch simulativ untersucht. Durch Vergleich der Messdaten und der Simulationsergebnisse wird der am besten geeignete Ansatz zur Modellierung der Prozesskraft ausgewählt. Zum Schluss werden Verbesserungspotentiale mithilfe des erweiterten Simulationsmodells erschlossen und validiert.

## 4.1 Grundlagen für die Berechnung der Prozesskraft

Der Einfluss des Prozesses auf ein Stellventil lässt sich vor allem mit einer auf den Sitzkegel des Ventils wirkenden Kraft (im Folgenden als Prozesskraft bezeichnet) interpretieren. Andere Einflussfaktoren, wie z. B. die Eigenschaften des Mediums (hohe oder tiefe Temperatur, flüssig oder gasförmig usw.), können ebenfalls zur Änderung des Regelkreises der Ventilposition (wie z. B. die Reibkraft der Stopfbuchspackung) führen. An dieser Stelle wird jedoch davon ausgegangen, dass solche Einflüsse im Vergleich zur Prozesskraft unwesentlich sind.

Die Prozesskraft hängt im Wesentlichen mit dem Druckabfall am Ventil zusammen. Der Druckabfall ist weiterhin stark abhängig von den Ventilformen (Hubventil, Klappe, Kugelhahn usw.), der Ventilstellung, dem Prozessmedium (Dichte, Kompressibilität usw.) und den vor und hinter dem Ventil angeschlossenen Komponenten (Pumpe, Rohrleitungen, Anlagen usw.).

Allein für das Hubventil gibt es verschiedene Bauarten eines Ventilkegels, wie z. B. mit oder ohne Druckentlastung, einstufig oder mehrstufig und linear, parabolisch oder gleichprozentig. Zur Untersuchung der Prozesskraft wird von dem einfachsten Fall, nämlich ein Hubventil mit einem einstufigen und gleichprozentigen Kegel ohne Druckentlastung, ausgegangen. Wie in Abbildung 4-1 dargestellt, wird das Ventil gegen die Schließrichtung des Kegels (flow to open) durchströmt, um eine Sogwirkung am Kegel kurz vor dem Erreichen der Schließstellung zu vermeiden. Eine Strömung in Schließrichtung (flow to close) ist bei Stellventilen sehr selten und wird daher im Rahmen dieser Arbeit nicht betrachtet.

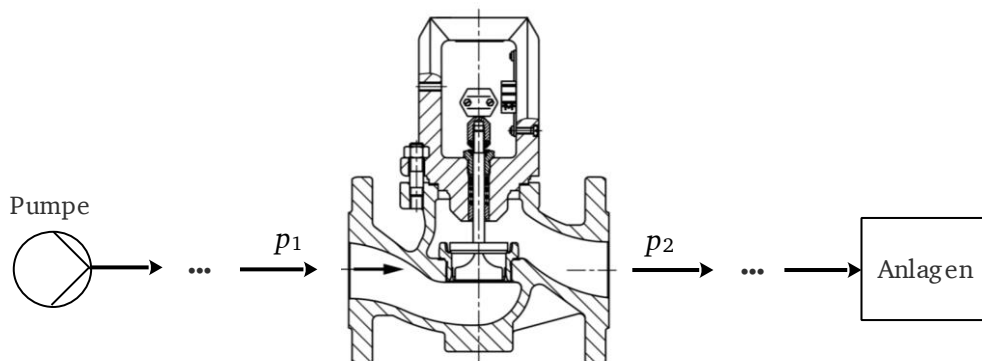


Abbildung 4-1: Hubventil mit einem einstufigen Kegel ohne Druckentlastung im Prozess (Quelle: SAMSON AG)

### 4.1.1 Druckabfall am Ventil

Das Stellventil als Energieverzehrelement verursacht einen Druckabfall, wie in Gleichung (4.1) beschrieben.  $\xi(x)$  ist eine variable Druckverlustzahl in Abhängigkeit von der Ventilstellung  $x$ .  $A_{DN}$  ist der nennweitenabhängige Flächenquerschnitt des Stellventils.

$$\Delta p_{ventil} = \frac{\rho}{2} \xi(x) \left( \frac{Q}{A_{DN}} \right)^2 \quad (4.1)$$

$$\Delta p_{ventil} = p_1 - p_2 \quad (4.2)$$

In der Praxis wird der Durchflusskoeffizient  $K_v$  zur Berechnung des Druckverlusts im Ventil eingeführt. Der  $K_v$ -Wert ist eine Funktion der Ventilstellung  $x$ . Dabei unterscheiden sich zwei Ventilkennlinien – inhärente Kennlinie und Betriebskennlinie. Die inhärente Kennlinie

beschreibt die Beziehung zwischen dem  $K_v$ -Wert und der Ventilposition unter einem konstanten Druckabfall.

Gleichung (4.3) beschreibt die ideale inhärente  $K_v$ -Kennlinie eines gleichprozentigen Kegels in Bezug auf den  $K_{vs}$ -Wert<sup>11</sup> und das Stellverhältnis<sup>12</sup>  $St$ . Gleichung (4.4) stellt die lineare inhärente  $K_v$ -Kennlinie dar.

$$\frac{K_v}{K_{vs}} = \frac{1}{St} e^{\ln(St)x} \quad (4.3)$$

$$\frac{K_v}{K_{vs}} = \frac{1}{St} + \left(1 - \frac{1}{St}\right)x \quad (4.4)$$

Es ist üblich, den  $K_v$ -Wert mit der Gleichung (4.5) auszudrücken. Dabei ist  $\rho_0 = 999 \text{ kg/m}^3$  (entspricht Wasser bei 15 °C) und  $\Delta p_0 = 100 \text{ kPa}$ . Bei der Verwendung dieser Gleichung muss darauf geachtet werden, dass die Messstellen für den Eingangsdruck  $p_1$  und Ausgangsdruck  $p_2$  nach IEC 60534-2-1 vorgeschrieben sind.  $p_1$  bezieht sich auf den Abstand von  $2 \times$  Nennweite des Stellventils vor dem Ventil und  $p_2$  bezieht sich auf den Abstand von  $6 \times$  Nennweite hinter dem Ventil.

$$K_v(x) = Q \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p_{ventil}}} \sqrt{\frac{\rho}{\rho_0}} \quad (4.5)$$

Unter Betriebskennlinie [59] versteht man hingegen die Kennlinie eines Ventils im eingebauten Zustand. Daher muss die Rückwirkung des Rohrleitungssystems auf die Kennlinie einbezogen werden. In Abbildung 4-2 sind beispielhafte inhärente Kennlinien und Betriebskennlinien im Vergleich dargestellt.

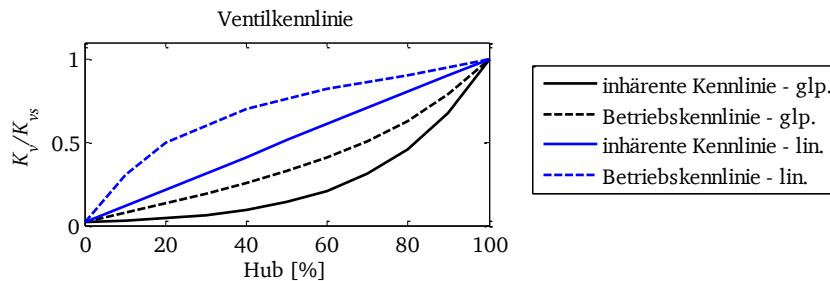


Abbildung 4-2: Normierte Ventil Kennlinie (glp. = gleichprozentig, lin. = linear)

Durch eine Umformulierung der Gleichung (4.5) lässt sich der Druckabfall mit Gleichung (4.6) ausdrücken. Es ist ersichtlich, dass der Druckabfall  $\Delta p_{ventil}$  von der Ventilstellung  $x$ , dem Volumenstrom  $Q$  und der Dichte des Mediums abhängt.

$$\Delta p_{ventil} = \left(\frac{Q}{K_v(x)}\right)^2 \frac{\rho}{\rho_0} \Delta p_0 \quad (4.6)$$

Abbildung 4-3 zeigt den qualitativen Druck- sowie Geschwindigkeitsverlauf vom Eintritt bis zum Austritt eines Stellventils. Für eine inkompressible Strömung gilt die Kontinuitätsgleichung

<sup>11</sup>  $K_{vs}$ -Wert bezeichnet den  $K_v$ -Wert eines Stellventils beim Nennhub.

<sup>12</sup> Stellverhältnis  $St = K_{v100}/K_{v0}$ . Typisches Stellverhältnis für ein Hubventil ist 50:1.

in (4.7). Angenommen, dass die Dichte unverändert bleibt und die Rohre vor und hinter dem Ventil dieselbe Querschnittfläche haben, sind Eintritts- und Austrittsgeschwindigkeit identisch.

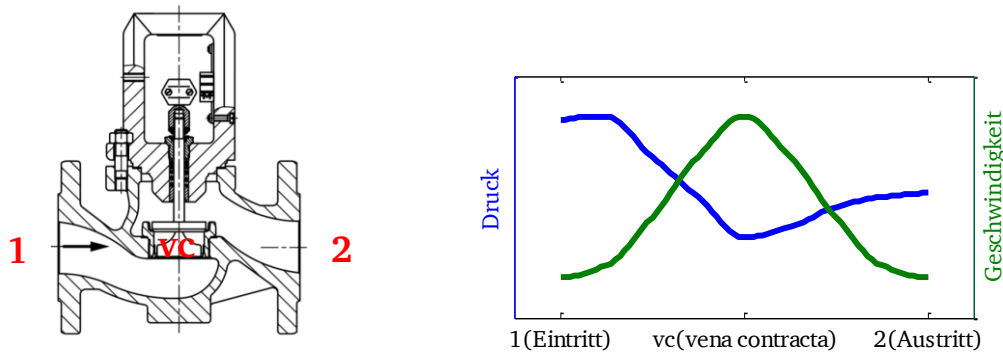


Abbildung 4-3: Druck- und Geschwindigkeitsprofil im Stellventil (inkompressible Strömung,  $A_1=A_2$ )

Vom Eintritt bis zur engsten Drosselstelle (vc) verkleinert sich dagegen der Querschnitt allmählich und zugleich erhöht sich die Geschwindigkeit. Folglich nimmt der Druck laut der Energiegleichung in (4.8) ab und erreicht an der engsten Stelle (vc) sein Minimum. Falls der minimale Druck unterhalb des Dampfdrucks der Flüssigkeit liegt, werden Dampfblasen gebildet und es entsteht die Gefahr der Kavitation.

Hinter der engsten Stelle wird der Querschnitt wieder größer. Als Folge dessen verringert sich die Geschwindigkeit und der Druck steigt erneut an. Der Austrittsdruck ist wegen Druckverlust durch Reibung hinter der Drosselstelle niedriger als der Eintrittsdruck.

$$\rho v_1 A_1 = \rho v_{vc} A_{vc} = \rho v_2 A_2 \quad (4.7)$$

$$p_1 + \frac{\rho}{2} v_1^2 = p_{vc} + \frac{\rho}{2} v_{vc}^2 \quad (4.8)$$

$$p_{vc} + \frac{\rho}{2} v_{vc}^2 = p_2 + \frac{\rho}{2} v_2^2 + \Delta p_v \quad (4.9)$$

Dies hat zur Folge, dass der tatsächlich auf den Sitzkegel wirkende Druck von den gemessenen Werten an den Druckentnahmestellen 1 und 2 abweichen kann. Ferner tritt noch ein dynamischer oder instationärer Anteil der Strömungskraft auf, falls sich der Volumenstrom infolge der Bewegung eines Stellventils ändert. Eine genaue Betrachtung der Druckänderung sowie der Druckverteilung ist grundsätzlich nur mit einer numerischen Berechnung bzw. CFD-Software möglich, sofern diese Prozessinformation verfügbar ist.

Im Rahmen dieser Arbeit wird jedoch nur der statische Anteil der Strömungskraft zur Modellierung der Prozesskraft betrachtet. Die statische Kraft ist mit den Eintritts- und Austrittsdrücken  $p_1$  und  $p_2$  relativ einfach abzuschätzen und sie genügt bereits, die Prozesseinflüsse approximativ zu untersuchen. Dagegen ist eine CFD-Simulation sehr aufwändig und benötigt detaillierte Informationen über die Geometrie des Stellventils, die Verrohrung und den Prozesszustand.



### 4.1.2 Prozesskraft am Ventilkegel

Genauer betrachtet ist der Druck ungleichmäßig auf dem Kegel verteilt. Um die Prozesskraft exakt zu bestimmen, muss die Druckverteilung  $p(s)$  ermittelt werden und durch eine Integration der Verteilung über die entsprechende Fläche ergibt sich schließlich die Prozesskraft. Wie bereits erwähnt, ist diese Information sowohl theoretisch als auch messtechnisch sehr schwer zu erhalten.

Zur Vereinfachung der Berechnung wird eine qualitative Beschreibung der Prozesskraft in Gleichung (4.10) angegeben, wobei  $d_k$  der Kegelstangendurchmesser,  $d_{sb}$  der Durchmesser der Sitzbohrung und  $d_i$  der Durchmesser der äquivalenten Querschnittsfläche  $A_i$  ist.

$$F_P = \frac{\pi}{4} (p_1 d_i^2 - p_2 (d_i^2 - d_k^2)) \quad (4.10)$$

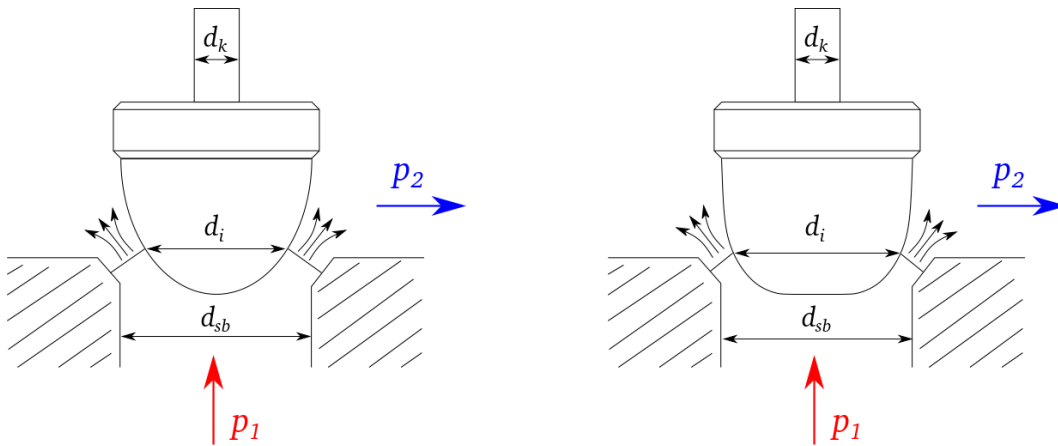


Abbildung 4-4: Schematische Darstellung der Strömung durch einen Sitzkegel (links: linear, rechts: gleichprozentig)

$d_i$  ist abhängig von der Kegelform und der Ventilposition  $x$ . Aufgrund mangelnder Kenntnis über den Zusammenhang zwischen  $d_i$  und  $x$  werden drei einfache Ansätze für einen gleichprozentigen Kegel vorgeschlagen.

Im ersten Fall wird angenommen, dass  $d_i$  unabhängig vom Hub ist und immer dem Durchmesser  $d_{sb}$  der Sitzbohrung entspricht.

Beim zweiten Ansatz wird der Durchmesser  $d_i$  bei voller Öffnung eines Ventils zu Null angenommen. Wird das Ventil komplett geschlossen, dann entspricht  $d_i$  dem Durchmesser der Sitzbohrung  $d_{sb}$ . Im Zwischenbereich wird  $d_i$  durch ein Polynom zweiter Ordnung in (4.11) approximiert, wobei  $x_r$  die relative Ventilposition  $x/H_{Nenn}$  ist und die Koeffizienten  $a_0$ ,  $a_1$  und  $a_2$  nichtnegativ sind. Zur Implementierung der Prozesskraft wählt man zwei Extremfälle mit  $a_2 = [0 \ 1]$ . Die Werte aller anderen Variationen liegen dazwischen.

$$d_i = (-a_2 x_r^2 - a_1 x_r + a_0) d_{sb} \quad (4.11)$$

$$d_i(x_r = 0) = d_{sb} \rightarrow a_0 = 1 \quad (4.12)$$

$$d_i(x_r = 1) = 0 \rightarrow a_2 + a_1 = a_0 \quad (4.13)$$

$$\frac{d_i}{d_{sb}} = -a_2 x_r^2 - (1 - a_2) x_r + 1 \quad (4.14)$$

In einem weiteren dritten Ansatz wird angenommen, dass der Durchmesser  $d_i$  bei voller Öffnung eines Ventils einen beliebigen Wert zwischen 0 und  $d_{sb}$  annimmt. Hierfür wird ein Polynom zweiter Ordnung mit einer Variablen  $a_3$  verwendet, wobei  $a_3$  zwischen 0 und 1 liegen muss. Zusammenfassend sind alle zum Einsatz kommenden Ansätze für den Durchmesser  $d_i$  in Tabelle 4-1 aufgelistet. Abbildung 4-5 zeigt ihre grafische Darstellung.

Tabelle 4-1: Ansätze für den Durchmesser  $d_i$  der äquivalenten Querschnittsfläche

Ansatz 1	$d_i = d_{sb}$	Konstant
Ansatz 2.a	$d_i = (-x_r + 1)d_{sb}$	Polynom erster Ordnung
Ansatz 2.b	$d_i = (-x_r^2 + 1)d_{sb}$	Polynom zweiter Ordnung
Ansatz 3	$d_i = (-a_3 x_r^2 + 1)d_{sb}$ $0 < a_3 < 1$	Polynom zweiter Ordnung

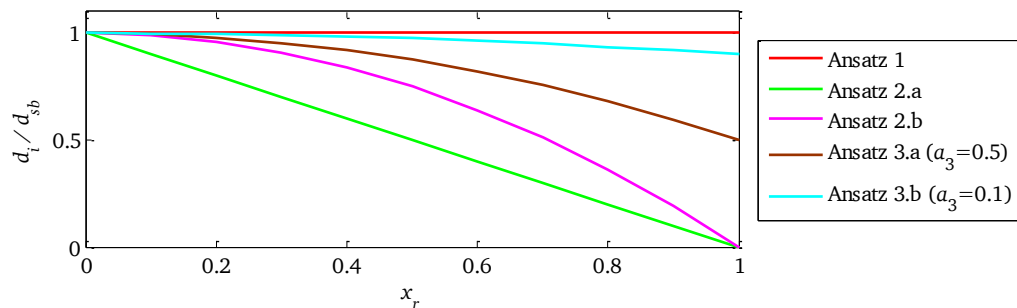


Abbildung 4-5: Grafische Darstellung der Ansätze für Durchmesser  $d_i$

Wie oben beschrieben, wird der Prozesseinfluss durch eine Prozesskraft im Simulationsmodell implementiert. Mit dieser Prozesskraft ändert sich das Kräftegleichgewicht am Ventilkegel. Unabhängig vom Antrieb ist diese Prozesskraft stets gegen die Schließrichtung des Ventils ausgerichtet. Für einen Antrieb mit der Wirkrichtung ATO, wie in Abbildung 4-6 gezeigt, gilt das neue Gleichgewicht in (4.15).

$$m\ddot{x} = F_A + F_P - F_F - F_R - G \quad (4.15)$$

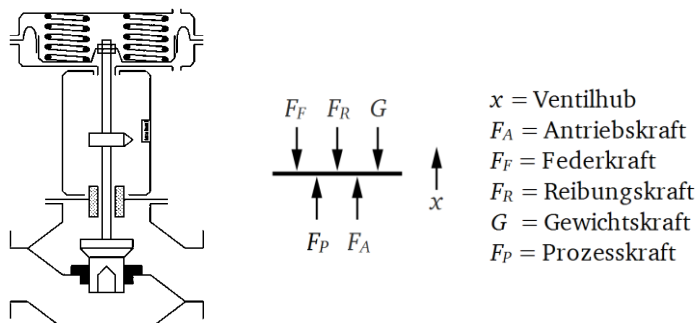


Abbildung 4-6: Kräftegleichgewicht mit einer Prozesskraft (Antrieb ATO)

Abbildung 4-7 stellt den um die Prozessstrecke erweiterten Regelkreis dar. In der realen Industriewelt ist eine Prozessstrecke sehr komplex und besteht üblicherweise aus einer Vielzahl

von sich gegenseitig beeinflussenden Komponenten, wie z. B. Pumpen, Stellventilen, Anlagen/Verbraucher und Rohrleitungen. Außerdem spielen die Eigenschaften des Prozessmediums, wie gasförmig, flüssig, heiß oder kalt, ebenso eine nennenswerte Rolle für den Prozesseinfluss. Daher ist die exakte Ermittlung der Prozesskraft ohne vollständige Informationen über die Prozessstrecke und die Betriebsbedingungen grundsätzlich nicht möglich.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird daher lediglich von einer einfachen und am Prüfstand realisierbaren Prozessstrecke ausgegangen, um die Prozesseinflüsse sowie die Prozessgrößen Druck und Durchfluss in Abhängigkeit von der Ventildbewegung zu erforschen. Anhand der Messdaten wird anschließend der beste Lösungsansatz zur Berechnung der Prozesskraft ausgewählt und in das Simulationsmodell einbezogen.

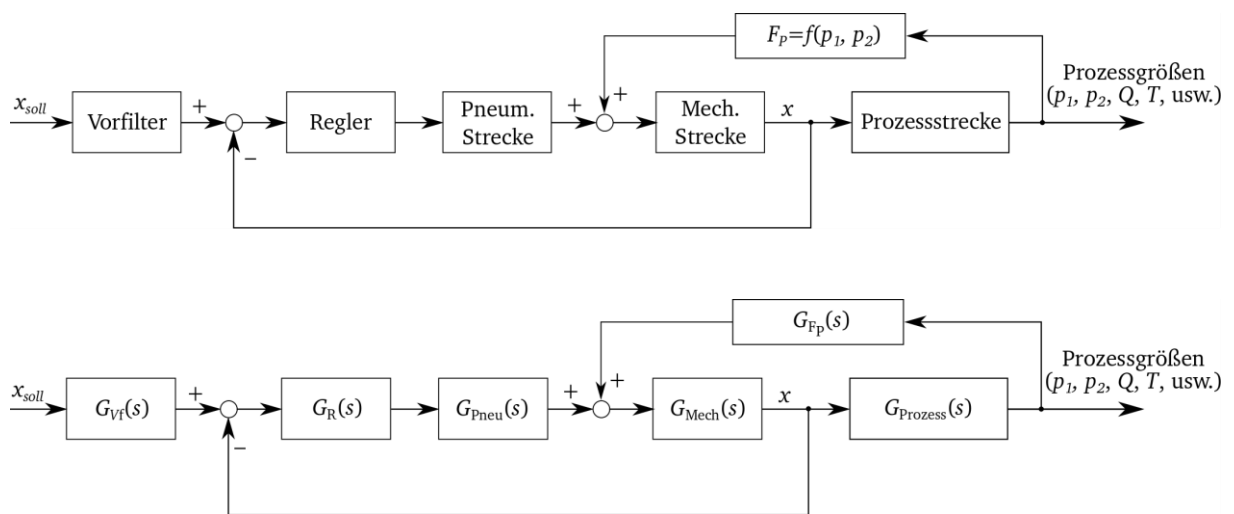


Abbildung 4-7: Erweiterter Regelkreis mit Prozessstrecke

## 4.2 Untersuchung der Prozesseinflüsse auf das Stellverhalten

In diesem Abschnitt werden zunächst die Prozesseinflüsse messtechnisch untersucht. Zugleich werden die für die Berechnung der Prozesskraft relevanten Prozessinformationen aufgenommen. Danach wird die Prozesskraft mit den oben erörterten Ansätzen im Simulationsmodell implementiert und validiert. Schließlich wird der beste Ansatz für die Prozesskraft ausgewählt und für weitere Untersuchung der Prozesseinflüsse in die Simulationsumgebung eingesetzt.

### 4.2.1 Messtechnische Untersuchung der Prozesseinflüsse

Üblicherweise werden vom Kunden Prozessdaten (Durchfluss, Ein- und Ausgangsdruck, Temperatur usw.) an drei relevanten Betriebspunkten zur Auswahl eines geeigneten Stellventils angegeben. Allerdings reicht dies noch nicht aus, das dynamische Regelverhalten unter dem Einfluss des Prozesses zu ermitteln.

Trotz der Schwierigkeiten bei der Erfassung der realen Prozessinformation kann man Grundkenntnisse über die Prozesseinflüsse auf das Stellverhalten mit einer einfachen Prozessstrecke am Prüfstand gewinnen. Diese Strecke besteht ausschließlich aus einer Pumpe mit Drehzahlregelung, einem Stellventil und einem offenen Behälter, wie in Abbildung 4-8 schematisch dargestellt. Als Prozessmedium kommt Wasser bei Raumtemperatur zwischen 20°C bis 23 °C zum Einsatz. Eine ausführliche Beschreibung des Messaufbaus und des Messplans ist in Anhang A9 zu finden.

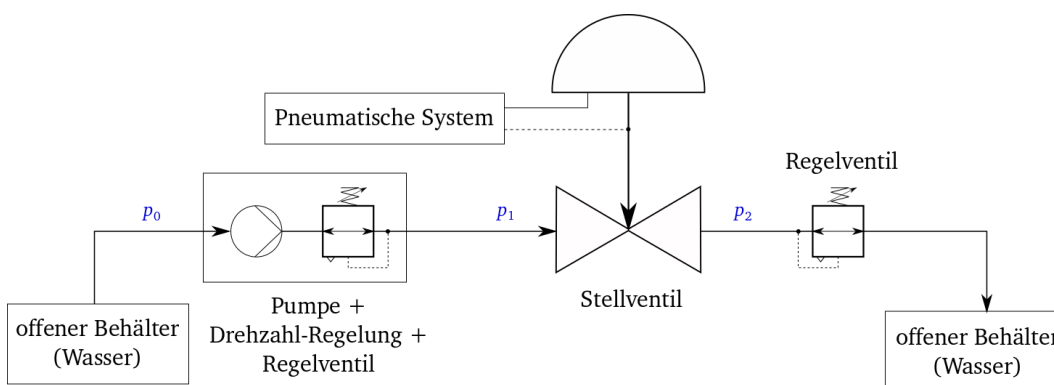


Abbildung 4-8: Prozessstrecke mit nur einer Pumpe und einem Stellventil

In Abbildung 4-9 werden Sprungantworten des Stellventils (bei tatsächlichem Federbereich des Antriebs von 1,6 bis 2,3 bar) jeweils im Leerlauf und mit Prozessmedium bei unterschiedlichen Eintrittsdrücken verglichen. Fährt das Ventil von einer beliebigen Stellung (außer der Schließstellung bei 0%) in eine andere Stellung, liegt die gemessene Totzeit immer zwischen 200 ms bis 300 ms. Sie ergibt sich vorwiegend aus dem Zeitverzug des Stellungsreglers und des Luftstroms.

Hingegen ist eine deutlich längere Totzeit zwischen ca. 1 s bis 1,5 s zu erkennen, wenn das Ventil von der Schließstellung bei 0% eine andere Stellung anfährt. Der hauptsächliche Grund dafür ist die Dichtschließfunktion des Stellungsreglers bei 0%. Wenn diese Dichtschließfunktion bei 0% aktiviert wird, wird der Antrieb bei der Schließstellung vollständig bis zum

Atmosphärendruck entlüftet. Bevor das Ventil nun erneut öffnet, muss der Antriebsdruck zunächst wieder soweit belüftet werden, bis die Federschließkraft überwunden wird. Dafür ist eine längere Totzeit vor der Bewegung des Ventils zu erwarten.

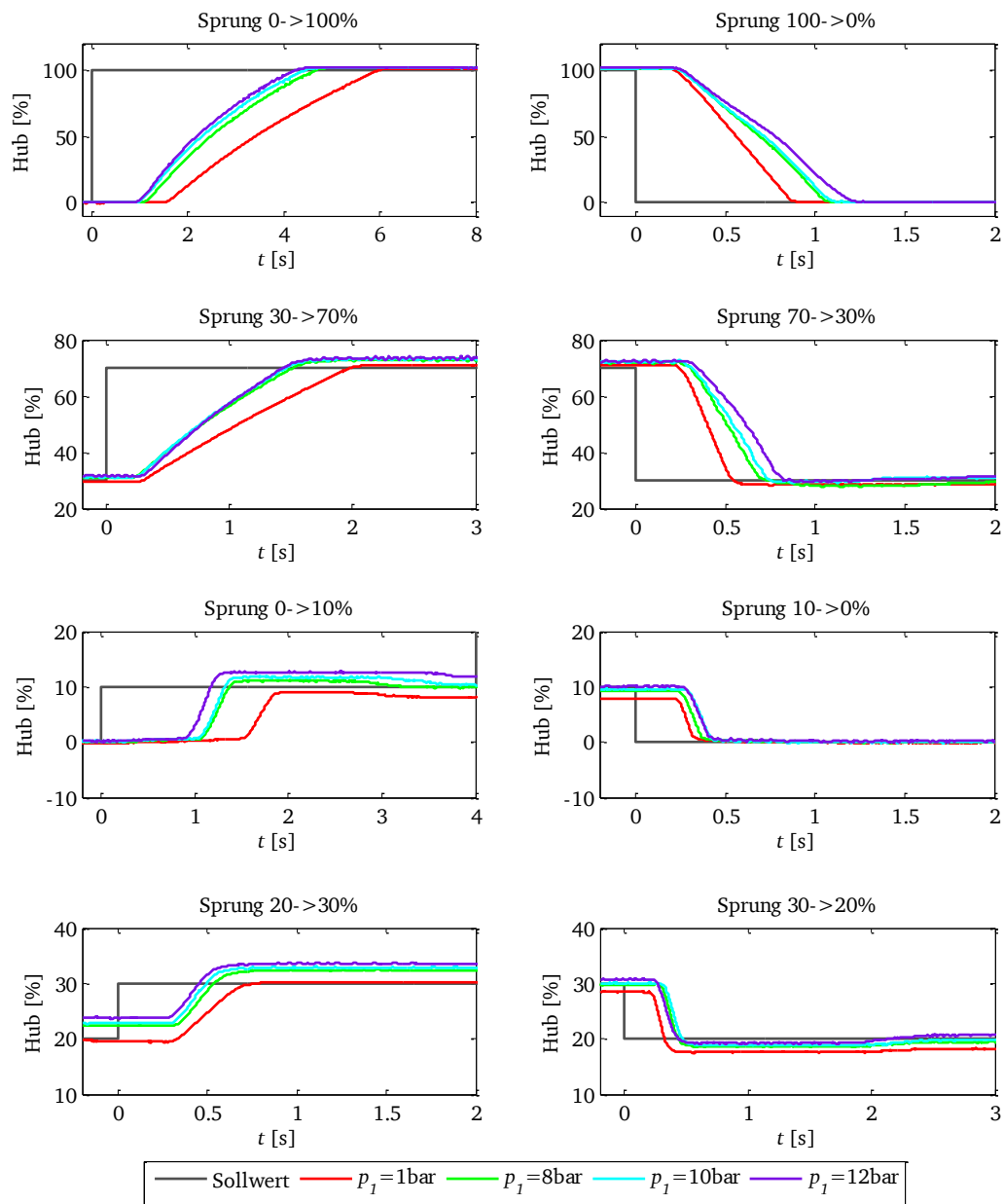


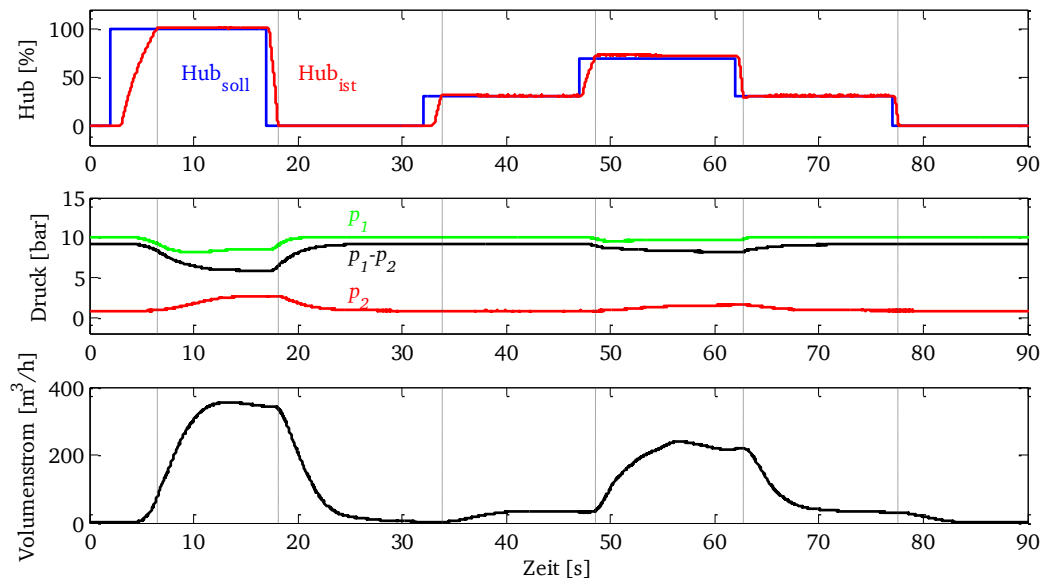
Abbildung 4-9: Vergleich Sprungantworten mit unterschiedlichen Eintrittsdrücken ( $U_{BPD}=3 U$ )

Außerdem ist zu erkennen, dass das Ventil unter dem Einfluss des Prozesses schneller öffnet und umgekehrt langsamer schließt. Dieser Einfluss verstärkt sich mit dem erhöhten Eintrittsdruck des Prozesses weiter. Weiterhin nimmt das Überschwingen bei der Ventilöffnung um etwa 2 bis 4% zu und beim Schließen um 1% bis 2% ab. Die bleibende Regelabweichung steigt im Allgemeinen leicht an.

Die Messergebnisse zeigen, dass der Prozess eine Kraft gegen die Schließrichtung des Stellventils ausübt, wobei diese Gegenkraft abhängig von den Prozessbedingungen (u. a. Ein- und Austrittsdruck des Prozessmediums) ist.

Tabelle 4-2: Prozesseinfluss auf das Regelverhalten eines Stellventils

Ventil	Stellzeit	Überschwingen	Bleibende Regelabweichung
Öffnen	Kürzer	Größer	Größer
Schließen	Länger	Kleiner	Größer

Abbildung 4-10: Messdaten der Prozessgrößen gegenüber der Ventilposition für den Testfall  $U_{BPD}=3$  U,  $p_1=10$  bar

Die Prozessgrößen, Ein- und Austrittsdruck sowie Volumenstrom, sind zusammen mit der Ventilposition in Abbildung 4-10 dargestellt.

Die Prozessgrößen zeigen im Allgemeinen eine zeitliche Verzögerung gegenüber der Ventilposition. Der Eintrittsdruck  $p_1$  weist außerdem eine kleinere Verzögerung als der Austrittsdruck  $p_2$  und der Durchfluss  $Q$  auf. Der Grund dafür ist, dass der Druck  $p_1$  dank der Drehzahlregelung der Pumpe schnell auf einen eingestellten Druck geregelt wird.

Die Zeitverzögerung zwischen dem Stellventil und dem Prozess kann mehrere Gründe haben. Nicht nur das Stellventil, sondern auch die Prozessstrecke haben eine bestimmte Ansprechzeit. Beispielsweise benötigt die Pumpe eine gewisse Zeit, um einen gewünschten Durchfluss bzw. eine Sollleistung zu liefern. Auf- und Abbau des Prozessdrucks stehen ebenfalls im engen Zusammenhang mit dem Durchfluss und der Förderhöhe der Pumpe. Schließlich ist das Ansprechverhalten einer Prozessstrecke stark abhängig von dem erforderlichen Volumenstrom, der Charakteristik der Pumpe und den anderen Teilnehmern/Verbrauchern in der Prozessstrecke.

Das Ansprechverhalten einer Prozessstrecke ändert sich auch durch den Einbau eines Stellventils. Um diese Änderung prinzipiell zu erklären, werden sowohl das Stellventil als auch die Prozessstrecke vereinfacht als System erster Ordnung betrachtet. In dem ersten Fall (siehe Abbildung 4-11 links) sind die Zeitkonstanten des Stellventils  $\tau_v$  und des Prozesses  $\tau_p$  ähnlich

groß. Infolge der Kombination aus Stellventil und Prozess ergibt sich eine fast nur halb so schnelle Sprungantwort des gesamten Systems.

Normalerweise wird ein Stellventil gewünscht, welches das Ansprechverhalten einer Prozessstrecke möglichst nicht beeinträchtigt. Deswegen wird bei der Auslegung einer Prozessanlage ein schnelles Stellventil gefordert. In [60] wird empfohlen, dass ein Stellventil mindestens fünffach schneller als die Prozessstrecke ist, d. h.  $\tau_v \leq \tau_p/5$ . In Abbildung 4-11 rechts ist ein Beispiel mit  $\tau_v = \tau_p/5$  gezeigt. In diesem Fall liegt die Sprungantwort des Prozesses in Kombination mit dem Stellventil nah an der ursprünglichen Antwort des Prozesses.

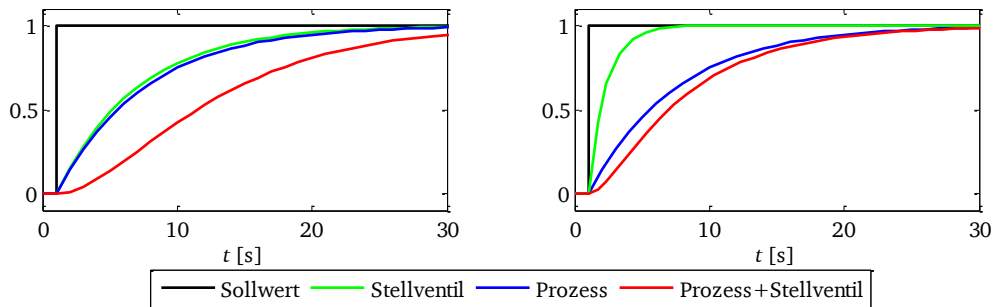


Abbildung 4-11: Normierte Sprungantworten des Stellventils, des Prozesses und der Kombination der beiden

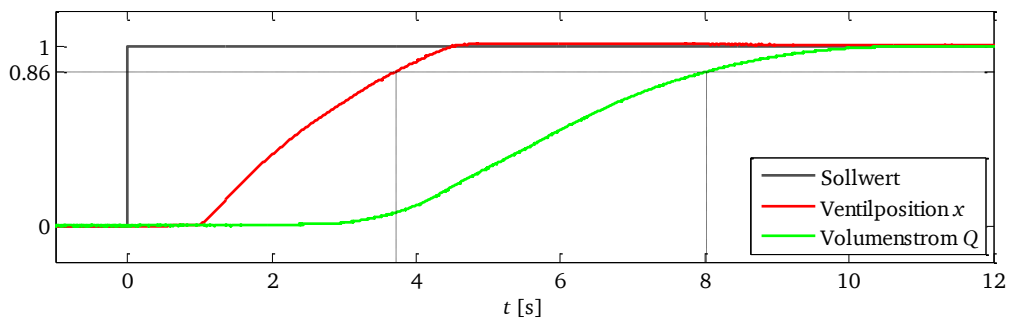


Abbildung 4-12: Normierte Sprungantwort von 0% auf 100% ( $p_1=10$  bar,  $U_{BPD}=3$  U)

Abbildung 4-12 zeigt die normierten Messdaten der Ventilposition und des Volumenstroms des Prozesses mit dem Stellventil. Ähnlich wie in Abbildung 4-11 links, ist das Ventil mehr als doppelt so schnell wie der Prozess. Es lässt sich daher vermuten, dass der Prozess ohne Stellventil ungefähr so schnell wie das Stellventil ist. Der große Zeitverzug resultiert größtenteils aus dem Zusammenspiel von Prozessstrecke und Stellventil.

Auf der anderen Seite kann das Messsystem ebenso einen Teil der Zeitverzögerung der Messgrößen ausmachen. Ein Messgerät hat normalerweise eine Antwortzeit oder eine Reaktionszeit. Laut den technischen Daten des Drucksensors „OPTIBAR PM 5060 C“ [61] ist dessen Sprungantwortzeit kleiner als 80 ms. Der Durchflusssensor besteht aus einem magnetisch-induktiven Messwertaufnehmer „OPTIFLUX 5000“ [62] und einen Messumformer IFC 300 [63], welcher in der Lage ist, den Durchfluss kontinuierlich bzw. dynamisch zu messen. Ferner werden weder für Druck noch für Durchfluss externe Filter eingesetzt. Daher sollten die

Messgeräte selbst kaum eine Rolle für die große Verzögerung zwischen den Ventil- und den Prozesssignalen spielen.

Die Messgeräte sind zwar in der Lage, dynamische Daten ausreichend schnell aufzunehmen, aber sie sind nicht unmittelbar nah an den Prozessmessstellen verbaut. Der Durchflusssensor ist beispielsweise nah an der Pumpe angebracht, während sich die Pumpe und der Prüfling in zwei weit voneinander entfernten Räumen befinden und die Verrohrung dazwischen komplex ist. Dadurch könnte eine gewisse Zeitverzögerung zwischen dem aktuellen Durchfluss im Ventil und dem vom Messgerät angezeigten Durchfluss entstehen. Der Prozessdruck wird durch ein Rohr (Länge zwischen 10 m und 20 m, Durchmesser  $> 9$  mm) von den Messstellen zu den Messgeräten übertragen. Dadurch wird der tatsächliche Prozessdruck beeinflusst und es entsteht ein Fehler in der Anzeige des Messgerätes.

Zur Berechnung der Prozesskraft sind ausschließlich die Prozessdrücke vor und hinter dem Ventil notwendig. Da die Messmethoden für die Drücke  $p_1$  und  $p_2$  nahezu identisch sind, lässt sich annehmen, dass die Zeitverzögerungen für die beiden Signale vergleichbar sind. Aus den Messergebnissen ist zu sehen, dass der Eintrittsdruck  $p_1$  allgemein eine relativ kleine Zeitverzögerung ( $< 2$  s) aufweist. D. h. ein großer Teil der Zeitverzögerung des Austrittsdrucks  $p_2$  (zwischen 6 und 10 s) sollte aus dem Prozess stammen. Unter der Annahme, dass die Zeitverzögerung durch die Messmethoden im Vergleich zur Ansprechzeit des Prozesses selbst vernachlässigbar ist, lässt sich die Prozesskraft schließlich mit der Gleichung (4.10) und den Messdaten berechnen.

Abbildung 4-13 und Abbildung 4-14 zeigen die nach den im Kapitel 4.1.2 vorgestellten Ansätzen (siehe Tabelle 4-1) ermittelten Prozesskräfte bei verschiedenen Sprüngen für den Testfall mit  $U_{BPD} = 3$  U,  $p_1 = 10$  bar.

Es ist ersichtlich, dass die Prozesskräfte beim Öffnen und Schließen des Ventils auch bei derselben Ventilstellung stark unterschiedlich sind. Außerdem nimmt die Prozesskraft beim Sprung von 0 auf 100% nach dem Erreichen der Endposition weiter ab und umgekehrt beim Sprung von 100 auf 0% weiter zu. Des Weiteren ist deutlich zu sehen, dass der Ansatz 1 die größte Prozesskraft und der Ansatz 2.a die kleinste liefert.

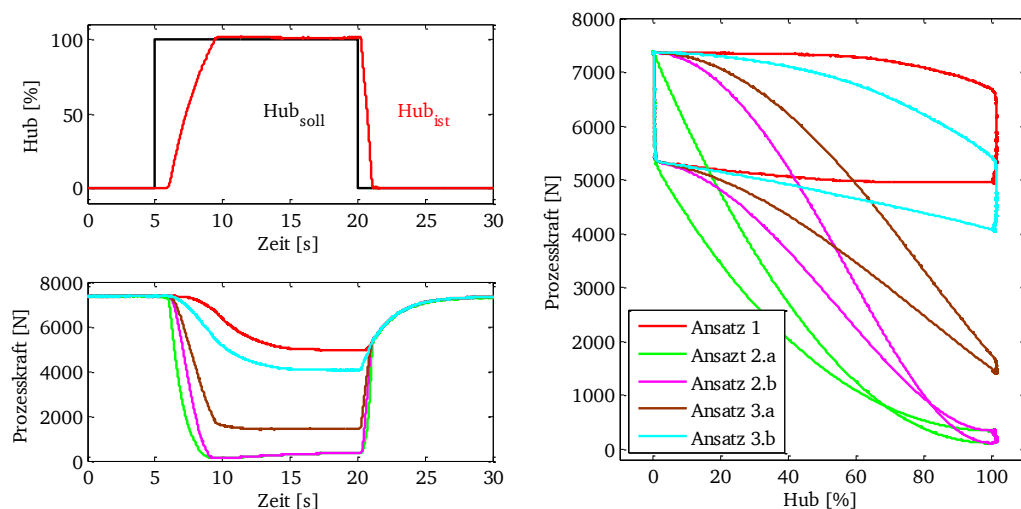


Abbildung 4-13: Nach verschiedenen Ansätzen ermittelte Prozesskraft (Sprung zwischen 0% und 100%)



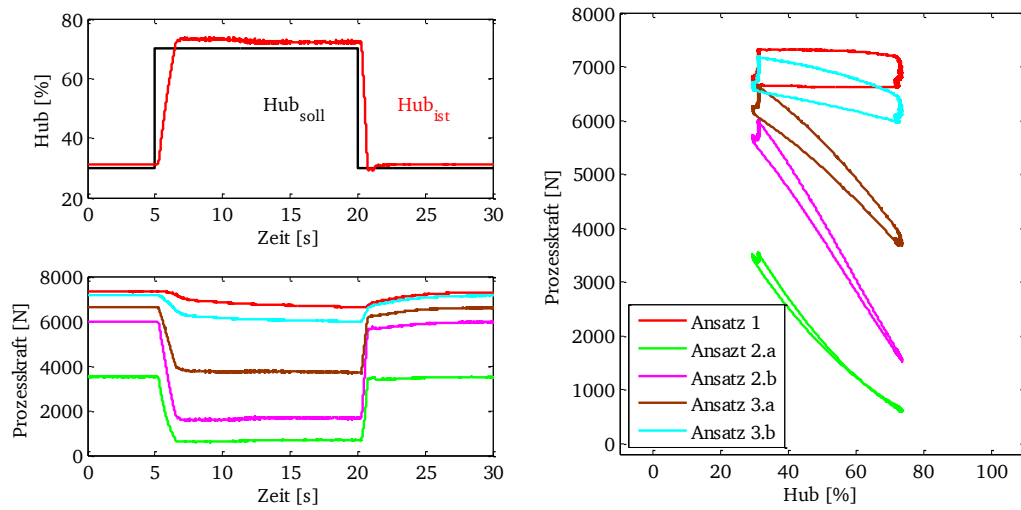


Abbildung 4-14: Nach verschiedenen Ansätzen ermittelte Prozesskraft (Sprung zwischen 30% und 70%)

### 4.2.2 Simulative Untersuchung der Prozesseinflüsse

Wie die Messergebnisse zeigen, ist die Prozesskraft an derselben Ventilstellung bei verschiedenen Ventilbewegungen unterschiedlich. Eine theoretische Ermittlung der dynamischen Prozessgrößen ist für eine instationäre Strömung hochkomplex und in der Regel nur mit einer numerischen Untersuchung wie z. B. der CFD-Simulation möglich. In dieser Arbeit steht jedoch nicht die Ermittlung der Prozessgrößen im Fokus, sondern die Ermittlung der Einflüsse des Prozesses auf das Ventilverhalten.

Da eine messtechnische Untersuchung schwierig und mit hohem Aufwand verbunden ist, wird eine simulative Untersuchung als sinnvolle Alternative vorgezogen. Hierfür wird das Simulationsmodell um eine Prozesskraft erweitert, wobei die Prozesskraft mit den im Kapitel 4.1.2 vorgestellten Ansätzen berechnet wird. Anschließend wird der Prozesseinfluss auf das Regelverhalten mithilfe des erweiterten Modells simuliert. Durch Vergleich der Messdaten mit der Simulation lässt sich der am besten passende Ansatz auswählen und für weitere Untersuchungen einsetzen.

Vor der Erweiterung des Simulationsmodells wird jedoch eine Validierung des vorliegenden Simulationsmodells ohne Prozesskraft durchgeführt, um sicherzustellen, dass der Ausgangspunkt einschließlich des Simulationsmodells und der Parameter des Ventils richtig ist. Abbildung 4-15 zeigt die Simulationsergebnisse und die Messverläufe.

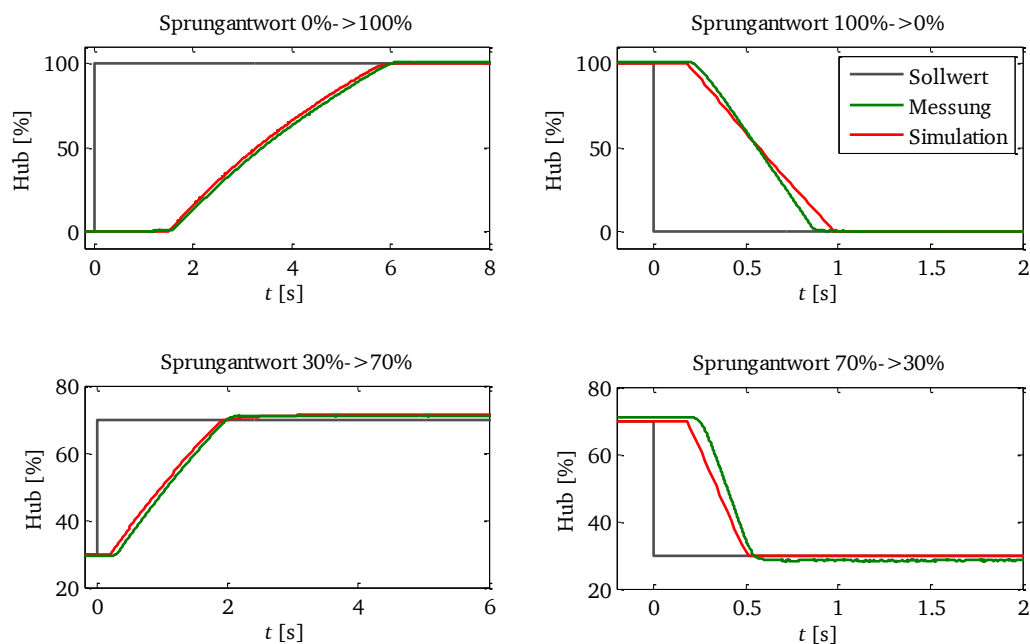


Abbildung 4-15: Vergleich von Messung und Simulation ohne Prozesskraft (Testfall  $U_{BPD}=3$  U,  $p_1=1$  bar)

In der Simulation öffnet das Ventil leicht schneller (um ca. 150 ms) als in der Realität. Beim Schließen des Ventils ist die simulierte Stellzeit um etwa 100 ms länger als die gemessene. Für den Sprung von 70% auf 30% liegt die Zeitdifferenz zwischen Simulation und Messung ebenfalls stets im Bereich von 30 ms bis 80 ms. Im Allgemeinen bildet das Simulationsmodell die Realität somit sehr gut ab.

Anzumerken ist jedoch, dass die Totzeit in der Simulation generell um ca. 50 ms kürzer als die reale Totzeit ist. Deshalb wird die konstante Totzeit des pneumatischen Systems in der Simulation von 130 ms auf 180 ms erhöht.

Nun wird die Prozesskraft mithilfe von Lookup-Tabellen im vorliegenden Simulationsmodell implementiert, wie in Abbildung 4-16 dargestellt. Für jeden Testfall ist eine individuelle Lookup-Tabelle notwendig, da die Prozesskraft in Abhängigkeit der Ventilstellung für jeden Sprung stark unterschiedlich ist. Abbildung 4-17 zeigt beispielsweise die Lookup-Tabellen der Prozesskraft über dem Ventilhub mit verschiedenen Ansätzen bei Sprüngen zwischen 0% und 100% sowie zwischen 30% und 70%.

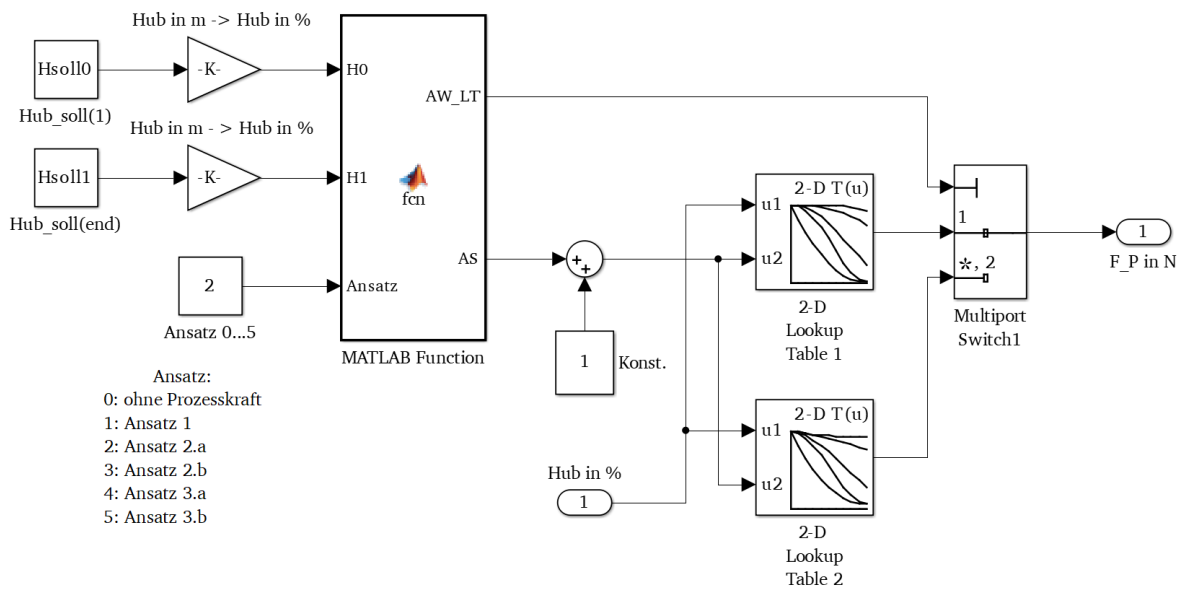


Abbildung 4-16: Implementierung der Prozesskraft im Simulationsmodell

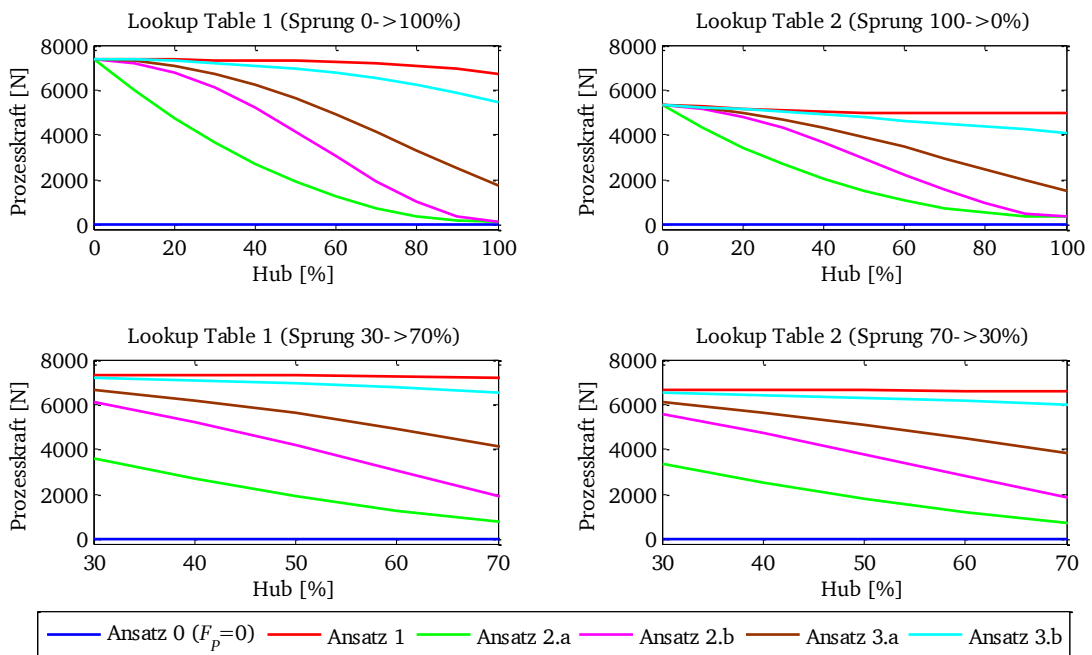


Abbildung 4-17: Lookup-Tabelle der Prozesskraft über den Ventilhub (Testfall  $U_{BPD}=3 U$ ,  $p_1=10$  bar)

Neben der Erweiterung des Modells muss der Anfangsdruck im Antrieb entsprechend angepasst werden. Die Federkräfte im Antrieb sind proportional zur Ventilposition. Daher lässt sich der Anfangsdruck  $p_{A0}$  ohne Berücksichtigung der Prozesskraft mit der Gleichung (4.16) berechnen. Jedoch ändert sich das Kräftegleichgewicht infolge der Prozesskraft und zwar mit unterschiedlichem Einfluss der Prozesskraft je nach der Wirkrichtung des Antriebs. In Gleichung (4.17) wird der neue Anfangsdruck  $p'_{A0}$  jeweils für einen Antrieb mit der Wirkrichtung ATC und ATO definiert.

$$p_{A0} = \frac{p_{nenn} - p_{null}}{H_{nenn}} H_{soll0} + p_{null} \quad (4.16)$$

$$p'_{A0} = \begin{cases} p_{A0} + \frac{F_P(x=H_{soll0})}{100000 \cdot A_M} & \text{für ATC} \\ p_{A0} - \frac{F_P(x=H_{soll0})}{100000 \cdot A_M} & \text{für ATO} \end{cases} \quad (4.17)$$

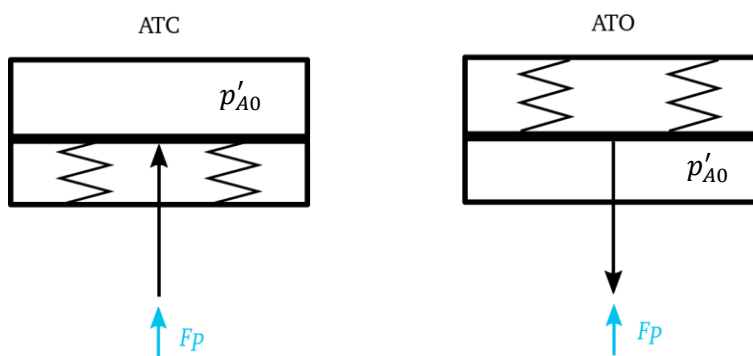


Abbildung 4-18: Berechnung des Anfangsdrucks im Antrieb

In Abbildung 4-19 und Abbildung 4-20 sind die simulierten Sprungantworten (zwischen 0% und 100% sowie zwischen 30% und 70%) mit verschiedenen Ansätzen für die Prozesskraft für den Testfall  $U_{BPD}=3$  U,  $p_1=10$  bar dargestellt. Die entsprechenden Fehler zwischen Messung und Simulation sind in Abbildung 4-21 zu sehen.

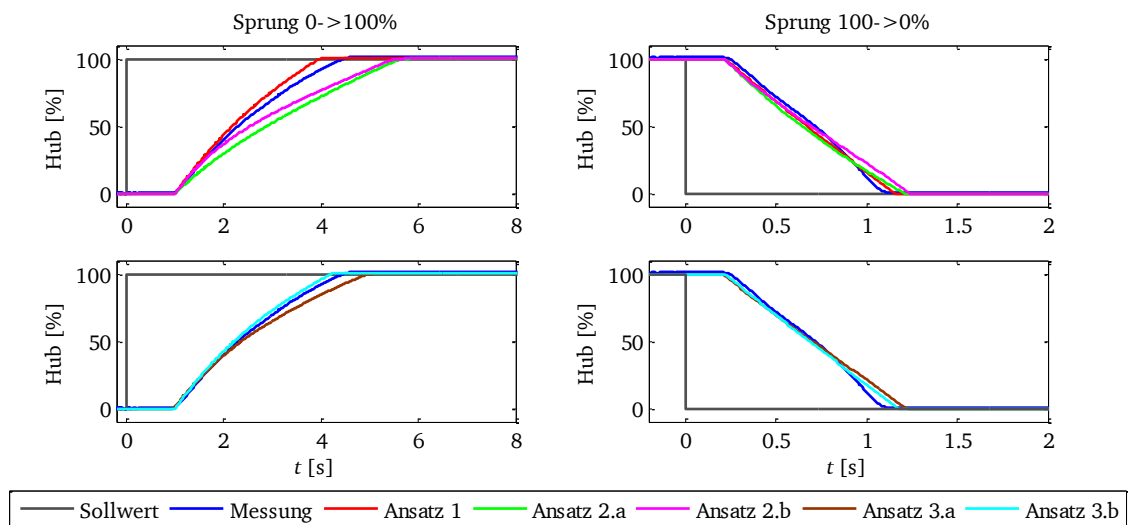


Abbildung 4-19: Vergleich von Messung und Simulation mit verschiedenen Ansätzen (Sprung zwischen 0 und 100%)

Beim Belüftungsvorgang (Ventilöffnung) zeigt die Simulation, dass das Ventil umso schneller öffnet, je größer die Prozesskraft ist. Mit Ansatz 2.a fährt das Ventil am langsamsten und mit Ansatz 1 am schnellsten. Jedoch liefert Ansatz 3.b das mit den Messdaten am besten übereinstimmende Simulationsergebnis und der Fehler liegt hier zwischen -5% und +5%.

Beim Entlüftungsvorgang (Schließen des Ventils) zeigen Ansatz 1 und Ansatz 2.a zwar den größten Unterschied der Prozesskraft (siehe Abbildung 4-17), aber letztendlich ergibt sich ein sehr geringer Unterschied (max. 3%) zwischen den Simulationsergebnissen. Daraus lässt sich schließen, dass der Einflussgrad in diesem Fall nicht im proportionalen Verhältnis zur Prozesskraft steht. Ein möglicher Grund dafür ist, dass die Prozesskraft bei der schnellen Fahrt eines Ventils im Gegensatz zur höheren Antriebskraft keine bedeutende Rolle spielt.

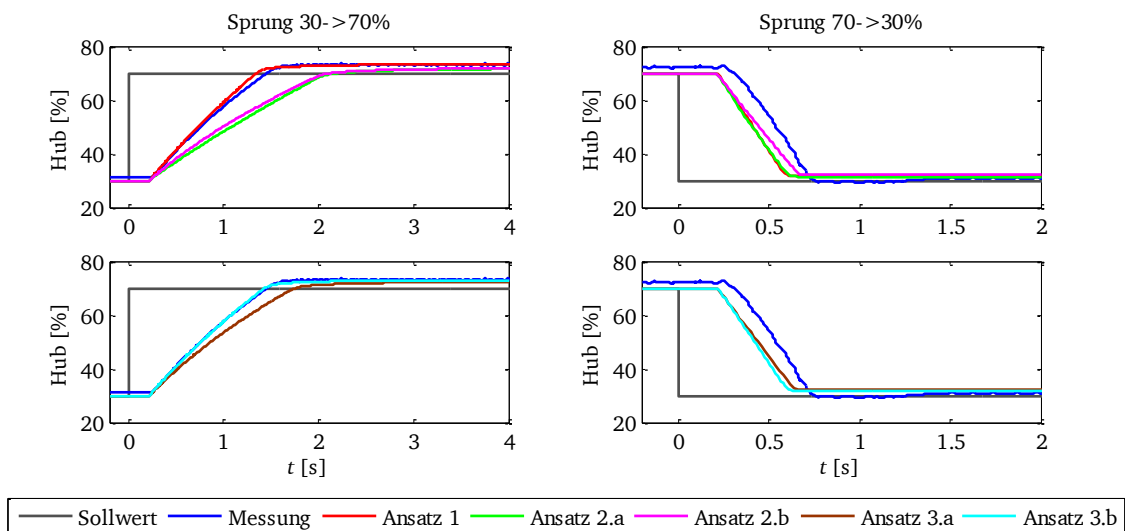


Abbildung 4-20: Vergleich von Messung und Simulation mit verschiedenen Ansätzen (Sprung zwischen 30 und 70%)

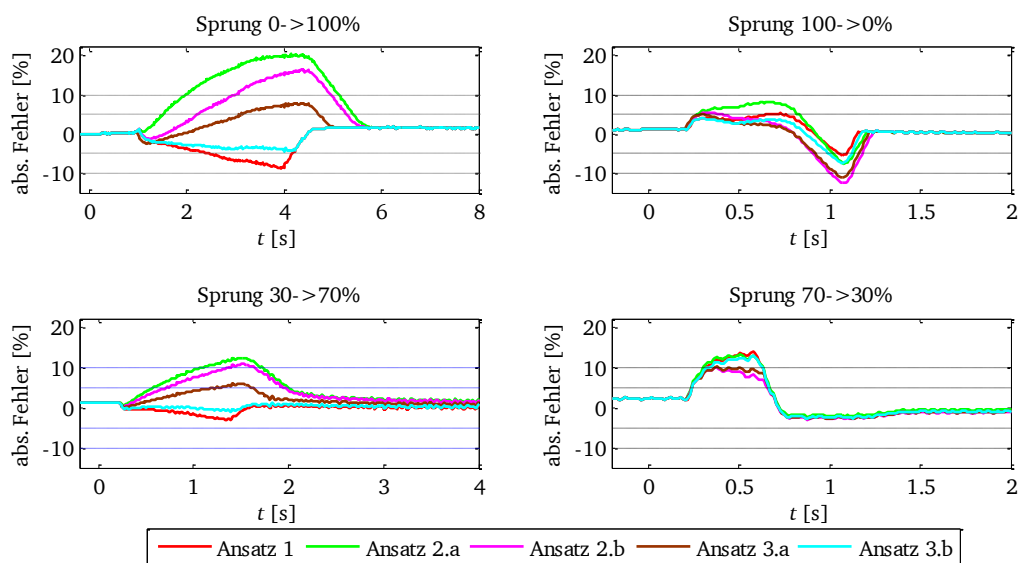


Abbildung 4-21: Vergleich der abs. Fehler zwischen Messung und Simulation mit verschiedenen Ansätzen

Für die Sprungantwort von 70% auf 30% sind die Zeitverläufe der Simulation im Allgemeinen etwas schneller als die der Messung. Der Hauptunterschied besteht offensichtlich in der Totzeit. Im Simulationsmodell ist die Totzeit des pneumatischen Systems auf einen Wert von 180 ms festgelegt. In der Realität variiert die Totzeit des Stellungsreglers 3730-3 jedoch im Bereich zwischen 100 ms und 250 ms. Deshalb ist der Unterschied der Totzeit zwischen Messung und Simulation von etwa 100 ms plausibel. Trotz des Unterschieds in der Totzeit verlaufen der simulierte Ventilhub (mit Ansätzen 1, 2.a und 3.b) und das Messergebnis nahezu parallel.

Ferner beträgt die absolute bleibende Regelabweichung in der Simulation ca. 3%, die sich im Vergleich zur Sprungantwort ohne Berücksichtigung der Prozesskraft (siehe Abbildung 4-15) um 1,5% erhöht. Eine vergleichbare Erhöhung der bleibenden Regelabweichung infolge der Prozesskraft ist in der Messung ebenfalls zu sehen.

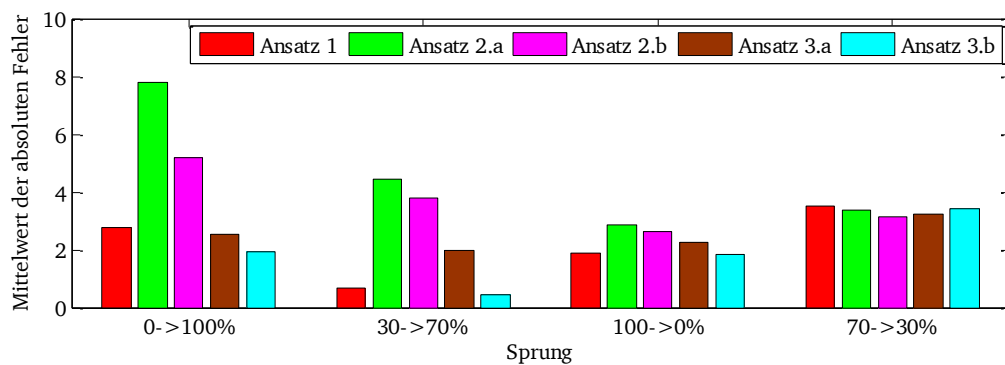


Abbildung 4-22: Mittelwerte der absoluten Fehler

Im Folgenden werden die Mittelwerte der absoluten Fehler als Maßstab zur Bewertung verschiedener Ansätze verwendet. Diese sind in Abbildung 4-22 dargestellt. Es ist klar zu sehen, dass Ansatz 3.b durchschnittlich die wenigsten Fehler bzw. die besten Simulationsergebnisse liefert. In Folge dessen wird Ansatz 3.b zur Berechnung der Prozesskraft für die weiteren Betrachtungen verwendet. Im Folgenden werden die Eigenschaften der Prozesskraft nach diesem Ansatz zusammengefasst.

- Während der Ventilöffnung verringert sich die Prozesskraft leicht.
- Während der Ventilschließung vergrößert sich die Prozesskraft leicht.
- Nachdem der stationäre Zustand bei der Ventilöffnung erreicht ist, sinkt die Prozesskraft wegen der Verzögerung des Prozesses weiter.
- Im Gegensatz dazu steigt die Prozesskraft weiter an, nachdem der stationäre Zustand bei der Schließung eines Ventils erreicht ist.
- Die Prozesskraft erreicht ihr Minimum erst, wenn das Ventil komplett geöffnet und der Prozess stationär ist.
- Die Prozesskraft erreicht ihr Maximum erst, wenn das Ventil komplett geschlossen und der Prozess stationär ist.

Da eine umfassende messtechnische Untersuchung aus technischer und wirtschaftlicher Sicht sehr aufwändig ist, ist es sinnvoll, die Prozesseinflüsse künftig in der Simulationsumgebung zu untersuchen. Zum Beispiel lässt sich so simulativ die Frage klären: wie verhält sich das Ventil, wenn der Eintrittsdruck  $p_1$  auf 30 bar erhöht wird?

Unter der Annahme, dass die Prozesskraft bei  $p_1=30$  bar 3-mal so groß ist wie die Prozesskraft bei  $p_1=10$  bar, ergibt sich eine Prozesskraft von ca. 22000 N im komplett geschlossenen Ventil. In Abbildung 4-23 sind Simulations- und Messergebnisse verschiedener Eintrittsdrücke zusammen dargestellt. Bei einem Eintrittsdruck von 30 bar öffnet das Ventil doppelt so schnell wie bei 10 bar. Im Gegensatz dazu verlängert sich die Schließzeit von 1,1 s bei 10 bar auf 1,6 s bei 30 bar. Außerdem erhöht sich die absolute bleibende Regelabweichung auf nahezu 7%.

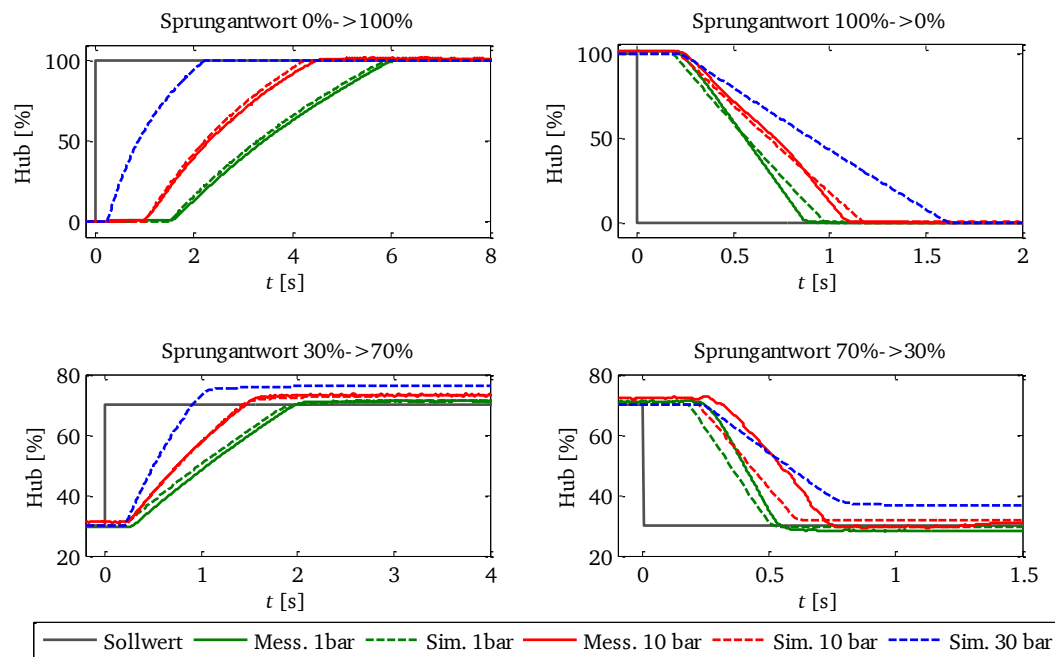


Abbildung 4-23: Simulation der Sprungantworten bei Erhöhung des Eintrittsdrucks  $p_1$  auf 30 bar

Nennenswert ist jedoch, dass ein Eintrittsdruck von 30 bar für das vorliegende Stellgerät aus Sicherheitsgründen in der Realität unzulässig ist. Bei geschlossener Ventilstellung ist die Federschließkraft<sup>13</sup> von 22400 N nur noch leicht höher als die Prozesskraft. Das Ventil kann zwar theoretisch geschlossen bleiben, aber die Leckage-Klasse des Ventils wird nicht mehr gewährleistet. Für eine gewisse Leckage-Klasse ist eine Dichtschließkraft erforderlich. Die erforderliche Antriebskraft bzw. Federschließkraft ergibt sich prinzipiell aus der Summe der Einzelkräfte (u. a. Reibungskraft, Prozesskraft, Dichtschließkraft und Massenkraft) multipliziert mit einem Sicherheitsfaktor (zwischen 10% und 25%).

Abbildung 4-24 zeigt Messergebnisse bei geschlossener Ventilstellung für einen Antrieb mit einer Membranfläche von 1400 cm<sup>2</sup> und einem Federbereich von 0,4 bis 2 bar. Die Federschließkraft beträgt 5600 N. Im Grenzfall, in dem der Ventilkegel gerade geöffnet wird, geht die Dichtschließkraft auf null zurück. Unter der Annahme, dass Reibungs- und Massenkraft vernachlässigbar klein sind, ergibt sich eine Federschließkraft, die ungefähr gleich groß ist wie die Prozesskraft. Hierbei lässt sich der kritische Eintrittsdruck abschätzen. Für  $d_i=d_{sb}=100$  mm,  $d_k=40$  mm und  $p_2=1$  bar ergibt sich  $p_1=7,97$  bar nach Gleichung (4.18). Das bedeutet, dass das

<sup>13</sup> Die Federschließkraft ergibt sich aus dem Produkt von der Federspannung und der Membranfläche  $A_M$  des Antriebs.

Ventil den Nullpunkt nicht mehr erreichen kann, wenn der Eintrittsdruck größer als 7,97 bar ist.

$$p_1 = \frac{\left(\frac{4F_F}{\pi} + p_2 \times 10^5 (d_i^2 - d_k^2)\right)}{d_i^2 \times 10^5} \quad (4.18)$$

Wie die Messergebnisse mit  $p_1 = 1$  bar zeigen, hat der Wegsensor einen Kalibrierfehler von ca. 0,2%. Erhöht sich der Eintrittsdruck auf 8 bar, dann ist die Ventilstellung abzüglich des Sensorfehlers immer noch 0,3% und das Ventil kann nicht mehr schließen. Falls der Eintrittsdruck  $p_1$  auf 14 bar steigt, kann das Ventil nur noch bis zu 4,5% schließen. In diesem Fall muss der Antrieb mit einem neuen Federstelldruck angepasst werden.

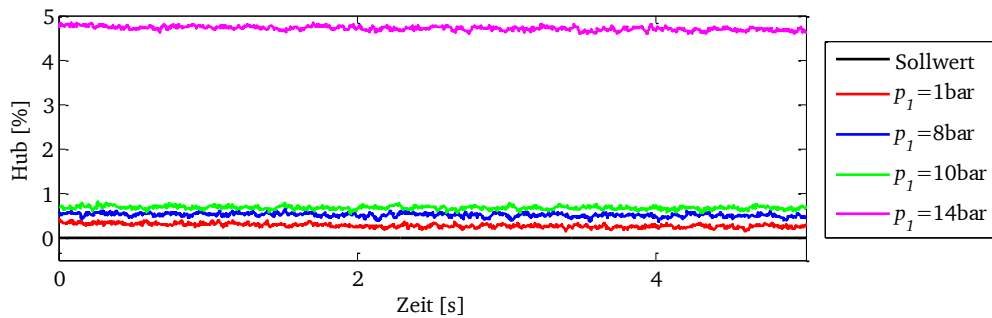


Abbildung 4-24: Messergebnisse bei der Ventilposition von 0%



### 4.3 Verbesserungsmöglichkeiten eines vorhandenen Stellventils

Je nachdem, in welcher Lebensphase sich ein Ventil befindet und ob Prozessinformationen verfügbar sind, können negative Prozesseinflüsse auf unterschiedliche Art und Weise unterdrückt oder kompensiert werden.

1. Wenn sich ein Stellventil noch in der Entwicklungsphase befindet und darüber hinaus die Prozessinformationen ausführlich angegeben werden, lässt sich das Ventil-Hook-Up frühzeitig mit dem im Kapitel 3 vorgestellten Optimierungsverfahren unter Berücksichtigung der Prozesskraft optimal auslegen.
2. Falls ein Stellventil bereits in eine Anlage eingebaut ist, ist ein Umbau seines Ventil-Hook-Ups i. d. R. unpraktikabel. Unter diesen Umständen ist der Spielraum zur Verbesserung des Regelverhaltens sehr begrenzt. Es bleiben jedoch prinzipiell zwei umsetzbare Maßnahmen für ein bestehendes Hook-Up übrig. Zu einem lässt sich das Regelverhalten durch die Anpassung des Ansprechverhaltens des Boosters beeinflussen. Zu anderem sind die Regelparameter des Stellungsreglers einstellbar, die ebenso eine große Auswirkung auf die Dynamik des Ventils haben. Hierfür könnte eine einfache adaptive Regelung von Vorteil sein, da der Regelkreis der Ventilposition bereits modelliert ist.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit geht es sich hauptsächlich darum, das Stellverhalten eines in Betrieb befindlichen Stellventils kontinuierlich zu verbessern. Das aktuelle Simulationsmodell ermöglicht es in diesem Fall, Verbesserungsmaßnahmen gegen negative Prozesseinflüsse virtuell zu untersuchen.

Wie in Kapitel 2.1.4 erwähnt, ist die Einstellung der Bypassdrossel entscheidend für das Ansprechverhalten eines Boosters. Die Kenntnisse über den Zusammenhang zwischen der Bypassdrossel und dem Ansprechverhalten eines Boosters sind grundsätzlich bekannt. Je weiter die Bypassdrossel geöffnet wird, desto langsamer wird der Signaldruck im Booster aufgebaut. Als Folge dessen reduziert sich der Hauptstrom eines Boosters und weiterhin verlangsamt sich der Aufbau des Antriebsdrucks. Demzufolge verlängert sich die Stellzeit und verringert sich das Überschwingen mit zunehmender Bypassdrossel. Im Gegensatz dazu ist eine kürzere Stellzeit und ein größeres Überschwingen zu erwarten, falls die Bypassdrossel runter gesetzt wird. In Kapitel 4.2.1 haben die Messdaten bestätigt, dass die Schließzeiten unter Prozesseinfluss länger werden. Um die Schließzeit des Prüflings wieder unter 1 s zu reduzieren, wird zuerst die Bypassdrossel von 3 U auf 2 U verringert. In Abbildung 4-25 sind die Messergebnisse gegenüber der Simulation dargestellt.

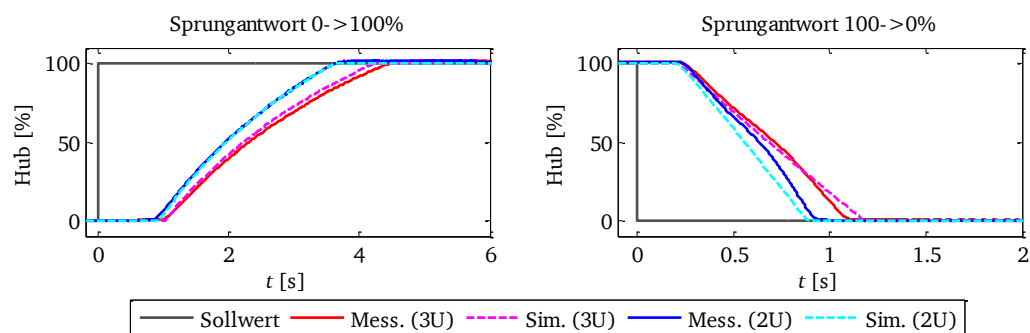


Abbildung 4-25: Vergleich der Stellzeiten durch Verringerung der Bypassdrossel ( $p_1=10$  bar)

Es ist offensichtlich, dass die Stellzeiten sowohl für die Ventilöffnung als auch für das Schließen aufgrund der verringerten Bypassdrossel verkürzt werden. Die simulierte Schließzeit reduziert sich dabei von 1,18 s auf 0,9 s. Im Vergleich zur Realität schließt das Ventil in der Simulation nur um ca. 50 ms schneller. Bei der Ventilöffnung sind Simulation und Messung nahezu identisch. Durch die Simulation kann also eine gute Voraussage über die Stellzeiten getroffen werden.

Die Verringerung der Bypassdrossel hat allerdings einen nachteiligen Nebeneffekt. Die Sprungantwort von 70% auf 30% verdeutlicht dies, nämlich größeres Überschwingen und eine längere Einschwingzeit. Weiterhin fällt auf, dass das Simulationsmodell den realen Einschwingvorgang nicht richtig nachbilden kann. In der Simulation taucht kein Unterschwingen auf, während zwei Unterschwinger von ca. 2% und ein Überschwingen von 4% (bezogen auf den Sollwert) in der Messung zu sehen sind.

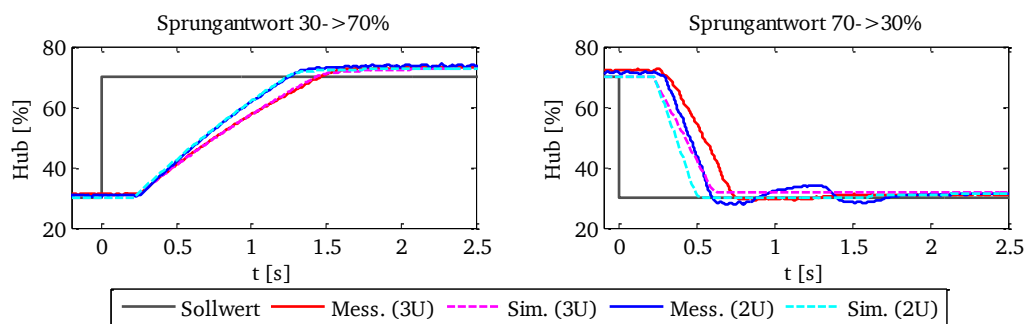


Abbildung 4-26: Vergleich der Sprungantworten durch Verringerung der Bypassdrossel ( $p_1 = 10 \text{ bar}$ )

Um die Ursache der Schwingung herauszufinden, werden weitere Messergebnisse in Abbildung 4-27 paarweise verglichen.

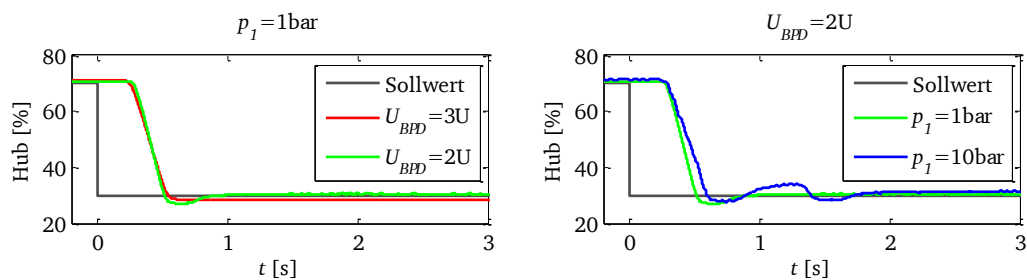


Abbildung 4-27: Vergleich der Messergebnisse durch Variation der Bypassdrossel

Als erstes wird das Ventil ohne Prozessmedium ( $p_1 = 1 \text{ bar}$ ) getestet. Bei  $U_{BPD} = 3U$  geht das Ventil schnell ohne Schwingung in den stationären Zustand. Nach der Verringerung der Bypassdrossel des Boosters taucht jedoch ein kleines Unterschwingen von über 3% auf. Daraus lässt sich schließen, dass der Regelkreis der Ventilposition infolge der Verringerung der Bypassdrossel des Booster etwas schwingungsanfälliger wird.

Als nächstes wird die Bypassdrossel auf  $2U$  gehalten. Durch Vergleich der Sprungantworten jeweils ohne und mit Prozessmedium ist es offensichtlich, dass die Schwingung des Ventils

durch den Prozesseinfluss weiter verstärkt wird. Schließlich lässt sich die Schwingung als Folge des Zusammenspiels von verringerter Bypassdrossel und Prozesseinfluss betrachten.

Im Folgenden wird versucht, das Über- sowie Unterschwingen durch Anpassung der Regelparameter des PD-Reglers zu vermindern. Hierfür sind die im Kapitel 3.5 erwähnten Grundkenntnisse hilfreich:

- Durch Verringerung des  $K_p$ -Werts und Vergrößerung des  $T_v$ -Werts lassen sich die Überschwingweite und die Einschwingdauer der Regelgröße vermindern.
- Die bleibende Regelabweichung ist umgekehrt proportional zum  $K_p$ -Wert, falls kein I-Anteil im Regler enthalten ist.

Da der  $T_v$ -Wert bereits auf den max. Wert von 4 eingestellt ist, bleibt nur die Möglichkeit, den  $K_p$ -Wert zu verringern. Abbildung 4-28 stellt die Messergebnisse für die  $K_p$ -Werte jeweils von 4 und 2 dar.

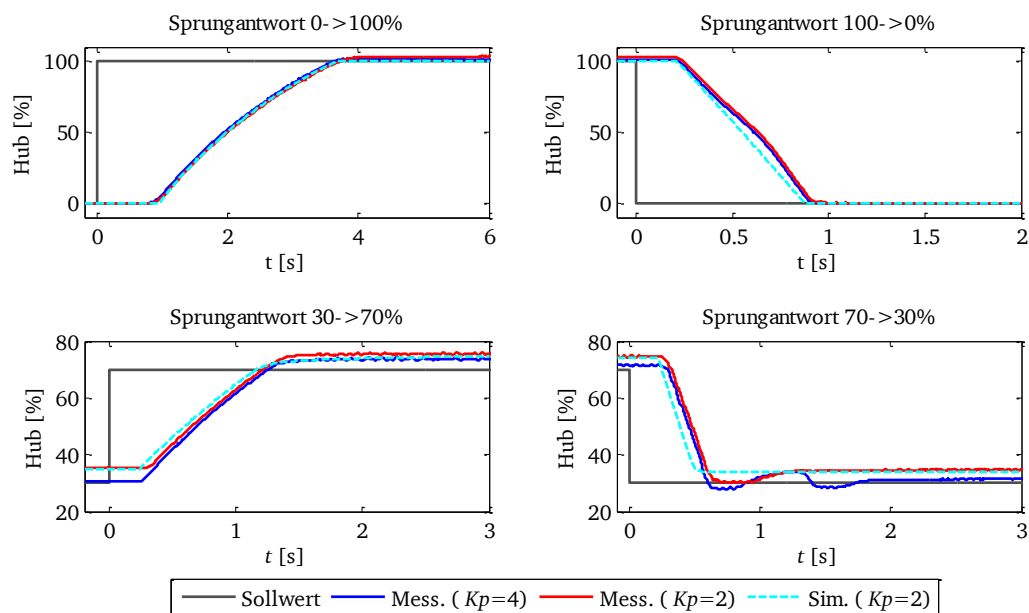


Abbildung 4-28: Vergleich der Sprungantworten durch Anpassung der Regelparameter  $K_p$

Aus den Messdaten ist ersichtlich, dass der Einschwingvorgang der Sprungantwort von 70% auf 30% dank der Verringerung des  $K_p$ -Werts von 4 auf 2 deutlich verkürzt wird und ausschließlich ein Unterschwingen (in Höhe von 4% bezogen auf die Endposition des Ventils) auftritt. Nachteilig ist, dass sich die bleibende Regelabweichung ebenfalls um ca. 3,5 Prozent erhöht.

In der Simulation ist die bleibende Regelabweichung genauso groß wie in der Messung. Hingegen ist in der Simulation kein Einschwingen zu sehen. An dieser Stelle ist das vorliegende Simulationsmodell nicht in der Lage, die Realität richtig wiederzugeben, weil eine gute Simulation ein genaues Modell der Strömungskraft am Ventilkegel (sowohl statisch als auch dynamisch) erfordert. Im Rahmen dieser Arbeit findet jedoch keine nähere Betrachtung der Strömungskraft statt.

Zum Schluss wird eine kurze Zusammenfassung über Verbesserungsmöglichkeiten des Stellverhaltens gegeben. Eine Anpassung der Bypassdrossel des Boosters führt einerseits dazu,

die Stellzeiten zurück in den gewünschten Bereich zu bringen. Andererseits birgt dies aber auch die Gefahr, dass es zu einem längeren Einschwingvorgang mit mehreren Überschwingern kommt. Zur Verminderung der Schwingung werden daher anschließend die Regelparameter optimal angepasst. Durch Verringerung des  $K_p$ -Werts oder Erhöhung des  $T_v$ -Werts lässt sich der Einschwingvorgang verkürzen, ohne dabei die Stellzeiten zu verändern. Die optimale Kombination der Bypassdrossel und der Regelparameter kann mithilfe der Simulation iterativ ermittelt werden, wie in Abbildung 4-29 dargestellt.

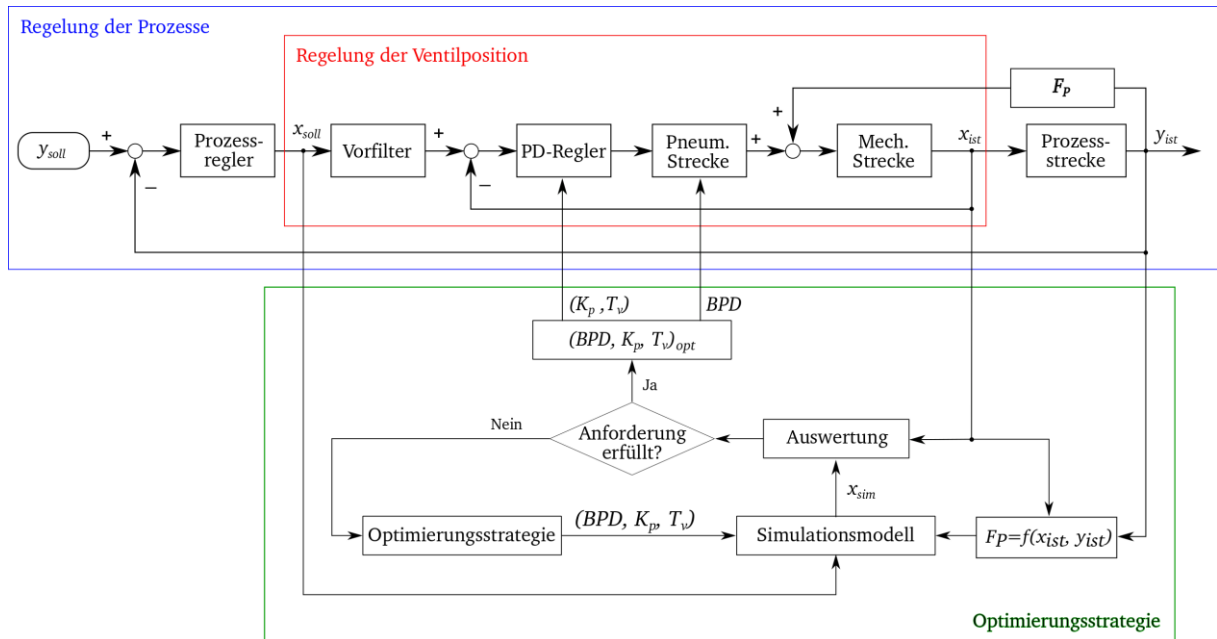


Abbildung 4-29: Konzept zur Verbesserung des Regelverhaltens [67]

#### 4.4 Ausblick

Die bisherigen Betrachtungen gehen davon aus, dass sich ein Stellventil bereits in Betrieb befindet. Falls ein Stellventil jedoch noch in der Entwicklungsphase ist, stehen auch andere Möglichkeiten zur Störgrößenkompensation zur Auswahl. Beispielsweise zeigt Abbildung 4-30 eine gebräuchliche Methode (Störgrößenaufschaltung auf den Reglereingang [64]) mit einem Kompensationsglied  $G_K(s)$ . Diese Methode ist jedoch nur anwendbar, wenn die Störgröße  $z$  (nämlich die Prozesskraft  $F_p$ ) bekannt oder messbar ist.

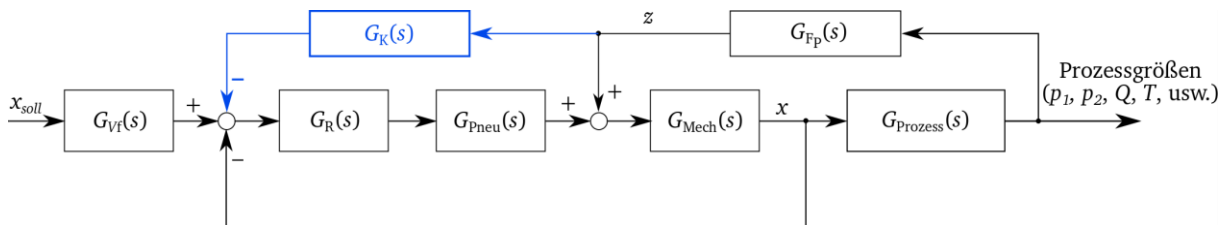


Abbildung 4-30: Störgrößenkompensation auf den Reglereingang

Um die Störgröße  $z$  vollkommen zu kompensieren, muss die Bedingung in Gleichung (4.19) erfüllt werden. Die Übertragungsfunktion des Reglers  $G_R(s)$  ist einfach zu bestimmen bzw. bekannt. Die Schwierigkeit liegt jedoch darin, dass die komplexe Übertragungsfunktion der pneumatischen Strecke nicht einfach zu beschreiben ist.

$$G_K(s) = \frac{1}{G_R(s)G_{Pneu}(s)} \quad (4.19)$$

## 5 Zusammenfassung und Ausblick

### 5.1 Zusammenfassung

Pneumatische Stellventile werden heutzutage wegen ihrer hohen Stellgeschwindigkeiten und guten Wirtschaftlichkeit in der Prozessindustrie immer noch häufig eingesetzt. Für eine hohe Regelgüte der Prozesse muss ein Stellventil ein zufriedenstellendes Stellverhalten erzielen. Hierfür steht die Auslegung eines Ventil-Hook-Ups im Mittelpunkt. Ein Ventil-Hook-Up beschreibt die Auswahl und die Verschaltung der pneumatischen Anbaugeräte (u. a. Stellungsregler, Booster und Druckregler) und Rohrverbindungen.

Die vorliegende Arbeit behandelt die Frage, wie ein Ventil-Hook-Up effizient und optimal ausgelegt werden kann. Hierzu wurde eine modellbasierte Systemoptimierung entwickelt. Als Ausgangspunkt dient ein Simulationsmodell, welches seit mehreren Jahren bei der SAMSON AG ständig verwendet und erweitert wird. Darauf folgte zunächst eine Bestandsaufnahme, mit der die aktuellen Fehler des vorliegenden Simulationsmodells ermittelt und anschließend Verbesserungspotentiale identifiziert wurden. Vor allem wurde die Modellstruktur des Stellungsreglers SAMSON Typ 3730-3/-6 grundsätzlich umgebaut. Außerdem wurden die  $K_v$ -Kennlinien des Boosters SAMSON Typ 3755 erneut aufgenommen und im Modell angepasst. Des Weiteren wurde ein diskretes Reibmodell des Stellgerätes mit Zustandssteuerung und mechanischen Anschlägen entwickelt. Hierzu wurden die verschiedenen Reibungskräfte und Reibungsbeiwerte für bestimmte Stellgeräte mit vier ausgewählten Stopfbuchsenpackungen experimentell ermittelt. Wie die Validierung zeigt, stellt das neue Simulationsmodell ein mit der Realität gut übereinstimmendes Ergebnis dar.

Als nächstes wurde ein Optimierungsverfahren für die Auslegung eines Ventil-Hook-Ups entwickelt. Hierbei wurde vor allem das vorliegende Optimierungsproblem mathematisch formuliert und als MINIP-Problem in Kombination mit der Simulation klassifiziert. Die Schwierigkeit liegt dabei nicht nur in der Nichtlinearität und der Gemischt-Ganzzahligkeit des Problems sondern auch darin, dass einige Zielfunktionen und Nebenbedingungen in geschlossener Form nicht darstellbar sind und die Existenz der Optima unklar ist. Nach der Untersuchung verschiedener Optimierungsmethoden für ein derartiges Problem wurden schließlich zwei heuristische Verfahren ausgewählt, nämlich „Genetische Algorithmen“ als Vertreter der populationsbasierten Heuristik und „Tabu-Suche“ als Vertreter der nachbarschaftsbasierten Heuristik. Der Vorteil heuristischer Verfahren besteht grundsätzlich darin, dass sie für alle Optimierungsprobleme anwendbar und für praktische komplexe Probleme mit vernünftigem Aufwand geeignet sind. Der Hauptnachteil ist jedoch, dass heuristische Verfahren als Approximationsmethode die Optimalität der gefundenen Lösung nicht garantieren können.

Bei der Implementierung wurden die beiden heuristischen Verfahren problemspezifisch gestaltet und ggf. modifiziert, damit die Effizienz der Optimierung erhöht wird und die erzielte Lösung möglichst nahe an dem globalen Optimum liegt. Im Hinblick auf die Qualität der erzielten Lösung und den dazu erforderlichen Ressourcenaufwand wird die modifizierte Tabu-Suche als am besten geeignetes Verfahren bewertet. Als Nebenprodukt entstand ein Simulationsprogramm, das eine benutzerfreundliche Bedienung in der Praxis zur Verfügung stellt.

Bei der bisherigen Betrachtung des Regelkreises der Ventilposition wurde immer vorausgesetzt, dass ein Stellventil im Leerlauf bzw. störungsfrei ist. D. h. die Einflüsse der Prozessströmung auf das Stellverhalten wurden vernachlässigt. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wurde die Frage behandelt, wie die Prozessströmung das Stellverhalten eines laufenden Stellventils beeinflusst und wie die negativen Einflüsse im Bedarfsfall verringert werden können. Hierfür wurde zunächst eine messtechnische Untersuchung eines Stellventils unter verschiedenen Prozessbedingungen am Prüfstand durchgeführt. Die Messergebnisse zeigten, dass der Prozess zu einem schnelleren Öffnen und einem langsameren Schließen führt. Außerdem nahmen sowohl das Überschwingen als auch die Regelabweichung tendenziell mit steigender Druckdifferenz über dem Ventil zu.

Um die Prozesseinflüsse in zukünftigen Anwendungen ohne aufwändige Messungen zu ermitteln, ist eine Simulation hilfreich. Hierfür wurde das aktuelle Simulationsmodell um eine Prozesskraft erweitert. Zur Bestimmung dieser Prozesskraft wurden verschiedene Ansätze vorgeschlagen und durch Vergleich von Messung und Simulation ergab sich der geeigneteste Ansatz. Anschließend wurden die Maßnahmen zur Verbesserung des Stellverhaltens sowohl virtuell in der Simulation als auch experimentell am Prüfstand untersucht.

Ein struktureller Umbau eines bestehenden Ventil-Hook-Ups ist in der Regel wegen des hohen Aufwands und der Verfügbarkeit der gesamten Anlage nicht erwünscht. Aus diesem Grund standen am Ende noch zwei umsetzbare Maßnahmen zur Auswahl. Zum einen die Anpassung der Bypassdrossel des Boosters, was dazu beiträgt, die Stellzeiten in einen gewünschten Bereich zu bringen. Zum anderen die Anpassung der Regelparameter des Stellungsreglers, was dabei hilft, den Einschwingvorgang ohne nennenswerten Einfluss auf die Stellzeiten zu verkürzen. Die optimale Kombination der Bypassdrossel und der Regelparameter kann mithilfe der Simulation iterativ herausgefunden werden.

## 5.2 Ausblick

Im Folgenden wird ein kurzer Ausblick auf weitere Forschungsthemen für die Zukunft gegeben.

Als erstes könnte das Simulationsmodell um neue Anbaugeräte, wie z. B. den neuen Stellungsregler SAMSON Typ 3793, erweitert werden, damit mehr Lösungsvarianten bei der Auslegung eines Ventil-Hook-Ups in der Simulation überprüft werden können.

Als nächstes könnte die Systemoptimierung eines Ventil-Hook-Ups weiter verfeinert werden. Hierbei gibt es verschiedene Vorgehensweisen. Ausgehend von der Lösung mit dem im Kapitel 3 vorgestellten Optimierungsverfahren, kann man beispielsweise die Bypassdrosseln mehrerer Booster unterschiedlich einstellen und so die beste Kombination herausfinden. Alternativ könnte das Optimierungsproblem von Anfang an so umformuliert werden, dass die Bypassdrosseln mehrerer Booster nicht mehr zwangsläufig identisch sein müssen sondern beliebig eingestellt werden dürfen. Als Folge dessen variiert die Anzahl der Optimierungsgrößen, die im Zusammenhang mit der Anzahl der Booster steht. In diesem Fall wird die Optimierung jedoch deutlich komplexer und der Rechenaufwand höher.

Des Weiteren wäre es von großem Vorteil, wenn man einen digitalen Zwilling einer Prozessanlage vollständig abbilden könnte. Beispielsweise könnte das Ventil-Modell in das Modell der Prozessanlage (wie z. B. Flow Unit von SAMSON AG) integriert werden. Dadurch lassen sich nicht nur die Stellventile sondern auch die Pumpen und Anlagen im optimalen Betriebszustand betreiben.

Ferner könnte weiter daran geforscht werden, die während des Betriebs auftauchenden Änderungen am Stellgerät (wie z. B. erhöhte Reibungskraft wegen langfristigen Verschleißes) zu analysieren und zu diagnostizieren. Dadurch ließen sich die Instandhaltungskosten senken und nicht zuletzt die Verfügbarkeit und Zuverlässigkeit der Anlagen steigern.



## 6 Literaturangaben

- [1] Engel, H. O.: Stellgeräte für die Prozessautomatisierung. Berechnung - Spezifikation - Auswahl. Düsseldorf: VDI Verlag 1994
- [2] Surek, D. u. Stempin, S.: Angewandte Strömungsmechanik für Praxis und Studium. Mit 53 Tabellen und 30 Beispielen. Maschinenbau. Wiesbaden: Teubner 2007
- [3] Deutsches Institut für Normung e. V. DIN: Stellventile für die Prozessregelung; Teil 2-1: Durchflusskapazität - Bemessungsgleichungen für Fluide unter Einbaubedingungen (IEC 60534-2-1. 1998). Deutsche Fassung EN 60534-2-1: 1998. Deutsche Norm, DIN/EN 60535-2-1. Berlin: Beuth 2000
- [4] Drath, R., Malakuti, S., Grüner, S., Hoffmeister, M. u. Zimmermann, P.: Die Rolle der Industrie 4.0 „Verwaltungsschale“ und des „digitalen Zwillings“ im Lebenszyklus einer Anlage : Navigationshilfe, Begriffsbestimmung und Abgrenzung. In: Automation 2017. Technology networks Processes : 18. Leitkongress der Mess- und Automatisierungstechnik: Kongresshaus Baden-Baden, 27. und 28. Juni 2017. Düsseldorf: VDI Verlag 2017, S. 93–94
- [5] Isermann, R.: Mechatronische Systeme. Grundlagen; mit 103 Tabellen. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 2008
- [6] Kopf, T.: Regelung von pneumatisch betätigten Ventilen für gasförmige Medien. 2018
- [7] Meuser, M. J.: Nichtlineare Regelung pneumatischer Antriebe, Shaker Zugl.: RWTH Aachen University, Dissertation, 2010. Aachen 2011
- [8] Fuchs, J.: Modellierung einer Regelung für elektropneumatische Stellgeräte, TU Darmstadt Diplomarbeit 2007
- [9] Lelek, O.: Modellierung von Regelkreisen zur Betätigung elektropneumatischer Stellgeräte, Fachhochschule Frankfurt am Main Diplomarbeit 2008
- [10] Sun, B.: Modellbildung des Strömungsverhaltens von Luft in pneumatischen Aktoren, TU Darmstadt Masterarbeit 2014
- [11] SAMSON AG: Pneumatischer Volumenstromverstärker Typ 3755. T 8393, Frankfurt am Main 2017. <https://www.samson.de/document/t83930de.pdf>
- [12] Fink, A. u. Rothlauf, F.: Heuristische Optimierungsverfahren in der Wirtschaftsinformatik. Working Papers in Information System 1. Mannheim 2006
- [13] Klaus H. Ecker: Angewandte und praktische Informatik. Kap. 10: Heuristische Algorithmen, 2001. <http://www2.in.tu-clausthal.de/~ecker/Scripte/PA10HeuristischeAlgorithmen.pdf>

- [14] SAMSON AG: Technische Information. Berechnung der Stellkräfte. Frankfurt am Main 2000
- [15] SAMSON AG: Bauart 3730 Elektropneumatischer Stellungsregler Typ 3730-3 mit HART®-Kommunikation. T 8384-3, Frankfurt am Main 2017. <https://www.samson.de/document/t83843de.pdf>
- [16] SAMSON AG: Bauart 3730 Elektropneumatischer Stellungsregler Typ 3730-6 mit HART®-Kommunikation und Drucksensoren. T8384-6, Frankfurt am Main 2017. <https://www.samson.de/document/t83846de.pdf>
- [17] SAMSON AG: Zuluftdruckregler Typ 4708. T8546, Frankfurt am Main 2018. <https://www.samson.de/document/t85460de.pdf>
- [18] IMI NORGREN: B74G - EXCELON Modular System de 8.200.300.01, 2018. <https://www.imi-precision.com/de/de/search/q/B74G>
- [19] Bifold Fluidpower: Air Preparation Units Model SH Series Filters, Regulators and Filter Regulators, 2007. <http://omeas.com/wp-content/uploads/2018/08/Bifold-Filter-Regulators.pdf>
- [20] Klenk, T.: Experimentelle und numerische Untersuchungen zum Betriebsverhalten von Stopfbuchspackungen. @Stuttgart, Univ., Diss., 2001
- [21] SAMSON AG: Bauart 240, 250, 280, Pfeiffer Pneumatische und elektrische Stellventile. T 8000-1, 2016. <https://www.samson.de/document/t80001de.pdf>
- [22] Heinz A. Gall: Zur Simulation von Haftreibung und mechanischen Anschlägen, 2001
- [23] Cirillo, R.: The economics of Vilfredo Pareto. 1979
- [24] Ehrgott, M.: Multicriteria optimization. Berlin: Springer 2005
- [25] Marler, R. T. u. Arora, J. S.: Survey of multi-objective optimization methods for engineering. Structural and Multidisciplinary Optimization 26 (2004) 6, S. 369–395
- [26] Marler, R. T. u. Arora, J. S.: Function-transformation methods for multi-objective optimization. Engineering Optimization 37 (2005) 6, S. 551–570
- [27] Kim, I. Y. u. Weck, O. L. de: Adaptive weighted sum method for multiobjective optimization: a new method for Pareto front generation. Structural and Multidisciplinary Optimization 31 (2006) 2, S. 105–116
- [28] Kallrath, J.: Gemischt-ganzzahlige Optimierung. Modellierung in der Praxis; mit Fallstudien aus Chemie, Energiewirtschaft, Papierindustrie, Metallgewerbe, Produktion und Logistik. Wiesbaden: Springer 2013
- [29] Gupta, O. K. u. Ravindran, A. R.: Branch and bound experiments in convex nonlinear integer programming. Management science: journal of the Institute for Operations Research and the Management Sciences (1985)
- [30] Padberg, M. W. u. Rinaldi, G.: A branch-and-cut approach to a traveling salesman problem with side constraints. Management science: journal of the Institute for Operations Research and the Management Sciences (1989)
- [31] Glover, F.: Tabu Search. A tutorial. Boulder, Colo. 1990

- [32] Optimization by simulated annealing. Engineering technology RC 9355, Kirkpatrick, S., Gelatt, C. D. u. Vecchi, M. P., Yorktown Heights, NY 1982
- [33] Geoffrion, A. M.: Generalized Benders decomposition. *Journal of Optimization Theory and Applications* 10 (1972) 4, S. 237–260
- [34] Rardin, R. L. u. Uzsoy, R.: Experimental Evaluation of Heuristic Optimization Algorithms: A Tutorial. *Journal of Heuristics* 7 (2001) 3, S. 261–304
- [35] Eiben, A. E. u. Smith, J. E.: Introduction to Evolutionary Computing. Natural Computing Series. Berlin, Heidelberg: Springer 2003
- [36] Back, T., Hammel, U. u. Schwefel, H.-P.: Evolutionary computation: comments on the history and current state. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation* 1 (1997) 1, S. 3–17
- [37] Reeves, C. R. (Hrsg.): Modern heuristic techniques for combinatorial problems. Advanced topics in computer science series. London: McGraw-Hill 1995
- [38] Gandibleux, X. (Hrsg.): Metaheuristics for multiobjective optimization. Lecture notes in economics and mathematical systems, Vol. 535. Berlin, Heidelberg, New York, Hong Kong, London, Milan, Paris, Tokyo: Springer 2004
- [39] Osman, I. H. u. Kelly, J. P. (Hrsg.): Meta-Heuristics. Theory and Applications. Boston, MA: Springer US 1996
- [40] Fink, A. u. Rothlauf, F.: Heuristische Optimierungsverfahren in der Wirtschaftsinformatik. Working Papers in Information Systems 1, Mannheim 2006. [https://wi.bwl.uni-mainz.de/Dateien/wi-metaheuristics-working-paper10\\_06.pdf](https://wi.bwl.uni-mainz.de/Dateien/wi-metaheuristics-working-paper10_06.pdf)
- [41] Land, A. H. u. Doig, A. G.: An automatic method of solving discrete programming problems. *Econometrica : journal of the Econometric Society, an internat. society for the advancement of economic theory in its relation to statistics and mathematics* 28 (1960) 3, S. 497–520
- [42] Holland, J. H.: Adaptation in natural and artificial systems. An introductory analysis with applications to biology, control, and artificial intelligence. Ann Arbor: Univ. of Michigan Press 1975
- [43] Rechenberg, I. u. Eigen, M.: Evolutionsstrategie. Optimierung technischer Systeme nach Prinzipien der biologischen Evolution. Problemata. Stuttgart-Bad Cannstadt: Frommann-Holzboog 1973
- [44] Davis, L. (Hrsg.): Genetic algorithms and simulated annealing. Research notes in artificial intelligence. London: Pitman 1987
- [45] Grefenstette, J. J. (Hrsg.): Genetic Algorithms and their applications. Proceedings. Proceedings of the International Conference on Genetic Algorithms, Bd. 2. Hillsdale, N.J.: LEA 1987
- [46] Michalewicz, Z.: Genetic Algorithms + Data Structures. Evolution Programs. Artificial Intelligence. Berlin, Heidelberg: Springer 1992
- [47] Goldberg, D. u. Holland, J.: Genetic algorithms and machine learning. *Machine Learning* Vol 3(1988), 2/3. S. 95-245 (1998)

- [48] David Noever u. Subbiah Baskaran: Steady-state vs. generational genetic algorithms: A comparison of time complexity and convergence properties 1992-07-032, 1992. <https://www.santafe.edu/research/results/working-papers/steady-state-vs-generational-genetic-algorithms-a->
- [49] Deb, K., Pratap, A., Agarwal, S. u. Meyarivan, T.: A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation* 6 (2002) 2, S. 182–197
- [50] Gerdes, I., Klawonn, F. u. Kruse, R.: Evolutionäre Algorithmen. Genetische Algorithmen - Strategien und Optimierungsverfahren - Beispielanwendungen; [mit Online-Service zum Buch. *Computational intelligence*. Wiesbaden: Vieweg 2004
- [51] Zitzler, E.: Evolutionary algorithms for multiobjective optimization. *Methods and applications*. Zürich, Techn. Hochsch., Diss., 2000. 2000
- [52] Dueck, G. u. Scheuer, T.: Threshold accepting: A general purpose optimization algorithm appearing superior to simulated annealing. *Journal of Computational Physics* 90 (1990) 1, S. 161–175
- [53] Hansen, P., Mladenović, N., Todosijević, R. u. Hanafi, S.: Variable neighborhood search: basics and variants. *EURO Journal on Computational Optimization* 5 (2017) 3, S. 423–454
- [54] Scheuerer, S.: Neue Tabusuche-Heuristiken für die logistische Tourenplanung bei restringierendem Anhängereinsatz, mehreren Depots und Planungsperioden. @Regensburg, Univ., Diss, 2004. [http://www.opus-bayern.de/uni-regensburg/volltexte/2004/376/pdf/Scheuerer\\_Stephan\\_Dissertation\\_April\\_2004.pdf](http://www.opus-bayern.de/uni-regensburg/volltexte/2004/376/pdf/Scheuerer_Stephan_Dissertation_April_2004.pdf)
- [55] Aarts, E. H. L. u. Korst, J.: Simulated annealing and Boltzmann machines. A stochastic approach to combinatorial optimization and neural computing. *Wiley-Interscience series in discrete mathematics and optimization*. Chichester: Wiley 1990
- [56] Spall, J. C.: Introduction to stochastic search and optimization. Estimation, simulation, and control. *Wiley-Interscience series in discrete mathematics and optimization*. Hoboken, NJ: Wiley 2003
- [57] SAMSON AG: Pneumatische Antriebe 1000, 1400-120, 2800 und 2x2800 cm<sup>2</sup>. Typ 3271. T8310-2/7, Frankfurt am Main 2018. <https://www.samson.de/document/t83102de.pdf>
- [58] SAMSON AG: Elektropneumatischer Stellungsregler Typ 3730-3. Einbau und Bedienungsanleitung. EB8384-3 (1300-1603), 2017
- [59] Schneider, W.: Praktische Regelungstechnik. Ein Lehr- und Übungsbuch für Nicht-Elektrotechniker. Studium. Wiesbaden: Vieweg+Teubner / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden 2008
- [60] Jon F. Monsen: Part II: An insider's guide to control valves & process variability. How to drive product quality and equipment reliability through process consistency. *Flow Control* March 2015 Vol. XXI, No. 3, S. 17–20
- [61] KROHNE Messtechnik GmbH: OPTIBAR PM 5060 C Handbuch. Druckmessumformer zur Messung von Prozessdruck, Füllstand, Differenzdruck, Dichte und Trennsicht mit metallischer Messzelle, Duisburg 2019. [https://cdn.krohne.com/dlc/MA\\_OPTIBAR-PM-5060\\_de\\_190411\\_4003436502\\_R02.pdf](https://cdn.krohne.com/dlc/MA_OPTIBAR-PM-5060_de_190411_4003436502_R02.pdf)

- [62] KROHNE Messtechnik GmbH: OPTIFLUX 5000 Handbuch. Magnetisch-induktives Durchflussmessgerät in Flanschführung, Duisburg 2018. [https://cdn.krohne.com/dlc/MA\\_OPTIFLUX5000FL\\_de\\_180123\\_4000811603\\_R04.pdf](https://cdn.krohne.com/dlc/MA_OPTIFLUX5000FL_de_180123_4000811603_R04.pdf)
- [63] KROHNE Messtechnik GmbH: IFC 300 Handbuch. Messumformer für magnetisch-induktive Durchfluss-Messgeräte, Duisburg 2010. [https://cdn.krohne.com/dlc/MA\\_IFC300\\_de\\_100909\\_4000069703\\_R04.pdf](https://cdn.krohne.com/dlc/MA_IFC300_de_100909_4000069703_R04.pdf)
- [64] Zacher, S. u. Reuter, M.: Regelungstechnik für Ingenieure. Analyse, Simulation und Entwurf von Regelkreisen. Lehrbuch. Wiesbaden: Springer Vieweg 2017
- [65] Deutsches Institut für Normung e. V. DIN: Stellventile für die Prozeßregelung. Teil 2-3: Durchflußkapazität - Prüfverfahren (IEC 60534-2-31997) Deutsche Fassung EN 60 534-2-3: 1998. Deutsche Norm, DIN 60 534-2-3. Berlin: Beuth 1998

## Eigenveröffentlichung:

- [66] Sun, B., Fuchs, J. u. Konigorski, U.: Modellbasierte Systemoptimierung von pneumatischen Stellventilen mit mehreren Luftleistungsverstärkern. In: 20. Leitkongress der Mess- und Automatisierungstechnik Automation 2019, S. 951–962
- [67] Sun, B., Fuchs, J. u. Konigorski, U.: Zur Verbesserung des Regelverhaltens eines in Betrieb befindlichen pneumatisch angetriebenen Stellventils. In: 21. Leitkongress der Mess- und Automatisierungstechnik Automation 2020, S. 797–808

## Anhang

### A1 Durchflussberechnung kompressibler Fluide

In IEC 60534-2-1 [3] sind die Bemessungsgleichungen für kompressible Fluide im turbulenten Bereich vorgeschrieben. Der Massenstrom  $W$  und der Normvolumenstrom  $Q_s$  lassen sich mit den Gleichungen (A.1) und (A.2) rechnen.

$$W = K_v N_8 F_p p_1 Y \sqrt{\frac{xM}{T_1 Z}} \quad (\text{A.1})$$

$$Q_s = K_v N_9 F_p p_1 Y \sqrt{\frac{x}{MT_1 Z}} \quad (\text{A.2})$$

Der Normvolumenstrom  $Q_s$  bezieht sich auf die Normbedingung mit dem Druck von 1,01325 bar (abs) und der Temperatur von 273 K. Ein Normkubikmeter der Luft entspricht der Masse von 1,293 kg. Daher gilt Folgendes:

$$W = 1,293 * Q_s \quad (\text{A.3})$$

Die in Gleichungen (A.1) und (A.2) enthaltenen Variablen sind:

$K_v$  Durchflusskoeffizient entspricht dem Durchfluss vom Wasser mit der Dichte 1000 kg/m<sup>3</sup> bei einer Druckdifferenz von 1 bar.

$N_8$  Numerische Konstante  $N_8=1,1 \times 10^2$  gilt für Druck in bar (abs), Temperatur in K und Massenstrom in kg/h.

$N_9$  Numerische Konstante  $N_9=2,46 \times 10^3$  gilt für Druck in bar (abs), Temperatur in K und Volumenstrom in Nm<sup>3</sup>/h. Der Wert bezieht sich auf die Temperatur  $t_s=0$  °C.

$F_p$  Rohrleitungsgeometriefaktor beschreibt das Verhältnis des Durchflusswertes eines Stellventils mit Anpassungsstücken zu dem Durchflusswert dieses Ventils ohne Anpassungsstücke unter identischen Bedingungen.

$p_1$  Eingangsdruck in bar (abs)

$p_2$  Ausgangsdruck in bar (abs)

$Y$  Expansionsfaktor für Luft

$$Y = 1 - \frac{x}{3x_T} \quad (\text{A.4})$$

$x$  Differenzdruckverhältnis

$$x = 1 - p_2/p_1 \quad (\text{A.5})$$

$x_T$  kritisches Differenzdruckverhältnis

$M$  Molare Massen für Luft  $M=28,97$  kg/mol

$T_1$  Eingangstemperatur in K

$Z$  Realgasfaktor

## A2 Berechnung $x_T$ -Wert und $K_v$ -Wert kompressibler Strömung

Zur Berechnung des Durchflusses laut Gleichungen (A.1) und (A.2) müssen das kritische Differenzdruckverhältnis  $x_T$  und der Durchflusskoeffizient  $K_v$  durch Versuche gemäß IEC-60534-2-3 [65] ermittelt werden.

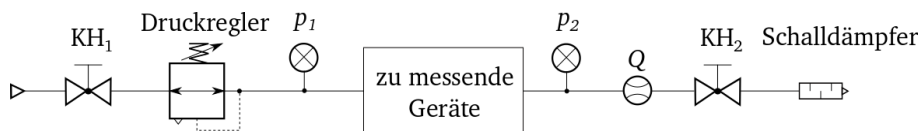


Abbildung A-1: Versuchsaufbau zur Bestimmung  $x_T$ -Wert und  $K_v$ -Wert

Zwei Drucksensoren werden direkt vor und hinter dem zu messenden Gerät eingesetzt und ein Durchflusssensor folgt dahinter. Als erstes bleibt der Kugelhahn  $KH_2$  geschlossen und  $KH_1$  komplett offen. Der Druckregler stellt den Zuluftdruck auf einem gewünschten Wert ein.

Danach wird der  $KH_2$  schrittweise geöffnet. Dadurch steigen der Volumenstrom bzw. Massenstrom an. Ab einem gewissen Öffnungsgrad erreicht der Volumenstrom das Maximum und bleibt konstant trotz des weiter abfallenden Ausgangsdrucks  $p_2$ . Das Differenzdruckverhältnis zu diesem Punkt wird als kritisches Differenzdruckverhältnis bezeichnet. Anhand der Messdaten wird der Term  $Y * K_v$  nach Gleichung (A.6) berechnet und in Abbildung A-2 dargestellt.

$$Y * K_v = \frac{Q_s}{N_9 F_p p_1} \sqrt{\frac{M T_1 Z}{x}} \quad (\text{A.6})$$

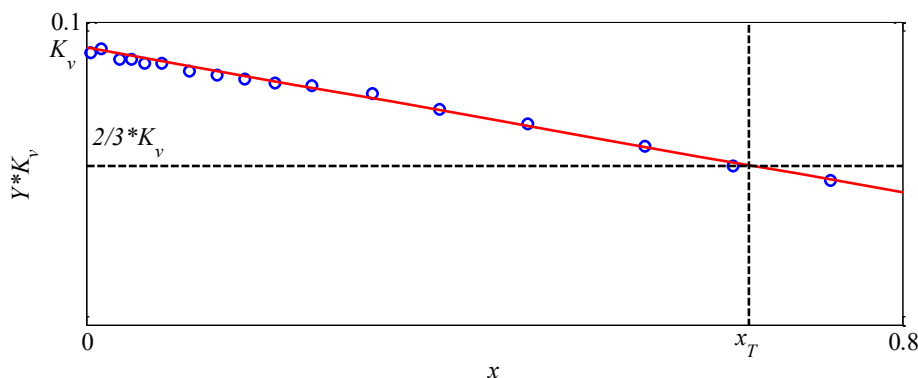


Abbildung A-2:  $Y * K_v$  Linie zur Bestimmung  $K_v$ -Wert und  $x_T$ -Wert



Die Tendenzlinie in Rot ergibt sich aus der Annäherung der blauen Messpunkte. Für  $x=0$  gilt  $Y=1$ , d. h. der  $K_v$ -Wert entspricht dem Schnittpunkt der Tendenzlinie und  $Y^*K_v$ . Anschließend lässt sich der  $x_T$ -Wert aus dem Diagramm an der Stelle  $Y^*K_v=2/3^*K_v$  ablesen. Des Weiteren wird Gleichung (A.7) für die Bestimmung der  $K_v$ -Kennlinie verwendet.

$$K_v = \frac{Q_s}{Y N_9 F_p p_1} \sqrt{\frac{M T_1 Z}{x}} \quad (\text{A.7})$$

### A3 Durchflussberechnung inkompressibler Fluide

In IEC 60534-2-1 [3] ist die Bemessungsgleichung für inkompressible Fluide im turbulenten Bereich vorgeschrieben.

$$Q = K_v N_1 F_p \sqrt{\frac{\Delta p_{sizing}}{\rho_1 / \rho_0}} \quad (\text{A.8})$$

$K_v$  Durchflusskoeffizient entspricht dem Durchfluss vom Wasser mit der Dichte 1000 kg/m<sup>3</sup> bei einer Druckdifferenz von 1 bar.

$N_1$  Numerische Konstante  $N_1=1$  gilt für  $\Delta p$  in bar, Dichte in kg/m<sup>3</sup> und Durchfluss in m<sup>3</sup>/h.

$F_p$  Rohrleitungsgeometriefaktor  $F_p=1$ , wenn die Ventilmennweite und die Nennweite der angeschlossenen Rohrleitungen gleich sind.

$\Delta p_{sizing}$  Differenzdruck, der für die Berechnung des Durchflusses bei inkompressiblen Medien benutzt wird.

$$\Delta p_{sizing} = \begin{cases} \Delta p_{actual} & \text{wenn } \Delta p_{actual} < \Delta p_{choked} \\ \Delta p_{choked} & \text{wenn } \Delta p_{actual} \geq \Delta p_{choked} \end{cases} \quad (\text{A.9})$$

$\Delta p_{actual}$  Differenzdruck zwischen den Ein- und Ausgangsdruckmessstellen.

$$\Delta p_{actual} = p_1 - p_2 \quad (\text{A.10})$$

$\Delta p_{choked}$  Differenzdruck bei Durchflussbegrenzung für inkompressible Medien.

$$\Delta p_{choked} = \left( \frac{F_{LP}}{F_p} \right)^2 (p_1 - F_p p_v) \quad (\text{A.11})$$

$\rho_1 / \rho_0$  Relative Dichte ( $\rho_1 / \rho_0 = 1$  für Wasser bei 15 °C)

$p_1$  Absoluter Eingangsdruck

$p_2$  Absoluter Ausgangsdruck

$p_v$  Absoluter Dampfdruck der Flüssigkeit bei der Eingangstemperatur

$F_{LP}$  Kombiniertes Faktor für den Druckrückgewinn und die Anschlussgeometrie eines Stellventils mit montierten Anpassungsstücken für Flüssigkeiten

## A4 Versuchsaufbau für Bestandsaufnahme

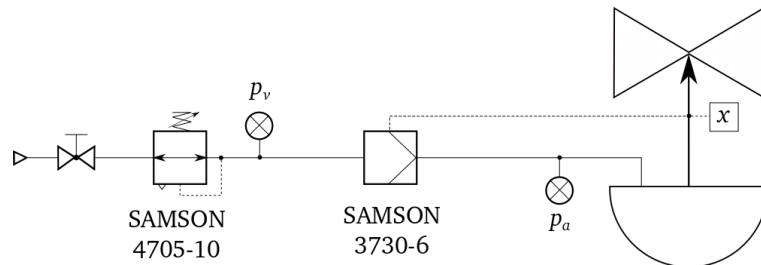
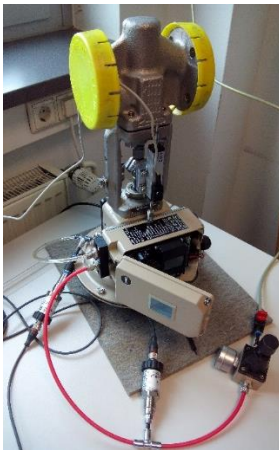


Abbildung A-3: Messaufbau für Bestandsaufnahme

Tabelle A-1: Technische Daten

Membranfläche $A_M$ [cm <sup>2</sup> ]	Hub $H$ [mm]	Federbereich [bar]	Wirkrichtung	Zuluftdruck $p_v$ [bar (ü)]	Kegelstange $d_k$ [mm]	$K_p$	$T_v$
240	15	0,4 ... 2,0	ATO	4	16	6	4

Tabelle A-2: Rohrleitungen (D: innerer Durchmesser, L: Länge)

	Zuluftstation → STR	STR → Antrieb
D [mm]	5	5
L [cm]	58	30

Tabelle A-3: Technische Daten der Hub- und Drucksensoren

	Typ	Messbereich	Eigenschaft
Hubsensor 1	Novotechnik TR25	0...25 mm	Linearität bis zu $\pm 0,075\%$
Hubsensor 2	Novotechnik T150	0...150 mm	Wiederholgenauigkeit $\pm 0,002\text{mm}$
Drucksensor 1,2	WIKA Typ S-10	0...6 bar	Nichtlinearität $\leq \pm 0,2\%$ der Spanne
Drucksensor 3,4	WIKA Typ S-10	0...10 bar	Nichtwiederholbarkeit $\leq \pm 0,1\%$ der Spanne

In Tabelle A-3 sind die im Rahmen der vorliegenden Arbeit eingesetzten Hub- und Drucksensoren aufgelistet. In weiteren Versuchen werden dieselben Sensoren ohne Anmerkung eingesetzt.

## A5 Versuchsaufbau für I/P-Wandler und LLV im Stellungsregler

### A5.1 Versuchsaufbau für Kennlinienaufnahme

Um die Kennlinien bzw. die Dynamik des I/P-Wandlers und des internen Luftleistungsverstärkers zu bestimmen, werden Messungen am Versuchsaufbau wie in Abbildung A-4 gezeigt durchgeführt. Dafür werden drei Drucksensoren jeweils für die Messung des Zuluftdrucks, des Ausgangsdrucks des I/P-Wandlers sowie des Ausgangsdrucks des internen LLVs eingesetzt. Als Anregungssignal wird der elektrische Strom  $i_{TAS}$  in verschiedener Form wie z. B. Sprung-, Dreieck- und Sinussignale erzeugt.

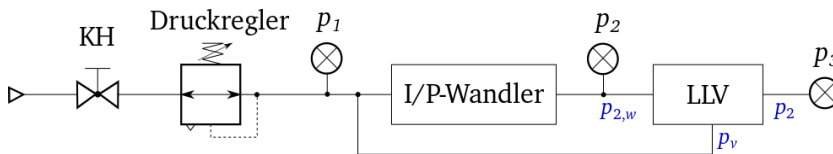


Abbildung A-4: Messaufbau für I/P-Wandler und Luftleistungsverstärker

### A5.2 Versuchsaufbau für $K_v$ -Kennlinie des internen LLVs

In Abbildung A-5 und Abbildung A-6 sind die Messaufbauten zur Ermittlung der  $K_v$ -Kennlinie der Entlüftung und der Belüftung dargestellt. Für Belüftung wird ein zweiter Drucksensor für die Messung des Zuluftdrucks eingesetzt.

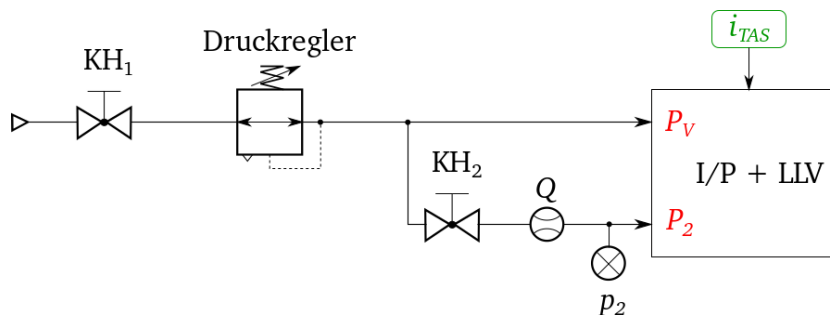


Abbildung A-5: Messaufbau für  $K_v$ -Kennlinie (Entlüftung)

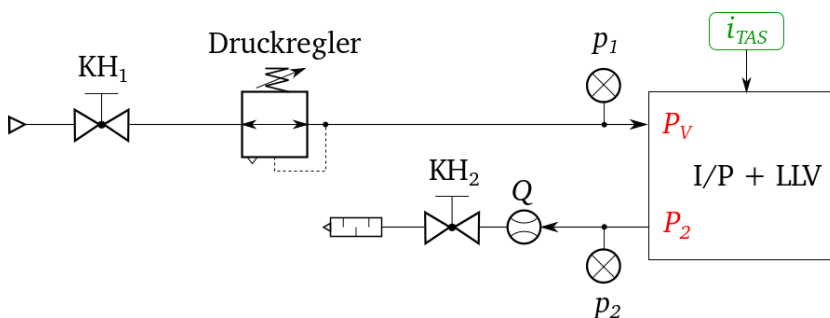


Abbildung A-6: Messaufbau für  $K_v$ -Kennlinie (Belüftung)

Das Messverfahren wird unten beschrieben:

1. Kugelhahn  $KH_1$  wird geöffnet und Kugelhahn  $KH_2$  bleibt zugleich geschlossen. Der Zuluftdruck wird auf 6 bar eingestellt.
2. Der Strom  $i_{TAS}$  wird auf einen konstanten Wert eingestellt und gehalten. Als Folge dessen ändert sich der Ausgangsdruck  $p_2$ , bis der Übergangsbereich des LLVs erreicht wird. Laut Gleichung (2.18) lässt sich der Druck  $p_{2,w}$  aus Messdaten von  $p_v$  und  $p_2$  herleiten.
3. a) Für Entlüftung:  
Nachdem der Kugelhahn  $KH_2$  geöffnet wird, lässt sich der Entlüftungsvorgang freischalten. Anschließend wird  $KH_2$  schrittweise geöffnet und dadurch steigen der Durchfluss  $Q$  sowie der Druck  $p_2$ .
- b) Für Belüftung:  
Nachdem der Kugelhahn  $KH_2$  geöffnet wird, lässt sich der Belüftungsvorgang freischalten. Anschließend wird  $KH_2$  schrittweise geöffnet. Dadurch steigt der Durchfluss  $Q$  aber der Druck  $p_2$  sinkt.

Es werden mehrere Messungen mit unterschiedlichen Strömen  $i_{TAS}$  wiederholt.

## A6 Versuchsaufbau zur Ermittlung Booster Hauptstromkennlinien

Abbildung A-7 und Abbildung A-8 zeigen die Versuchsaufbauten zur Ermittlung des Verhältnisses von dem  $K_v$ -Wert und der Hubposition  $x$ . Dabei werden zwei Verschlusskugeln (rote Kugeln) eingebaut, damit die auf der Membran wirkenden Drücke unabhängig von dem Hauptstrom sind und separat eingestellt werden können. Hierfür wird die Schraube der Bypassdrossel abgebaut und der Bypasskanal wird danach mit Druckluft versorgt.

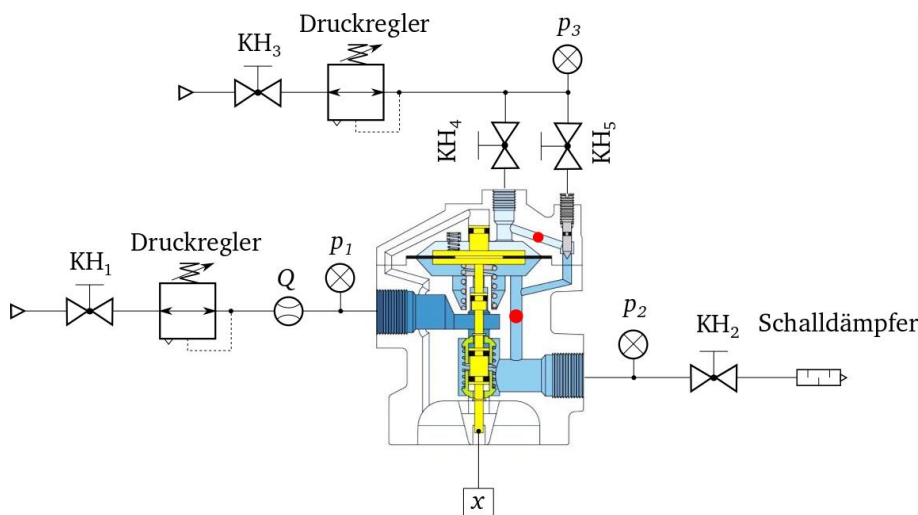


Abbildung A-7: Versuchsaufbau für Belüftung

Tabelle A-4: Messreihe

	$x$ [mm]	$p_1$ [bar ü]
Belüften	[0 1 2]	[1 3 5]
Entlüften	[4,8 6,2]	[0,5 1 1,5 ... 5]

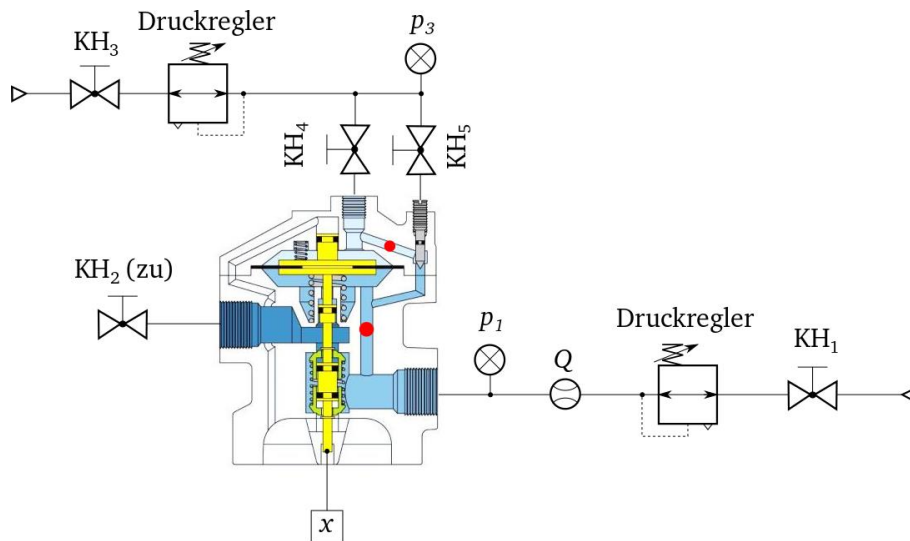
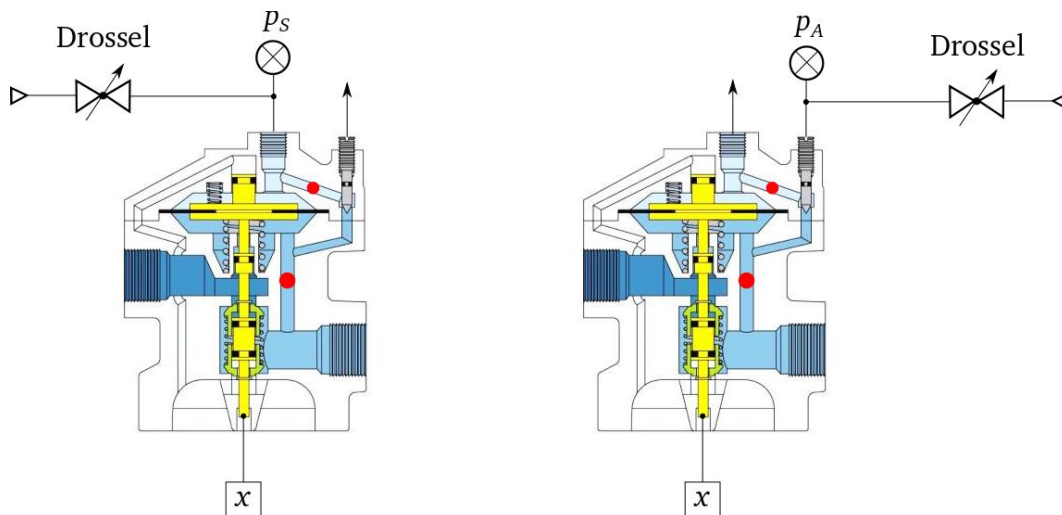


Abbildung A-8: Versuchsaufbau für Entlüftung

Als nächstes folgen noch Messungen zur Ermittlung des Zusammenhangs zwischen dem Hub  $x$  und der Druckdifferenz  $p_S - p_A$ . In der ersten Messung (Abbildung A-9 links) wird der Signaldruck  $p_S$  Schritt für Schritt hoch- und runterfahren und die Hubposition  $x$  wird aufgenommen. Hier entspricht  $p_A$  dem Atmosphärendruck. In der nächsten Messung (Abbildung A-9 rechts) variiert der Druck  $p_A$  und der Signaldruck ist stets gleich dem Atmosphärendruck.

Abbildung A-9: Aufnahme der Kennlinie ( $x, p_S - p_A$ )

## A7 Versuchsaufbau zur Ermittlung der Reibungen des Stellgeräts

Wie im Kapitel 2.4.2 bereits erwähnt, werden vier Prüflinge zur Ermittlung der Reibungen des Stellgeräts ausgewählt. In Tabelle A-5 sind sie zusammengefasst.

Tabelle A-5: Die zu messenden Prüflinge mit unterschiedlichen Stopfbuchsenpackungen

Prüfling	DN	Packung	Antrieb
1	50	Standard – Packungssatz 1120-2404	3277(350 cm <sup>2</sup> -15 mm)
2	50	Form D – Packungssatz 1120-2962	3277(350 cm <sup>2</sup> -15 mm)
3	100	Form D – Packungssatz 1120-3067	3277(700 cm <sup>2</sup> -70 mm)
4	200	Zeletec 4000	3271(1400 cm <sup>2</sup> -60 mm)

Zur Bestimmung der coulombschen und viskosen Reibung muss das Stellventil mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten auf- und zufahren. Die Geschwindigkeit variiert in Abhängigkeit von der verfügbaren Luftleistung, die durch die interne Volumendrossel des Stellungsreglers, durch eine externe Drossel oder durch Einstellung der Bypassdrossel, falls ein Booster angebaut ist, angepasst werden kann.

Zur Ermittlung der Haftreibung wird eine Sprungfolge mit einem Abstand von 10% des Hubs als Anregungssignal erzeugt. Durch eine Analyse der Darstellung des Hubs über dem Antriebsdruck lässt sich die Differenz zwischen der Haftreibung und der coulombschen Reibung festlegen, wie in Abbildung 2-36 gezeigt. Im Folgenden werden Versuchsaufbauten für jeden Prüfling beschrieben.

### A7.1 Ventil DN 50 mit Standard Packung

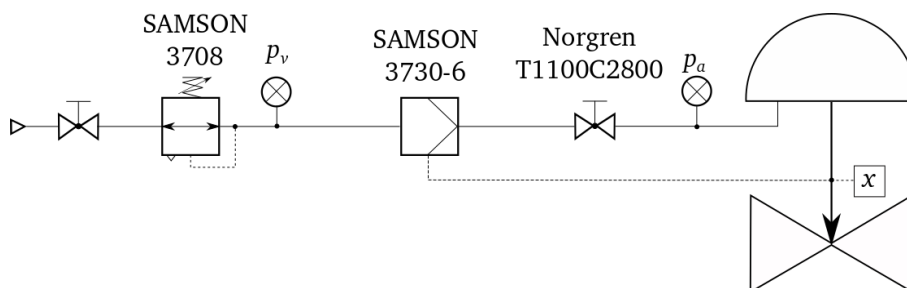


Abbildung A-10: Versuchsaufbau (DN 50, Standard Packung)

Tabelle A-6: Technische Daten des Antriebs für Ventil DN50 Standard

Antrieb	Membranfläche $A_M$ [cm <sup>2</sup> ]	Nennhub $H_{nenn}$ [mm]	Federbereich [bar]	Wirkrichtung	Kegelstange $d_k$ [mm]
3277	350	15	1,7...2,7	ausfahrend	10

Tabelle A-7: Anbaugeräteliste für Ventil DN50 Standard

Stellungsregler	$K_p$	$T_v$	Zuluftstation	Externe Drossel
3730-6 Trovis Safe <sup>14</sup>	7	4	SAMSON 3708	Norgren T1100C2800

Tabelle A-8: Messungen für Ventil DN 50 Standard Packung

Messung	Einstellung	Zuluftdruck
01	Volumendrossel Q MAX SIDE (Intialisierung)	
02	Volumendrossel Q MAX SIDE + externe Norgren Drossel vor Antrieb (2U)	
03	Volumendrossel Q MIN SIDE + externe Norgren Drossel vor Antrieb (2U)	3,5 bar ü
04	Volumendrossel Q MIN SIDE + externe Norgren Drossel vor Antrieb (1U)	
05	Volumendrossel Q MIN SIDE + externe Norgren Drossel vor Antrieb (0,5U)	
06	Volumendrossel Q MIN SIDE + externe Norgren Drossel vor Antrieb (0,25U)	3 bar ü

## A7.2 Ventil DN 50 mit Packung Form D

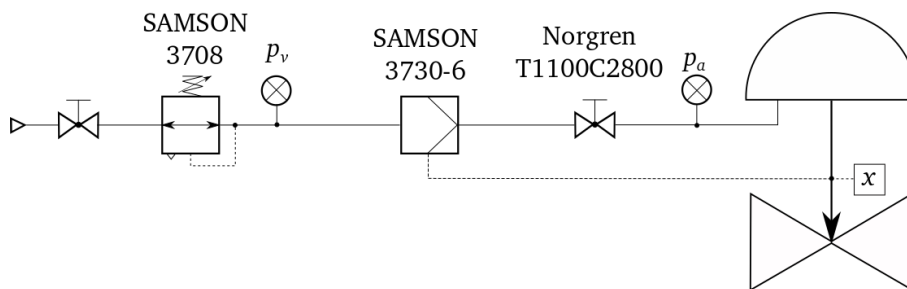


Abbildung A-11: Versuchsaufbau (DN 50, Packung Form D)

Tabelle A-9: Technische Daten des Antriebs für Ventil DN50 Form D

Antrieb	Membranfläche $A_M$ [cm <sup>2</sup> ]	Nennhub $H_{nenn}$ [mm]	Federbereich [bar]	Wirkrichtung	Kegelstange $d_k$ [mm]
3277	350	15	1,4...2,3	ausfahrend	10

Tabelle A-10: Anbaugeräteliste für Ventil DN50 Form D

Stellungsregler	$K_p$	$T_v$	Zuluftstation	Externe Drossel
3730-6 Trovis Safe <sup>15</sup>	6	4	SAMSON 3708	Norgren T1100C2800

<sup>14</sup> NOM-Initialisierung des Stellungsreglers

<sup>15</sup> NOM-Initialisierung des Stellungsreglers

Tabelle A-11: Messungen für Ventil DN 50 Form D

Messung	Einstellung	Zuluftdruck
01	Volumendrossel Q MAX SIDE (Intialisierung)	3,5 bar ü
02	Volumendrossel Q MIN SIDE	
03	Volumendrossel Q MIN SIDE + externe Norgren Drossel vor Antrieb (2U)	3 bar ü
04	Volumendrossel Q MIN SIDE + externe Norgren Drossel vor Antrieb (1U)	

### A7.3 Ventil DN 100 mit Packung Form D

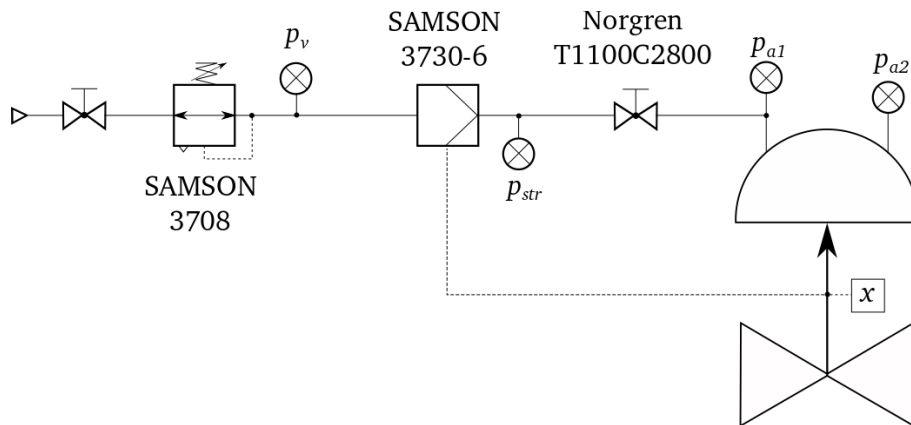


Abbildung A-12: Versuchsaufbau (DN 100, Packung Form D)

Tabelle A-12: Technische Daten des Antriebs für Ventil DN100 Form D

Antrieb	Membranfläche $A_M$ [cm <sup>2</sup> ]	Nennhub $H_{nenn}$ [mm]	Federbereich [bar]	Wirkrichtung	Kegelstange $d_k$ [mm]
3277	700	30	0,1...0,9	einfahrend	16

Tabelle A-13: Anbaugeräteliste für Ventil DN100 Form D

Stellungsregler	$K_p$	$T_v$	Zuluftstation	Externe Drossel
3730-6 Trovis Safe <sup>16</sup>	7	2	SAMSON 3708	Norgren T1100C2800

Tabelle A-14: Messungen für Ventil DN 100 Form D

Messung	Einstellung	Zuluftdruck
01	Volumendrossel Q MAX SIDE (Intialisierung)	2,1 bar ü
02	Volumendrossel Q MIN SIDE	
03	Volumendrossel Q MIN SIDE + externe Norgren Drossel vor Antrieb (ca. 2U)	
04	Volumendrossel Q MIN SIDE + externe Norgren Drossel vor Antrieb (ca. 1U)	

<sup>16</sup> MAX-Initialisierung des Stellungsreglers



### A7.4 Ventil DN 200 mit Packung Zeletec 4000

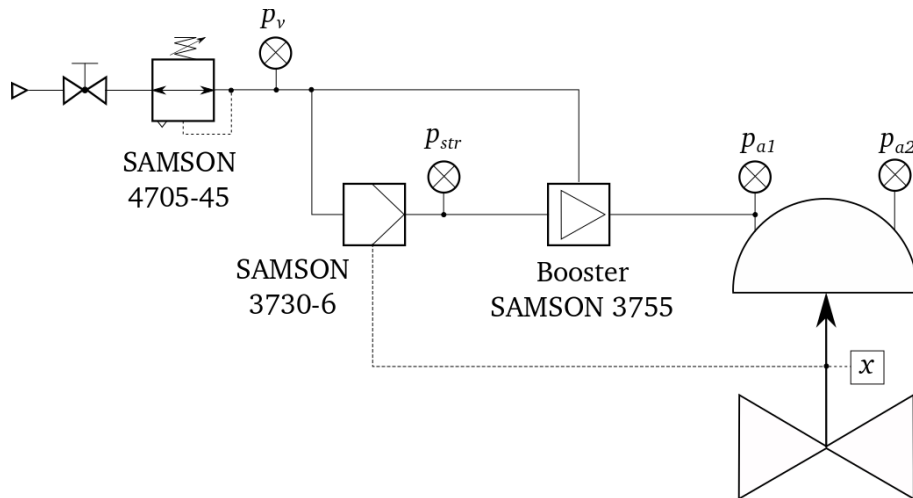


Abbildung A-13: Versuchsaufbau (DN 200, Packung Zeletec 4000)

Tabelle A-15: Technische Daten des Antriebs für Ventil DN200 Zeletec

Antrieb	Membranfläche $A_M$ [cm <sup>2</sup> ]	Nennhub $H_{nenn}$ [mm]	Federbereich [bar]	Wirkrichtung	Kegelstange $d_k$ [mm]
3271	1400	60	0,1...1,5 <sup>17</sup>	einfahrend	40

Tabelle A-16: Anbaugeräteliste für Ventil DN200 Zeletec

Stellungsregler	$K_p$	$T_v$	Zuluftstation	Booster
3730-6 Trovis Safe <sup>18</sup>	6	4	SAMSON 4708-45	SAMSON 3755

Tabelle A-17: Messungen für Ventil DN 200 Zeletec

Messung	Einstellung der Bypassdrossel	Zuluftdruck
01	1,5 Umdrehung	4 bar ü
02	3 Umdrehung	4 bar ü
03	4,5 Umdrehung	4 bar ü
04	4,5 Umdrehung	3,5 bar ü
05	4,5 Umdrehung	3 bar ü

<sup>17</sup> Standard Federbereich ist von 0,4 bis 2,0 bar. Tatsächlicher Federbereich variiert sich wegen der Montage.

<sup>18</sup> NOM-Initialisierung des Stellungsreglers

## A8 Versuchsaufbau zur Validierung des gesamten Systems

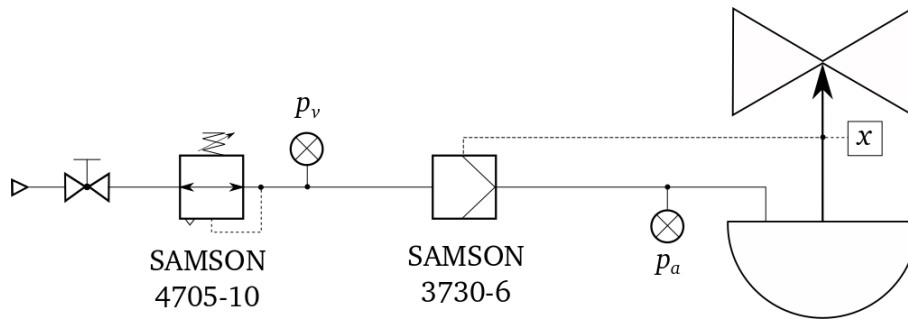


Abbildung A-14: Versuchsaufbau 1 (Antrieb 240 cm<sup>2</sup>)

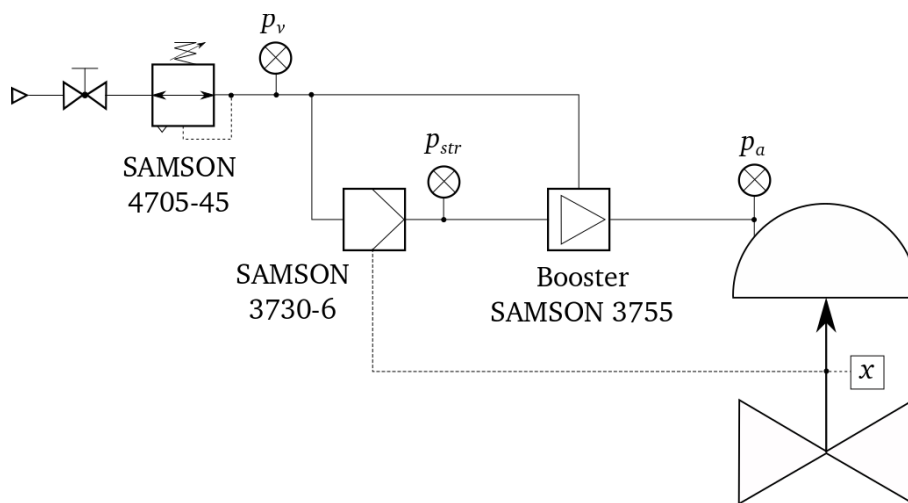


Abbildung A-15: Versuchsaufbau 2 (Antrieb 1400 cm<sup>2</sup> mit einem Booster)

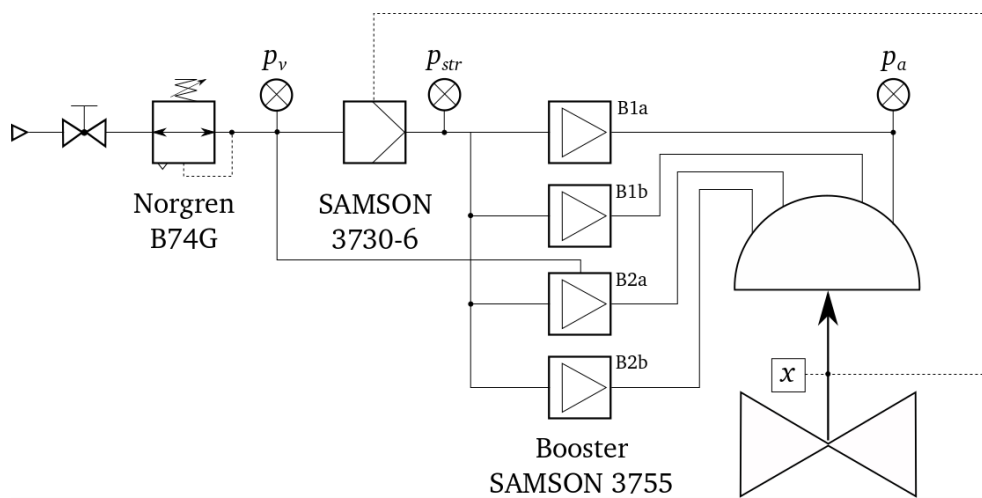


Abbildung A-16: Versuchsaufbau 3 (Antrieb 1400 cm<sup>2</sup> mit vier Boostern)

## A9 Versuchsaufbau zur Untersuchung des Prozesseinflusses

Zur Messung des Prozessdruckes auf der Ein- und Ausgangsseite des Prüflings werden Drucksensoren nach Einbaubedingungen in DIN IEC 60534-2-1 angebracht. Der Durchflusssensor befindet sich auf der Eingangsseite. Abbildung A-17 und Abbildung A-18 zeigen jeweils den realen und schematischen Messaufbau.



Abbildung A-17: Realer Messaufbau mit Messsystem „dSPACE“

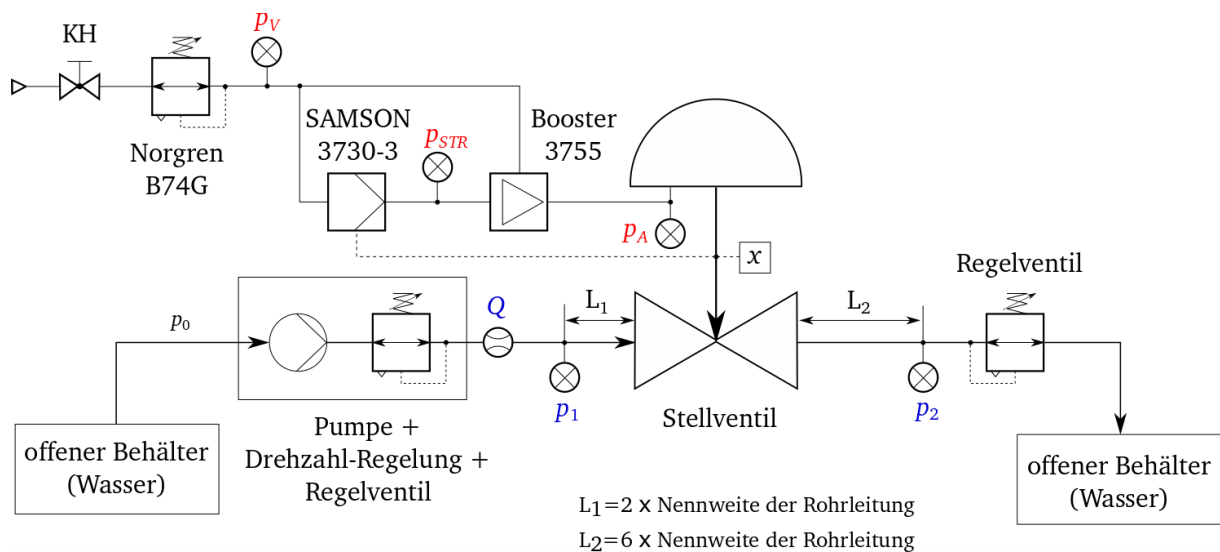


Abbildung A-18: Schematischer Messaufbau

Der Prozessdruck wird von der Messstelle mit einem Rohr ( $L=15\text{ m}$ ,  $D=9\text{ mm}$ ) zum Messgerät weitergeleitet. Der Durchflusssensor ist auch weit weg vom Prüfling verbaut.

Tabelle A-18: Messgeräte für Prozessdaten

Durchflusssensor für $Q$	Drucksensor für $p_1$ und $p_2$
Optiflux 5000 in Verbindung mit dem IFC 300 R	Optibar PM 5060 C

Tabelle A-19: Technische Daten des Ventils

Nennweite DN	Nenndruckstufe CL	$d_{sb}$ [mm]	$d_k$ [mm]	Stopfbuchse	Kegel
200 (8")	150	100	40	PTFE $f_{R1}=3,2$ N/mm	gleichprozentig $K_{vs}=160$ m <sup>3</sup> /h

Tabelle A-20: Technische Daten des Antriebs (Standard)

Membranfläche $A_M$ [cm <sup>2</sup> ]	Hub $H$ [mm]	Federbereich [bar]	Nennhub $H_{nenn}$ [mm]	Wirkrichtung	Zuluftdruck $p_v$ [bar (ü)]
1400	60	1,3...2,8	30	ATO	3,6

Tabelle A-21: Rohrleitungstopologie (D: Durchmesser, L: Länge)

	Zuluftstation →	Drucksensor $p_v$ →	Drucksensor $p_v$ →	STR →	Booster →
	Drucksensor $p_v$	Booster	STR	Booster	Antrieb
D [mm]	9	9	9	9	9
L [m]	20	0,1	0,3	0,2	0,2

Die Bypassdrossel des Boosters wird auf 3 Umdrehungen eingestellt und der Nennhub wird auf 30 mm gesetzt. Der Stellungsregler wird mit dem Modus „NOM“ initialisiert und die gefundenen Regelparameter sind  $K_p=4$  und  $T_v=4$ .

Da der Nennhub die Hälfte des gesamten Hubs beträgt, wird nur der untere halbe Federbereich beansprucht. Zu erwähnen ist, dass der reale Federbereich des Antriebs wegen Montagefehler von der Angabe der Datenblatt leicht abweichen kann. Der reale Federbereich wird anhand des gemessenen Antriebsdrucks entsprechend korrigiert.

Tabelle A-22: Korrigierte Federbereich

Nennhub $H_{nenn}$ [mm]	Federbereich [bar]	Korrigierte Federbereich [bar]
30	1,3...2,05	1,6...2,3

Tabelle A-23: Messmatrix

Variation des Prozessdrucks	Ohne Prozess	$p_1=8$ bar	$p_1=10$ bar	$p_1=12$ bar
	Messung 1	Messung 2	Messung 3	Messung 4
Variation der BPD des Boosters	$U_{BPD}=2$ U	$U_{BPD}=4$ U		
	Messung 5	Messung 6		
Variation der Regelparameter	$K_p=2, T_v=4$	$K_p=6, T_v=4$		
	Messung 7	Messung 8		