



Andreas Schröffer

Regelung eines elektropneumatischen Bleed-Air Systems

Master's thesis

31. Oktober 2016

Betreuer:

Maria Cruz Varona, M.Sc.

Prof. Dr.-Ing. habil. Boris Lohmann

Erklärung

Hiermit erkläre ich, die vorliegende Arbeit selbstständig durchgeführt zu haben und keine weiteren Hilfsmittel und Quellen als die angegebenen genutzt zu haben. Mit ihrer unbefristeten Aufbewahrung in der Lehrstuhlbibliothek erkläre ich mich einverstanden.

Garching bei München, den 31. Oktober 2016

_____ (Andreas Schröffer)

Chair of Automatic Control (Prof. Dr.-Ing. habil. Boris Lohmann)
Technische Universität München
Boltzmannstraße 15
85748 Garching bei München
Germany

Lehrstuhl für Regelungstechnik (Prof. Dr.-Ing. habil. Boris Lohmann)
Technische Universität München
Boltzmannstraße 15
85748 Garching bei München
Deutschland

Abstract

Conventional passenger airplanes use bleed-air to keep the cabin well pressurized and tempered for comfortable and safe travel conditions. The high pressurized bleed-air from the aircraft engine therefore has to be expanded and controlled to a constant mass flow. The bleed-air system, doing this job, consists of three valves connected through pipes. The state of art is PI control of the valves, applied in flight tests. Experience shows that in practice limit cycles occur, downgrading performance.

The challenge of control consists in the little control authority, the high friction in the valves causing stick-slip action and the coupling of three valves. Three approaches are followed for developing new control strategies. The first one provides a centralized controller for all valves. Second applies different stiction compensation techniques handling the high friction level and last tries to decouple the valves through a feedforward control at the second valve.

The three concepts are combined to nine controller variations. For comparing the approaches and their interdependency, each of the resulting controllers is adjusted to the bleed-air system model using global optimization. Thereby movement and integrated absolute error are rated.

Effectiveness and robustness of the approaches are discussed. It is showed, that feedforward control and I-Gain Tuning account for significant control improvement. Finally, suggestions for improving the quality of model-based developing for bleed-air systems are derived from the experiments.

Kurzreferat

Konventionelle Passagierflugzeuge nutzen Zapfluft, um die Flugzeugkabine zu temperieren und unter Druck zu halten und damit angenehme und sichere Reisebedingungen zu schaffen. Dafür wird Luft aus den Kompressorstufen des Triebwerks entnommen, entspannt und deren Massenfluss geregelt. Das Bleed-Air System, das diese Aufgabe übernimmt, besteht aus drei Ventilen, die über Rohrleitungen miteinander verbunden sind. Den Stand der Technik für die Regelung der Ventile bilden PI Regler, die in Flugtests appliziert werden. Erfahrungsgemäß treten im Betrieb Grenzyklen auf, die eine Verschlechterung der Performance verursachen.

Die Herausforderung bei der Regelung besteht in der geringen Regelautorität, der hohen Reibung in den Ventilen, die ein Stick-Slip Verhalten verursacht und der Kopplung von drei Ventilen. Zur Entwicklung neuer Regelstrategien werden drei Ansätze verfolgt. Der Erste sieht vor einen zentralen Mehrgrößenregler für die Regelung aller Ventile zu verwenden. Im Zweiten werden verschiedene Ansätze zur Kompensation der Reibung vorgenommen und der Letzte beschäftigt sich mit einer Entkopplung der Ventile, indem am zweiten Ventil die Regelung durch eine Steuerung ersetzt wird.

Die drei Konzepte werden zu neun Reglervarianten kombiniert. Für einen Vergleich der Wirkungsweise der Ansätze und deren gegenseitige Abhängigkeit werden die Regler in einer globalen Optimierung an das Model des Bleed-Air Systems appliziert. Dabei wird die Bewegung der Ventile und der Regelfehler bewertet.

Die Wirkungsweise und Robustheit der Ansätze werden diskutiert. Es wird gezeigt, dass durch Entkopplung und I-Glied Tuning die Regelung signifikant verbessert werden kann. Abschließend werden Vorschläge zur Verbesserung der modellbasierten Entwicklung für Bleed-Air Systeme aus den Versuchen abgeleitet.

Aufgabenstellung



DLR.de/jobs

Starten Sie Ihre Mission beim DLR.

Das DLR ist das Forschungszentrum für Luft- und Raumfahrt sowie die Raumfahrtagentur der Bundesrepublik Deutschland. Rund 8.000 Mitarbeiterinnen und Mitarbeiter forschen gemeinsam an einer einzigartigen Vielfalt von Themen in Luftfahrt, Raumfahrt, Energie, Verkehr und Sicherheit. Ihre Missionen reichen von der Grundlagenforschung bis hin zur Entwicklung von innovativen Anwendungen und Produkten von morgen. Wenn auch Sie sich für die Welt der Spitzenforschung in einem inspirierenden, wertschätzenden Umfeld begeistern, starten Sie Ihre Mission bei uns.

Für das **DLR Institut für Systemdynamik und Regelungstechnik** am **Robotik und Mechatronikzentrum** in Oberpfaffenhofen vergeben wir ein(e)

Praktikum/Semesterarbeit/Masterarbeit

Im Bereich Regelung von Flugzeugenergiesystemen
(betreut durch Prof. Otter/Prof. Lohmann)

Ihre Mission:

Die Abteilung Flugzeugenergiesysteme befasst sich mit der Modellierung, Auslegung und Regelung von Systemen wie dem elektrischen Bordnetz, Lebenserhaltung oder der Avionikkühlung. Für sogenannte Bleed-Air Systeme, die Zapfluft aus den Kompressorstufen der Triebwerke abführen, und den Massenstrom sowie Druck regeln, wurde am Institut ein entsprechendes Modell in der open-source Modellierungssprache Modelica erstellt.

Ihre Aufgaben umfassen eine Vereinfachung und Linearisierung dieses Modells (eventuell nach einer Portierung auf Matlab/Simulink), und die Auslegung eines entsprechenden multivariablen Reglers. Anschließend sollen sukzessive Nichtlinearitäten in das Modell eingebaut und im Regler kompensiert werden. Zuletzt soll die Robustheit der entstandenen Regelung analysiert werden.

Ihre Qualifikation:

- Sie haben ein abgeschlossenes Bachelorstudium in den Ingenieurwissenschaften, bzw. in Diplomstudiengängen das 6. Semester abgeschlossen
- Sie besitzen gute Deutsch- und Englischkenntnisse
- Sie besitzen solide Kenntnisse in der Regelungstechnik, idealerweise auch mit MIMO-Systemen
- Sie haben Erfahrungen mit Matlab, Simulink oder Modelica
- Sie haben mindestens 4 Monate Zeit

Ihr Start:

Für eine Kontaktaufnahme oder fachliche Fragen steht Ihnen Herr Pollok gerne telefonisch unter +49 (0) 8153-28 1361 oder per E-Mail (alexander.pollok@dlr.de) zur Verfügung. Weitere Informationen zu unserer Arbeitsgruppe finden Sie unter <http://s.dlr.de/461y>



Inhaltsverzeichnis

Titelseite	i
Abstract/Kurzreferat	iii
Aufgabenstellung	v
Inhaltsverzeichnis	vii
1 Einleitung	1
1.1 Ausgangssituation	2
1.2 Motivation und Zielsetzung	2
1.3 Aufbau der Arbeit	3
2 Grundlagen	5
2.1 Einführung zu Bleed-Air Systemen	6
2.1.1 Einordnung und Aufgabe des Bleed-Air Systems	6
2.1.2 Aufbau eines Bleed-Air Systems	8
2.2 Reibung in Rohr- und Ventilsystemen	10
2.2.1 Effekte und Modelle für Rohrreibung	10
2.2.2 Effekte und Modelle für Ventilreibung	11
2.2.3 Stick-Slip Effekt	14
2.3 Simulations- und Modellierungsumgebung Dymola	15
2.3.1 Modelica Grundlagen	15
2.3.2 Die Modelica Standard Library	18
2.3.3 Kopplung mit Matlab	20
2.4 Ausgewählte Bereiche der Mehrgrößenregelung	21
2.4.1 Mehrgrößensysteme	22
2.4.2 Zustandsregelung	23
2.4.3 LQG Regler	24
2.5 Theorie zur Kompensation von Ventilreibung	26

2.5.1	One-Move Approach	27
2.5.2	Two-Move Approach	31
3	Methoden	35
3.1	Analyse des Bleed-Air Modells	35
3.1.1	Randbedingungen	37
3.1.2	Übertragungsstrecke	38
3.1.3	Aktoren	39
3.2	Regelung des Bleed-Air Systems	44
3.2.1	Regelziele und Herausforderungen	44
3.2.2	Konzepte für die Regelung	45
3.2.3	Realisierung der Regelkonzepte	46
3.3	Gütemaß zur Bewertung der Regelung	57
3.3.1	Bestandteile	57
3.3.2	Zusammensetzung	58
3.3.3	Implementierung der Gütefunktion	59
3.4	Vorgehen für Reglerapplikation und -validierung	60
3.4.1	Parametrierung der Regler	61
3.4.2	Validierung der Ergebnisse	62
3.4.3	Design der Testfälle	62
4	Ergebnisse und Diskussion	65
4.1	Beschreibung der durchgeführten Versuche	65
4.2	Auslegung der Regler	67
4.2.1	Auslegung für das lineare System	67
4.2.2	Auslegung für das nichtlineare System	70
4.3	Validierung der Regler	73
4.4	Diskussion	74
4.4.1	Auswirkung verschiedener Grundregler	75
4.4.2	Auswirkung der Reibungskompensatoren	75
4.4.3	Robustheit der Regler	76
5	Zusammenfassung und Ausblick	77
A	Notation	81
B	Abbildungsverzeichnis	83

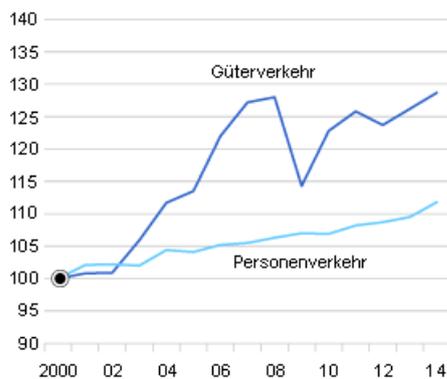
C Tabellenverzeichnis	87
D Digitaler Anhang	89
E Literaturverzeichnis	91

Kapitel 1

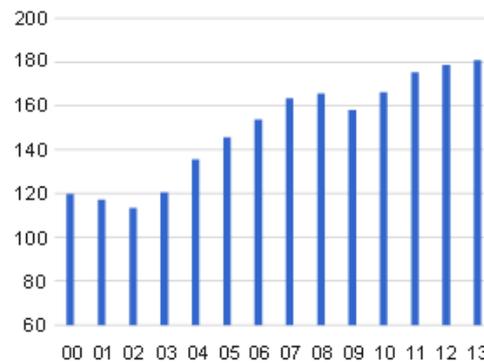
Einleitung

Eine der Hauptentwicklungen des 21. Jahrhunderts stellt die Globalisierung dar. Diese beschreibt die wachsende Vernetzung zwischen verschiedenen Ländern und Kontinenten. Dabei geht es sowohl um den Austausch von Informationen, als auch den Transport von Waren und Personen. Die Abbildungen 1.1b und 1.1a zeigen zwei Statistiken, die diese Entwicklung bestätigen.

Abbildung 1.1: Entwicklungen der Globalisierung



(a) Güter- und Personenverkehr in Deutschland zwischen 2000 und 2014 (relativ)[8]



(b) Flugpassagiere auf deutschen Flughäfen zwischen 2000 und 2013 (in Mio.)[7]

Dabei ist links die relative Steigerung des Güter- und Personenverkehrs und rechts die Anzahl der Flugpassagiere an deutschen Flughäfen abgebildet. Die Kurven unterliegen leichten Schwankungen, aber der Trend zu einem höheren Mobilitätsaufkommen und einem wachsenden Flugverkehr lässt sich daran eindeutig nachvollziehen.

Die Luftfahrtbranche erhöht nicht nur unsere Unabhängigkeit und unseren Reisekomfort, sondern spielt auch für die wirtschaftliche Entwicklung vieler Länder, in denen sie angesiedelt ist, eine wichtige Rolle. Dabei ist in diesem Industriezweig eine starke Zentralisierung auf wenige Hersteller festzustellen. Da der Markt für große Langstrecken-Passagierflugzeuge jedoch nicht sehr groß ist, findet die Herstellung nur in einer Kleinserienfertigung (< 20 Stück/Monat) statt. Bei dieser Fertigungsform nehmen die einmaligen Kosten für die Entwicklung eines Flugzeugtyps einen großen Anteil an den Gesamtkosten für den Kauf eines Flugzeugs ein.

Im Folgenden soll in Kapitel 1.1 auf die aktuelle Ausgangslage bei der Entwicklung von neuen Flugzeugsystemen eingegangen werden. Anhand der aufgezeigten Mängel soll in Kapitel 1.2 die Motivation für die Arbeit abgeleitet und eine Zielsetzung formuliert werden. Zuletzt wird in Kapitel 1.3 ein Überblick über den weiteren Aufbau der Arbeit gegeben.

1.1 Ausgangssituation

Bei der Konstruktion und Auslegung neuer Flugzeugtypen nimmt vor allem der Aufbau von Versuchsträgern und die Durchführung von Versuchen zur Absicherung der Konzepte einen hohen Zeit- und Kostenaufwand ein, da es sich um einen stark iterativen Prozess handelt.

Eine Möglichkeit die Anzahl an notwendigen Versuchsträgern und Iterationsschleifen zu reduzieren, bildet die virtuelle Entwicklung und Absicherung basierend auf Modellen der Systeme. Es gibt jedoch Themenbereiche, bei denen dieses Vorgehen aus verschiedenen Gründen nicht angewendet werden kann. Beispielsweise weil das Systemverhalten nicht genau genug bekannt ist oder abgebildet werden kann.

Ein Beispiel dafür bildet das Bleed-Air System. Für diese kurze Beschreibung der Ausgangssituation soll es als Black-Box betrachtet werden, die Luft aus dem Triebwerk entnimmt und für die Bedruckung der Passagierkabine zuständig ist. Der genaue Aufbau und die Funktionsweise werden später noch detailliert vorgestellt. Aus Erfahrung ist bekannt, dass in einigen Betriebspunkten Druckoszillationen auftreten. Bisher konnte auf Basis von Modellen jedoch noch keine adäquate Regelung für das System entworfen werden.

Die bisherige Vorgehensweise sieht daher vor, einfache Reglerstrukturen mit wenigen Parametern zu verwenden und diese in Turbinen- und Flugtests zu applizieren. Dafür wird die Regelung zuerst an einem Versuchsträger, der sogenannten „cabin zero“ grob ausgelegt. Dabei wird durch einen Kompressor ein Druck vorgegeben und dadurch Luft in das Bleed-Air System geleitet, an dessen anderem Ende sich die „cabin zero“ befindet. Diese ist ein mit Messausrüstung ausgestatteter Tank, der an die Form und Größe der realen Flugzeugkabine angelehnt ist. Dabei werden die Reglerparameter durch Versuch und Irrtum so lange variiert, bis keine Schwingungen mehr auftreten. Mit den so bestimmten Reglern werden dann mit dem fertigen Flugzeug Testflüge durchgeführt. Da dabei teilweise wieder Oszillationen auftreten, werden die Regler während der Versuche an das reale System angepasst.

1.2 Motivation und Zielsetzung

In einer Kooperation mit einem bekannten europäischen Flugzeughersteller wurde am deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) ein Modell des Bleed-Air Systems eines großen vierstrahligen Passagierflugzeugs aufgebaut. Mit dem Modell können die auftretenden Oszillationen abgebildet werden und das Systemverhalten relativ gut beschrieben werden. Für die Erstellung des Modells wurde die Geometrie des realen Systems nachempfunden und an Messdaten angepasst.

Somit ist die Grundlage zur Entwicklung und dem Test verschiedener Regler gegeben. Eine simulative Versuchsdurchführung mit einem Modell ist wesentlich kostengünstiger und zeitsparender als die Durchführung von Realversuchen. Deshalb können auch komplexere Reglerstrukturen vorgesehen werden, deren Applikation und Test aufwendiger sind.

Eine weitere Chance ist darin zu sehen, dass auch umfangreichere Änderungen des Systems im Modell schnell vorgenommen werden können. Dazu zählt zum Beispiel das Vorsehen zusätzlicher Messungen. Damit können ganz neue Regelstrategien aufgebaut werden, deren prototypische Realisierung in Realität viel zu aufwendig wäre.

Da sich die Arbeit am DLR als erste mit der Regelung des Bleed-Air Systems beschäftigt und noch keine Erfahrungswerte vorhanden sind, soll als Ziel der Arbeit die Realisierung und der Vergleich verschiedener Regelstrategien festgelegt werden. Somit wird ein Überblick generiert und verschiedene Konzepte können gegeneinander bewertet werden. Als Ergebnis der Arbeit soll dann eine Entwicklungsempfehlung gegeben werden, welche Konzepte in weiteren Arbeiten fokussiert und genauer untersucht werden sollen.

Realversuche zur Validierung der Ergebnisse in Form von Tests an der „cabin zero“ oder Flugversuchen können aus Kostengründen nicht durchgeführt werden. Deshalb soll anhand von Robustheitstests eine Einschätzung der Belastbarkeit der Ergebnisse gemacht werden.

1.3 Aufbau der Arbeit

In diesem Kapitel soll in einer kurzen Zusammenfassung das Vorgehen bei der Entwicklung von Reglern für das Bleed-Air System vorgestellt werden. Das Vorgehen soll auch als roter Faden durch diese Arbeit führen.

Ausgehend von der Einleitung, in der die Ausgangslage vorgestellt und daraus die Motivation und die Zielsetzung für die Arbeit abgeleitet wurde, folgt in Kapitel 2 eine kurze Einführung in die Theorie, auf der die Arbeit basiert. Dazu werden der Aufbau und die Funktionsweise eines Bleed-Air Systems näher vorgestellt. Außerdem wird auf regelungstechnische Grundlagen eingegangen und in einer Literaturrecherche der aktuelle Stand der Technik präsentiert.

Kapitel 3 behandelt das methodische Vorgehen. Dazu wird zunächst das Simulationsmodell des Systems analysiert und es werden drei Regelansätze vorgestellt. Deren Realisierung wird erklärt und ein Gütemaß zur Bewertung der Regler definiert. Außerdem wird auf das Vorgehen für den Vergleich der Regler eingegangen.

Die Ergebnisse der durchgeführten Versuche behandelt Kapitel 4. Dazu werden die Experimente detailliert beschrieben und die Auslegung der Regler und ein Robustheitstest vorgestellt.

Kapitel 5 fasst die Arbeit nochmal kurz zusammen und gibt einen Ausblick auf künftige Arbeiten.

Kapitel 2

Grundlagen

Nachdem im vorherigen Kapitel der Leser an das Themengebiet herangeführt wurde, soll in diesem eine einheitliche Wissensbasis zum Verständnis der Arbeit vermittelt werden. Abbildung 2.1 gibt einen Überblick über die relevanten Themenbereiche für die Regelung des Bleed-Air Systems und deren Relation zueinander.

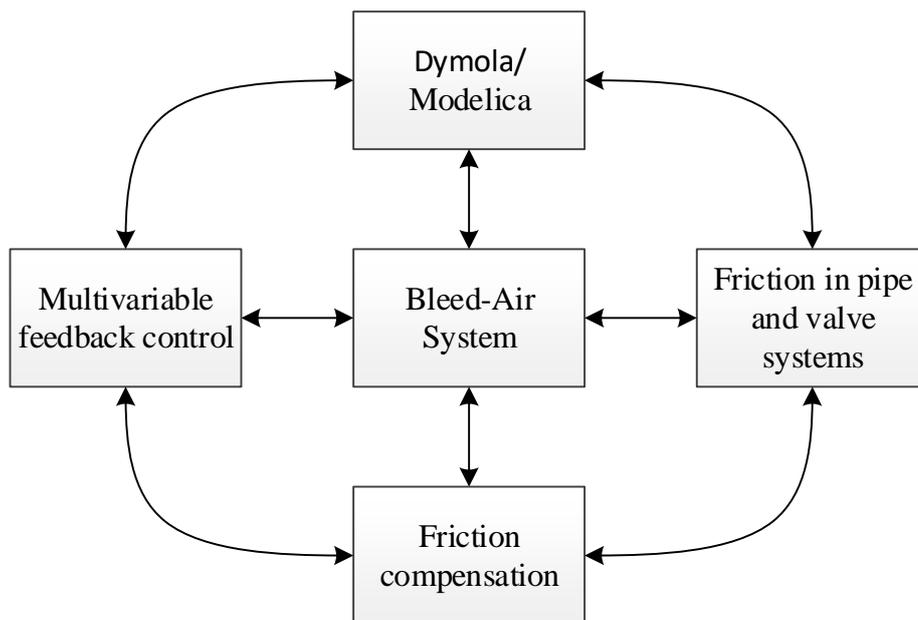


Abbildung 2.1: Übersicht der relevanten Themengebiete für die Regelung des Bleed-Air Systems

Im Zentrum steht dabei das Bleed-Air System. Im ersten Abschnitt 2.1 soll auf dessen Aufbau und Funktion im Flugzeug eingegangen werden. Einen bedeutenden Einfluss auf das Systemverhalten haben dabei Effekte aus Rohr- und Ventilreibung, die deshalb in Kapitel 2.2 noch vertieft werden. Kapitel 2.3 gibt eine kurze Einführung in die Modellierungs- und Simulationsumgebung Dymola, die für die Implementierung des Modells und als Testumgebung für die entwickelten Regler dient. Außerdem sollen in Abschnitt 2.4 Konzepte der Mehrgrößenregelung wiederholt werden. Den Abschluss des Kapitels bildet in 2.5 eine Literaturrecherche zu Kompensationsmethoden für Reibung in Ventilsystemen.

2.1 Einführung zu Bleed-Air Systemen

Der Terminus „Bleed-Air“ bezeichnet den Fachausdruck für den Luftmassenstrom, der aus den Strahltriebwerken eines Flugzeugs entnommen wird. Sinngemäß kann der Begriff mit „Zapfluft“ ins Deutsche übersetzt werden. Die Verwendung der Zapfluft für verschiedene Aufgaben im Flugzeug ist weit verbreitet, da sie einfach und zuverlässig verfügbar ist und einen hohen potentiellen Energieinhalt bereitstellt. Einige Einsatzgebiete sind beispielsweise:

- Kühlung der Triebwerke
- Starten eines Triebwerks
- Enteisung von Tragflächen und Triebwerkseinlässen
- Kabinenbedruckung und Temperierung
- Betrieb pneumatischer Aktoren

Im Rahmen der Arbeit wird nur die Verwendung für die Kabinenbedruckung und Temperierung betrachtet. Das System, das die Nutzung der Zapfluft für diesen Einsatzzweck ermöglicht, wird als „Bleed-Air System“ bezeichnet.

Bis auf wenige Ausnahmen verfügen alle größeren Passagierflugzeuge mit Strahltriebwerken über derartige Einrichtungen. Die Ausnahmen bilden die sogenannten „bleedless airplanes“, bei denen die Luft an anderer Stelle aus der Umgebung entnommen und durch elektrische Hilfsaggregate komprimiert wird. Vor allem die Ausfallsicherheit und die einfache Realisierbarkeit sprechen für traditionelle Bleed-Air Systeme.

Die Ausführung dieser Komponenten unterscheidet sich zwischen den Herstellern und Flugzeugtypen leicht. Der grundsätzliche Aufbau und die Funktionsweise der Systeme sind jedoch herstellerübergreifend gleich. Die hier gegebenen Angaben zur Größeneinschätzung entsprechen den Begebenheiten eines großen vierstrahligen Passagierflugzeugs, das auch als Basis für die Modellierung des Systems genutzt wird.

Im Folgenden soll zuerst auf die Aufgabe des Bleed-Air Systems eingegangen werden. Dabei findet eine systematische Einordnung in die Funktion der Kabinenbedruckung und -temperierung statt. Anschließend wird auf die technische Realisierung eingegangen und dabei der Aufbau des Systems vorgestellt.

2.1.1 Einordnung und Aufgabe des Bleed-Air Systems

Mit zunehmender Höhe nimmt in der Atmosphäre die Dichte und Temperatur der Umgebungsluft ab. Aus diesem Grund müssen die Umgebungsbedingungen für die Passagiere und die Flugbesatzung im Flugzeuginneren künstlich hergestellt werden. Dies dient nicht nur dazu, ein angenehmes Reiseklima sicherzustellen. Sollte es zum Ausfall des Systems kommen, herrschen durch den Druckabfall lebensbedrohliche Umstände für die Passagiere.

Die Überwachung und Ablaufsteuerung in der Passagierkabine übernimmt das Environmental Control System (ECS). Das ECS ist eine komplexe elektronische Steuereinheit mit vielen Aufgaben. Hier soll der Fokus auf die beiden Hauptaufgaben gerichtet werden:

- Kabinenbedruckung
- Kabinentemperierung

Zur Gewährleistung dieser Aufgaben muss kontinuierlich verbrauchte Luft aus der Passagierkabine abgeleitet und durch Frischluft ersetzt werden. Um den Austausch zu ermöglichen wird Druckluft benötigt. Dafür wird die Zapfluft genutzt, die für diesen Zweck noch aufbereitet werden muss. Diese Druckluft wird dann angefeuchtet und mit rückgeführter Luft vermischt wieder in den Passagierbereich geleitet.

Die Zapfluft wird aus den ersten Kompressorstufen des Triebwerks, vor den Verbrennungsstufen entnommen. So soll vermieden werden, dass Passagiere mit gesundheitsgefährdenden Verbrennungsgasen in Kontakt gelangen. Die Luft hat dabei eine Temperatur von 200 bis 250° Celsius und einen Druck von 4 bis 25 bar und ist damit zu heiß und unter zu hohem Druck. Vor der Verwendung vom ECS muss die Zapfluft von der Turbine in den Flugzeugrumpf transportiert und dabei entspannt und abgekühlt werden.

Diese Aufgaben übernehmen das Bleed-Air System und das Air-Conditioning Pack. Abbildung 2.2 zeigt eine schematische Übersichtsgrafik der Anordnung von Turbine, Bleed-Air System, Air-Conditioning Pack, ECS und Passagierkabine.

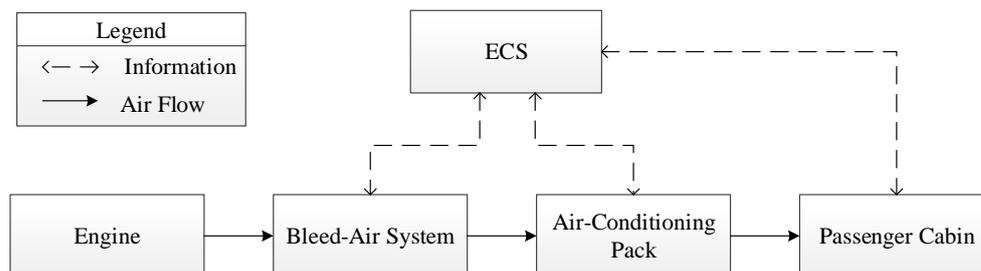


Abbildung 2.2: Systematische Einordnung des Bleed-Air Systems

Das Bleed Air System übernimmt dabei sowohl den Transport der Luft von der Turbine bis zum Flugzeugrumpf, in dem sich das Air-Conditioning Pack befindet, als auch die Entspannung der Zapfluft. Das Druckniveau des Luftmassenstroms muss dabei direkt nach der Entnahme aus der Turbine deutlich gesenkt werden, um einen sicheren Transport durch die Tragfläche gewährleisten zu können. Eine Drucküberhöhung könnte in diesem Bereich zu einem Versagen der Rohrleitungen und einem damit verbundenen Schaden an der Tragfläche führen. Außerdem sollen die Druckschwankungen der Turbine und der schwankende Gegendruck nachfolgender Systeme ausgeglichen werden.

Das nachgelagerte Air-Conditioning Pack kühlt die Luft dann ab. Dies wird durch das Kühlturbinenprinzip realisiert. Dabei wird die Luft in einen Verdichter geleitet, wobei durch die Druckerhöhung die Temperatur zunächst steigt. Die resultierende Temperaturdifferenz zwischen der kühlenden Luft und der Umgebungsluft sorgt in einem Luft-Luft-Wärmetauscher dafür, dass die Temperatur der Zapfluft deutlich gesenkt wird. Die folgende Entspannung in der Turbine reduziert die Temperatur dann weiter und stellt damit gekühlte Luft zur Verfügung. Durch das Turbinenprinzip entsteht ein schwankender Gegendruck vor dem Air-Conditioning Pack.

2.1.2 Aufbau eines Bleed-Air Systems

Das Bleed-Air System besteht aus drei Ventilen, die über Rohrleitungen miteinander verbunden sind und so die Verbindungsstrecke zwischen Turbine, Tragfläche und Rumpf darstellen. Dieser Teil des Systems wird zusammengefasst als Hauptrohr bezeichnet. Abbildung 2.5 zeigt eine Prinzipskizze des Aufbaus.

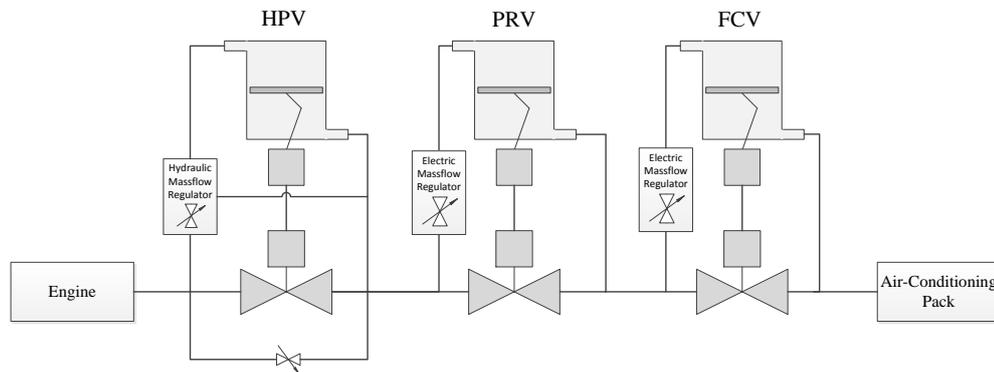


Abbildung 2.3: Prinzipskizze des Aufbaus eines Bleed-Air Systems

Zunächst soll die Funktionsweise der Ventile erklärt und anschließend auf die Lage der einzelnen Ventile und deren spezifische Aufgabe eingegangen werden.

Funktionsprinzip der Ventile

Die Aktuierung der Ventile erfolgt durch die Druckdifferenz über dem Ventil, also dem Druck im Hauptrohr vor und nach dem Ventil. Dafür wird jeweils ein Teilmassenstrom aus der Hauptleitung entnommen und in die Ventilaktuierung geleitet. Vereinfacht lässt sich diese als ein Zylinder beschreiben, der durch einen Kolben in zwei Kammern geteilt wird. Jede der beiden dabei entstehenden Volumen besitzt eine Zuleitung und ist über diese mit der Hauptleitung verbunden. Die Druckdifferenz zwischen den beiden Volumen bewirken eine Kraft auf den Kolben, der über eine mechanische Verbindung mit dem Ventilteller gekoppelt ist. Neben der Druckkraft wirken einige weitere Kräfte, auf die noch näher bei der Vorstellung des Modells in Kapitel 3.1.3 eingegangen wird.

Die Einwirkung des Druckes nach dem Ventil entspricht im regelungstechnischen Sinn der Rückführung einer Systemgröße, was die mechanische Aktuierung bereits zu einer Regelung macht. Die alleinige Auslegung anhand der pneumatischen Hebel in den Zuleitungen ist jedoch zu ungenau, weshalb zusätzliche eine weitere Regelung vorgesehen wird. Diese erfolgt über einen Aktor in der Zuleitung stromaufwärts. Vereinfacht besteht dieser aus zwei Ventilen, die eine Verbindung zwischen Zylindervolumen und Umgebung oder zwischen Zylindervolumen und Hauptrohr freigeben können.

Da in allen Betriebspunkten Gleichung 2.1 gilt, kann unabhängig von den herrschenden Druckverhältnissen durch intelligentes Schalten der Ventile sowohl ein Fluss in das obere Zylindervolumen, als auch aus dem oberen Zylindervolumen realisiert werden.

$$p_{main\ pipe} \gg p_{cylinder\ volume} \gg p_{environment} \quad (2.1)$$

Dabei sind zwei Varianten der Massenstromregler in den Zuleitungen vorgesehen. Ein hydraulischer Aktor, der anhand des Differenzdrucks über eine hydraulische Übersetzung die Ventile steuert und so den Massenfluss vorgibt und eine elektrische Variante, die den

Massenstrom nach einem vorgebbaren Regelgesetz berechnet und stellt. Die pneumatische Variante agiert dabei wesentlich schneller als die elektrische. Abbildung 2.4 zeigt eine Prinzipskizze des Aktors.

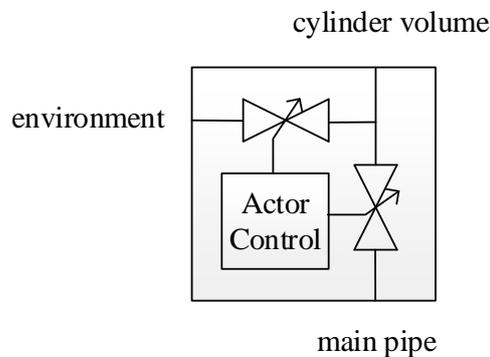


Abbildung 2.4: Prinzipskizze des Aktors für die Regelung des Massenfluss

Mit dieser Lösung wird ein Fail-Safe Konzept verfolgt. Fällt die elektrische Regelung aus, werden die Ventile durch eine Feder in einen Standby Modus versetzt und der elektrische Aktor nimmt keinen Einfluss mehr auf die Regelung. Das System zeigt dann zwar erhebliche Performanceverschlechterungen, ist aber wegen der mechanischen Selbstregelung immer noch stabil.

Ventillagen und Aufgaben

Abbildung 2.5 zeigt eine Darstellung eines Flugzeugs, aus der die Lage der drei Ventile ersichtlich wird. Die Beschreibung der Abfolge der Ventile orientiert sich folgend am zurückgelegten Weg der Zapfluft von der Turbine zur Kabine.

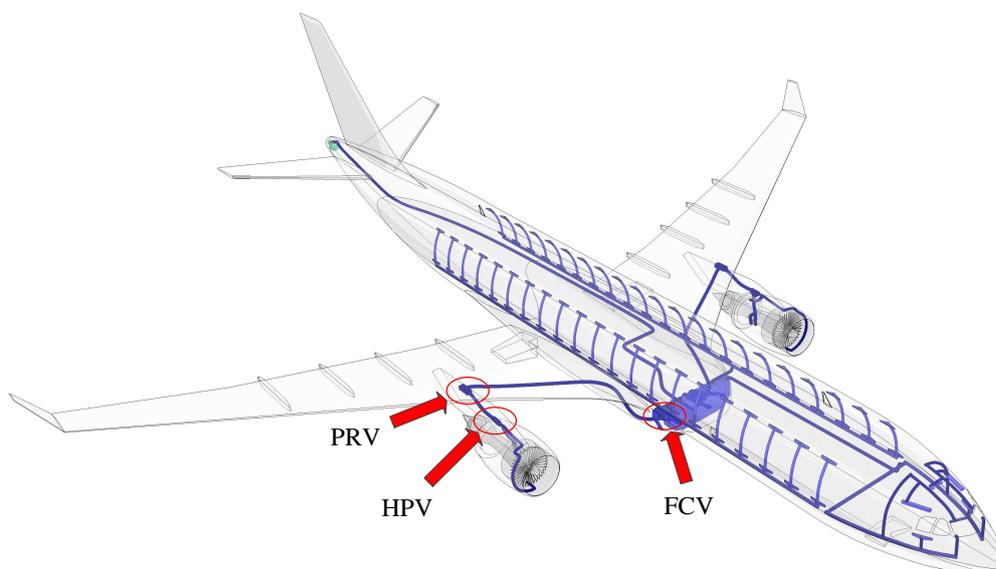


Abbildung 2.5: Lage der Ventile

Das erste Ventil wird als High Pressure Valve (HPV) bezeichnet und befindet sich direkt an der Turbine. Die Rohrlänge zwischen der Entnahmestelle und HPV beträgt zirka einen Meter. Das HPV muss sehr schnell auf Druckschwankungen reagieren und ist daher mit

dem hydraulischen Aktor ausgelegt. Außerdem kann es durch ein Bypassventil umgangen werden. Bei geringen Drücken ist es inaktiv und der Luftstrom passiert den Bypass. Bei hohen Drücken wird der Bypass geschlossen, das HPV wird aktiv und reduziert den Druck vor dem zweiten Ventil.

Das Pressure Regulation Valve (PRV) befindet sich an der Aufhängung der Turbine an der Tragfläche und reduziert den Druck bevor die Luft über das Tragwerk geleitet wird. Es verfügt über eine elektrische Regelung. Dabei ist der exakte Druck, der sich nach dem Ventil einstellt nicht von Belang, wichtig ist jedoch die Einhaltung eines Druckbereichs von 3.4 bis 4.1 bar.

Über eine lange Rohrleitung wird die Luft über die Tragfläche in den Rumpf befördert. Dort befindet sich das dritte ebenfalls elektrisch geregelte Flow Control Valve (FCV). Mit diesem Ventil soll der Massenstrom eingeregelt werden, der in das Air-Conditioning Pack fließt.

2.2 Reibung in Rohr- und Ventilsystemen

Beim Bleed-Air System handelt es sich um ein fluiddynamisches Rohr- und Ventilsystem. Da das System in direktem Kontakt mit der Passagierkabine steht, kann keine Ölschmierung vorgesehen werden, da sonst die Gefahr von Öldämpfen im Passagierbereich besteht. Ohne diese Schmierung nehmen Effekte aus Reibung stark zu und sollen deshalb hier nochmals detailliert beschrieben werden.

Reibung stellt ein komplexes Phänomen dar und ist in vielen technischen und naturwissenschaftlichen Bereichen zu finden. Allgemein formuliert, beschreibt sie die Kraft, die zwischen zwei Körpern wirkt, die sich gegeneinander bewegen. Eine Einteilung erfolgt in äußere und innere Reibung. Erstere tritt in den Grenzflächen von sich berührenden Festkörpern auf, während Zweitere bei der Verformung von Teilchen in Festkörpern oder Fluiden in Erscheinung tritt.

In Rohr- und Ventilsystemen treten beide Reibungsformen auf. Für die Beschreibung der auftretenden Effekte existieren unterschiedliche Modelle und Zusammenhänge. In den folgenden Kapiteln soll der Fokus zunächst auf die Effekte in Rohren und anschließend auf die in Ventile gelegt und Modelle zur Beschreibung vorgestellt werden. Zuletzt soll mit dem Stick-Slip Effekt eine Auswirkung starker Reibung beschrieben werden.

2.2.1 Effekte und Modelle für Rohrreibung

In einem durchströmten Rohr ist auch ohne äußere Krafteinwirkung eine Druckdifferenz zwischen zwei Punkten zu messen. Die Ursache für diesen Druckverlust liegt einerseits an Strömungswiderständen aus Elementen wie Blenden, Bögen oder Reduzierungen und andererseits aus der Interaktion zwischen Fluid und Rohr in der Kontaktfläche, die sich durch Turbulenz und Ablösung äußert. Abbildung 2.2.1 zeigt ein beispielhaftes Rohrelement.

Unter der Voraussetzung einer konstanten Dichte des Fluids existiert für durchströmte Rohrleitungen ein empirischer Zusammenhang für die Beschreibung dieses Druckverlustes. Nach Darcy-Weisbach wird eine Rohrreibungszahl λ für die Verluste aus Wandrei-

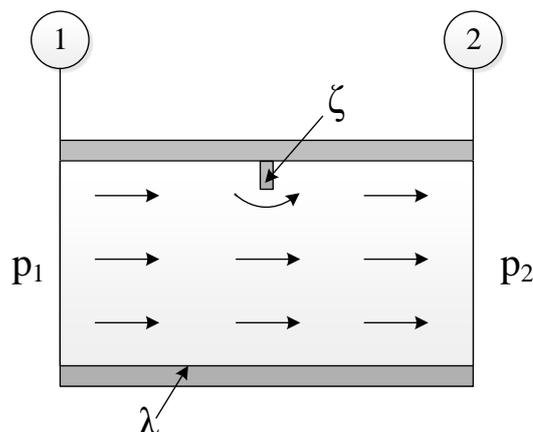


Abbildung 2.6: Illustration zur Rohrreibung

ung und eine Widerstandszahl ζ für die zusätzlichen Strömungshindernisse eingeführt [1, S. 91ff].

$$\Delta p_{12} = \frac{\rho \cdot u^2}{2} \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \zeta_i \right) \quad (2.2)$$

Dabei spielt die Strömungsform eine entscheidende Rolle. Die Rohrreibungszahl ändert sich stark beim Überschreiten der kritischen Reynolds-Zahl, also beim Übergang von laminarer zu turbulenter Strömung. Für Spezialfälle sind analytische Berechnungsformeln bekannt. Beispielsweise kann für eine laminare voll ausgebildete Strömung in einem kreisrunden Rohr die Rohrreibungszahl λ nach Gleichung (2.3) bestimmt werden [1, S. 91], wobei die Reynolds Zahl dafür experimentell ermittelt werden muss.

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (2.3)$$

Für turbulente Strömungen kann die Rohrreibungszahl nur iterativ mit Algorithmen angenähert werden. Die Thematik ist sehr komplex und es existieren verschiedene Ansätze, die im Rahmen dieser Einführung jedoch nicht weiter vertieft werden sollen.

2.2.2 Effekte und Modelle für Ventilreibung

Ventile können allgemein als kurze Rohre beschrieben werden, deren Durchflusswiderstand durch Variation eines Stellteils verändert werden kann. In Ventilen tritt an zwei Stellen unterschiedliche Reibung auf. Im Bereich, der vom Fluid durchströmt wird und in der Ventilaktuation.

Im durchströmten Bereich treten dieselben Formen von Widerständen auf, wie bei Rohrsystemen (siehe Kapitel 2.2.1), die deshalb nicht nochmals erwähnt werden müssen. Da die Länge des Rohrteil oft sehr kurz ausgelegt ist, wird die Rohrreibung an der Ventilwand klein und der Druckverlust resultiert hauptsächlich aus dem Widerstand des Stellteils.

Ganz andere Effekte treten bei der Ventilaktuation auf. In Abbildung 2.2.2 ist zur Illustration ein Schiebeventil abgebildet, es existieren aber viele verschiedene Wirkprinzipien.

Hier soll von einer Aktuation ausgegangen werden, bei der zwei Festkörper eine Relativbewegung gegeneinander ausführen.

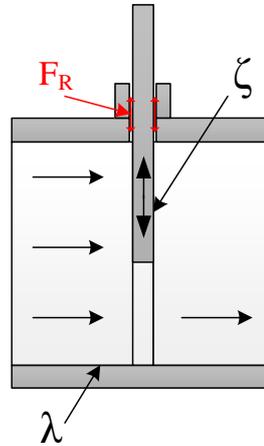


Abbildung 2.7: Illustration zur Ventilreibung

Beim Schiebeventil sind dies die Blende und die Führung der Blende. Zwischen diesen beiden Festkörpern tritt dann eine der Bewegung entgegen gerichtete Kraft auf. Zunächst sollen zwei einfache Modelle zur Beschreibung der Festkörperreibung vorgestellt werden.

- Coulomb Reibung
- Stribeck Effekt

Diese grundlegenden und sehr bekannten Modelle nutzen Funktionen, um statische Zusammenhänge zwischen Normalkraft, Relativgeschwindigkeit und Reibungskraft herzustellen. Häufig bilden Kombinationen aus diesen die Grundlage für komplexere Reibungsmodelle. Mit dem Lund-Grenoble (LuGre) Modell soll ein Beispiel für ein komplexeres Reibungsmodell vorgestellt werden.

Coulomb Reibung

Die Coulombsche Reibung stellt eine Ungleichung für die maximale Reibungskraft auf. Diese hängt dabei von der wirkenden Normalkraft zwischen den beiden Oberflächen und einem Reibungskoeffizienten μ ab. Der Reibungskoeffizient ist nicht konstant und beim Haften, also ohne Relativgeschwindigkeit größer als beim Gleiten. Außerdem hängt er von vielen Größen, wie beispielsweise der Kontaktzeit, der wirkenden Normalkraft, der Gleitgeschwindigkeit, der Rauigkeit der Kontaktflächen und der Temperatur ab [16, S. 131ff]. Für verschiedene Werkstoffpaarungen und Einsatzbedingungen muss dieser experimentell bestimmt werden

$$F_r \leq \mu \cdot F_N \quad (2.4)$$

Stribeck Effekt

Der Stribeck Effekt beschreibt den Verlauf der Reibungskraft in Abhängigkeit der Relativgeschwindigkeit für hydrodynamische Reibung. Dabei werden drei Bereiche im Verlauf der Kurve unterschieden, in denen sich die Reibung unterschiedlich verhält. Im ersten

Bereich ($v \approx 0$) stellt sich bei keiner oder sehr geringer Relativgeschwindigkeit die Grenzreibung ein, die unabhängig von der Geschwindigkeit hoch ist. Im zweiten Bereich findet ein Losreißen statt und die Reibung nimmt stark ab. Dieser Bereich wird als Mischreibung bezeichnet. Zuletzt steigt diese dann wieder linear mit der Geschwindigkeit. Dies wird als Flüssigreibung bezeichnet.

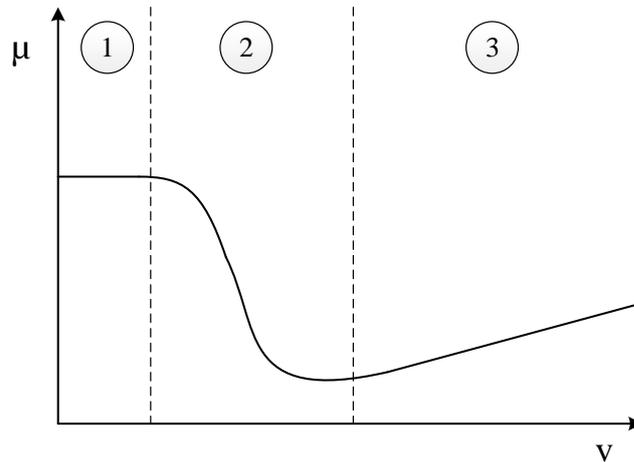


Abbildung 2.8: Qualitativer Verlauf der Reibung nach Stribeck

Lund-Grenoble Reibungsmodell

Das LuGre Reibungsmodell [22] ist ein dynamisches Modell zur Beschreibung von Trockenreibung. Darin wird der Kontakt zwischen zwei festen Körpern durch viele kleine flexible Bürsten modelliert, die sich aneinander verbiegen. Abbildung 2.9 illustriert die Vorstellung. Bei einer Relativbewegung verbiegen sich die Bürsten und verhalten sich dabei wie Federn.

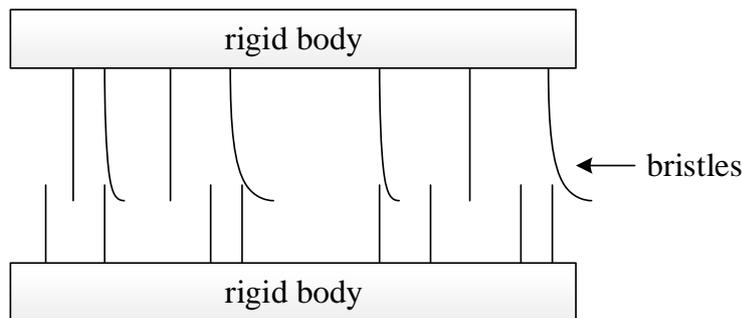


Abbildung 2.9: Modell des Flächenkontaktes nach LuGre. Zur einfacheren Anschauung sind nur die Bürsten des oberen Körpers flexibel

Dafür wird eine Variable z für die durchschnittliche Durchbiegung der Bürsten eingeführt. Die Geschwindigkeit dieser Biegung $\frac{dz}{dt}$ wird durch einen zur Relativgeschwindigkeit der Körper v proportionalem Anteil und einen zusätzlichen nichtlinear von der Geschwindigkeit abhängigen Term $g(v)$ beschrieben werden. Durch diesen Term kann auch der Stribeck Effekt vom Modell abgebildet werden.

$$\frac{dz}{dt} = v - \frac{|v|}{g(v)} z \quad (2.5)$$

Die wirkende Reibungskraft kann dann aus einem Term zur Durchbiegung der Bürsten, einem zur Geschwindigkeit der Biegung und einem Dritten rein von der Relativgeschwindigkeit der Körper abhängigen Term beschrieben werden.

$$F_R = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 v \quad (2.6)$$

Eine Bestimmungsgleichung für die noch undefinierte Funktion $g(v)$ bildet (2.7). Damit kann das Modell mit den sechs Parametern σ_0 (Steifigkeitskoeffizient), σ_1 (Dämpfungskoeffizient), σ_2 (Geschwindigkeitskoeffizient), F_C (Coulomb Anteil), F_S (Stick-Slip Niveau) und v_s (Stribeck Geschwindigkeit) charakterisiert werden. Die Bestimmung dieser Werte kann anhand von Tabellenbüchern oder experimentell erfolgen.

$$\sigma_0 g(v) = F_C + (F_S - F_C) e^{-(v/v_s)^2} \quad (2.7)$$

2.2.3 Stick-Slip Effekt

Der Stick-Slip Effekt beschreibt ein Phänomen, das häufig bei hohen Reibwerten und einer Relativbewegung zweier Festkörper auftritt. Als Ursache dafür ist der starke Abfall des Reibungskoeffizienten beim Übergang zwischen Haftreibung und Gleitreibung zu sehen. Der Stribeck Effekt (siehe Abbildung 2.8) beschreibt diesen Zusammenhang.

Für die Beschreibung des Mechanismus soll ein einfaches Beispiel zu Hilfe genommen werden. Ein Körper wird über eine raue Oberfläche gezogen. Dafür wird über eine Feder, die sich mit konstanter Geschwindigkeit v bewegt, eine Kraft auf den Körper übertragen. Die Reibungskraft wirkt dieser Kraft entgegen [16, S. 191ff].

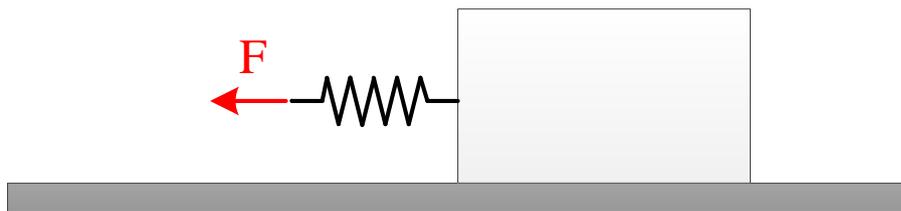


Abbildung 2.10: Illustration des Stick-Slip Effekts

Zunächst befindet sich der Körper in Ruhe. Die über die Feder übertragene Kraft nimmt mit der Auslenkung der Feder zu, ist jedoch kleiner als die maximale Haftreibung, die sich aus Gleichung (2.4) ergibt. Bei einer gewissen Auslenkung übersteigt die Federkraft die maximale Haftreibung und der Körper wird beschleunigt. Gleichzeitig nimmt beim Übergang von Haft- auf Gleitreibung die wirkende Reibungskraft stark ab und die Beschleunigung nimmt zusätzlich zu. Die Entspannung der Feder führt dazu, dass die Beschleunigungskraft auf den Körper abnimmt und sich ab einem gewissen Punkt umkehrt. Der Körper wird abgebremst und kommt schließlich zum Stillstand. Hier nimmt die Reibungskraft nun wieder stark zu und schließt damit einen Stick-Slip Durchlauf ab.

2.3 Simulations- und Modellierungsumgebung Dymola

Dymola ist eine kommerzielle Modellierungs- und Simulationssoftware, die von Dassault Systems vertrieben wird. Die Entwicklung in Dymola basiert auf der open-source Sprache Modelica. Die aktuelle Version von Dymola „2016FD01“ unterstützt Modelica 3.2.1.

Im Folgenden soll zunächst auf die Eigenschaften der Modellierungssprache Modelica eingegangen werden. Anschließend werden kurz relevante Bestandteile der Modelica Standard Library (MSL) vorgestellt. Da Dymola für die Lösung komplexer numerischer Gleichungen und Optimierungsverfahren ungeeignet ist, wird zuletzt auf Möglichkeiten der Kopplung zwischen Dymola und Matlab eingegangen.

2.3.1 Modelica Grundlagen

Modelica ist eine nicht proprietäre Modellierungssprache. Für die Syntax von Modelica gibt es keine festgeschriebene Norm, sondern die Sprache befindet sich in einem kontinuierlichen Entwicklungsprozess. Die Eigenschaften von Modelica können prägnant in drei Konzepten zusammengefasst werden [20, S. 3ff]:

- Objektorientierung
- Modellierung mittels Differential Algebraic Equation (DAE)
- Multidisziplinäre physikalische Modellierung

Objektorientierung

Die Objektorientierung ist ein zentrales Konzept der Softwareentwicklung. Bei der Modellierung werden Klassen definiert, in denen die Eigenschaften einer Menge von Objekten beschrieben werden. Beim Aufbau eines größeren Modells werden Instanzen dieser Klassen, sogenannte Objekte mit bestimmten Eigenschaftsausprägungen instanziiert. Dies dient der Generalisierung und Wiederverwendung von Programmcode. Durch die Aufteilung eines Modells in Klassen kann außerdem eine Strukturierung und hierarchische Gliederung vorgenommen werden. Dies unterstützt die Übersichtlichkeit bei großen Systemen.

In Modelica gibt es verschiedene Arten von Klassentypen (model, connector, record, block, type). Der wichtigste und am häufigsten verwendete ist das „model“. Die Definition dieser Klassenform teilt sich in zwei Abschnitte:

- Definition von Attributen
- Aufstellen von Gleichungen

Attribute können Konstanten, Parameter, Variablen oder Instanzen anderer Klassen sein und haben einen Datentyp (Integer, Boolean, Real oder String). Im Gegensatz zu Variablen verändern Parameter und Konstanten ihren Wert während einer Simulation nicht. Konstanten können nur bei der Implementierung der Klasse festgelegt werden, während Parameter bei der Instanziierung eines Objektes initialisiert werden. Außerdem können über Eingänge, Ausgänge und Ports für die Klassen Schnittstellen zu anderen Objekten definiert werden.

Der Gleichungsabschnitt wird mit dem Signalwort „equation“ eingeleitet. Dort werden Beziehungen zwischen den Attributen festgelegt und damit die Variablen eindeutig beschrieben. Die Hinterlegung von Logik in Form von Verzweigungen (if .. else) und von Differentialalgebra ($der(x) = \dot{x}$) ist auch möglich. In einem extra Abschnitt können Gleichungen zur Initialisierung der Attribute bei Simulationsbeginn festgelegt werden. Zur Veranschaulichung soll das Modell eines Einmassenpendels genutzt werden.

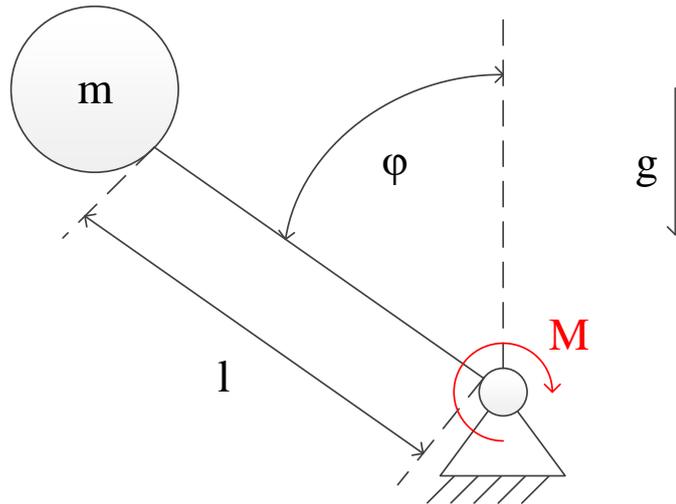


Abbildung 2.11: Skizze Einmassenpendel

Abbildung 2.11 zeigt schematisch den Aufbau von Modelica Code am Beispiel des Einmassenpendels. Dabei wird das Moment als Eingangsgröße und der aktuelle Winkel als Mess- bzw. Ausgangsgröße angenommen. Abbildung 2.12 zeigt eine Realisierung in Dymola [20, S. 18f]. Dazu soll eine Diagrammform eingeführt werden, die im Verlauf der Arbeit noch öfter zum Einsatz kommt. Der linke Teil zeigt einen Ausschnitt der Klassendefinition. Aus dieser sind die deklarierten Konstanten, Parameter und Variablen zu entnehmen. In der mittleren Abbildung ist die Struktur ersichtlich, in der die Elemente der Standardbibliothek mit selbstgeschriebenen Code kombiniert werden. Der rechte Teil symbolisiert das Icon der neu definierten Klasse. Dies wird benutzt, wenn die Klasse in einem anderen Modell instanziiert wird. Als Beispiel könnten ein Regler und ein Elektromotor erstellt und daraus ein geschlossener Regelkreis simuliert werden.

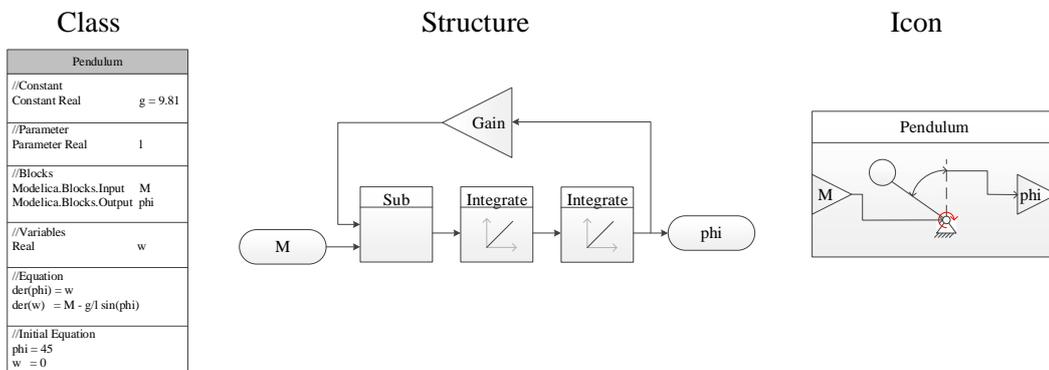


Abbildung 2.12: Realisierung des Einmassenpendels in Dymola

Akausale Modellierung mittels DAE

In vielen Modellierungsumgebungen, wie zum Beispiel in Simulink, werden Modelle durch Ordinary Differential Equation (ODE) erstellt. Dafür muss die Richtung des Signalfusses jedoch festgelegt und die Gleichungen danach aufgelöst werden. Modelica dagegen arbeitet mit DAE. Dies hat den Vorteil, dass Gleichungen nicht aufgelöst werden müssen, um die Richtung der Signalfüsse zu bestimmen [20, S. 11f]. Dies wird zur numerischen Lösung durch den Solver übernommen.

In diesem Zusammenhang soll das Modelica-Connector Prinzip vorgestellt werden [20, S.39]. Ein „Connector“ bildet eine richtungsungebundene Schnittstelle zwischen verschiedenen Objekten. Mit der Verbindung zweier Connectors werden Kopplungsterme für die jeweilige physikalische Domäne aufgestellt. Beispielsweise werden bei der Verbindung von fluiddynamischen Systemen, wie z.B. einem Rohrsystem an den Connectors zweier Komponenten die Bernulli Gleichung und eine Enthalpie Gleichung aufgestellt.

Für jede physikalische Schnittstelle existiert dabei in der MSL ein eigener Connector. Abbildung 2.13 zeigt eine Möglichkeit das Pendel mittels DAE zu modellieren. Im Beispiel wird das Moment zur Vereinfachungen weggelassen.

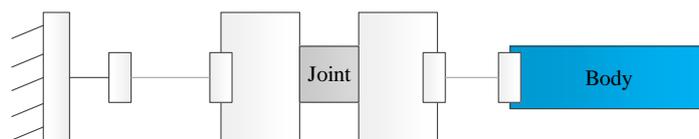


Abbildung 2.13: Realisierung des Einmassenpendels in Dymola mittels DAE

Multidisziplinäre physikalische Modellierung

Modelica bietet die Möglichkeit für viele verschiedene Domänen zu modellieren und damit alle Facetten eines Problems zu beschreiben. Dies soll am Beispiel eines Elektromotors für die Steuerung des Einmassenpendels beschrieben werden. In diesem werden die beiden Domänen Mechanik und Elektrik miteinander gekoppelt. Im Elektrik Teil wird aus der Spannung und dem Strom das wirkende Drehmoment bestimmt. Im mechanischen Teil wird aus dem Moment die Kinematik des Systems bestimmt. Abbildung 2.14 zeigt die Modelica Realisierung.

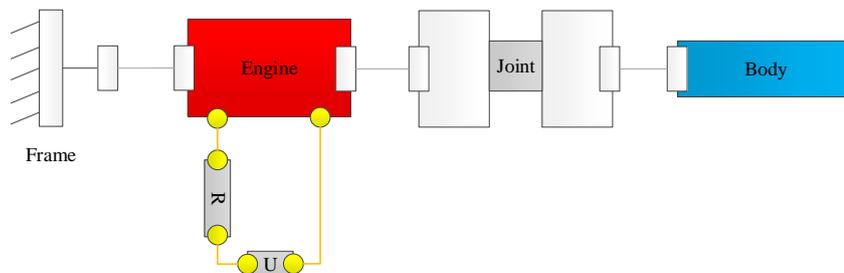


Abbildung 2.14: Multidisziplinäre Modellierung in Dymola

2.3.2 Die Modelica Standard Library

Die MSL wird direkt bei der Installation von Dymola mitgeliefert und stellt eine breite Basis für die physikalische Modellierung. Folgende Domänen werden dabei durch eine eigene Bibliothek berücksichtigt [5, S. 142ff] :

- Elektrik
- Magnetik
- Mechanik
- Fluiddynamik
- Thermik

Im Rahmen der Arbeit werden hauptsächlich die Bibliotheken für Fluiddynamik, Mechanik und Thermik verwendet, weshalb sich die Vorstellung auf diese beschränken soll. Da die einzelnen Bibliotheken bereits recht umfangreich sind, werden nur zentrale und häufig verwendete Komponenten vorgestellt.

Fluid Bibliothek

Mit der Modelica Fluid Bibliothek können eindimensionale thermo-fluiddynamische Ströme abgebildet werden. Die Bibliothek enthält dabei Modelle von Rohren, Ventilen, Verbindungsstücken, Pumpen, Speichervolumen und Sensoren [5, S. 59].

Es existieren zwei Rohrmodelle, das „Static Pipe“ und das „Dynamic Pipe“. Beide stellen kreisrunde gerade Rohre dar, für die Massenerhaltungs-, Impulserhaltungs- und Energieerhaltungsgleichungen aufgestellt werden. Die beiden Rohrenden werden durch Connectoren, den „Fluid Ports“ dargestellt. Das „Static Pipe“ besteht nur aus den zwei thermodynamische Zuständen an den Rohrenden, während die Anzahl an enthaltenen Zuständen beim „Dynamic Pipe“ vorgegeben werden kann. Damit wird eine Volumendiskretisierung vorgenommen, die es auch ermöglicht Massen- und Energiespeicherung im Rohr abzubilden.

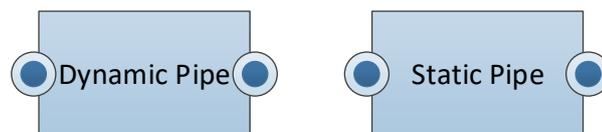


Abbildung 2.15: Rohrmodelle der Fluid Bibliothek

Zwei einfache Ventilmodelle stellen das „Valve linear“ und das „Valve discrete“ dar. Bei Beiden wird durch einen nominalen Massenfluss bei einer nominalen Druckdifferenz ein Flusskoeffizient bestimmt. Anhand einer vorgebbaren Ventilöffnung und der herrschenden Druckdifferenz wird der Massenfluss durch das Ventil bestimmt, wobei noch Effekte, wie ein Leckagestrom bei geschlossenem Ventil abgebildet werden. Während beim „Valve linear“ der Öffnungswinkel frei vorgegeben werden kann, existieren beim „Valve diskrete“ nur die beiden Zustände „Geschlossen“ oder „Offen“.

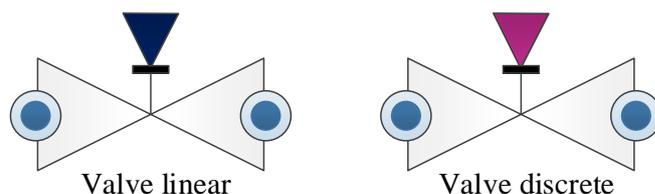


Abbildung 2.16: Ventilmodelle der Fluid Bibliothek

Zwei weitere häufig verwendete Blöcke sind das „Volume“ und die „Boundary“. Mit einer Randbedingung kann ein fester thermodynamische Zustand oder eine ganze Zustandstrajektorie vorgegeben werden. Das Volumenmodell stellt einen Speicherbaustein dar. Über Massenerhaltung, Impuls- und Energiegleichungen werden Massen und Energieflüsse in und aus dem Volumen bestimmt.

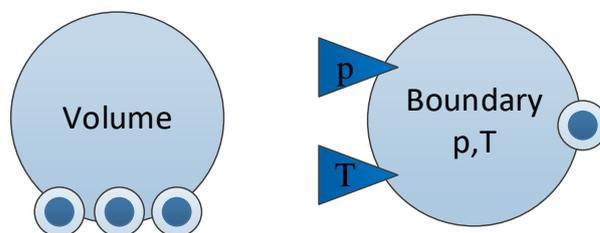


Abbildung 2.17: Volumenmodell und Randbedingung der Fluid Bibliothek

Mechanik Bibliothek

Die Mechanik Bibliothek bildet sowohl eindimensionale als auch dreidimensionale Bewegungen ab. Dabei beinhaltet sie verschiedene Körpermodelle, Gelenke, Kräfte, Randbedingungen und Sensoren [5, S. 59]. Für die einzelnen Komponenten werden Kräfte- und Drehmomentengleichgewichte gelöst. Abbildung 2.18 zeigt jeweils eine Variante eines Körpers, eines Koordinatensystemes und eines Gelenks.

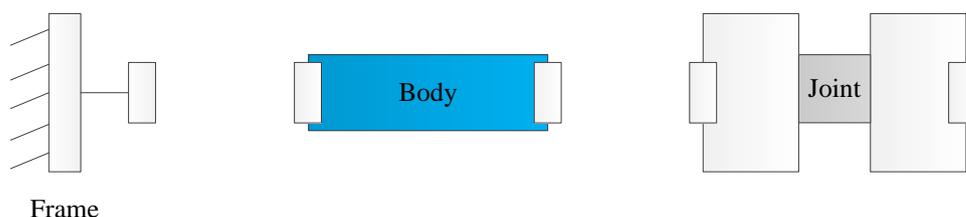


Abbildung 2.18: Ausschnitt der Mechanik Bibliothek

In jedem Modell muss zunächst mit einem „World Frame“ ein Koordinatenursprung festgelegt werden. Mit einem „Frame“ kann dann ein Fixpunkt im Raum definiert werden. Der Ort des Fixpunktes wird durch einen Vektor vom Ursprung aus definiert. Außerdem gibt es verschiedene vordefinierte Körpermodelle. Beispielsweise für gerade Rohre und Quader. Mit der Vorgabe des Trägheitstensors, eines Massenmittelpunktes und der Eckpunkte können jedoch auch beliebige Körper dargestellt werden. Mit Gelenken wird die Bewegungsfreiheit des Mehrkörpersystems eingeschränkt. Dabei existieren für verschiedene Gelenkformen jeweils eigene Modelle.

Thermik Bibliothek

Die Thermik Bibliothek ermöglicht es, eindimensionale Wärmeübertragung zu modellieren. Dabei stehen Wärmequellen, Übertragungsmedien, und Wärmeübertragungs- bzw. Isolationsmodelle zur Verfügung. Für die einzelnen Komponenten werden Wärmeübertragungs- und Flussgleichungen gelöst [5, S. 59].

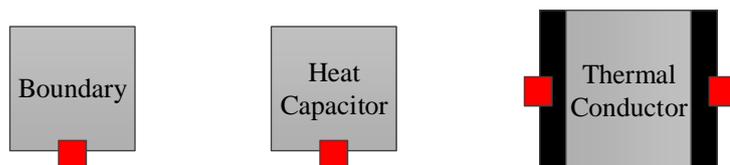


Abbildung 2.19: Ausschnitt der Thermal Bibliothek

Mit einer „Boundary“ kann eine feste Temperatur als Randbedingung vorgegeben werden. Dies entspricht bei vielen Anwendungen einer relativ guten Schätzung der Umgebungsbedingungen. Über die Vorgabe der spezifischen Wärmekapazität und der Masse eines Körpers, kann dieser als thermische Masse („Heat Capacitor“) dargestellt werden. Außerdem können Wärmeübergänge („Thermal Conductor“) über die Angabe des Produkts aus Wärmeübergangskoeffizient und Übergangsfläche modelliert werden.

2.3.3 Kopplung mit Matlab

In den vorherigen Kapiteln wurde Modelica hauptsächlich als Modellierungswerkzeug vorgestellt. In diesem Kapitel soll nun der Fokus auf die Simulation und der skriptbasierten automatisierten Ablaufsteuerung gelegt werden. Speziell im Bereich der Optimierung stellt Matlab ausgereifte Tools zur Verfügung, während Dymola dafür weniger geeignet ist. Zunächst soll deshalb kurz auf das Vorgehen bei einer Simulationsdurchführung in Dymola eingegangen und dann zwei Möglichkeiten zur Kopplung von Dymola und Matlab vorgestellt werden.

Simulation in Dymola

Für die Durchführung einer Simulation muss das Simulationsmodell zunächst einmalig übersetzt werden, bevor die Lösung des Anfangswertproblems berechnet werden kann. Bei der Übersetzung des Modelica Codes findet eine Syntaxüberprüfung statt. Sind keine Fehler im Code enthalten, wird das Modell in C-Code übersetzt und ein ausführbares Programm (dymosim.exe) und eine Textdatei (dsin.txt) erzeugt. Beim Start der Simulation wird zunächst die Datei dsin.txt mit den im Modell festgelegten Startwerten und Solvereinstellungen beschrieben und die ausführbare „dymosim.exe“ gestartet. Diese liest die Textdatei ein und führt anhand dieser Informationen die numerische Integration durch. Bereits während der Berechnung der Lösung wird eine Datenbankdatei (.mat) erstellt, in der die Simulationsergebnisse online gespeichert werden. Standardmäßig wird der Verlauf aller Variablen gespeichert [6, S. 393ff].

Neben der Durchführung von Simulationen in der Benutzeroberfläche ist in Dymola auch eine Steuerung mittels Befehlen in einer Konsole möglich. Diese Befehle, wie das Übersetzen des Modells, das Starten der Simulation oder die Zuweisung von Parametern, können auch in einem Modelica Skript (.mos) ausgeführt werden. Diese Skriptsprache

bietet jedoch kaum bestehende Funktionen für komplexe Aufgaben, wie der Lösung von Riccati-Gleichungen oder anderen Optimierungsaufgaben.

Simulation in Matlab

Die Simulationsumgebung „Simulink“ bietet die Möglichkeit Modelle aus Dymola zu importieren. Dazu wird der Modelica Code in C-Code übersetzt und in Simulink als S-Funktion importiert. Das Dymola Modell ist dann als Block in Simulink verfügbar und kann dort mit anderen Elementen der Umgebung kombiniert werden. Dabei werden vom Simulink Block nur mehr die Ein- und Ausgänge des Dymola Modells abgebildet. Der Rest ist im Sinne einer Black-Box unbekannt [5, S232].

Bei der Reglerauslegung ist dies jedoch hinderlich, da für eine ausreichende Systemanalyse des geschlossenen Regelkreises nicht nur einzelne Messgrößen sondern das komplette Modellverhalten betrachtet werden sollte. Außerdem ist die Geschwindigkeit der Lösungsberechnung in Simulink durch die Übersetzung wesentlich langsamer als die direkte Berechnung der Lösung mit der „dymosim.exe“, da die in Dymola integrierten Solver besser auf den resultierenden C-Code aus den DAE abgestimmt sind. Ferner müssten die Regler zweimal, sowohl in Simulink zur Parameterbestimmung, als auch in Dymola implementiert werden, um ein durchgängiges Modell des geschlossenen Regelkreises zu erhalten. Aus diesen Gründen soll von der Vorgehensweise abgesehen werden.

Dymola Matlab Verbindung

Die Verbindung zwischen Dymola und Matlab kann über die Dymola Konsole und die Ergebnisdatei der Simulation stattfinden. Die dafür benötigten Funktionen existieren bereits und sind bei der Installation von Dymola bereits enthalten. Drei Befehle sollen kurz vorgestellt werden.

Mit dem Befehl „dymola('command')“ kann ein Dymola Befehl als String direkt in die Dymola Console geschrieben werden. Somit können aus einem (.m) File Parameterzuweisungen stattfinden, Modelle übersetzt werden, oder auch Simulationen gestartet werden.

Mit den Befehlen „dymload('path')“ und „dymget('VariableName')“ können die Ergebnisdateien analysiert werden. Mit ersterem wird die (.mat) Datei geladen und im Matlab Workspace gespeichert. Anhand des Dymola Variablennamen können dann einzelne Verläufe aus der (.mat) Datei als Vektoren herausgegriffen werden. So können diese dann gespeichert oder weiter verarbeitet werden.

Somit kann der komplette Ablauf während der Reglerabstimmung von einem Matlab Programm ausgeführt werden. Außerdem ist in der Dymola Umgebung ein geschlossener Regelkreis vorhanden und es entsteht ein durchgängiges System.

2.4 Ausgewählte Bereiche der Mehrgrößenregelung

In diesem Kapitel soll auf ausgewählte Bereiche der Mehrgrößenregelung eingegangen werden. Zunächst soll dabei der Begriff des Mehrgrößensystems eingeführt werden. Anschließend wird auf die Zustandsregelung eingegangen und dabei der Linear Quadratic Gaussian (LQG) als ein spezifischer Zustandsregler vorgestellt.

2.4.1 Mehrgrößensysteme

Zuerst soll der Unterschied zwischen Ein- und Mehrgrößensystemen definiert werden. Beim Eingrößensystem wirkt auf die Systemdynamik nur eine Eingangsgröße und es soll lediglich der Verlauf einer Ausgangsgröße gezielt beeinflusst werden. Diese Systeme werden deshalb als Single Input Single Output (SISO) Systeme bezeichnet. Bei Mehrgrößensystemen können n Eingangsgrößen auf das System wirken und das System kann m Ausgangsgrößen haben, weshalb diese als Multiple Input Multiple Output (MIMO) Systeme bezeichnet werden. Die Anzahl der Eingangsgrößen entspricht im Allgemeinen nicht der Anzahl an Ausgangsgrößen ($m \neq n$).

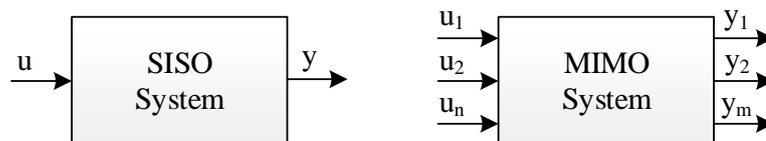


Abbildung 2.20: Ein- und Mehrgrößensysteme

Bei vielen technischen Problemstellungen müssen mehrere Größen gleichzeitig geregelt werden. Zunächst sollen noch die Begriffe Linearität und Kopplung eingeführt werden.

Linearität

Für die Linearität einer Strecke muss die Linearität der einzelnen Übertragungsglieder überprüft werden. Dafür muss ein Glied \mathbf{G} zwei Bedingungen erfüllen [10, S. 47].

$$\begin{aligned} \text{Verstärkungsprinzip: } & \mathbf{G}(\mathbf{k} \cdot \mathbf{u}) = \mathbf{k} \cdot \mathbf{G}(\mathbf{u}) \\ \text{Überlagerungsprinzip: } & \mathbf{G}(\mathbf{u} + \tilde{\mathbf{u}}) = \mathbf{G}(\mathbf{u}) + \mathbf{G}(\tilde{\mathbf{u}}) \end{aligned} \quad (2.8)$$

Dabei bezeichnen \mathbf{u} und $\tilde{\mathbf{u}}$ zwei Eingangsvektoren der Dimension $(n \times 1)$, die überlagert werden. Sind die Linearitätsbedingungen erfüllt, kann ein Mehrgrößensystem mit den Matrizen $\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{C}, \mathbf{D}$ folgendermaßen beschrieben werden, wobei der Durchgriffsterm $\mathbf{D}\mathbf{u}$ bei technisch relevanten Problemen häufig verschwindet [10, S. 320].

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u} \end{aligned} \quad (2.9)$$

Anderenfalls muss das System mit der allgemeinen Darstellungsform beschrieben werden:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{f}(\mathbf{x}) + \mathbf{g}(\mathbf{u}) \\ \mathbf{y} &= \mathbf{c}(\mathbf{x}) \end{aligned} \quad (2.10)$$

Kopplung

Wirkt eine Stellgröße auf mehr als eine Ausgangsgröße dann wird das System als gekoppelt bezeichnet. Systeme mit weniger oder mehr Eingangsgrößen als Ausgangsgrößen sind zwangsweise verkoppelt. Bei der Entkopplung eines Systems wird vor Aufschalten der Stellgrößen mit der Inversen der Kopplungsbeziehung jeder Stellgröße eindeutig eine Regelgröße zugeordnet. Dies ist jedoch nicht für alle Systeme möglich. Voraussetzung

ist der volle Rang der Entkoppelbarkeitsmatrix. Aus dieser Matrix können die Entkopplungsterme bestimmt werden. Auf den genauen Vorgang soll jedoch nicht weiter eingegangen werden, da er für den Verlauf der Arbeit nicht relevant ist. Für das genaue Vorgehen sei auf [10, S. 255ff] verwiesen.

Der Einfachheit halber, sollen in diesem Kapitel nur mehr lineare Systeme betrachtet werden. Abbildung 2.21 zeigt ein Strukturbild einer linearen Mehrgrößenstrecke ohne Durchgriffsmatrix. Dabei ist eine Anfangsstörung \mathbf{x}_0 integriert.

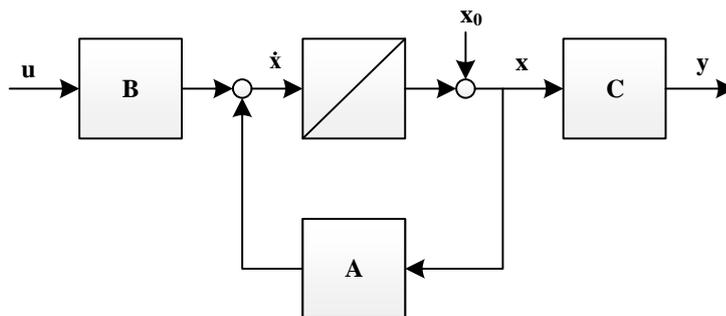


Abbildung 2.21: Allgemeines lineares Mehrgrößensystem
[10, S.320]

2.4.2 Zustandsregelung

Die Zustandsregelung wird häufig eingesetzt, wenn eine schnelle Regelung mit einer hohen Regelgüte gefordert wird. Sie kann sowohl für Ein-, als auch für Mehrgrößensysteme verwendet werden.

Für die Realisierung einer solchen Regelung muss der komplette Zustandsvektor des Systems zurückgeführt werden. Anhand einer Rückführmatrix \mathbf{R} wird aus dem Zustandsvektor dann das Stellsignal nach Gleichung (2.11) berechnet.

$$\mathbf{u} = -\mathbf{R} \cdot \mathbf{x} \quad (2.11)$$

Abbildung 2.22 zeigt den geschlossenen Regelkreis einer einfachen linearen Zustandsregelung. [10, S.321]

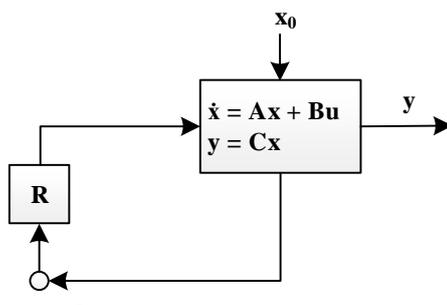


Abbildung 2.22: Aufbau eines Zustandsreglers

Kombiniert man Gleichung 2.9 und 2.11, erhält man die Zustandsgleichungen des geschlossenen Regelkreises aus Abbildung 2.22.

$$\dot{\mathbf{x}} = (\mathbf{A} - \mathbf{B}\mathbf{R})\mathbf{x} \quad (2.12)$$

Können durch geeignete Wahl der Rückführmatrix \mathbf{R} die Pole der Systemmatrix $(\mathbf{A} - \mathbf{B}\mathbf{R})$ in die linke komplexe Halbebene gelegt werden, dann kann das System mit der Anfangsstörung \mathbf{x}_0 durch die Regelung stabilisiert und in die $\mathbf{0}$ überführt werden [10, S.328]

Durch die Zustandsregelung können eine Anfangsstörung und Systemstörungen ausgeregelt werden. Für die Gestaltung des Führungsverhaltens hingegen wird eine Vorsteuerung benötigt. Abbildung 2.23 zeigt die dabei entstehende Reglerstruktur [10, S. 322ff].

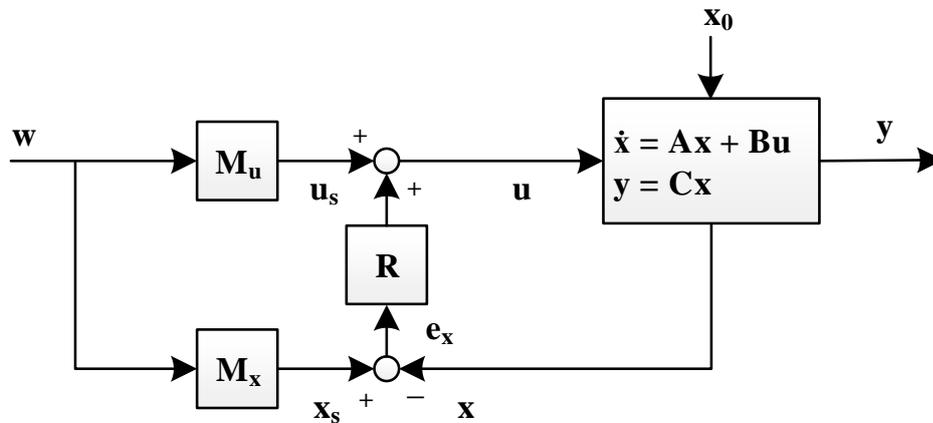


Abbildung 2.23: Aufbau eines Zustandsreglers mit Vorsteuerung

Die beiden Vorsteuermatrizen \mathbf{M}_x und \mathbf{M}_u können für den stationären Zustand anhand der Gleichungen (2.13) ermittelt werden. Diese sind vom erstellten Regler unabhängig. Das weitere Vorgehen zur Berechnung der Matrizen soll nicht genauer ausgeführt werden. Für eine detaillierte Herleitung sei auf [10, S.323 ff] verwiesen.

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_s &= \mathbf{M}_x \mathbf{w} \\ \mathbf{u}_s &= \mathbf{M}_u \mathbf{w} \end{aligned} \quad (2.13)$$

2.4.3 LQG Regler

Beim LQG handelt es sich um einen linearen Regler, der ein quadratisches Gütemaß minimiert. Der LQG besteht dabei aus einem Kalman Filter als Zustandsbeobachter und einem Linear Quadratic Regulator (LQR) als Zustandsregler [18, S. 344ff].

Die Regelstrecke wird als linear und die Systemdynamik als bekannt angenommen. Als Störgrößen wirken Modellrauschen \mathbf{w}_n und Messrauschen \mathbf{w}_d . Diese werden gewöhnlich als stochastisch verteilt angenommen und wirken über die konstanten Dichtematrizen \mathbf{V} und \mathbf{W} ein.

$$\begin{aligned} \mathbf{E}\{\mathbf{w}_d(t)\mathbf{w}_d(t)^\mathbf{T}\} &= \mathbf{W}\delta(t - \tau) \\ \mathbf{E}\{\mathbf{w}_n(t)\mathbf{w}_n(t)^\mathbf{T}\} &= \mathbf{V}\delta(t - \tau) \\ \mathbf{E}\{\mathbf{w}_d(t)\mathbf{w}_d(t)^\mathbf{T}\} &= \mathbf{0}, \quad \mathbf{E}\{\mathbf{w}_n(t)\mathbf{w}_n(t)^\mathbf{T}\} = \mathbf{0} \end{aligned} \quad (2.14)$$

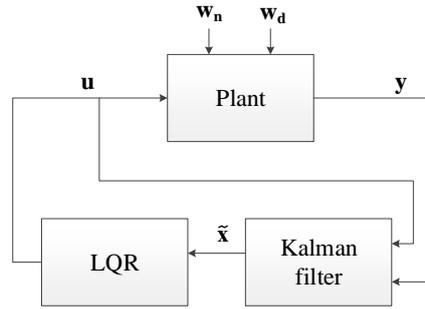


Abbildung 2.24: Aufbau eines LQG Reglers

Dabei ist \mathbf{E} der Erwartungsoperator und δ die Delta Funktion. Mit den Störgrößen kann die Dynamik des offenen Regelkreises beschrieben werden.

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{w}_d \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u} + \mathbf{w}_n\end{aligned}\quad (2.15)$$

Damit kann das Optimierungsproblem als Minimierung eines Gütemaßes J formuliert werden:

$$J = \mathbf{E}\left\{\lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{t} \int_0^T \mathbf{x}^T \mathbf{Q} \mathbf{x} + \mathbf{u}^T \mathbf{R} \mathbf{u} dt\right\}\quad (2.16)$$

\mathbf{Q} und \mathbf{R} sind dabei konstante Gewichtsmatrizen, wobei $\mathbf{Q} = \mathbf{Q}^T \geq \mathbf{0}$ positiv definit und $\mathbf{R} = \mathbf{R}^T > \mathbf{0}$ positiv semidefinit ist. Die Lösung des LQG Problems ist als Separationstheorem bekannt. Danach sind der Entwurf von optimalem Beobachter und optimalem Regler voneinander unabhängig und können getrennt durchgeführt werden.

Optimaler Regler

Die Auslegung des optimalen linearen Reglers ist als LQR Problem bekannt. Dabei wird die Strecke aus Gleichung (2.15) ohne die Störgrößen \mathbf{w}_d und \mathbf{w}_n betrachtet.

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u}\end{aligned}\quad (2.17)$$

Auch das Gütemaß vereinfacht sich:

$$J = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{t} \int_0^t \mathbf{x}^T \mathbf{Q} \mathbf{x} + \mathbf{u}^T \mathbf{R} \mathbf{u} dt\quad (2.18)$$

Die Minimierung des Gütemaßes erfolgt durch die Lösung der Ricatti Gleichung, für die ausgereifte numerische Verfahren existieren.

$$\mathbf{A}^T \mathbf{X} + \mathbf{X} \mathbf{A} - \mathbf{X} \mathbf{B} \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{X} + \mathbf{Q} = \mathbf{0}\quad (2.19)$$

Aus der eindeutigen und positiv-semidefiniten Lösung der Ricatti Gleichung $\mathbf{X} = \mathbf{X}^T \geq \mathbf{0}$ kann die optimale Zustandsrückführung berechnet werden:

$$\mathbf{K}_r = \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{X}\quad (2.20)$$

\mathbf{K}_r ist eine konstante Matrix und unabhängig von \mathbf{W} und \mathbf{V} . Vorausgesetzt ist dabei die Messung des kompletten Zustandsvektors zur Zustandsrückführung. Der quadratisch optimale lineare Regler ergibt sich durch:

$$\mathbf{u} = -\mathbf{K}_r \mathbf{x} \quad (2.21)$$

Optimaler Beobachter

Die Messung aller Zustandsgrößen ist in Realität häufig zu teuer, zu aufwendig, oder technisch nicht realisierbar. Deshalb werden diese durch das Wissen über die Systemdynamik häufig nur geschätzt. Beim LQG Regler wird dafür eine lineare Zustandsbeobachtung ausgelegt. Die quadratisch optimale Zustandsschätzung $\hat{\mathbf{x}}$ des Zustands \mathbf{x} ist durch einen Kalman Filter gegeben.

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}} = \mathbf{A}\hat{\mathbf{x}} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{K}_f(\mathbf{y} - \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}}) \quad (2.22)$$

Die Wahl von \mathbf{K}_f , die das Gütemaß $\mathbf{E}\{[\mathbf{x} - \hat{\mathbf{x}}][\mathbf{x} - \hat{\mathbf{x}}]^T\}$ minimiert, ist gegeben durch:

$$\mathbf{K}_f = \mathbf{Y}\mathbf{C}^T\mathbf{V}^{-1} \quad (2.23)$$

wobei $\mathbf{Y} = \mathbf{Y}^T \geq \mathbf{0}$ wiederum die eindeutige und positiv-semidefinite Lösung der Riccati Gleichung (2.24) bildet. Auch diese Lösung ist unabhängig von den beiden Gewichtungsmatrizen \mathbf{Q} und \mathbf{R} .

$$\mathbf{Y}\mathbf{A}^T + \mathbf{A}\mathbf{Y} - \mathbf{Y}\mathbf{C}^T\mathbf{V}^{-1}\mathbf{C}\mathbf{Y} + \mathbf{W} = \mathbf{0} \quad (2.24)$$

LQG Regler

Die beiden Lösungen der Riccati Gleichungen für den Regler (2.20) und den Beobachter (2.23) sind offensichtlich voneinander unabhängig. Dies rechtfertigt die unabhängige Auslegung der beiden Bestandteile des LQG Reglers. Aus (2.21) und (2.22) kann das optimale Regelgesetz beschrieben werden.

$$\mathbf{u} = -\mathbf{K}_r \hat{\mathbf{x}} \quad (2.25)$$

2.5 Theorie zur Kompensation von Ventilreibung

Bleed-Air Systeme sind in Flugzeugen weit verbreitet, deren Entwicklung liegt jedoch direkt bei den Herstellern selbst oder bei Zulieferern und ist kein Bereich umfassender universitärer Forschung. Dementsprechend existieren wenige wissenschaftliche Veröffentlichungen explizit zu diesem Thema. Diese beschäftigen sich mit speziellen Auslegungsrichtungen. Beispielsweise adressiert [17] die Reduzierung des Verbrauchs der Zapfluft zur Steigerung des Wirkungsgrades der Turbine. [4] zeigt die Regelung eines Air Management Systems mittels eines adaptiven Algorithmus. Die Vorgehensweisen sind jedoch sehr auf die spezifischen Modelle zugeschnitten und deshalb für die vorliegende Arbeit nicht anwendbar.

Als Grundlage für die Arbeit sollen deshalb problemspezifische Methoden für die Kompensation von reibungsbedingtem Stick-Slip Verhalten an pneumatischen Ventilen recherchiert werden.

Den Stand der Technik für die Regelung solcher reibungsbehafteter Ventile bilden simple PI Regler. Diese werden in allen aufgeführten Veröffentlichungen als Vergleichsgrundlage genutzt. Die bisherigen Ansätze der Forschung lassen sich anhand von zwei Kriterien unterteilen:

- „One move approach“ oder „two move approach“
- Existenz eines Reibungsmodells

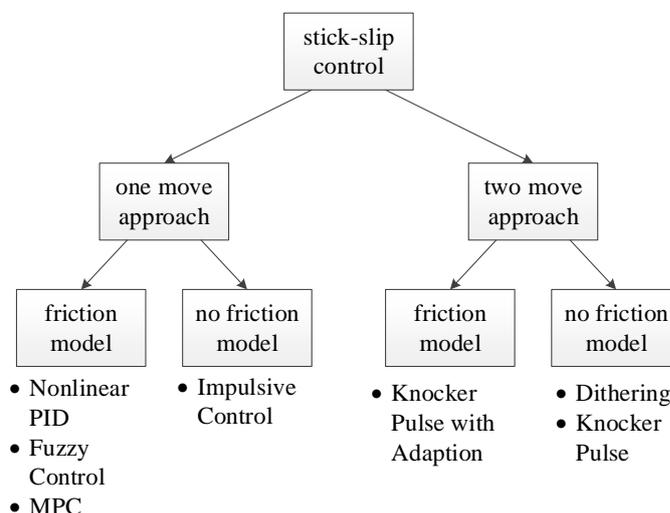


Abbildung 2.25: Regelkonzepte für Systeme mit Stick-Slip Verhalten

2.5.1 One-Move Approach

Bei dieser Herangehensweise findet die Erstellung des Reglers in einem Schritt statt. Es gibt also keine klare Trennung zwischen linearer Regelung und Reibungskompensation. Im Folgenden werden mit der „Impulsive Control“ eine Variante ohne und anschließend zwei Ansätze mit einem Reibungsmodell vorgestellt.

2.5.1.1 Impulsive Control

Bei der Impulsive Control wird das Stellsignal pulsartig gestaltet. Die Pulse haben einen Mittelwert ungleich 0 und müssen an das jeweilige Problem kalibriert werden. Impulsive Control darf dabei nicht mit der Pulsweitenmodulation (PWM) verwechselt werden, die bei vielen digitalen Steuergeräten zur Ansteuerung von Motoren zum Einsatz kommt. Bei der PWM liegen die Pulsfrequenzen im kHz Bereich und durch die Trägheit der Motoren wird das erzeugte Drehmoment gefiltert und ist somit konstant. Bei der Impulsive Control sind die Frequenzen sehr viel niedriger und die Bewegung des Aktors soll explizit durch die Pulse beeinflusst werden. Eine Übersicht verschiedener Umsetzungen dieser Methode gibt [3].

Es existieren unterschiedliche Varianten, wann die Pulse wirken. Teilweise werden sie nur genutzt, um ein Losreißen aus einem Stick Zustand zu bewirken. Nach dem Losreißen übernimmt dann eine lineare Regelung. Dabei wird die Amplitude der Pulse größer als die statische Reibung und die Pulsdauer klein gewählt. Andere Varianten sehen komplett von der linearen Regelung ab und versuchen durch geeignete Abstimmung der Pulsdauer die gewünschte Sollposition zu erreichen. Abbildung 2.26 zeigt ein beispielhaften Stellgrößenverlauf einer Regelung, die auf dem Impulsive Control Prinzip basiert.

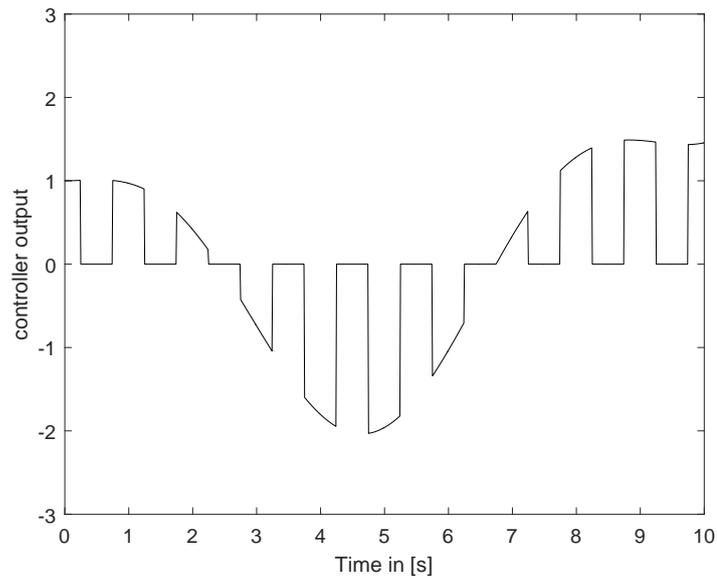


Abbildung 2.26: Stellgrößenverlauf bei Impulsive Control

2.5.1.2 Modellprädikative Regelung

Model Predictive Control (MPC) ist ein Ansatz zur Regelung von multi-variablen komplexen Abläufen. In diesem Zuge kann es auch für die Regelung im Hintergrund reibungsbedingter Nichtlinearitäten angewandt werden. Dabei wird ein detailliertes Modell der Regelstrecke benötigt. Anhand des aktuellen Systemzustands und der Systemdynamik werden für verschiedene Stellverläufe die jeweiligen Folgetrajektorien berechnet. Die Vorgabe und Auswahl möglicher Stellverläufe erfolgt dabei durch einen Optimierungsalgorithmus. Der Optimierungsvorgang wird nach einer gewissen Zeit abgebrochen und das Ergebnis gestellt. Die nächste Optimierung erfolgt dann mit dem aktualisierten Systemzustand. Diese Rückführung macht die Methode zu einer Regelung.

[9] stellt eine Möglichkeit vor, MPC für die Regelung eines Prozesses mit reibungsbehafteten Ventilen zu benutzen. In diesem Ansatz wird MPC in einer Kaskadenschaltung eingebunden. Für den inneren Kreis, die Regelung des Massenflusses durch ein Ventil, kommt eine lineare Regelung zum Einsatz. [9] benutzt einen PI Regler und sieht dafür die Messung des Massenflusses nach dem Ventil vor. Im äußeren Kreis werden die relevanten Größen des nachgelagerten Prozesses zurückgeführt und durch die MPC der Führungsverlauf für die lineare Regelung berechnet. Abbildung 2.27 zeigt die resultierende Reglerstruktur.

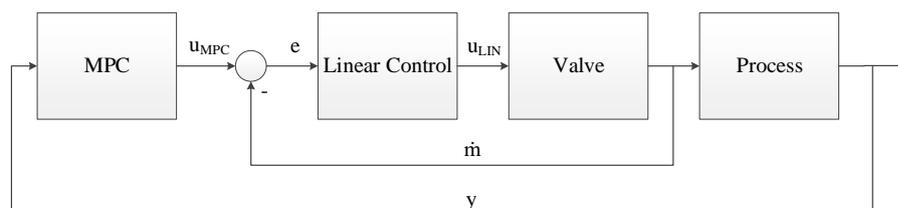


Abbildung 2.27: Aufbau einer Regelung mittels MPC

2.5.1.3 I-Glied Tuning

Zunächst soll kurz die Theorie des I-Glied Tunings erläutert werden. Speziell bei starker Reibung und Stick-Slip Verhalten ist das Erreichen von stationärer Genauigkeit im Regelkreis unwahrscheinlich. Ist das Stellglied durch den Regler in die Nähe der stationären Endposition überführt worden, wird trotzdem ein kleiner stationärer Fehler resultieren. Dieser kleine Fehler wird durch den integrativen Anteil im Regler aufsummiert, bis die Energie im Stellsignal wieder genügt, um die Reibungskraft zu überwinden und das Stellglied wieder in Bewegung zu versetzen. Typischerweise über die Sollstellung hinaus. Die zyklische Wiederholung führt zu Grenzzyklen um den Sollwert. Den ersten Ansatz zu dieser Problematik liefert [12], der einen PI Regler mit einer Totzone um den Sollwert vorschlägt, indem das I-Gain zu 0 gesetzt wird. Im Folgenden soll auf zwei weitere Methoden eingegangen werden, die auf einem ähnlichen Prinzip basieren.

Nichtlinearer PI

[14] implementiert mit diesem variablen I-Glied einen nichtlinearen PI Regler. Für die Variation wird ein Vorfaktor α definiert, mit dem der Integrationsfaktor K_i adaptiert wird. Für die Bestimmung dieses Vorfaktors wird eine Art phänomenologischer Zustandsbeobachter erstellt. Dafür werden der Regelfehler e und die Ableitung des Regelfehlers \dot{e} herangezogen. Aus deren Auswertung nach Gleichung (2.26) erfolgt die Berechnung des Skalierungsfaktors.

$$\alpha = [1 - \exp\{-(ae^2 + b\dot{e}^2)\}]^2 \quad (2.26)$$

Dabei sind a und b Designparameter mit denen die Abschwächung an das jeweilige Problem angepasst werden kann. Ein sinnvoller Ausgangspunkt kann anhand der Standardabweichung σ der Prozessvariable festgelegt werden [14].

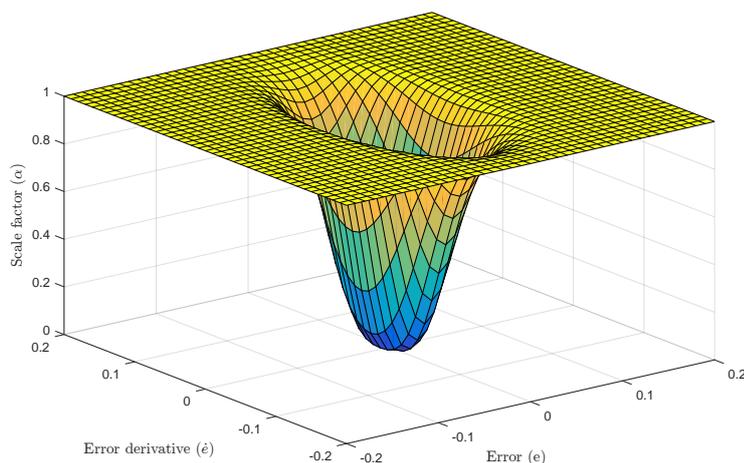


Abbildung 2.28: Skalierungsfaktor α

Nun soll kurz das Verhalten von α erläutert werden. Erreicht das System seinen Sollwert annähernd, werden der Fehler und dessen Ableitung klein ($e, \dot{e} \approx 0$). Dies führt dazu, dass der Term in der e-Funktion klein wird und α damit gegen 0 geht. Ist mindestens einer der Werte e oder \dot{e} groß, also das Ventil nicht in der Nähe des Sollzustandes oder in schneller Bewegung wird $\alpha \approx 1$.

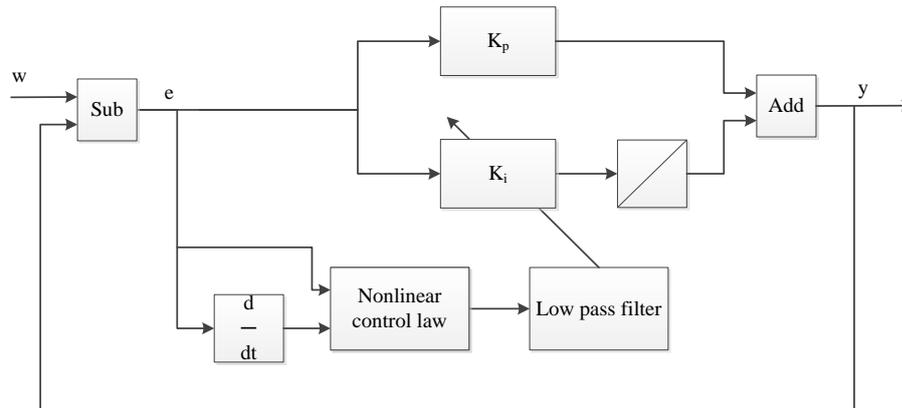


Abbildung 2.29: Strukturbild des nichtlinearen PI

Abbildung 2.29 zeigt ein vollständiges Strukturbild des vorgestellten Reglers nach [14]. Dabei ist zusätzlich vorgesehen, α mit einem Tiefpass zu filtern, bevor daraus das Stellsignal berechnet wird. Dadurch werden hochfrequente Änderungen an K_i vermieden. Das Stellsignal eines solchen nichtlinearen PI Reglers berechnet sich dann nach:

$$u = K_p e + \alpha K_I \int e \quad (2.27)$$

Fuzzy Regler

[15] benutzt für das I-Glied Tuning einen Fuzzy Regler mit einem Takagi-Sugeno Modell. Dafür werden aus zwei Eingangsgrößen vier linguistische Variablen bestimmt und vier Fuzzy Regeln definiert. Als Eingangsgrößen dienen wieder der Regelfehler e und die Ableitung des Regelfehlers \dot{e} . Aus diesen werden durch jeweils zwei gauß'sche Zugehörigkeitsfunktionen die vier linguistischen Variablen: NULL (N) und NICHT NULL (NN)

- e nicht null (ENN)
- \dot{e} nicht null (EDNN)
- e null (EN)
- \dot{e} null (EDN)

Aus den vier linguistischen Variablen werden vier Regeln aufgestellt:

1. if ENN und EDNN then
 $u_1 = K_p e + K_i \int e$
2. EN und EDNN then
 $u_2 = K_p e + \frac{K_i}{\alpha} \int e$
3. ENN und EDN then
 $u_3 = K_p e + \beta K_i \int e$
4. EN und EDN then
 $u_4 = K_p e + \frac{K_i}{\alpha} \int e$

Das Gesamtstellsignal ergibt sich dann als Summe der einzelnen Stellsignale $u_1 - u_4$, wobei noch eine Fuzzy Basis Funktion einfließt, deren Vorstellung hier jedoch zu weit gehen würde. Die Parameter α und β sind Designparameter.

2.5.2 Two-Move Approach

Bei dieser Herangehensweise wird der Regler durch einen zusätzlichen Anteil, einem Reibungskompensator erweitert. Die Struktur des Grundreglers wird dabei nicht verändert. Die Kompensation bzw. die Verringerung der Effekte aus Reibung sollen allein durch den Kompensator erfolgen. Im Folgenden werden mit dem „Dithering“ und dem „Knocker“ zunächst zwei Varianten ohne ein Modell der Strecke vorgestellt und zuletzt eine mögliche Erweiterung des „Knockers“ um ein Modell gezeigt.

2.5.2.1 Dithering

Einen Ansatz aus der Servosteuerung bietet laut [3] das sogenannte „Dithering“. Die Intention ist dabei, Vibrationen in der Kontaktfläche der Reibung zu erzeugen. Durch diese Relativbewegung soll der Bereich des Übergangs zwischen Haft- und Gleitreibung vermieden werden, um so den Verlauf des Reibungskoeffizienten zu glätten. Es kann dabei unterschieden werden, ob das Dither-Signal durch einen externen Aktor oder direkt über den Hauptaktor übertragen wird.

Das Stellsignal des Grundreglers wird mit einem hochfrequenten Signal überlagert, das als „Dither“ bezeichnet wird. Dieses Überlagerungssignal führt gewöhnlich eine periodische Schwingung um den Mittelwert 0 durch. Die Amplitude muss dabei an das jeweilige Problem angepasst werden, um die gewünschten Vibrationen zu erzeugen. Die Frequenz ist über der für die Regelstrecke relevanten Stellfrequenz zu wählen. Abbildung 2.30 zeigt ein beispielhaftes Stellsignal, das mit einem „Dither“ überlagert wird.

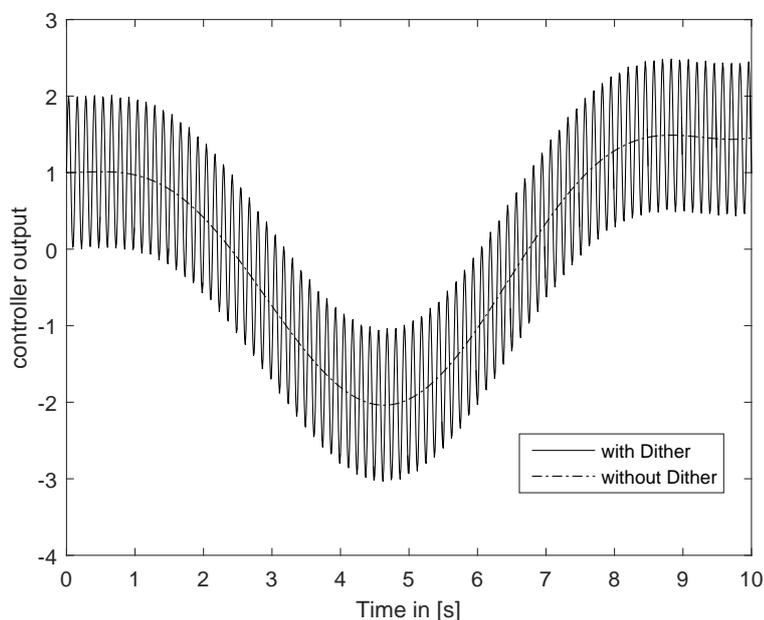


Abbildung 2.30: Stellsignal eines Dithering Reglers

2.5.2.2 Knocker Pulse

Einen weiteren Ansatz, der auf zusätzlich addierten Pulsen basiert und speziell pneumatische Ventile adressiert, gibt [21]. Beim vorgestellten Knocker Regler handelt es sich

um einen PI Regler als Grundregler und dem „Knocker“ zur Reibungskompensation. Abbildung 2.31 zeigt den Aufbau des Reglers.

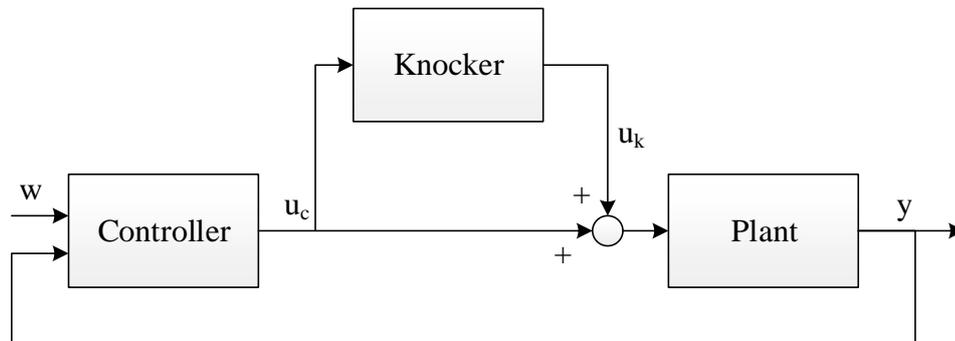


Abbildung 2.31: Blockdiagramm des Knocker Reglers

Als Ziel wird ein schneller Übergang zwischen zwei Stick Zuständen formuliert. Dazu werden auf das Steuersignal vom Kompensator Pulse mit dem Vorzeichen des aktuellen Gradienten der Stellgröße geschaltet. Abbildung 2.32 zeigt dies an einem beispielhaften Stellverlauf.

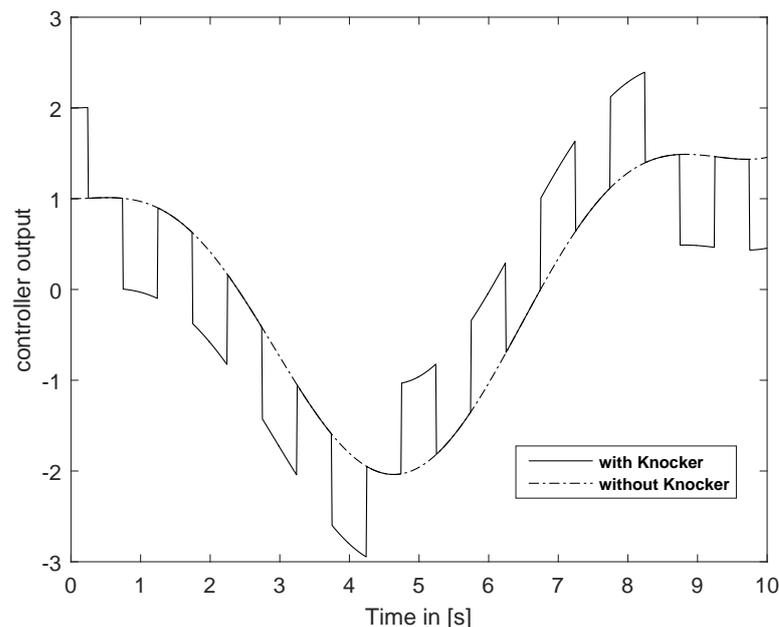


Abbildung 2.32: Stellsignal eines Knocker Reglers

Dies soll bezwecken, dass in einem Stick Zustand die Kraft der Haftreibung nur für eine kurze Zeit und einen kleinen Betrag überschritten wird.

Durch einen integrativen Regleranteil findet eine Annäherung an die benötigte Stellenergie statt. Wird die benötigte Energie im Stellsignal durch einen Puls kurz überschritten, findet ein Losreißen des Ventils statt. Bei kurzer Pulsdauer nimmt die Energie im Stellsignal jedoch schnell wieder ab und wirkt so der gesunkenen Reibungskraft entgegen. [21] postuliert, dass so die Amplitude der Oszillationen bei einer Steigerung der Oszillationsfrequenz gesenkt werden kann.

2.5.2.3 Framework für Klocker Pulse

Eine Erweiterung des Klocker Ansatzes gibt [19]. Dort wird in simulativen und experimentellen Untersuchungen eine signifikante Abhängigkeit zwischen Klocker Parametern und Regelperformance nachgewiesen. Als Erweiterung des Klocker Ansatzes werden verschiedene Varianten zur Detektion und Schätzung der Reibung und Oszillationen vorgesehen. Dafür wird eine modellbasierte Methode mit einer Mustererkennung der Prozessvariablen kombiniert. Auf die genauen Verfahren soll hier jedoch nicht näher eingegangen werden. Anhand der Schätzung des Reibungsbandes werden die Klocker Parameter aus einer Datenbank gewählt. Vor allem für große Systeme mit vielen Ventilen kann dabei der Aufwand zur Inbetriebnahme einer Anlage erheblich gesenkt werden. Außerdem können durch eine Adaption der Parameter Effekte wie z.B. Verschleiß kompensiert werden.

Kapitel 3

Methoden

Nachdem in den vorherigen Kapiteln auf die Zielsetzung eingegangen und der Leser mit dem notwendigen Wissen zum Verständnis der Arbeit ausgestattet wurde, soll in diesem das methodische Vorgehen dargebracht werden. Abbildung 3.1 visualisiert den Aufbau des Kapitels.

Analyse Streckenmodell

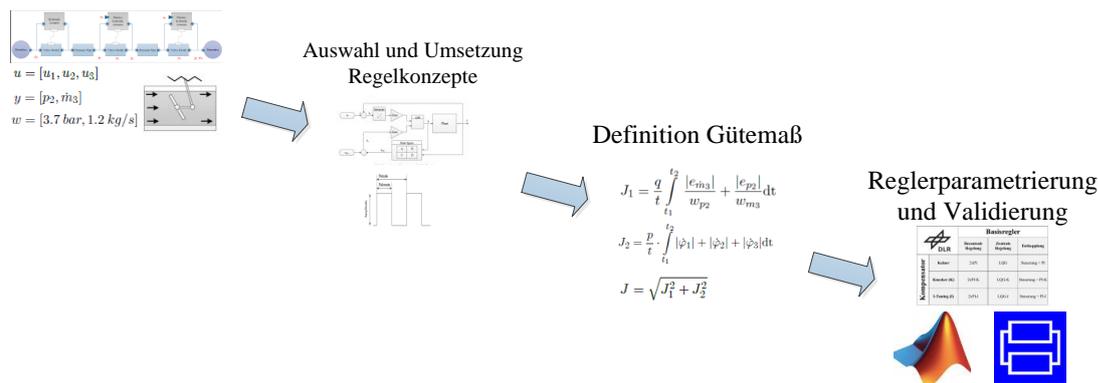


Abbildung 3.1: Aufbau Kapitel 3

In Abschnitt 3.1 wird zunächst das Streckenmodell des Bleed-Air Systems vorgestellt und dabei auf Änderungen hingewiesen, die im Rahmen der Arbeit vorgenommen wurden. Folgend wird in Kapitel 3.2 die Auswahl von Regelkonzepten und deren Umsetzung am Bleed-Air System vorgestellt. Kapitel 3.3 behandelt die Definition eines Gütemaßes für die Bewertung der Regelgüte verschiedener Regler. Zuletzt wird in Abschnitt 3.4 ein Vorgehen zur Parametrierung und Validierung der entwickelten Regler vorgestellt.

3.1 Analyse des Bleed-Air Modells

Das Modell des Bleed-Air Systems ist in der Sprache Modelica implementiert. Eine ausführliche Vorstellung des Modells gibt [2]. Der Programmcode ist der Arbeit in digitaler Form angefügt und kann Anhang D entnommen werden. Die Analyse baut im Folgenden auf den Grundlagen über Bleed-Air Systeme aus Kapitel 2.1.2 und der Modellierung in Modelica aus Kapitel 2.3 auf.

Abbildung 3.2 zeigt die oberste Ebene des Modells und gibt damit einen guten Überblick über die Strukturierung des Systems. Im Rahmen des Forschungsprojektes wird der Bypass am HPV vernachlässigt und ist im Modell daher nicht abgebildet.

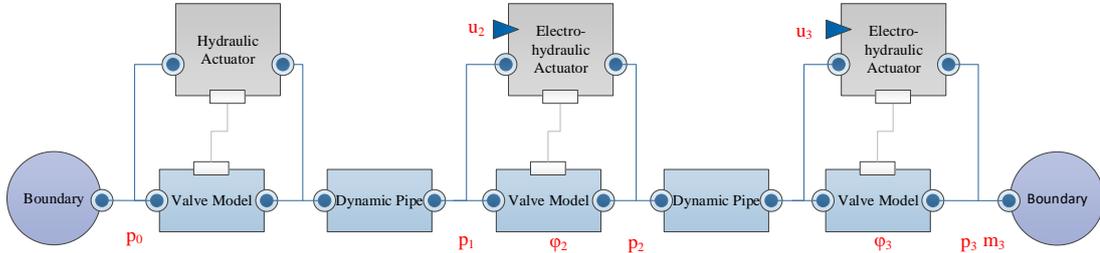


Abbildung 3.2: Übersicht des Bleed-Air Modells

In der Übersichtsskizze sind alle aus systemtheoretischer Sicht wichtigen Größen zur Charakterisierung des Systems eingezeichnet. Das Modell besteht aus 8250 Gleichungen und beinhaltet 186 Zustandsgrößen, 2 Stellgrößen und 7 Messgrößen, von denen zwei geregelt werden.

Die komplette Vorstellung des Modells wäre im Rahmen der Arbeit nicht zweckmäßig. Stattdessen soll das Modell zunächst durch die Stell-, Regel, Mess- und Führungsgrößen beschrieben und anschließend auf wichtige Zusammenhänge eingegangen werden. Dafür wird eine Unterteilung in drei Baugruppen vorgenommen.

- Randbedingungen (lila Elemente)
- Übertragungsstrecke (hellblaue Elemente)
- Aktoren (graue Elemente)

Stellgrößen

Mit den Stellgrößen kann auf die Winkelstellung der beiden Ventile PRV und FCV eingewirkt werden. Jedoch kann nicht direkt der Winkel vorgegeben werden, da die Aktorik selbst ein komplexes und langsames Übertragungsverhalten aufweist. Auf den Mechanismus wird noch detailliert in Kapitel 3.1.3 eingegangen.

$$\mathbf{u} = [u_2, u_3] \quad (3.1)$$

Dabei ist:

u_2 : Stellgröße PRV

u_3 : Stellgröße FCV

Messgrößen

Im System werden 7 Größen gemessen. Für die Entwicklung von Reglern wird das Modell um eine Messdynamik erweitert. Die physikalische Wirkungskette der Messungen von Druck, Massenfluss und Ventilwinkeln wird dabei jedoch nicht abgebildet, sondern das Sensorverhalten stattdessen phänomenologisch dargestellt. Dafür wird die zu messende Größe mit normalverteiltem weißem Rauschen überlagert und mit einem PT1 Glied ausgewertet.

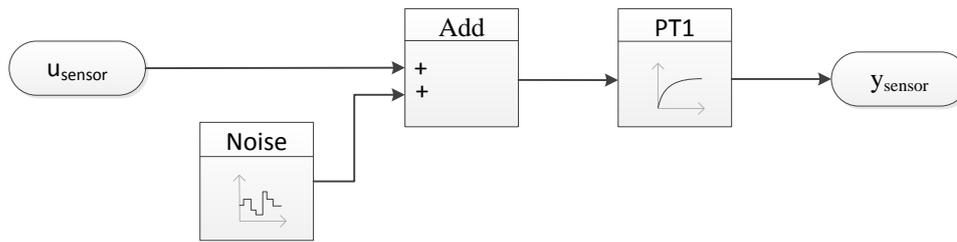


Abbildung 3.3: Modellierung des Sensorverhaltens

Für das weiße Rauschen wird die „Modelica Noise“ Bibliothek [13] verwendet. Diese enthält die Elemente zur Erzeugung von verschiedenen Verteilungen. Bei der Normalverteilung können der Mittelwert μ und eine Standardabweichung σ festgelegt werden.

Die Zeitkonstanten der PT1 Glieder werden mit $T = 0.2$ Sekunden für Druck- und Winkelmessungen angenommen. Für die Messung des Massenflusses wird eine Zeitkonstante von $T = 1$ Sekunde gewählt, da die Auswertung des Venturi-Effektes, auf dem der Sensor beruht, eine langsamere Dynamik aufweist. Der Messvektor ist folgendermaßen definiert:

$$\mathbf{m} = [p_0, p_1, p_2, p_3, \varphi_2, \varphi_3, \dot{m}_3] \quad (3.2)$$

Dabei ist:

p_0 :	Druck nach der Turbine	p_1 :	Druck vor dem PRV
p_2 :	Druck nach dem PRV	p_3 :	Druck nach dem FCV
φ_3 :	Ventilstellung des FCV	\dot{m}_3 :	Massenfluss nach dem FCV
φ_2 :	Ventilstellung des PRV		

Regel- und Führungsgrößen

Der Vektor der Regelgrößen wird aus zwei Elementen des Messvektors gebildet. Dabei soll ein konstanter Verlauf des Druckes innerhalb des Systems und des Massenflusses nach dem System erreicht werden. Der Sollwertverlauf kann damit einfach als konstanter Vektor beschrieben werden.

$$\mathbf{y} = [p_2, \dot{m}_3] \quad \mathbf{w} = [3.7 \text{ bar}, 1.2 \text{ kg/s}] \quad (3.3)$$

3.1.1 Randbedingungen

Die Systemgrenzen werden durch zwei Randbedingungen modelliert. Da in diesen Bereichen keine komplexen Phänomene betrachtet werden, reicht die MSL aus, um die benötigten Effekte abzubilden.

Vorgelagerte Randbedingung

Die vorgelagerte Randbedingung stellt die Turbine des Flugzeuges dar. Dazu wird eine thermodynamische Zustandstrajektorie vorgegeben. Die Temperatur wird als Konstante von 723 K festgelegt und durch eine Rampe kann der Druckverlauf beim Übergang zwischen zwei Betriebspunkten der Turbine vorgegeben werden. Der Druck wird zu Beginn

auf 5.8 bar festgelegt. Die restlichen Anfangswerte sind auf diesen Turbinenzustand angepasst. Um keine harten Übergänge zwischen den Betriebspunkten zu erhalten, wird der vorgegebene Druckverlauf durch ein PT1 Glied mit einer Zeitkonstanten von $T = 3$ Sekunden gefiltert. Zwischen der Turbine und dem ersten Regelventil des Bleed-Air Systems befindet sich eine kurze Rohrleitung, die mit einem „Dynamic Pipe“ dargestellt wird. Abbildung 3.4 zeigt das Modelica Modell.

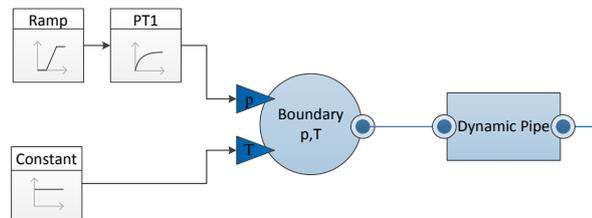


Abbildung 3.4: Vorgelagerte Randbedingung

Nachgelagerte Randbedingung

Mit der zweiten Randbedingung werden die Einflüsse der nachgelagerten Systeme, bestehend aus Air-Conditioning Pack und dem Kabinenvolumen dargestellt. Das Air-Conditioning Pack wird durch zwei „Dynamic Pipe“ repräsentiert, die durch ein „Linear Valve“ in der Mitte geteilt sind. Durch Schließen dieses Ventils erhöht sich der Strömungswiderstand und der Gegendruck der Randbedingung steigt. Das Kabinenvolumen wirkt als Speicherbaustein und wird durch ein „Volume“ modelliert. Die Umgebungsbedingungen werden mit einem festen Zustand von 0.25 bar und 723 K angenommen.

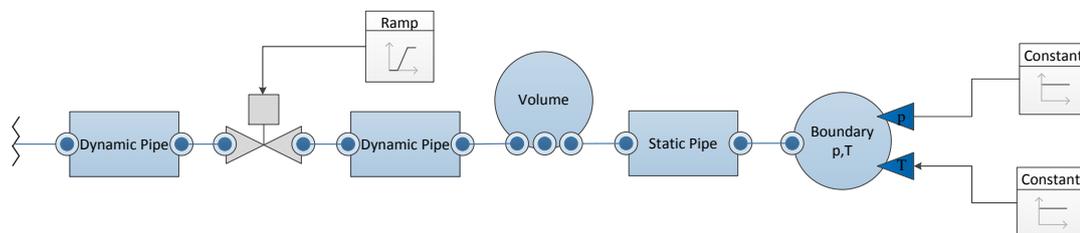


Abbildung 3.5: Nachgelagerte Randbedingung

3.1.2 Übertragungsstrecke

Als Übertragungsfunktion wird das fluiddynamische System zwischen den beiden im vorherigen Kapitel vorgestellten Randbedingungen bezeichnet. Es besteht aus drei Ventilen, die jeweils über eine Rohrleitung miteinander verbunden sind.

In der Übertragungsstrecke treten durch die hohen Strömungsgeschwindigkeiten besonders in den Ventilen komplexe nichtlineare Kompressibilitätseffekte auf. Daher können dafür Standardmodelle aus der Modelica Fluid Bibliothek nicht genutzt werden.

Durch das Modell des Ventils werden der Ventilwinkel und der durchfließende Massenstrom berechnet. Dafür werden zwei „Fluid Port“ zur Verbindung mit den Rohren vor und nach dem Ventil und ein „Mechanical Port“ zur Verbindung mit der Aktorik benötigt.

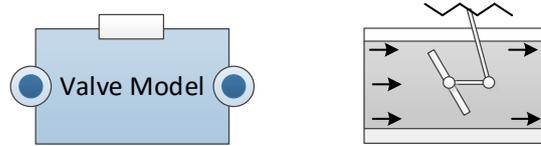


Abbildung 3.6: Ventil: Links der Modelica Block und rechts das Wirkprinzip des Ventils

Zur Bestimmung des Massenflusses durch das Ventil wird zunächst der Ventilwinkel berechnet. Neben der Kraft, die über eine Übersetzung vom Aktor auf das Ventil übertragen wird und am Gelenk des Ventilkörpers angreift, wirkt durch das vorbeiströmende Fluid zusätzlich ein aerodynamisches Moment auf den Ventilteller. Die Berechnung dieses Moments ergibt sich aus der herrschenden Druckdifferenz über dem Ventil, dem Ventildurchmesser und einem nichtlinear vom Ventilwinkel abhängigen Faktor $g(\varphi)$, der aus Geheimhaltungsgründen aber nicht näher vorgestellt werden kann.

$$M_{Aero} = \Delta p \cdot \left(\frac{4 \cdot A}{\pi} \right)^{\frac{3}{2}} \cdot g(\varphi) \quad (3.4)$$

Der kinematische Zusammenhang zwischen Aktor und Ventil wird mit der Modelica Mechanik Bibliothek hergestellt. Dabei wird über die mechanische Übersetzung und die Kräfte aus Aktorik und aerodynamischem Moment die Winkelstellung berechnet.

Für die Berechnung des Massenflusses wird eine Funktion definiert, die auf Basis eines Enthalpieausgleichs und eines adiabaten Zustandsübergangs den resultierenden Fluss ermittelt. Für eine genaue Vorstellung dieser Funktion sei auf [2] verwiesen.

Die Rohrleitungen werden mit volumendiskretisierten Rohrmodellen aus der MSL dargestellt. Die Diskretisierung wird dabei auf die Rohrlänge angepasst, um eine durchgehende Modellgenauigkeit darstellen zu können.

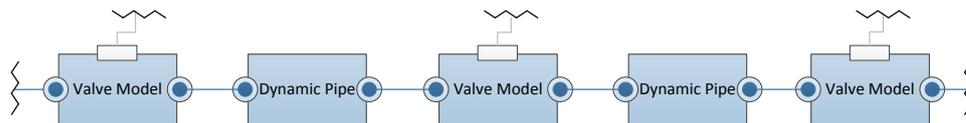


Abbildung 3.7: Übertragungsstrecke

Die Übertragungsstrecke wird mittels des Modelica-Connector Prinzips zusammengesetzt. Jedes der Bestandteile ist dabei ein Objekt der vorgestellten Klassen. Die einzelnen Eigenschaften, wie z.B. die Länge und der Durchmesser der Rohre können bei der Instanziierung festgelegt werden. Die geometrischen Begebenheiten können so anhand der Vorgaben des Originals gewählt werden.

3.1.3 Aktoren

Die Aktoren bilden den komplexesten Bestandteil des Bleed-Air Systems. Das Funktionsprinzip wurde bereits in Kapitel 2.1.2 vorgestellt. Abbildung 3.8 zeigt die beiden Aktorvarianten und deren einzelne Modellbestandteile. Für die hochgenaue Modellierung der Phänomene in den Aktoren werden drei Disziplinen berücksichtigt:

- Mechanik (graue Verbindungen)
- Fluidodynamik (blaue Verbindungen)
- Wärmeübertragung (rote Verbindungen)

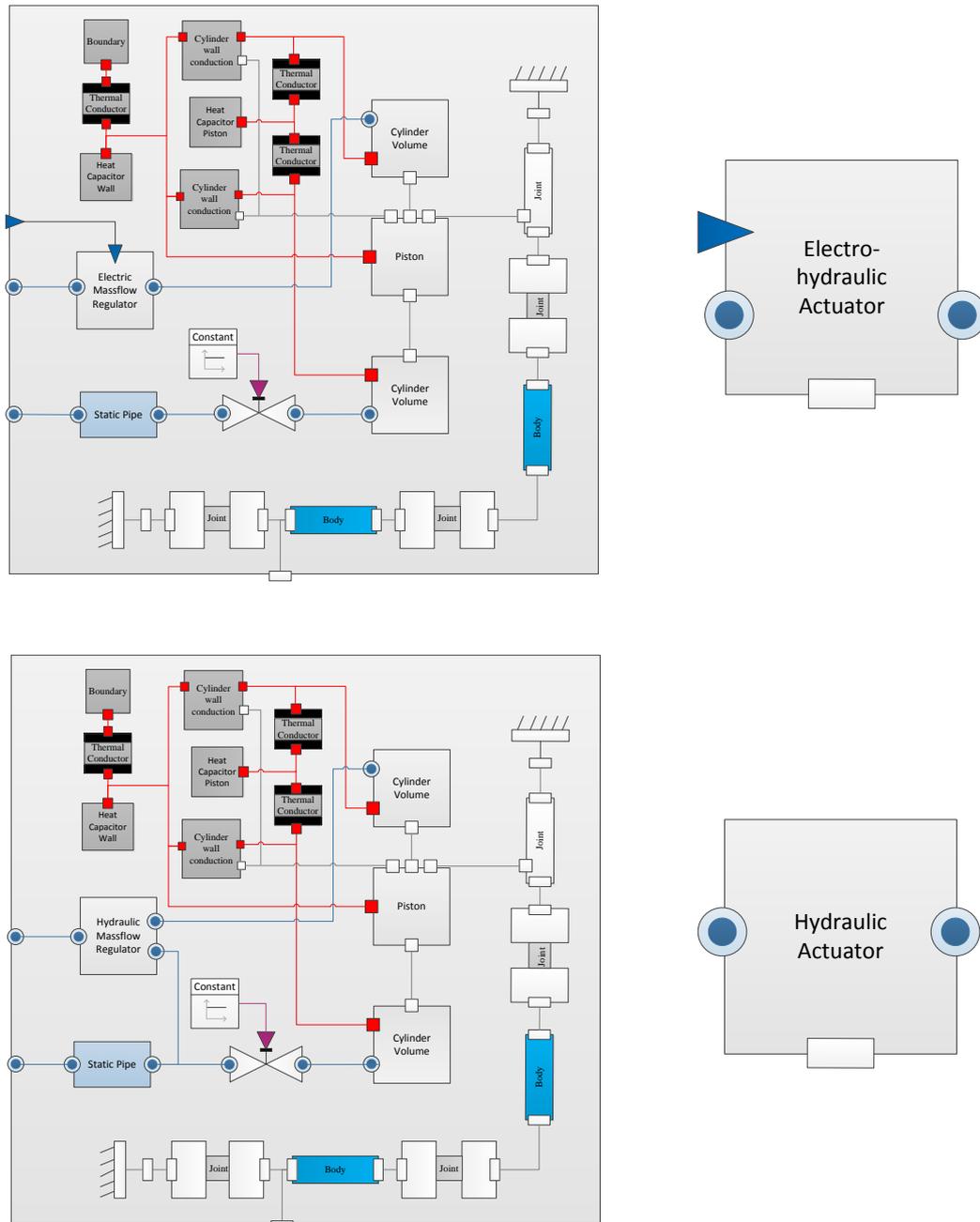


Abbildung 3.8: Modellierung der Aktoren: (elektro-hydraulisch oben, hydraulisch unten)

Mechanik

Der mechanische Bereich teilt sich in die Berechnung der wirkenden Kräfte und der Kinematik des Aktors. Für Ersteres kommt ein Zylindermodell bestehend aus zwei variablen Volumen und einem Kolben zum Einsatz. Zur Berechnung der wirkenden Kräfte wird ein Kräftegleichgewicht am Kolben aufgestellt.

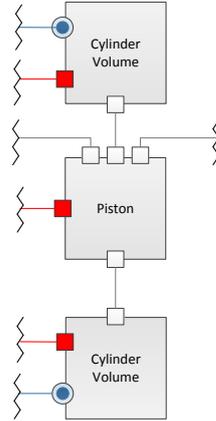


Abbildung 3.9: Modellierung der Mechanik

Neben der Beschleunigungskraft auf den Kolben wirken Druckkräfte, eine Federkraft, eine Kraft für die Anschläge des Zylinders, eine Reibungskraft und eine Gelenkkraft.

$$0 = F_{constraint} + F_{pressure_{upper}} + F_{pressure_{lower}} + F_{spring} + F_{joint} + F_{d'alembert} + F_{friction} \quad (3.5)$$

F_{constraint}:

Stellt die konstruktiven Rahmenbedingungen dar. Die Bewegung des Kolbens wird damit auf den Bereich zwischen den Anschlägen der Zylinderbuchse begrenzt. Um dies darzustellen, werden steife Federkräfte vorgesehen. Diese wirken kurz vor Erreichen der Anschläge und verhindern durch geeignete Abstimmung der Federkonstante zuverlässig eine Bewegung des Kolbens über diese hinaus.

F_{pressure}:

Stellen die Kräfte durch den Druck im oberen und unteren Volumen dar. Die Höhe der Kraft berechnet sich aus dem vorliegenden Druck im entsprechenden Volumen und der Kolbenfläche. Auf die Berechnung des Drucks in den Zylindervolumen soll in der Domäne Fluidmechanik näher eingegangen werden.

F_{spring}:

Stellt eine Federkraft auf den Kolben dar. Die Feder ist in der Mitte des Zylinders aufgehängt und führt zu einer Rückstellung des Kolbens.

F_{joint}:

Stellt die Kraft durch die mechanische Verbindung mit dem Ventil dar. Über diese Verbindung wird die Kopplung zwischen Aktormodell und Übertragungsstrecke hergestellt. Die wirkenden Kräfte resultieren aus der Trägheit des Kolbens, des Ventils und dem darauf wirkenden aerodynamischen Moment.

F_{Friction}:

Stellt die Kraft durch Reibung an der Zylinderbuchse dar. Diese Kraft ist hauptsächlich für das Auftreten des Stick-Slip Verhaltens verantwortlich. Für die Modellierung

wird das LuGre Reibungsmodell benutzt, das in Kapitel 2.2.2 bereits vorgestellt wurde. Außerdem ist im Modell die Möglichkeit vorgesehen, das Reibungsmodell mit einem simpleren zu ersetzen, bei dem zwischen Kolbengeschwindigkeit und Reibungskraft ein linearer Zusammenhang herrscht.

$$F_{friction} = -c \cdot v_{piston} \quad (3.6)$$

Dieses Modell wird speziell für die Auslegung der Regler verwendet, um bestimmte Punkte gezielt erreichen zu können.

F^{d'alembert}:

Stellt die resultierende Beschleunigungskraft dar. Aus dieser wird die Bewegung des Kolbens anhand der Newtonschen Beschleunigungsformel berechnet.

Zur Abbildung der Kinematik wird die Modelica Mehrkörper Bibliothek, ein Bestandteil der Mechanik Bibliothek, verwendet. Für die Realisierung des Mechanismus werden zwei Fixpunkte, zwei Körper und vier Gelenke benötigt. Diese werden wie in Abbildung 3.10 gezeigt, miteinander verbunden. Mit dem ersten Gelenk wird eine translatorische Koordinatentransformation vom ersten Fixpunkt auf den Kolben vorgenommen. Über jeweils ein Drehgelenk ist die erste Stange mit dem Kolben und mit der zweiten Stange verbunden. Der eingestellte Winkel wird dann für die Führung des Ventiltellers abgegriffen, bevor das Gestänge über das dritte Drehgelenk mit einem Fixpunkt verbunden ist.

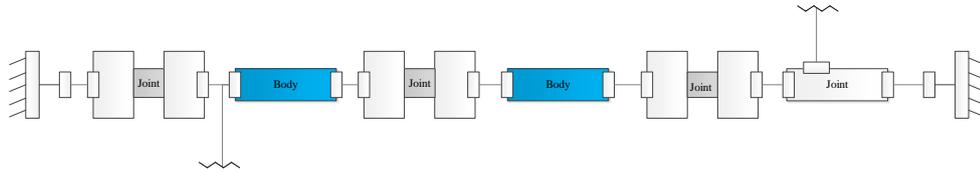


Abbildung 3.10: Modellierung der Kinematik des Aktors

Fluiddynamik

In dieser Domäne erfolgt die Berechnung des Drucks in den Zylindervolumen. Dafür müssen die Volumina, die Verbindungsleitungen zum Hauptrohr und die Massenflussregler modelliert werden.

Die beiden Kammern des Zylinders stellen Volumina variabler Größe dar und sind deshalb nicht in der MSL enthalten. Für die Berechnung der Drücke und Temperaturen dieser variablen Volumina werden entsprechend Gleichung (3.7) Massenerhaltungs-, Energieerhaltungs- und Zustandsgleichungen aufgestellt. Für eine genauere Erklärung sei auf [2] verwiesen.

$$\frac{d}{dt}(\Phi \cdot \rho \cdot V) = \sum flow + \sum source \quad (3.7)$$

Die Verbindung zwischen unterem Volumen und Hauptrohr, das sogenannte Steuerrohr, wird mit einem einfachen Rohrmodell ohne Volumendiskretisierung dargestellt. Die Strömung im Steuerrohr wird als turbulent angenommen. Über den Widerstand in diesem Rohr wird die Dynamik der mechanischen Regelung des Aktors vorgegeben. Durch die Vorgabe verschiedener Rohrdurchmesser wird so eine Frequenztrennung der mechanischen Regelung vorgenommen. Dabei wird am ersten Ventil der geringste und am dritten

Ventil der höchste Widerstand vorgegeben. Dadurch ergibt sich folgender Zusammenhang für die Ventildynamik:

$$f_{HPV} > f_{PRV} > f_{FCV} \quad (3.8)$$

Außerdem wird das Modell im Rahmen der Arbeit um ein Ventil zwischen unterem Volumen und Hauptrohr erweitert, um die mechanische Grundregelung abschalten zu können. Wird das Ventil geschlossen, so wirkt sich der Druck stromabwärts nicht mehr auf die Aktuierung aus. Damit ist die mechanische Rückführung einer Zustandsgröße abgestellt und die Aktuierung bekommt mehr den Charakter einer Steuerung als einer Regelung.

Die Verbindung zwischen oberem Volumen und Hauptrohr wird mit dem Modell des elektrischen bzw. des pneumatischen Massenstromreglers modelliert.

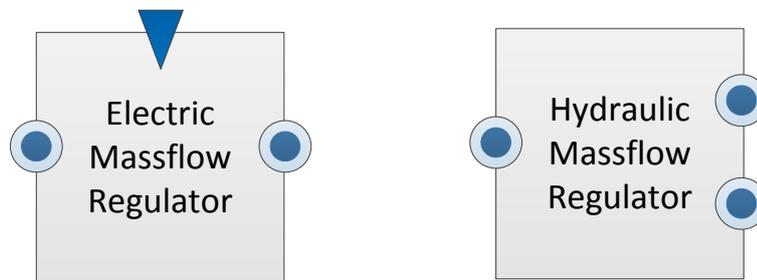


Abbildung 3.11: Elektrischer und hydraulischer Massenflussregler

Für die beiden Massenflussregler wird wegen Gleichung (2.4) vereinfacht angenommen, dass der Massenfluss vom Regler in beide Richtungen durch geeignetes Schalten der Ventile in den Reglern frei vorgegeben werden kann. Die Vorgänge sind in diesem Bereich so schnell, dass das Übertragungsverhalten durch Schalten der Ventile und Aufbau eines Massenflusses in den Rohrleitungen vernachlässigt werden.

Der pneumatische Massenflussregler gibt den Massenstrom ins obere Volumen in Abhängigkeit des Differenzdrucks über dem Ventil vor. Mit dem elektrischen Regler kann mit einem Regelgesetz innerhalb einer symmetrischen Stellgrößenbeschränkung M frei ein Massenfluss gestellt werden.

Wärmeübertragung

Der größte Bestandteil des Wärmeübergangs erfolgt durch die Advektion der Luft. Diese wird durch die Modellierung der Fluidynamik bereits abgedeckt. In diesem Bereich wird zusätzlich der Wärmeübergang durch Konduktion abgebildet.

Dazu werden der Kolben, die Zylinderwand und die beiden Fluidvolumen als thermische Massen abgebildet. Die Temperatur der Umgebung wird als konstant angenommen. Die Energie, die durch Reibung in Wärme übergeht, wird der Zylinderwand zugerechnet.

Die Kontaktstellen „Volumen-Kolben“ und „Zylinder-Umgebung“ bilden konstante Wärmeübergänge, an denen die übertragene Wärmemenge nur von der Temperaturdifferenz abhängt und können daher mit der MSL modelliert werden. Der Übergang zwischen Fluidvolumen und Zylinder hängt dagegen von der Kolbenposition ab, da dadurch die Übertragungsfläche variiert. Dafür wird ein eigener Wärmeübergang definiert, der dies berücksichtigt.

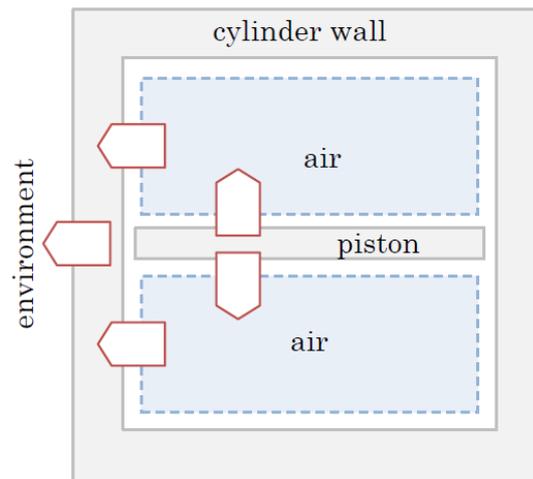


Abbildung 3.12: Übersicht der Wärmeübergänge [2]

3.2 Regelung des Bleed-Air Systems

Nach der Analyse der Regelstrecke soll in diesem Kapitel die Entwicklung von Reglern für das Bleed-Air System behandelt werden. Dafür wird zunächst auf die angestrebten Regelziele und die spezifischen Herausforderungen des vorliegenden Systems eingegangen. Anschließend folgt die Vorstellung der verfolgten Regelkonzepte zur Erreichung der angestrebten Ziele und deren Umsetzung.

3.2.1 Regelziele und Herausforderungen

Mit der Beschreibung der Umgebungsbedingungen, der Aufgaben und des Aufbaus des Bleed-Air Systems wurden indirekt die Ziele und Herausforderungen bei der Regelung bereits genannt. Hier sollen diese nochmals zusammengefasst und präzisiert werden.

Regelziele

- Bereitstellen eines konstanten Massenflusses
- Druckgrenzen innerhalb des Systems einhalten
- Bewegung der Ventile minimieren

Das Bereitstellen eines ausreichenden Massenflusses stellt die Hauptaufgabe des Bleed-Air Systems dar. Der erzeugte Massenflussverlauf beeinflusst direkt den Komfort in der Passagierkabine. Betrachtet wird dabei die Messgröße \dot{m}_3 , an der ein Massenstrom von 1.2 kg/s erreicht werden soll. Außerdem sollen Schwankungen im Verlauf der Größe, z.B. in Form von Grenzyklen vermieden werden.

Aufgrund der Lage in den Tragflächen sind die Rohre des Bleed-Air Systems leicht ausgelegt und können deshalb nur in einem bestimmten Arbeitsbereich betrieben werden. Die Einhaltung einer Druckgrenze ist zur Gewährleistung der Stabilität des Systems notwendig. Als aussagekräftiger Messpunkt zur Überwachung dieser Vorgabe wird der Druck p_2

betrachtet, der zwischen 3.4 und 4.1 bar liegen soll. Oszillationen in diesem Bereich sind auch zu vermeiden, da dies zu starken dynamischen Belastungen des Systems führt.

Das Bleed-Air System wird auf die komplette Lebensdauer des Flugzeugs ausgelegt und kann aufgrund der kompakten Bauweise in den Tragflächen nur selten gewartet werden. Deshalb ist eine geringe Abnutzung anzustreben. Als Maßeinheit soll die Bewegung der Ventile betrachtet werden, wobei kein absoluter Sollwert vorgegeben werden kann, sondern die Regler nur relativ zueinander verglichen werden können.

Herausforderungen

Die Komplexität bei der Entwicklung von Reglern für das Bleed-Air System steckt hauptsächlich in der Aktorik der Ventile. Dies lässt sich anhand von drei Eigenschaften begründen:

- Geringe Kontrollautorität
- Hohe und stark nichtlineare Reibungskräfte
- Verkopplung mehrerer Ventile

Die geringe Kontrollautorität resultiert aus der Konstruktion des Systems, die aus sicherheitstechnischen Gründen eine mechanische Grundaktuierung vorsieht. Diese hat einen großen Einfluss auf die Aktuierung der Ventile im Hauptrohr und kann im Rahmen dieser Arbeit nur bedingt verändert werden. Die elektrische Regelung, mit der ein Massenfluss in das obere Zylindervolumen vorgegeben werden kann, hat wegen des langsamen Übertragungspfades nur einen begrenzten Einfluss auf die Regelgrößen.

Da das System in Kontakt mit der Kabinenluft steht, kann es nur trockengeschmiert ausgelegt werden, um das Risiko von Öldämpfen in der Passagierkabine zu verringern. Dies führt zu einer großen Reibungskraft im Aktor. In vielen Betriebsbereichen tritt deshalb ein Stick-Slip Verhalten im Zylinder auf, das zu Grenzwerten in den Prozessgrößen führt. Die Reibung folgt einem komplexen nichtlinearen Zusammenhang und ist daher schwer zu beherrschen.

Die dritte Herausforderung bei der Regelung ist die Kopplung von drei Ventilen. Über den Luftmassenstrom in der Hauptleitung werden die Ventile gegenseitig voneinander beeinflusst. Oszilliert ein Ventil, dann führen die Druckschwankungen im Hauptrohr über das aerodynamische Moment und die Steuerrohre zu einer Anregung der anderen beiden Ventile.

3.2.2 Konzepte für die Regelung

Für die Regelung des Bleed-Air Systems wurden drei Ansätze erarbeitet, die auf die verschiedenen Herausforderungen eingehen. Die drei Ansätze stellen dabei keine fixen Reglervorgaben dar, sondern sind als austauschbare Reglerbestandteile zu sehen. Dabei soll eine Art Baukastensystem entstehen, das erweiterbar ist und verschiedene Kombinationen zulässt:

- Zentralregelung der Ventile
- Reibungskompensation
- Entkopplung der Ventile

Zentralregelung der Ventile

Bei der Auslegung verschiedener Grundregler soll die geringe Kontrollautorität adressiert werden. Dazu soll eine dezentrale Regelung, mit zwei voneinander unabhängigen Eingrößenreglern, mit einer zentralen Mehrgrößenregelung verglichen werden. Durch ein besseres Wissen über den Systemzustand, in Form eines Systembeobachters und die größere Anzahl an Abstimmungsparametern soll eine Verbesserung der Regelgüte erreicht werden. Durch einen koordinierten Einsatz beider Stellgrößen könnte die Kontrollautorität über das Gesamtsystem so erhöht werden.

Reibungskompensation

Mit der Reibungskompensation soll durch eine spezifische Reglererweiterung der Grundregler, die Reibung in der Strecke berücksichtigt werden. Dafür sollen die in der Recherche in Kapitel 2.5 vorgestellten Methoden auf ihre Eignung untersucht und die beiden vielversprechendsten Varianten ausgewählt werden.

Entkopplung

Da es sich beim Bleed-Air System um drei miteinander verkoppelte Ventile handelt, liegt nahe, den Einfluss der Ventile aufeinander abzuschwächen. Der klassische Entwurf einer Entkoppelungsregelung wurde in der Theorie in Kapitel 2.4.1 angesprochen, ist jedoch am vorliegenden System nicht praktikabel. Die Systemgleichungen liegen nicht in expliziter Form vor und für den praktischen Einsatz dieses Vorgehens ist das vorliegende System zu groß und komplex. Anstelle dessen soll eine pragmatische, einfachere Variante umgesetzt werden, um den Einfluss der Ventile aufeinander abzuschwächen.

3.2.3 Realisierung der Regelkonzepte

Für die erarbeiteten Konzepte sollen in diesem Kapitel konkrete Lösungen erarbeitet und deren Umsetzung vorgestellt werden.

3.2.3.1 Zentralregelung der Ventile

Bei der Auslegung der Grundregelung sind zwei verschiedene Varianten vorgesehen. In der ersten Variante werden zwei PI Regler eingesetzt, die unabhängig voneinander die Ventile regeln. Damit wird der Stand der Technik abgebildet und eine Vergleichsgrundlage für alle Regler geschaffen. Als zweite Variante wird ein LQG vorgesehen, der beide Ventile zentral regelt.

Eingrößenregler

Der PI Regler ist eine Variante des PID Reglers, der in der Industrie den wohl bekanntesten und meist verwendeten Regler darstellt. Ein differentieller Anteil wird für dynamisches Verhalten verwendet und führt zu großen Stellgrößen. Da dies am Bleed-Air System jedoch nicht benötigt wird und ein D-Anteil zu Instabilität neigt, wird dieser weggelassen. Für die Regelung von zwei Größen werden zwei Regler benötigt. Der PI Regler berechnet nach Gleichung (3.9) aus dem aktuellen Regelfehler ein Stellsignal.

$$u = K_p e + K_i \int e dt \quad (3.9)$$

Abbildung 3.13 zeigt die Modelica Implementierung des PI Reglers. Dazu soll die in Kapitel 2.3.1 eingeführte Diagrammform genutzt werden.

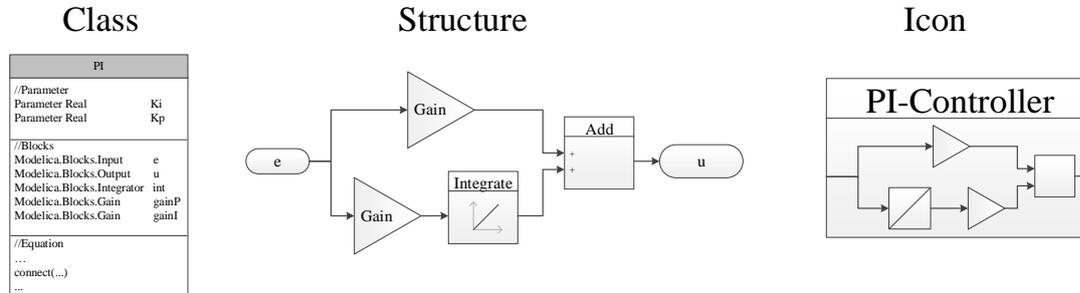


Abbildung 3.13: Modelica Implementierung eines PI Reglers

Mehrgrößenregler

Als zweite Variante wird ein LQG vorgesehen, der als zentrale Kontrolleinheit die Regelung für beide Ventile übernimmt. Hier sollen die Struktur des Reglers, die Auslegung und die Realisierung in Modelica vorgestellt werden.

Die Struktur des Reglers baut auf dem klassischen Konzept auf, das in Kapitel 2.4.3 vorgestellt wurde. Dabei werden noch zwei Erweiterungen vorgenommen:

- Integrativer Regleranteil
- Vorsteuerung

Ein integrativer Anteil im Regler führt bei stabilen Systemen ohne Reibung und adäquater Abstimmung zum Erreichen von stationärer Genauigkeit bei genügend langer Regelzeit. In Anwesenheit von Stick-Slip Verhalten ist das gezielte Erreichen von stationärer Genauigkeit auch durch einen I-Anteil nicht möglich. Jedoch bewirkt dieser, dass der Mittelwert der Oszillationen der Regelgrößen nahe an den vorgegebenen Sollwerten liegt. Da der Zustandsvektor des Sollzustandes zunächst noch unbekannt ist, wird die Annäherung und Bestimmung dieses Sollzustandes erst durch einen I-Anteil im Regler möglich. Damit erweitert sich das Regelgesetz aus (2.25) zu:

$$\begin{aligned}
 \mathbf{e}_y &= \mathbf{w} - \mathbf{y} \\
 \mathbf{u} &= -\mathbf{K}_r \hat{\mathbf{x}} + \mathbf{K}_i \int \mathbf{e}_y
 \end{aligned}
 \tag{3.10}$$

Durch die Rückführung des Zustandsvektors mit dem Regelgesetz (2.25) wird eine Regelung in die $\mathbf{0}$ erreicht. Prinzipiell kann die Differenz zwischen $\mathbf{0}$ Vektor und Sollvektor mit dem integrativen Anteil im Regler kompensiert werden. In dieser Konfiguration wirkt der I-Anteil wie eine Vorsteuerung, jedoch ist dessen Dynamik sehr langsam, was zu großen Anfangsstörungen führt. Aus diesem Grund wird eine Vorsteuerung eingeführt. Dafür wird ein Sollzustand vorgegeben und anstelle des Zustandsvektors der Zustandsfehler zurückgeführt. Da als Ziel die Einregelung eines konstanten Zustandes vorgegeben ist, genügt es, diesen Vektor zu kennen und die Vorsteuermatrix \mathbf{M}_x muss nicht explizit bestimmt werden. In dieser Auslegung gleicht der I-Anteil nur mehr Fehler bei der Vorgabe

des Sollvektors aus, anstelle die Funktion der Vorsteuerung komplett zu übernehmen. Das Regelgesetz ergibt sich damit zu:

$$\begin{aligned} \mathbf{e}_x &= \mathbf{x}_{\text{set}} - \hat{\mathbf{x}} \\ \mathbf{u} &= \mathbf{K}_r \mathbf{e}_x + \mathbf{K}_i \int \mathbf{e}_y \end{aligned} \quad (3.11)$$

Die daraus resultierende Struktur des geschlossenen Regelkreises kann Abbildung 3.14 entnommen werden.

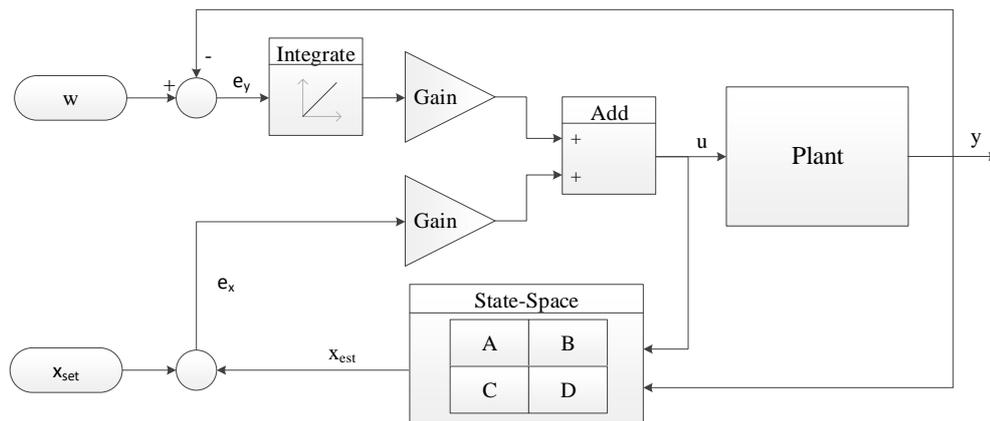


Abbildung 3.14: Geschlossener Regelkreis mit erweitertem LQG Regler

Für die Auslegung des LQG Reglers wird ein lineares Zustandsraummodell der Regelstrecke benötigt. Dafür wird ein vereinfachtes Modell bestehend aus den beiden Ventilen PRV und FCV verwendet und das nichtlineare LuGre Reibungsmodell durch das lineare Modell nach Gleichung 3.6 ersetzt. Die Linearisierung wird mit der „Dymola Linearization Toolbox“ am unregulierten System nach einer Einschwingzeit von 5 Sekunden durchgeführt. Dies verhindert, dass Initialisierungseffekte abgebildet werden. Dymola liefert als Ergebnis ein Zustandsraummodell der Regelstrecke.

Zur Lösung der Ricatti Gleichungen wird das linearisierte Modell in Matlab importiert. Das Modell besteht aus 48 Zustandsvariablen und wird zuerst weiter vereinfacht. Neben dem Entfernen der nicht beobachtbaren Dynamik, wird mittels balancierten Abschneiden ein Modell mit reduzierter Ordnung erzeugt. Anhand dieses Modells wird dann der Regler ausgelegt.

Die Funktionen zur numerischen Lösung der Ricatti Gleichung zur Auslegung des LQG stellt die „Control System Toolbox“ dar. Mit der Lösung der Ricatti Gleichung kann nach Gleichung (2.23) die optimale Filterrückführung berechnet und damit ein Zustandsraummodell des Beobachters erstellt werden. Die Berechnung der Zustandsrückführung erfolgt durch abermalige Lösung der Ricatti Gleichung (2.19).

Nach der Berechnung liegen ein Zustandsraummodell des Beobachters und die Rückführmatrix \mathbf{K}_r vor. Eine analytische Berechnung des Sollzustandes \mathbf{x}_{set} wäre nur für das lineare Zustandsraummodell anhand von Gleichung (2.13), aber nicht für das nichtlineare Simulationsmodell möglich, deshalb soll dies experimentell geschehen. Dafür wird weiter das vereinfachte System betrachtet. Bei genügend langer Simulation, wird das System durch den I-Anteil und der Anfangsschätzung $\mathbf{x}_{\text{set}} = \mathbf{0}$ in den Sollzustand überführt. Der

Zustandsvektor des Sollzustandes kann dann als stationärer Wert der Zustandsgrößen des Beobachters übernommen werden.

Da das System im Anfangszustand nahe um den Sollzustand schwingt, ist es sinnvoll den ermittelten Sollzustand des Systems als Startschätzung für den Beobachter zu verwenden.

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_0 &= \mathbf{x}_{\text{set}} \\ \dot{\mathbf{x}}_0 &= \mathbf{0} \end{aligned} \quad (3.12)$$

Damit wird zu Beginn der Zustandsfehler klein geschätzt und es resultieren kleine Stellensignale, die einen sanften und schnellen Initialisierungsvorgang des Reglers ermöglichen.

Für die Reglererstellung in Dymola werden die neuen Klassen „Estimator“, „LQR“, „I Part“ und „LQG“ erstellt.

Estimator	LQR	I Part
//Parameter	//Parameter	//Parameter
Parameter Real A	Parameter Real Kr	Parameter Real Ki
Parameter Real B	Parameter Real x_set	Parameter Real y_set
Parameter Real C		
Parameter Real D	//Variable	//Variable
Parameter Real x0	Real e_x	Real e_y
		Real dev
//Blocks	//Blocks	//Blocks
Modelica.Blocks.Input u	Modelica.Blocks.Input x_est	Modelica.Blocks.Input y
Modelica.Blocks.Input y	Modelica.Blocks.Output out	Modelica.Blocks.Output out
Modelica.Blocks.Output x_est		
Modelica.Blocks.StateSpace SS(A,B,C,D,x0)	//Equation	//Equation
	e_x = x_set - x_est	e_y = y_set - y
	out = Kr e_x	der(out) = Ki e_y

	connect(...)	...
	...	connect(...)
		...

Abbildung 3.15: Klassendiagramme für die Bestandteile des LQG

Für den Beobachter wird ein Zustandsraummodell Block der MSL verwendet und mit den berechneten Matrizen **A,B,C,D** und der Startschätzung \mathbf{x}_0 initialisiert. Als Eingangsgrößen werden der Messvektor **y** und der Reglerausgang **u** und als Ausgänge der Vektor mit der Zustandsschätzung \mathbf{x}_{est} definiert.

Der LQR Block benötigt die Zustandsschätzung als Eingang. Nach Gleichung (3.11) wird der Zustandsfehler berechnet und mit der Rückführmatrix **K_r** multipliziert.

Für den integrativen Anteil wird ebenfalls ein neuer Dymola Block erstellt. In diesem wird aus dem Messvektor und der Führungsgröße der Regelfehler berechnet. Dieser wird integriert und mit dem Faktor **K_i** multipliziert.

Im Block LQG werden jeweils eine Instanz des Estimators, des LQR und des I-Part erzeugt und deren Ein- und Ausgänge miteinander verbunden. Die Ausgänge des Zustandsreglers LQR werden in einem Gain noch mit einem Skalierungsfaktor **Scale** multipliziert. Dieser wird im weiteren Verlauf für die Abstimmungsprozess des LQG verwendet.

Der entsprechende Modelica Code wird direkt in Matlab als Zeichenkette erzeugt. Um den LQG Regler in Dymola nutzen zu können wird das Text file mit dem Modelica Modell geöffnet und der Code des LQG Reglers eingefügt.

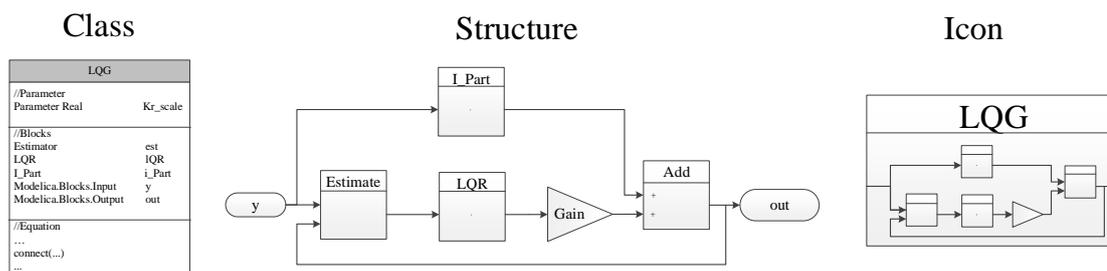


Abbildung 3.16: Klassendiagramme des LQG

3.2.3.2 Reibungskompensatoren

In diesem Ansatz sollen die Grundregler erweitert und abgeändert werden, um so den Nichtlinearitäten der Regelstrecke zu begegnen. Dazu sollen zunächst die Methoden aus der Literaturrecherche auf ihre Tauglichkeit am Bleed-Air System beurteilt werden. Dabei sollen die vielversprechendsten ausgewählt und deren Umsetzung dargelegt werden.

Diskussion der Methoden aus der Literatur

In diesem Abschnitt wird einzeln auf die Ansätze, die im Literaturteil vorgestellt wurden, eingegangen und deren Tauglichkeit diskutiert. Im Theorieteil wurden folgende Konzepte vorgestellt:

- Dithering
- Knocker Pulse
- Framework für Knocker Pulse
- Impulsive Regelung
- MPC
- I-Glied Tuning

Das Dithering beruht darauf, die Ventile durch hochfrequente Anteile im Stellsignal in Bewegung zu halten. Der Aufbau einer Druckkraft im Zylindervolumen des Aktors über den begrenzten Massenzufluss, der vom Regler vorgegeben werden kann, lässt sich dabei vereinfacht als PT1-Glied mit großer Zeitkonstante beschreiben. Die hochfrequenten Pulse im Stellsignal werden dadurch tiefpassgefiltert. Da sie einen Mittelwert von 0 besitzen und ihre Frequenz weit über der der Bewegung des Ventils liegt, wird das Signal einfach ausgefiltert. Damit ist das Dithering beim vorliegenden Problem wirkungslos und kann ausgeschlossen werden.

Beim Knocker Ansatz werden ebenfalls Pulse auf das Stellsignal addiert. Deren Frequenz liegt jedoch weit unter der des Dithers. Durch die Filterung des Signals im Aktor verändert sich die Form der Pulse. Für die Methode ist jedoch die genaue Pulsform im Stellsignal nicht existentiell. Da im Allgemeinen der Mittelwert der Pulse auch ungleich 0 ist, können die Knocker Pulse trotz Tiefpassfilterung Wirkung zeigen.

Die Erweiterung des Knocker Ansatzes auf ein Framework für Knocker Pulse bezweckt vor allem die automatisierte Bestimmung der Knocker Parameter und eine Anpassung

dieser auf Verschleißeffekte im System. Da die Bestimmung der Parameter aller Regler aber einheitlich geschehen soll und im Modell keine Verschleißerscheinungen abgebildet werden, kann der Ansatz ausgeschlossen werden.

Bei der Impulsive Control wird im Gegensatz zum Dithering das Reglersignal selbst pulsartig aufgebaut und besitzt daher einen Mittelwert ungleich 0 und wird nicht ausgefiltert. Jedoch baut diese Methode auf das direkte Einwirken eines Pulssignals vom Aktor auf die Strecke. Da dies am vorliegenden System jedoch nicht möglich ist, muss diese Variante auch ausgeschlossen werden.

MPC stellt bei Vorhandensein eines genauen Modells eine vielversprechende Lösungsvariante dar. Eine große Herausforderung dabei ist jedoch die notwendige Rechenleistung. Für das vorliegende Problem ist ein sehr genaues Modell der Strecke im Regler notwendig, um die relevanten Effekte abzubilden und die Wirkung verschiedener Stellgrößen vorhersagen zu können. Die Realisierung einer echtzeitfähigen modellprädikativen Regelung ist bei einer Modellordnung von über 180 unrealistisch.

Beim I-Glied Tuning wird die Ursache für die Entstehung der Grenzyklen beim I-Glied des Reglers gesehen. Im vorliegenden Fall entstehen die Grenzyklen jedoch teilweise auch durch die mechanische Grundregelung. Allerdings zeigt sich im System der integrierte Regelfehler als guter Indikator für die vorherrschende Reibung. Somit ist in der Methode in Kombination mit einer Anpassung der Grundregelung Potential zu sehen.

Die Wirkungsweise der Methoden wird in den Veröffentlichungen häufig nur an einfachen und akademisch wirkenden Beispielen nachgewiesen. Bei der Übertragung auf das Bleed-Air System schränken die bezweckte Wirkung zwei Hauptgründe ein:

- Übertragungsverhalten des Aktors
- Modellkomplexität und Systemgröße

In der Diskussion wurden viele der Ansätze deshalb bereits ausgeschlossen. Als die beiden verbleibenden sollen im Rahmen der Arbeit die Knocker Pulse und das I-Glied Tuning getestet werden. Im Folgenden soll nochmals einzeln auf die zwei Ansätze und deren Umsetzung eingegangen werden.

Knocker

Mit dem Knocker wird eine modellfreie Kompensation realisiert, die mit einem Grundregler kombiniert werden muss. Der Grundregler wird dabei in seiner Struktur nicht verändert. Der Knocker berechnet sich nur in Abhängigkeit vom Stellsignal des Grundreglers.

Im Vorschlag nach [21] wird ein PI Regler mit den Pulsen kombiniert. Da die Methode jedoch vollkommen unabhängig vom Grundregler ist, kann auch der LQG Regler mit dem Knocker kombiniert werden. Damit wird aus den beiden Grundreglern, die im vorherigen Kapitel vorgestellt wurden, ein PI-Knocker und ein LQG-Knocker.

Für die Realisierung in Dymola wird dafür eine Klasse „Knocker“ erstellt. Als Eingangsgröße benötigt die Klasse lediglich das Stellsignal des Basisreglers u_c . Anhand der drei Parameter Amplitude, Pulsbreite und Periode können die Pulse charakterisiert werden.

Entsprechend der Vorgaben von [21] sind diese Parameter konstant und werden online nicht mehr verändert. Zur Erzeugung der Pulse wird ein Pulsgenerator der MSL genutzt. Über die Auswertung des Gradienten des Stellsignals mit einer Signum-Funktion wird das

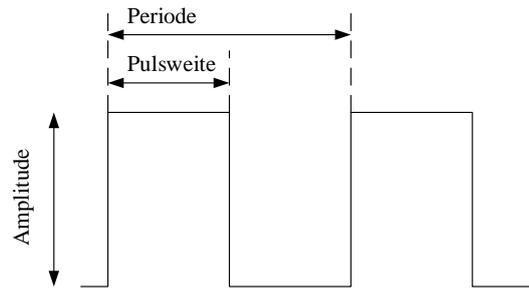


Abbildung 3.17: Parameter der Klocker Pulse

Vorzeichen der Pulse bestimmt. Speziell bei langen Pulsdauern ist eine Umkehrung des Vorzeichens innerhalb einer Pulsphase möglich. Aufgrund der Sensordynamik entstehen aber relativ glatte Mess- und Stellverläufe und nur selten solche Umschaltvorgänge. Eine zusätzliche Filterung des Stellsignals ist also nicht nötig, könnte aber einfach durch ein PT1 Glied vor der Berechnung des Gradienten realisiert werden.

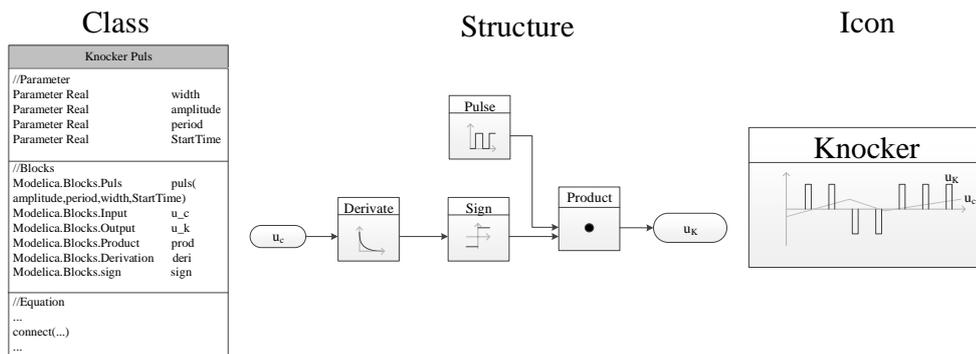


Abbildung 3.18: Modelica Klasse des Klockers

Aus der Basisklasse Knocker und den beiden Grundreglern können, wie in Abbildung 3.19 gezeigt, die beiden erweiterten Reglerstrukturen PI Knocker und LQG Knocker erstellt werden. Dafür werden entsprechend des Konzeptes das Knocker Signal einfach auf das Stellsignal addiert.

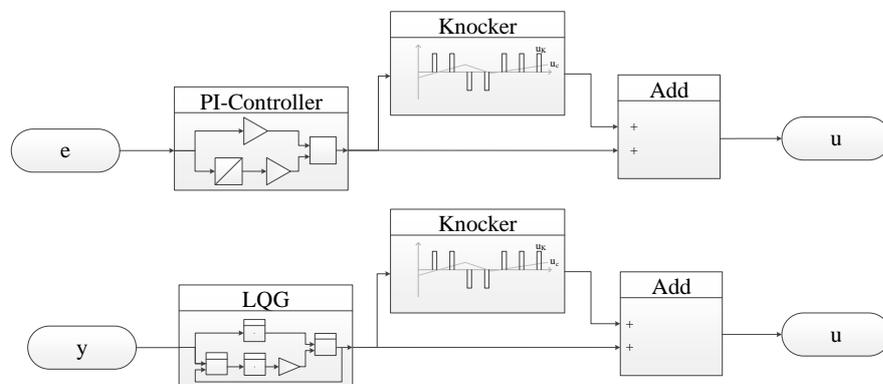


Abbildung 3.19: PI- und LQG Knocker

I-Glied Tuning

Das I-Tuning stellt ein modellbasiertes Verfahren dar. Im Modell wird der aktuelle Zustand des Ventils im Stick-Slip Zyklus geschätzt. Für die Realisierung dieser Methode muss die Struktur der Basisregler teilweise verändert werden. Im Stick-Slip Modell werden nur der Regelfehler und dessen Änderungsrate benötigt. Der Regelfehler wird von den Basisregler ohnehin verwendet und die Änderungsrate wird durch die Ableitung des Regelfehlers berechnet.

In der Methode nach [14] entsteht daraus ein nichtlinearer PI Regler. Die einzige Voraussetzung für den Einsatz der Methode ist das Vorhandensein eines I-Anteils im Regler. Da sowohl beim PI Regler, als auch beim LQG ein integrativer Regleranteil vorgesehen ist, kann die Methode auf beide Grundregler angewandt werden.

Zur Umsetzung wird eine Klasse „Variable I-Gain“ implementiert, die den integrativen Stellanteil berechnet. Dabei wird mit dem Regelfehler e und dessen Ableitung \dot{e} anhand

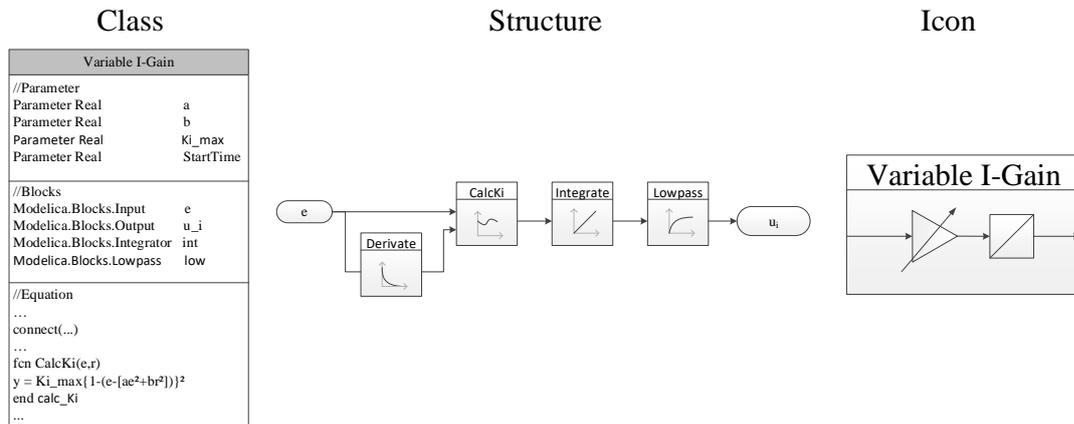


Abbildung 3.20: Modelica Klasse des variables I-Glieds

der Gleichungen (2.26) und (2.27) der Vorfaktor K_i berechnet. Hochfrequente Anteile im Verlauf von K_i werden durch ein PT1 Glied ausgefiltert. Durch die Integration des mit K_i skalierten Fehlers ergibt sich dann der I-Anteil des Reglers.

Mit der Klasse „Variable I-Gain“ können die erweiterten Regler PI-I und LQG-I erstellt werden. Dafür wird bei Beiden anstelle des normalen integrativen Anteils eine Instanz der vorgestellten Klasse verwendet. Abbildung 3.21 zeigt die dabei entstehenden Regler.

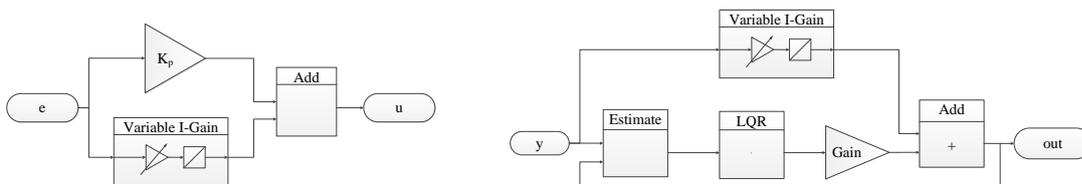


Abbildung 3.21: Nichtlineare Regler: Links PI-I, rechts LQG-I

Durch die Skalierungsfunktion entsteht ein nichtlinearer Regleranteil. In diesem Fall ist zu beachten, dass Multiplikation und Integration nicht mehr vertauschbar sind. Im

Rahmen der Arbeit wird die Multiplikation von K_i vor der Integration durchgeführt, da ansonsten die Wirkung des integrativen Regleranteils als Vorsteuerung entfällt.

3.2.3.3 Entkopplung der Ventile

Für die Entkopplung der drei Ventile soll die Einstellung eines Drucks nach dem zweiten Ventil nicht durch eine Regelung, sondern durch eine Steuerung vorgesehen werden. Dadurch sollen die Oszillationen am zweiten Ventil abgestellt und damit eine Barriere zwischen den drei Ventilen errichtet werden.

Zunächst soll dabei das Konzept der Steuerung erläutert werden. Anschließend wird die Auslegung und Umsetzung in Modelica dargebracht.

Konzept der Steuerung

Für die Steuerung des zweiten Ventils müssen sowohl die mechanische Selbstaktuierung, als auch die elektrische Aktuierung ohne die Rückführung einer Größe ausgeführt werden. Für die Unterbrechung der mechanischen Rückführung wird im Aktor des PRV das Ventil (siehe Abbildung 3.8) in der Zuleitung stromabwärts komplett geschlossen. Bei Aktivität der Steuerung nimmt der Druck p_2 damit keinen direkten Einfluss auf die Aktuierung. Ein indirekter Einfluss findet über das induzierte aerodynamische Moment (siehe Gleichung (3.4)) auf das Ventil statt, in das der Druck p_2 einfließt, dies kann jedoch nicht unterbunden werden und ist vom Einfluss auf die Aktuierung eher als gering einzuschätzen.

Für die elektrische Aktuierung kann nun auch nicht mehr der Druck p_2 zurückgeführt werden und keine Größe verwendet werden, die von diesem beeinflusst wird. Die einzige Größe im Modell, die den Druck p_2 beeinflusst, aber selbst unabhängig von diesem ist, stellt der Turbinendruck p_0 dar. Die Größe wird von einer Randbedingung vorgegeben und ist deshalb eine exogene Variable. Diese Modellannahme ist durchaus gerechtfertigt, da der Turbinendruck wesentlich höher als der im Bleed-Air System ist und kleine Schwankungen im Bleed-Air System bezogen auf den Absolutdruck in der Turbine verschwindend gering sind.

Im Übertragungspfad zwischen p_0 und p_2 spielen neben dem einzustellenden Ventilwinkel φ_2 auch die anderen beiden Ventilwinkel φ_1 und φ_3 eine Rolle. Die Berücksichtigung dieser Größen würde jedoch wieder zu einer Kopplung der Ventile führen, die in diesem Ansatz verhindert werden soll. Somit können instationäre Vorgänge zum Beispiel beim Wechsel zwischen zwei Betriebspunkten der Turbine, bei denen die beiden Ventile HPV und FCV in Bewegung und nicht in deren stationären Winkelbereichen sind, von der Steuerung nicht abgebildet werden. Unter der Annahme, dass solche Vorgänge sehr schnell ablaufen und selten auftreten, soll dies aber toleriert werden. Der Ventilwinkel φ_2 soll daher allein anhand des Drucks p_0 vorgegeben werden.

Da kein expliziter Zusammenhang zwischen Stellgröße u_2 und dem Winkel φ_2 formuliert werden kann, wird der Ventilwinkel gemessen und eine Regelung vorgesehen. Somit wird über eine Regelung des Ventilwinkels der Druck nach dem Ventil gesteuert.

Auslegung der Steuerung

Für die Auslegung der Steuerung muss ein Zusammenhang gefunden werden, der den Ventilwinkel φ_2 auf den gemessenen Turbinendruck p_0 abbildet. Da die Formulierung eines physikalischen Zusammenhangs zu komplex wäre, wird die Funktion experimentell ermittelt. Dafür wird das Bleed-Air Modell mit linearer Ventilreibung nach Gleichung

(3.6) benutzt und die Rampe für den Druckverlauf mit einer konstanten Druckvorgabe ersetzt. Durch Vernachlässigung der Nichtlinearität der Reibung wird das stationär genaue Erreichen eines Sollzustands mit einem PI Regler möglich. Somit können verschiedene Betriebspunkte angefahren und bestimmt werden.

Da ein annähernd stetiger Verlauf der Kurve anzunehmen ist, sollen einzelne Punkte im Kennfeld bestimmt und die Funktion durch lineare Interpolation zwischen diesen Punkten gewonnen werden. Für die Bestimmung eines Messpunktes wird das in Abbildung 3.22 dargestellte Vorgehen gewählt.

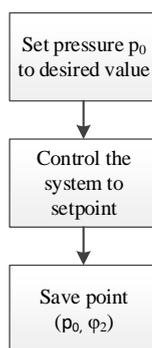


Abbildung 3.22: Vorgehen zur Bestimmung von Betriebspunkten für das Steuerkennfeld

Der Druck wird dabei im Arbeitsbereich zwischen 4 und 25 bar im Abstand von 0.5 bar vorgegeben. Dadurch ergeben sich insgesamt 43 Messpunkte. In jedem Fall wird ein stationärer absoluter Regelfehler der Größen \dot{m}_3 und p_2 kleiner als 0.01 erzielt.

Da die Ventile teilweise zu kleinen periodischen Dauerschwingungen im stationären Zustand neigen, werden die gemessene Ventilwinkel noch PT1 gefiltert, um den Mittelwert der Schwingung zu erhalten. Dieser wird als Messpunkt übernommen. Abbildung 3.23 zeigt die ermittelten stationären Ventilwinkel für vorgegebene Turbinendrücke.

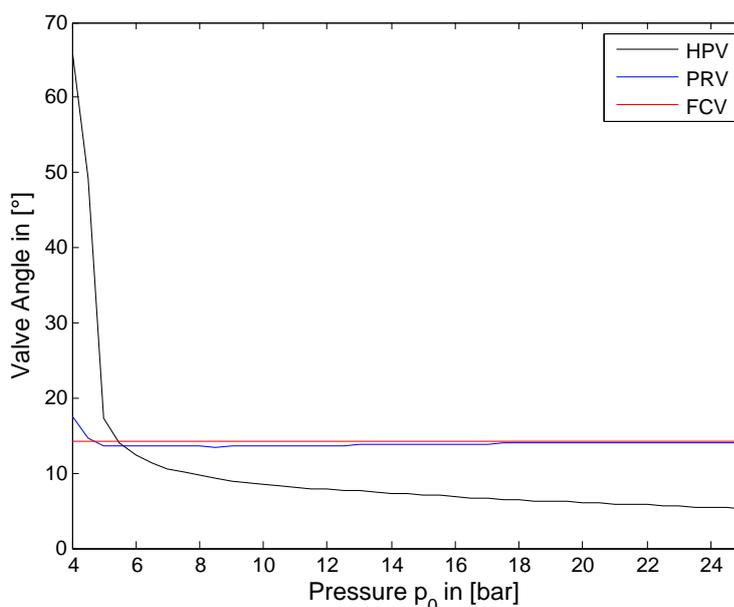


Abbildung 3.23: Kennfeld der Steuerung

Es zeigt sich, dass das erste HPV (schwarz) die größte Dynamik aufweist. Speziell bei kleinen Turbinendrücken stellen sich große Ventilwinkel und ein großer Gradient der Kurve ein. Im stationären Fall zeigt sich, dass das FCV (rot) einen annähernd konstanten Sollwinkel von 14° einnimmt. Der Winkelverlauf des PRV (blau) nimmt von 18° bei 4 bar auf 13° bei 6 bar ab und steigt dann bis zum Maximaldruck von 25 bar auf 14° an.

Der glatte Verlauf der Messpunkte bestätigt die Annahme eines stetigen Funktionsverlaufs. Der Verlauf der drei Ventilwinkel lässt auch für leicht instationäre Vorgänge im Arbeitsbereich über 6 bar, in dem sich das System meistens befindet, gute Ergebnisse erwarten.

Da kein Feedback für die Drucksteuerung mehr vorhanden ist, das zum Aufschwingen des Systems führt, kann bei der Regelung des Ventilwinkels aggressiver vorgegangen werden. Dazu soll ein Dreipunktregler vorgesehen werden. Dabei handelt es sich um einen unstetigen Regler mit drei Zuständen, der in der Industrie aufgrund seiner Einfachheit häufig Verwendung findet. In diesem Fall sollen die drei Zustände die untere Stellgrößenbeschränkung, 0 und die obere Stellgrößenbeschränkung sein.

$$u = \begin{cases} M & , \text{ for } e_{\varphi_2} > \text{band} \\ -M & , \text{ for } e_{\varphi_2} < -\text{band} \\ 0 & , \text{ else} \end{cases} \quad (3.13)$$

Realisierung der Steuerung

Für die Implementierung wird zunächst eine Klasse „3 Point Controller“ erstellt. Diese erhält den Regelfehler als Eingang. Als Einstellparameter können die Pegelhöhe und ein um die 0 Lage symmetrisches Band vorgegeben werden.

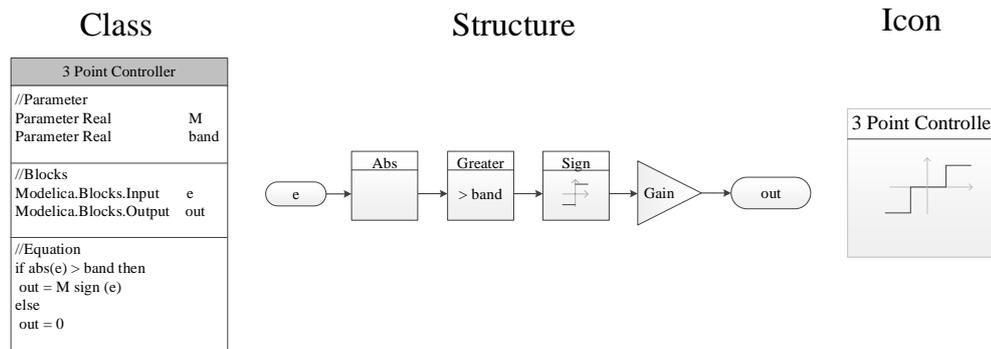


Abbildung 3.24: Modelica Klasse eines 3-Punkt Reglers

Für die Berechnung des Sollwinkels und der Stellgröße wird eine neue Modelica Klasse „Feedforward“ erstellt. Diese erhält als Eingang den Druck p_0 und den Ventilwinkel φ_2 . Außerdem ist ein PI-Regler integriert, der für den Startvorgang verwendet wird. Somit kann während der Simulation zwischen PI Regelung und Steuerung mittels Dreipunktregler gewechselt werden.

Für die Erstellung eines Kennfeldes aus den einzelnen Messpunkten wird ein „Table“ aus der MSL genutzt. Die Funktionswerte werden dabei durch lineare Interpolation ermittelt.

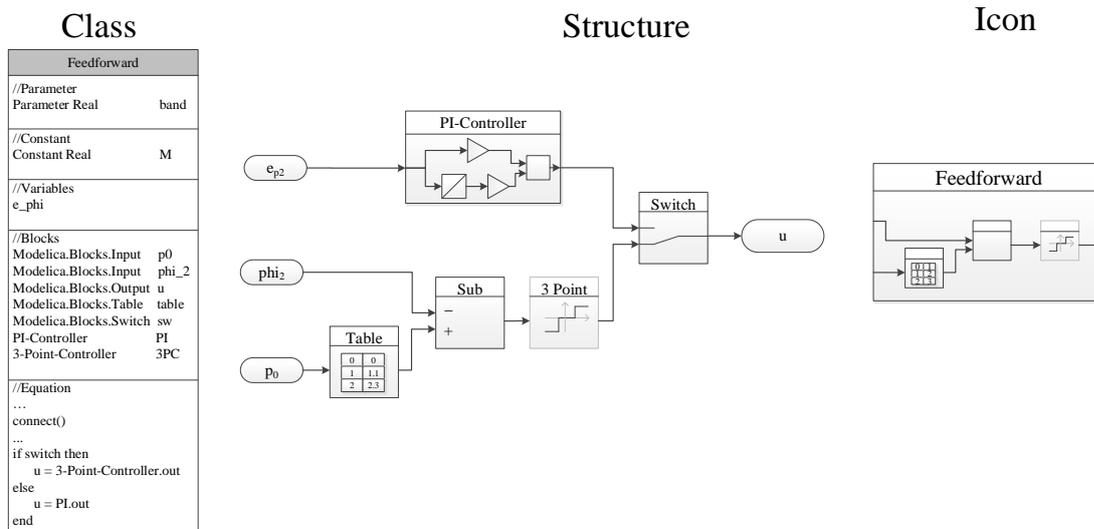


Abbildung 3.25: Modelica Klasse der Entkopplung

3.3 Gütemaß zur Bewertung der Regelung

Im Rahmen der Arbeit werden mehrere verschiedene Reglervarianten verglichen. Um dies bewerkstelligen zu können, muss ein objektives Bewertungsmaß festgelegt werden. Dieses Gütemaß findet dann sowohl im Abstimmungsprozess der Regler, als auch beim Vergleich untereinander Verwendung.

Zunächst werden einzelne Bewertungskriterien festgelegt, die berücksichtigt werden sollen. Anschließend wird auf die Zusammensetzung des Gütemaßes aus den einzelnen Kriterien und zuletzt wird auf die Umsetzung in Modelica eingegangen.

3.3.1 Bestandteile

Die einzelnen Bestandteile lehnen sich an die Zielsetzungen der Reglerentwicklung an. Als ein Gesichtspunkt sollen die beiden Regelfehler herangezogen werden. Als Sollwert für den Druck p_2 wird der Mittelwert des Druckbereichs, also 3.7 bar vorgegeben. Die Bewertung des Fehlers im Druckverlauf e_{p_2} dient dabei als Maß für die Einhaltung der Druckgrenzen. Befindet sich der Druck nach dem zweiten Ventil nahe dem Sollwert von 3.7 bar, also bei kleinem Regelfehler, so kann daraus geschlossen werden, dass die Belastungsgrenzen innerhalb der Übertragungsstrecke nicht überschritten werden. Durch die Betrachtung des Regelfehlers vom Mittelwert des Druckbereichs werden auch dynamische Belastungen, also Druckschwankungen in diesem Toleranzbereich bestraft. Mit dem Fehler des Massenflusses $e_{\dot{m}_3}$ wird die Bereitstellung des konstanten Massenflusses bewertet. Dabei werden wiederum sowohl konstante Abweichungen vom Sollwert, als auch Oszillationen um den Sollwert bestraft.

Die Regelfehler werden mit dem Kehrwert der Führungsgrößen \mathbf{w} normiert, um den prozentualen Regelfehler zu erhalten. Die normierten Fehler werden addiert und betragsmäßig integriert, um den Gesamtfehler der Regelgrößen während einer Simulation zu berechnen. Außerdem findet eine Normierung auf die Simulationsdauer statt, um die Regelgüte unabhängig von der betrachteten Intervalllänge bestimmen zu können. Mit

dem Vorfaktor q kann eine Skalierung des ermittelten Wertes vorgenommen werden. Damit ergibt sich der erste Teil des Gütemaßes nach Gleichung (3.14).

$$J_1 = \frac{q}{t} \int_{t_1}^{t_2} \frac{|e_{p2}|}{w_{p2}} + \frac{|e_{m3}|}{w_{m3}} dt \quad (3.14)$$

Die Bewegung der Ventile wird als Maß für den Verschleiß im Gütemaß aufgenommen. Diese berechnet sich als Integral der Winkelgeschwindigkeiten der Ventile. Im Gütemaß werden alle drei Ventile betrachtet. Der resultierende Wert wird wieder auf die Zeit normiert und mit einem Vorfaktor p versehen.

$$J_2 = \frac{p}{t} \cdot \int_{t_1}^{t_2} |\dot{\varphi}_1| + |\dot{\varphi}_2| + |\dot{\varphi}_3| dt \quad (3.15)$$

Denkbar wäre auch die Bewertung der benötigten Stellenergie. Da es sich bei den Ventilen aber um semiaktive Aktoren handelt und der Energiebedarf für die Bereitstellung der Stellgrößen sehr gering ist, soll davon abgesehen werden.

3.3.2 Zusammensetzung

Im vorherigen Abschnitt wurden zwei Anteile vorgestellt, die zur Bewertung der Regelgüte herangezogen werden sollen. In diesem Kapitel soll die Zusammenführung dieser beiden Teile festgelegt werden. Dabei gibt es 3 Möglichkeiten, die in Betracht gezogen werden:

1. Harte Grenze und Eingrößenbewertung
2. Mehrgrößenbewertung
3. Normierung der beiden Teile

Harte Grenze

Bei der Umsetzung einer harten Grenze wird für einen der beiden Bestandteile ein Grenzwert festgelegt. Bei der Bewertung von Reglern wird im ersten Schritt überprüft, ob der Grenzwert überschritten wird und diese Regler dann aussortiert. Die übrigen Regler werden dann allein anhand des zweiten Gütebestandteils bewertet. Dabei ist die Wahl der Grenze jedoch schwierig, da sowohl das Fehlerintegral, als auch die Ventilbewegung im Absoluten schwer zu fassende Größen darstellen. Bei einer ungeschickten Wahl besteht die Gefahr, dass ein großer Teil guter Lösungen nicht berücksichtigt wird. Weil sich die Wahl der Grenze als schwierig darstellt und nur willkürlich geschehen kann, wird diese Variante ausgeschlossen.

Mehrgrößenbewertung

Eine Mehrgrößenbewertung betrachtet die beiden Kriterien einzeln und ordnet einer Lösung damit einem Punkt im 2-dimensionalen Raum zu. Die besten Lösungen liegen dann auf einer Kurve im Raum, der sogenannten Paretofront. Dies bietet den größten Überblick über die Lösungen und gibt die Möglichkeit Beziehungen zwischen den Zielen Verschleiß und Sollwertfolge zu erkennen. Dabei ist bei der Reglerabstimmung jedoch eine Mehrgrößenoptimierung notwendig, die aufgrund der komplexen Simulation

zu aufwändig wäre. Deshalb ist diese Variante auch nicht sinnvoll und wird ebenfalls ausgeschlossen.

Normierung

Die dritte Möglichkeit sieht vor, die beiden Bestandteile durch Berechnung der quadratische Norm zu einem Wert zu kombinieren. Dabei kann eine Gewichtung zwischen Verschleiß und Sollwertfolge vorgenommen werden. Diese Variante stellt einen intuitiven Ansatz dar und birgt den geringen Aufwand in sich. Das Gütemaß berechnet sich dann zu:

$$J = \sqrt{J_1^2 + J_2^2} \quad (3.16)$$

Die Parameter q und p , aus Gleichungen (3.15) und (3.14) werden genutzt, um die beiden Bestandteile J_1 und J_2 in gleichem Maße zu berücksichtigen und einen sinnvollen Wertebereich für das Gütemaß vorzusehen.

$$\begin{aligned} J_1 &= J_2 \\ J &= 100 \end{aligned} \quad (3.17)$$

Die Bestimmung der Parameter muss anhand einer durchgeführten Simulation erfolgen. Dabei ist darauf zu achten, dass der Regelkreis in dieser Simulation sein charakteristisches Verhalten aufweist. Natürlich kann mit Versuchsergebnissen eines willkürlich parametrisierten Reglers die Abwägung nur ungefähr vorgegeben werden. Im Rahmen dieser Arbeit, in der keine exakten absoluten Ergebnisse, sondern eine vergleichende Bewertung vorgenommen werden soll, ist dies jedoch absolut ausreichend.

Durch seine Definition ist der Wertebereich des Gütemaßes J auf den Bereich $[0, \infty]$ festgelegt, wobei das theoretische Optimum bei 0 liegt.

3.3.3 Implementierung der Gütefunktion

Die Bestimmung des Gütemaßes benötigt wenig Rechenleistung und kann deshalb online während der Simulation geschehen. Dafür werden zwei Klassen zur Messung der Ventildbewegung und des Gesamtfehlers erstellt. Dabei wird die Möglichkeit vorgesehen, die Messung erst ab einem vorgebbaren Zeitpunkt in der Simulation zu beginnen.

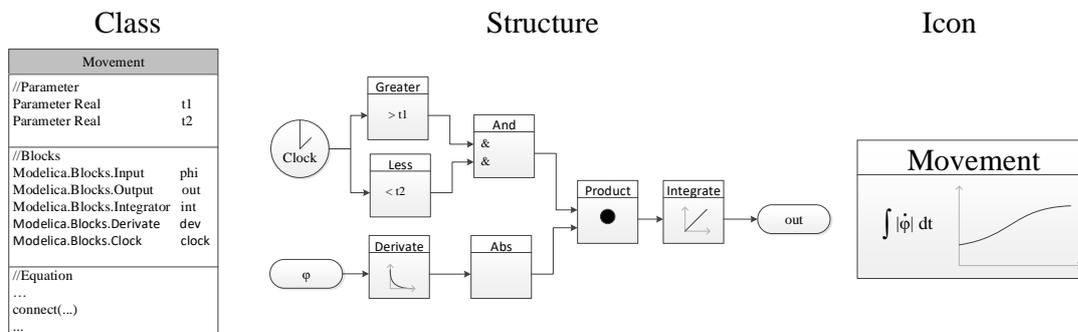


Abbildung 3.26: Modelica Klasse für Bestimmung der Ventildbewegung

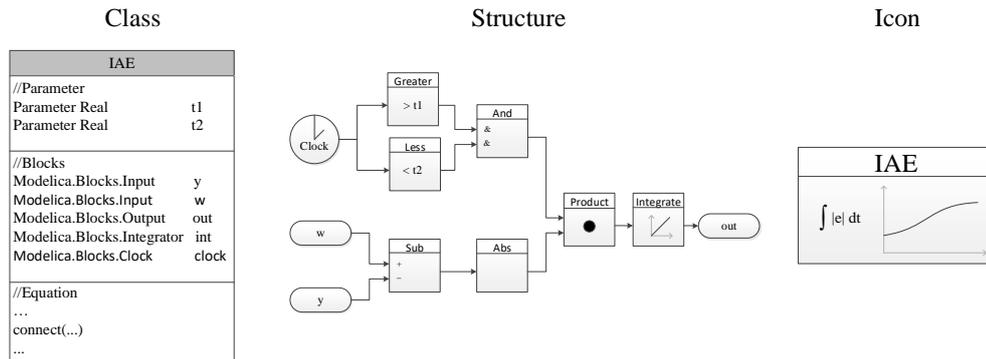


Abbildung 3.27: Modelica Klasse für Bestimmung der Sollwertfolge

In einer Klasse „QualityCriteria“ werden die modellierten Bestandteile dann zusammengesetzt und daraus das Gütemaß bestimmt. Die Parameter p und q fließen in den Gain Blöcken ein.

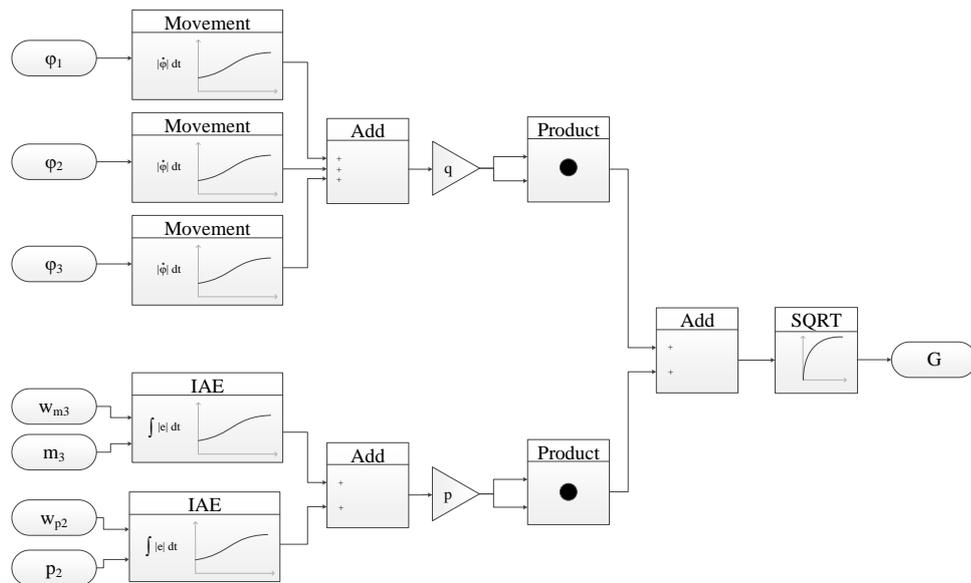


Abbildung 3.28: Modelica Klasse für Bestimmung des Gütewertes

3.4 Vorgehen für Reglerapplikation und -validierung

Mit den in Kapitel 3.2 beschriebenen Methoden wurden Ansätze vorgestellt, die zu verschiedenen Reglern zusammengesetzt werden können und in Kapitel 3.3 ein Maß zur Bewertung der Regler definiert. Tabelle 3.1 zeigt eine Übersicht der dabei entstehenden Regler. Um die Regler miteinander vergleichen zu können, müssen diese auf das Bleed-Air System appliziert werden. In diesem Kapitel soll deshalb das Vorgehen bei der Reglerparametrierung und der Validierung eingegangen werden. Eine entscheidende Rolle dabei spielt die Auslegung der dafür verwendeten Testfälle. Auf diese soll nochmals speziell im letzten Abschnitt eingegangen werden.

 DLR		Basisregler		
		Dezentrale Regelung	Zentrale Regelung	Entkopplung
Kompensator	Keiner	2xPI	LQG	Steuerung + PI
	Knocker (K)	2xPI-K	LQG-K	Steuerung + PI-K
	I-Tuning (I)	2xPI-I	LQG-I	Steuerung + PI-I

Tabelle 3.1: Übersicht aller Reglervarianten

3.4.1 Parametrierung der Regler

Alle Reglerparameter werden bei der Implementierung in Dymola als Parameter definiert und können so ohne erneute Übersetzung des Modells für eine Simulation geändert werden. Dies ermöglicht eine große Zeitersparnis beim Test verschiedener Parameterkombinationen.

Für einige Reglervarianten, wie z.B. den PI Regler existieren heuristische Verfahren zur Reglerabstimmung, wie die Methode nach Ziegler-Nichols. Für die meisten Varianten bleibt jedoch nur die Methode durch Versuch und Irrtum möglich.

Um Neutralität und die Vergleichbarkeit der verschiedenen Lösungen gewähren zu können, sollen alle Reglervarianten durch Versuch und Irrtum parametrierung werden. Im Rahmen der Arbeit wurde für den Applikationsprozess der globale Optimierungsalgorithmus „patternsearch“ verwendet [11].

Beim Algorithmus wird ein Startpunkt für die Suche vorgegeben. In einem Netz rund um diesen Punkt werden einzelne Funktionsauswertungen durchgeführt. Das Netz bewegt sich nach Auswertung der Punkte in die vielversprechendste Richtung weiter. Dabei sind einzelne Punkte im Netz zur Exploration vorgesehen. Die Geschwindigkeit der Netzbewegung hängt von den Ergebnissen der Funktionsauswertung ab. Im Rahmen der Arbeit wurde die Matlab Variante des Algorithmus verwendet, die in der „Global Optimization Toolbox“ beinhaltet ist. Dieser muss der Startwert und die zu optimierende Funktion übergeben werden. Abbildung 3.29 zeigt den Aufbau dieser Funktion, mit der die Reglerparameter auf den Wert des Gütemaßes abgebildet werden.



Abbildung 3.29: Aufbau der zu optimierenden Funktion

Als Übergabeparameter erhält die Funktion bei jedem Aufruf durch den patternsearch Algorithmus einen Punkt, der ein Parametersetting darstellt. Zur Ermittlung des dazugehörigen Wert des Gütemaßes muss eine Simulation in Dymola durchgeführt werden. Für jede Reglervariante besteht dabei ein eigenes Modell für den geschlossenen Regelkreis. Über einen Dymola Channel werden dann zunächst die Reglerparameter in der Dymola Console mit einer Zuweisung vorgegeben. Anschließend wird die Simulation gestartet. Nach Terminieren der Simulation wird das Ergebnis in Form des von Dymola erstellten (.mat) Datei geladen. Die Berechnung des Gütewertes geschieht bereits online während der Simulation. Die Funktion muss dann nur mehr den Verlauf des Gütemaßes aus der Ergebnisdatei selektieren und den letzten Wert speichern. Durch die Speicherung aller erzielten Gütewert wird auch der Verlauf der Optimierung aufgezeichnet. Als Rückgabewert liefert die Funktion den ermittelten Wert des Gütemaßes zurück. Somit können für einen spezifischen Testfall, für den die Simulationen durchgeführt werden, die optimalen Reglerparameter ermittelt werden.

3.4.2 Validierung der Ergebnisse

Das Ziel der Arbeit ist die modellgestützte Entwicklung von Reglern. Prinzipiell entspricht dies, laut der Definition des Modellbegriffs, die Auslegung von Reglern an einem vereinfachtem Abbild der Regelstrecke.

Bei einer modellbasierten Auslegung, muss die Funktionalität der Regler am realen System nachgewiesen werden. Da die Durchführung von Realversuchen mit den Reglern jedoch viel zu aufwendig und kostspielig ist, muss ein anderes Vorgehen zur Validierung gewählt werden. In diesem Zuge wird für die Abstimmung der Regler und deren Bewertung zwei unterschiedliche Modellvarianten verwendet:

- Applikationsmodell
- Validierungsmodell

Dabei wird das Prinzip der modellbasierten Entwicklung rein modellbasiert nachgeahmt. So sollen die Regler an einem vereinfachten Abbild des Modells bestimmt werden.

Das in Kapitel 3.1 vorgestellte Modell soll als Validierungsmodell dienen, da es die Realität am genauesten abbildet. Durch einige Vereinfachungen wird daraus das Applikationsmodell.

Die Regler werden entsprechend der im vorherigen Kapitel vorgestellten Vorgehensweise mit dem Applikationsmodell bestimmt und für die Validierung deren Robustheit am Applikationsmodell getestet.

3.4.3 Design der Testfälle

Die Wahl des Testfalls ist im Hintergrund des vorliegenden Problems schwierig. Der Grund dafür liegt in der Kombination aus Streckenverhalten und Regelziel.

Ist der konstante Sollzustand eingeregelt, verhält sich das Modell relativ stabil. Somit erhalten aggressive Regler, die das System schnell in diesen Zustand bringen durch die Definition des Gütemaßes eine sehr gute Bewertung. Teilweise sind diese Regler jedoch nur bedingt für die Stabilisierung geeignet und neigen bei leicht veränderter Anfangsstörung zu Grenzyklen.

Ziel des Testfalls muss es also sein, das System oftmals ins Schwingen zu bringen und so immer wieder in neue Dynamik zu versetzen. Jedoch darf das System extern auch nicht zu stark beeinflusst werden. Dies könnte dazu führen, dass die Zeit zwischen zwei Störungen zu kurz ist und kein Regler mehr in der Lage ist, das System zu stabilisieren. Andererseits führen zu kurz gewählte Intervalle dazu, dass das Ausregeln des Systems durch das Gütemaß nicht mehr honoriert wird. Dies kann der Fall sein, wenn ein Regler das System durch eine starke Ventilbewegung einregelt. So kann die Bestrafung dieser Bewegung höher sein, als die Belohnung in der Zeit, in der das System eingeregelt ist. In der Optimierung, in der nur das Gütemaß betrachtet wird, werden diese Lösungen dann nicht berücksichtigt.

Um die Anforderungen an den Regler, wie im vorherigen Absatz beschrieben zu erhöhen, können Störungen ins System eingebracht werden. Dabei sind drei verschiedene Stellen im Modell möglich:

- An den Randbedingungen
- In der Regelstrecke
- Im Regler

Störung an einer Randbedingung

Eine Störung an den Randbedingungen einzubringen, ist im vorliegenden Modell bereits vorgesehen und vor dem technischen Hintergrund auch sinnvoll. Eine Vorgabe eines Druckverlaufes an der ersten Randbedingung ist dabei als Wechsel zwischen zwei Betriebspunkten der Turbine zu interpretieren. Durch Öffnen und Schließen des Ventils an der zweiten Randbedingung entsteht ein schwankender Gegendruck. Dieser repräsentiert das dynamische Verhalten des nachgelagerten Air-Conditioning Pack.

Störung in der Regelstrecke

Um eine Störung in der Regelstrecke einzubringen muss das Modell erweitert werden. Eine Möglichkeit wäre beispielsweise die Erweiterung des Kräftegleichgewichts aus Gleichung (3.5) um einen Term $F_{disturbance}$. Mit dieser Variante kann ein beliebiger Kraftverlauf auf den Kolben vorgegeben werden.

$$F_{constraint} + F_{pressure_{upper}} + F_{pressure_{lower}} + F_{spring} + F_{joint} + F_{d'alembert} + F_{friction} + F_{disturbance} = 0 \quad (3.18)$$

Störung im Regler

Der Regler reagiert auf die Sensorsignale und kann dadurch beeinflusst werden. Durch das weiße Rauschen werden Störungen in Form von Messfehlern in den Regler eingebracht, die zu Ausschlägen in den Stellgrößen führen und das System so anregen. Durch den Erwartungswert μ können stationäre Messfehler eingebracht werden und so beispielsweise Verschleißerscheinungen abgebildet werden. Mit der Standardabweichung σ ist es möglich dynamische Messfehler zu simulieren.

Kapitel 4

Ergebnisse und Diskussion

Nachdem im vorherigen Kapitel bereits das Vorgehen für die Versuchsdurchführung erläutert wurde, sollen in diesem Kapitel die Ergebnisse der Experimente vorgestellt und diskutiert werden. Dazu werden in Kapitel 4.1 zunächst die Versuchsbedingungen beschrieben. Anschließend folgen die Auslegung der Regler in Kapitel 4.2 und deren Validierung in Kapitel 4.3. Die Diskussion der Ergebnisse und angewandten Konzepte schließt das Kapitel in 4.4 ab.

4.1 Beschreibung der durchgeführten Versuche

Die Beschreibung der Versuche ist für die Diskussion der auftretenden Effekte essentiell. Dazu soll auf die verschiedenen Einstellungen und Konfigurationen der Versuche eingegangen werden. Zur vollständigen Charakterisierung der Experimente zählen folgende Vorgaben:

- Simulationsdauer
- Berechnung der Lösung
- Initialisierungsphase
- Störungen
- Trennung zwischen Applikations- und Validierungsmodell

Simulationsdauer

Die Simulationsdauer kann in den Solver Einstellungen in Dymola vorgegeben werden. Im Rahmen der Arbeit wird ein Zeitraum von 100 Sekunden vorgegeben. Damit ergeben sich, je nach Reglerkonfiguration am FCV zirka 20 und am PRV bis zu 80 Oszillationszyklen. So ist einerseits genug Möglichkeit für die Regler gegeben, ihre Funktionsfähigkeit unter Beweis zu stellen und andererseits wird die benötigte Zeit für die Durchführung der Versuche noch in Grenzen gehalten.

Berechnung der Lösung

Bei den aufgestellten Modellen handelt es sich um Anfangswertprobleme, deren Lösung mittels numerischer Integration angenähert werden kann. Für die Lösung des vorliegenden Problems wird „cvsode“, ein in der Umgebung Dymola integrierter Solver verwendet.

Dabei handelt es sich um einen variable-step Solver, speziell für steife Systeme. Bei der Lösungsberechnung wird in einem Parallelmodell die Genauigkeit der Lösung überwacht und die Schrittweite der Integration angepasst. In der vorliegenden Arbeit wird $1e-5$ als maximale Fehlertoleranz gewählt.

Initialisierungsphase

In den Versuchen wird eine Initialisierungsphase von 10 Sekunden vorgesehen. In dieser Zeit sind die Maßnahmen zur Reibungskompensation und Entkopplung noch inaktiv und das System wird nur mit dem jeweiligen Grundregler geregelt. Für die Variante der Entkopplung ist bis zu diesem Zeitpunkt der PI Regler mit der mechanischen Grundregelung im Einsatz. Dadurch wird vermieden, dass sich die Regler auf den Einschwingvorgang anpassen, statt auf die Regelung der stationär auftretenden Oszillationen. Außerdem bekommt der Systembeobachter Zeit zur Initialisierung. Der Initialisierungszeitraum ist nicht repräsentativ für die Regelgüte der Varianten und wird im Gütemaß deshalb auch nicht berücksichtigt.

Störungen

Von der Erweiterung des Modells um einen Störanteil, wie in Gleichung (3.18) gezeigt, wird abgesehen, da dieser keine physikalische Rechtfertigung hat. Die Störungen sollen somit nur über die beiden Randbedingungen und die Sensoren in das System eingebracht werden. Abbildung 4.1 zeigt die Vorgaben an den Randbedingungen.

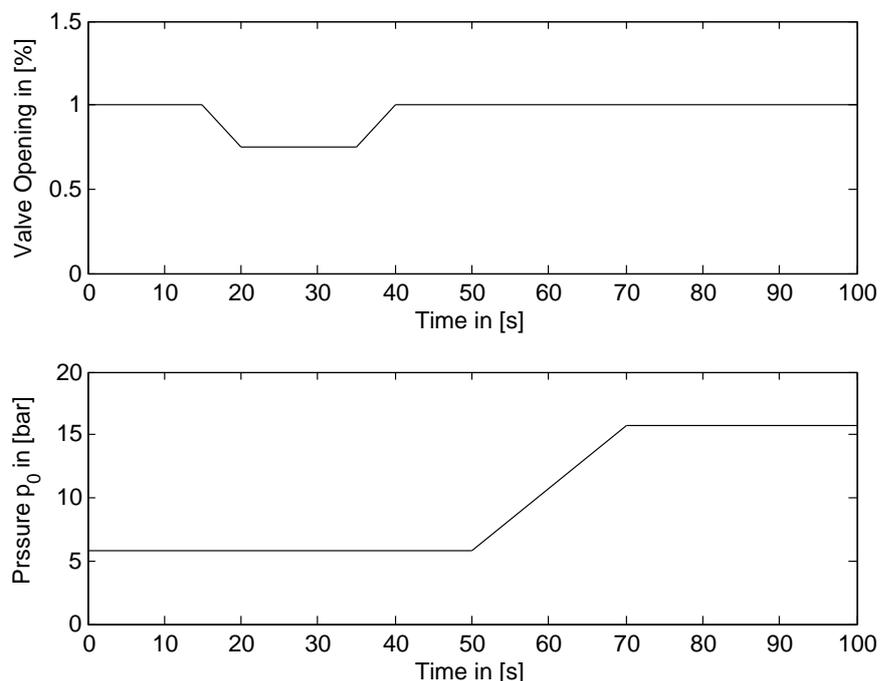


Abbildung 4.1: Störungen an den Randbedingungen

Das Ventil der nachgelagerten Randbedingung (oben) wird dazu im Zeitraum zwischen 15 und 20 Sekunden aus dem geöffneten Zustand auf 75% Öffnung geschlossen und zwischen 35 und 40 Sekunden wieder voll geöffnet. Der wirkende Gegendruck der Randbedingung hängt wegen der enthaltenen Speicherelemente in Volumen und Rohren nicht allein vom Ventilwinkel ab. Die Änderung des Gegendrucks kann also nicht als fester

Betrag angegeben werden, es zeigt sich im Mittel jedoch eine Änderung um zirka 0.25 bar.

An der vorgelagerten Randbedingung (unten) wird der Turbinendruck im Zeitrahmen zwischen 50 und 70 Sekunden von 5.8 auf 15.8 bar erhöht. Dies bewirkt vor allem am HPV eine starke Dynamik. Durch den instationären Charakter des Vorgangs und die Kopplung der Ventile ist jedoch auch am PRV und am FCV eine Störeinwirkung vorhanden.

Für die Darstellung von Sensorrauschen können die Standardabweichung und der Erwartungswert des normalverteilten weißen Rauschens vorgegeben werden. Ein statischer Messfehler wird ausgeschlossen, da Verschleißeffekte im Rahmen des Forschungsprojektes nicht berücksichtigt werden sollen. Der Erwartungswert μ der Verteilung wird deshalb zu 0 gesetzt. Als realistischer dynamischer Messfehler wird die Standardabweichung $\sigma = 0.05$ gewählt.

Applikations- und Validierungsmodell

Für die Optimierung wird das Modell vereinfacht, um so den Prozess der modellbasierten Entwicklung abzudecken. Dafür wird die Diskretisierung der Rohre in der Hauptleitung um den Faktor 3 reduziert und so die Anzahl der Zustandsgrößen im Modell stark verringert. Außerdem wird das Sensorrauschen während der Optimierung im Applikationsprozess vernachlässigt. Dazu wird die Standardabweichung des Sensorrauschens $\sigma = 0$ gesetzt. Damit werden gewisse Parameterunsicherheiten abgebildet, die bei der Übertragung auf das reale System auch zum Tragen kommen.

4.2 Auslegung der Regler

In diesem Kapitel sollen der Prozess der Applikation durch Parameteroptimierung und die daraus resultierenden Regler vorgestellt werden. Dazu wird der LQG zuerst an einem vereinfachten System abgestimmt, da die Bestimmung der Gewichtungsmatrizen am komplexen Simulationsmodell zu aufwendig wäre. Mit dem vorgesehenen Skalierungsfaktor (siehe Abbildung 3.16) wird der LQG anschließend mit den anderen Reglern am nichtlinearen Streckenmodell parametrisiert.

4.2.1 Auslegung für das lineare System

Für die Auslegung des LQG Reglers wird das vereinfachte Modell aus PRV und FCV herangezogen, das bereits für die Linearisierung und Berechnung der Filtermatrix \mathbf{K}_f und der Vorsteuerung genutzt wurde. Für die Auslegung soll nun, anders als beim nichtlinearen Modell eine Sprungfunktion in den Führungsgrößen vorgegeben werden. Die Höhe der Sprünge wird dabei annähernd auf die Amplitude eines jeweiligen Stick-Slip Zykluses gelegt. Ähnliche Größen der Regelfehler werden sich also auch beim komplexen Modell ergeben und rechtfertigen diese Vorgabe. Außerdem erhöht dies die Anforderungen an die Reglerkonfigurationen und macht Unterschiede zwischen verschiedenen Reglern deutlicher.

Das vereinfachte Modell besitzt die Systemordnung 46. Diese ist für einen Beobachter sehr hoch, zudem Größen, wie die Temperatur eine geringe Dynamik aufweisen und somit kaum in die Regelung einfließen. Da die Berücksichtigung der Systemordnung als Optimierungsparameter zu aufwendig wäre, soll eine andere Vorgehensweise gewählt

werden. Dazu wird in einem einfachen Versuch der Einfluss der Systemordnung des Reglers auf die Regelqualität ermittelt.

Die Auslegungsparameter \mathbf{Q} , \mathbf{R} und \mathbf{I} werden fest als Einheitsmatrizen und \mathbf{V} und \mathbf{W} als Diagonalmatrizen mit den Werten 0.05 vorgegeben. Aus dem linearisierten System werden durch balanciertes Abschneiden reduzierte Systeme der Ordnungen 1 bis 46 erstellt und dafür Beobachter und Regler entworfen. Bei der Simulation des geschlossenen Regelkreises wird dann der integrierte Gesamtfehler der Regelgrößen berechnet und so die Regelgüte bestimmt.

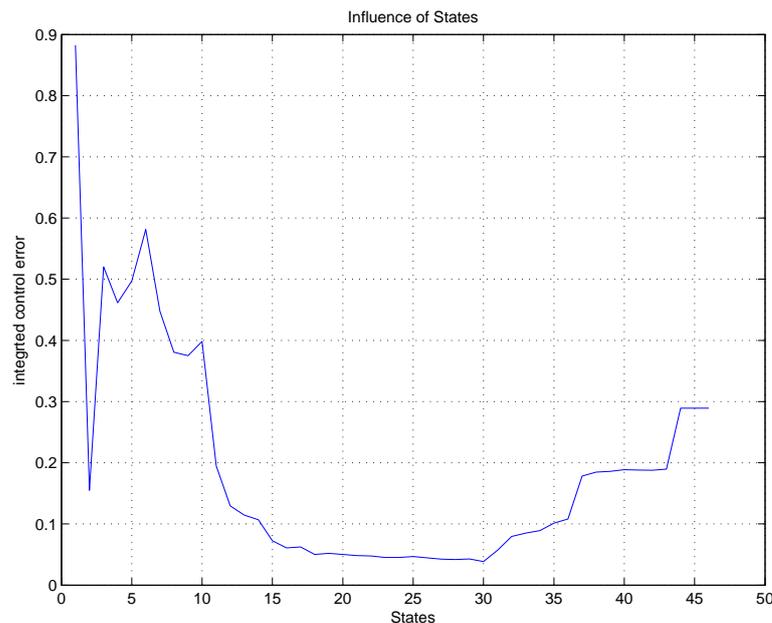


Abbildung 4.2: Einfluss der Systemordnung des LQG auf den Regelfehler

Es zeigt sich, dass der Regelfehler im Testfall bis zu 15 Zustandsgrößen stark abnimmt. Die Systemordnung 2, die der einer PI Regelung entspricht, bildet einen Ausreißer im Verlauf. Von 15 bis 30 Zustandsgrößen nimmt der Regelfehler weiter leicht ab. Anschließend findet eine Verschlechterung bis zur vollen Systemordnung von 46 statt. Im Rahmen der Arbeit wird als Kompromiss zwischen benötigter Rechenleistung und Regelgüte die Systemordnung 20 gewählt.

Beobachter und Regler werden in diesem Test zusammen betrachtet, obwohl diese nach Separationstheorem unabhängig voneinander ausgelegt werden sollen. Dadurch sinkt die Belastbarkeit dieses Tests. Da dieser jedoch nur als grobe Orientierung dienen soll, kann dies toleriert werden.

Damit ergeben sich für die Abstimmung eine $[20 \times 20]$ Matrix \mathbf{Q} für die Gewichtung einzelner Systemzustände, eine $[2 \times 2]$ Matrix \mathbf{R} für die Gewichtung der Stellgrößen und eine $[2 \times 2]$ Matrix \mathbf{I} für den integrativen Regleranteil. In der Optimierung werden nur die Diagonalelemente der Matrizen bestimmt und die übrigen Elemente zu 0 gesetzt. Damit ergeben sich insgesamt 24 Parameter, die bestimmt werden müssen.

Als Startpunkt für die Parameteroptimierung werden die Gewichtungsmatrizen \mathbf{Q} , \mathbf{R} und \mathbf{I} als Einheitsmatrizen angenommen. Mit dieser Reglerabstimmung werden die Vorfaktoren p und q des Gütemaßes bestimmt. Somit startet die Parametersuche mit dem Basiswert 100. Abbildung 4.3 zeigt den Optimierungsverlauf.

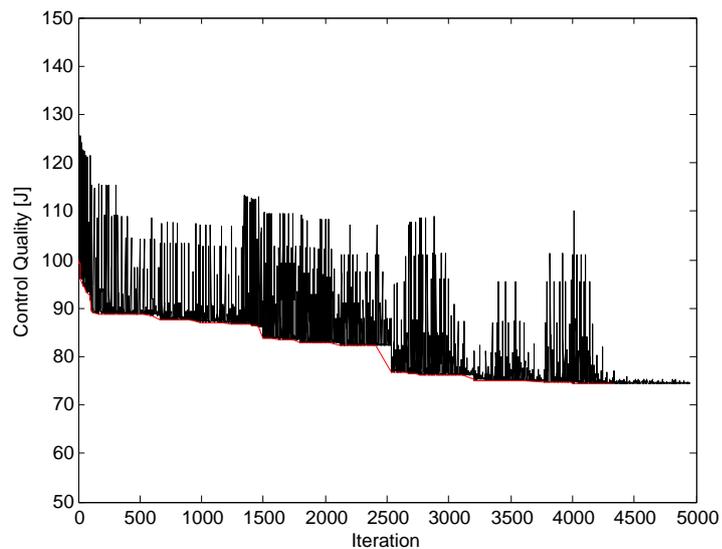


Abbildung 4.3: Optimierungsverlauf des LQG Reglers

In 5000 Iterationen verbessert sich der Regler gemessen am Gütemaß von 100 auf einen Wert von 74.45, also um 25.55%. Die schwarze Kurve zeigt das erreichte Gütemaß jeder Iteration und die rote Kurve das jeweilige Optimum bei der aktuellen Iteration. Das optimale Parameter Setting wird dabei nach zirka 4200 Iterationen gefunden. Ab diesem Zeitpunkt sind auch keine großen Ausschläge in der schwarzen Kurve mehr zu sehen. Dies ist damit zu begründen, dass der Algorithmus an einem Punkt nur noch lokale Optimierungen vornimmt, aber im Suchraum nicht mehr exploriert. Abbildung 4.4 zeigt den resultierenden Regelverlauf.

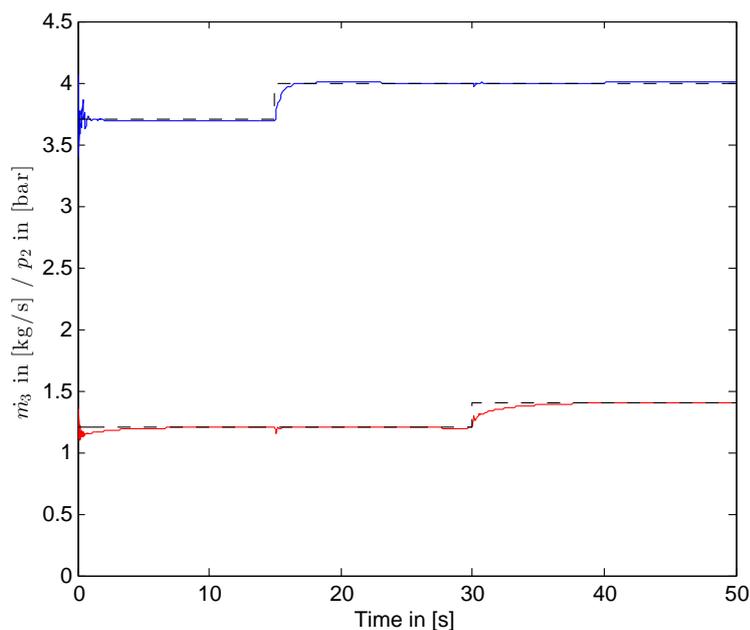


Abbildung 4.4: Verlauf der geregelten Größen bei LQG Regelung

Es zeigt sich, dass der Regler die Anfangsstörung in kurzer Zeit ($T = 5$ Sekunden) ausregelt. Auch die Führungswechsel werden stationär genau ausgeregelt, wobei auch hier eine Zeit von zirka 2.5 Sekunden am PRV und 5 Sekunden am FCV benötigt wird. Es stellt sich also eine Frequenztrennung zwischen den Ventilen ein. Da die Bewegung der Ventile auch ins Gütemaß einfließt, ergibt sich eine relativ schwache Aktuierung. Somit werden bei den Führungswechseln Überschwinger vermieden. Auch die Kopplung zwischen beiden Ventilen wird dadurch geringer. So zeigen sich zwar bei den Führungswechseln zu den Zeitpunkten $T = 15$ und $T = 30$ Sekunden an der jeweils anderen Regelgröße auch ein Ausschlag, diese sind jedoch beide sehr gering.

4.2.2 Auslegung für das nichtlineare System

Für die globale Optimierung der Reglerparameter wird, wegen der langen Dauer der Simulationsdurchführung (zirka 10 Minuten pro Iteration) die Anzahl an Iterationen auf 250 begrenzt.

Zunächst werden die beiden Parameter p und q (vergleiche Kapitel 3.3), des Gütemaßes bestimmt. Dafür wird eine Simulation mit einem PI Regler durchgeführt.

$$K_i = 0.3$$

$$K_p = 3$$

Abbildung 4.5 zeigt einen Ausschnitt der resultierenden Systemantworten des geschlossenen Regelkreises. Mit dem Regler stellen sich die beschriebenen Dauerschwingungen in Folge des Stick-Slip Effekts ein. Dies spiegelt das charakteristische Systemverhalten wider. Die somit errechneten Parameter p und q werden für die Durchführung der Parameteroptimierung genutzt.

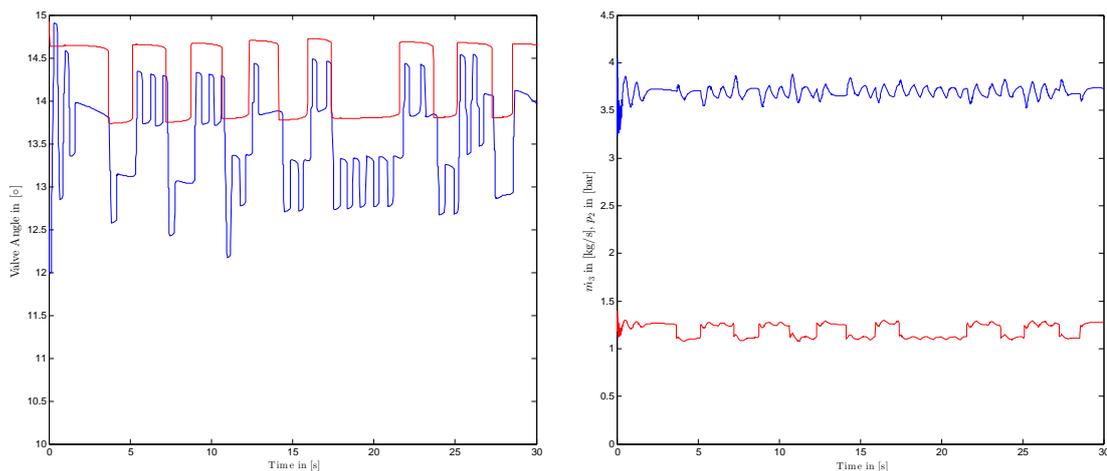


Abbildung 4.5: Verlauf der geregelten Größen bei PI Regelung

Für die Abstimmung ist nur das Verhältnis zwischen p und q und nicht deren absoluter Wert ausschlaggebend. Die Ergebnisse, in Form der Gütewerte, werden folgend zur besseren Übersicht mit einer Skalierung vorgestellt. Diese wird so gewählt, dass der PI Regler bei der Validierung den Wert 100 erreicht. Alle erzielten Gütewerte werden dann mit dem so berechneten Normierungsfaktor multipliziert. Aus dem erreichten Gütewert

von 126.59, der bei der Validierung der PI Regelung erreicht wird, berechnet sich der Normierungsfaktor nach Gleichung (4.1).

$$norm = \frac{100}{126.59} = 0,70 \quad (4.1)$$

Tabelle 4.1 zeigt eine Übersicht der erzielten Ergebnisse. Die Werte sind darin bereits mit dem Normierungsfaktor multipliziert.

 DLR		Basisregler		
		Dezentrale Regelung	Zentrale Regelung	Entkopplung
Kompensator	Keiner	2xPI 69.91	LQG 53.91	Steuerung + PI 34.03
	Knocker (K)	2xPI-K 31.76	LQG-K 42.76	Steuerung + PI-K 28.58
	I-Tuning (I)	2xPI-I 32.16	LQG-I 37.14	Steuerung + PI-I 36.71

Tabelle 4.1: Ergebnisse der Regler bei der Applikation

Der Ablauf der Optimierung kann Abbildung 4.6 entnommen werden. Die Graphik zeigt die aktuellen Bestwerte der Reglervarianten über der jeweilige Anzahl an Iteration aufgetragen. Die Endwerte der Kurven ergeben dann den erreichten Wert der jeweiligen Variante aus Tabelle 4.1. Somit wird ersichtlich wie stark und wie schnell sich einzelne Varianten durch die Parameteroptimierung verbessern.

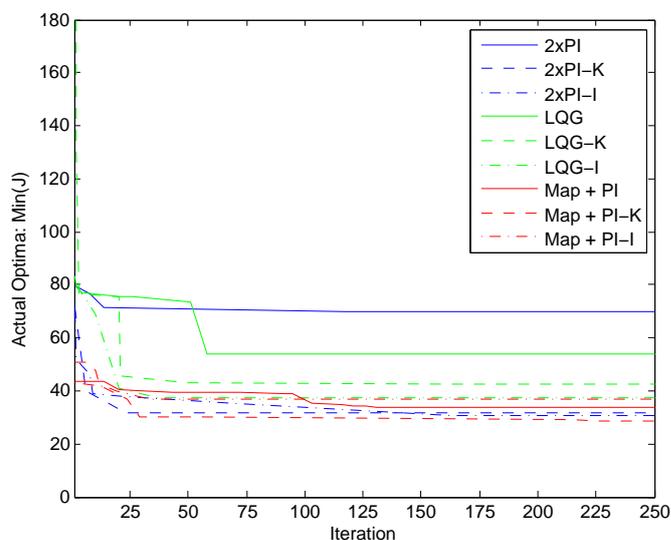


Abbildung 4.6: Verlauf der Optimierung

Der PI Regler startet mit einem Wert von 79.44 und verbessert sich bis zur 118 Iteration auf einen Wert von 69.91. Dies stellt den Stand der Technik dar und dient als Vergleichsmaß für die weiteren Regler. Der LQG beginnt mit einem Wert von 83.46 etwas schlechter, kann sich aber bis zur 58 Iteration auf einen Wert von 53.91 verbessern. Die Steuerung startet mit einem Wert von 43.83 und verbessert sich bis zu einem Endwert von 34.03 bei der 156 Iteration.

Bei den beiden Reibungskompensatoren wird mit einer Ausnahme (Steuerung + PI-I) bei jeder Variante eine Verbesserung zum jeweiligen Basisregler erreicht. Die Steuerung verbessert sich mit Klocker auf 28.58 und erreicht mit I-Tuning 36.71. Beim LQG bewirkt der Klocker eine kleine Verbesserung auf einen Wert von 42.76 und wird vom I-Tuning mit 37.14 übertroffen. Die größte Verbesserung bewirken die Maßnahmen beim PI Regler. Dort wird mit dem Klocker ein Wert von 31.76 und durch das I-Tuning 32.16 erreicht.

Die größten Sprünge werden erwartungsgemäß zu Beginn in den ersten 30 Iterationen erreicht. Nach zirka 60 Iterationen finden nur mehr kleine Verbesserungen statt. Dies rechtfertigt die Begrenzung der Iterationszahl auf 250. Es wäre eine schnellere Optimierung bei den Varianten mit wenigen Abstimmungsparametern, wie beim PI oder LQG und eine spätere Verbesserung bei den komplexeren Varianten mit Klocker und I-Tuning zu erwarten gewesen. Dies tritt so jedoch nicht ein. Der relativ flache Verlauf der meisten Kurven, wie z.B. beim PI ist ein Zeichen für eine gute Wahl der Startpunkte der Optimierung.

Neben den reinen Resultaten sollen auch die Verläufe der Regelgrößen betrachtet werden. Abbildung 4.7 zeigt eine Übersicht mit den Verläufen der Stellgrößen u_3 (blau und mit dem Faktor $1e4$ skaliert), der Regelgrößen m_3 (schwarz) und der vorgegebenen Führungsgrößen (rot) für alle Reglervarianten.

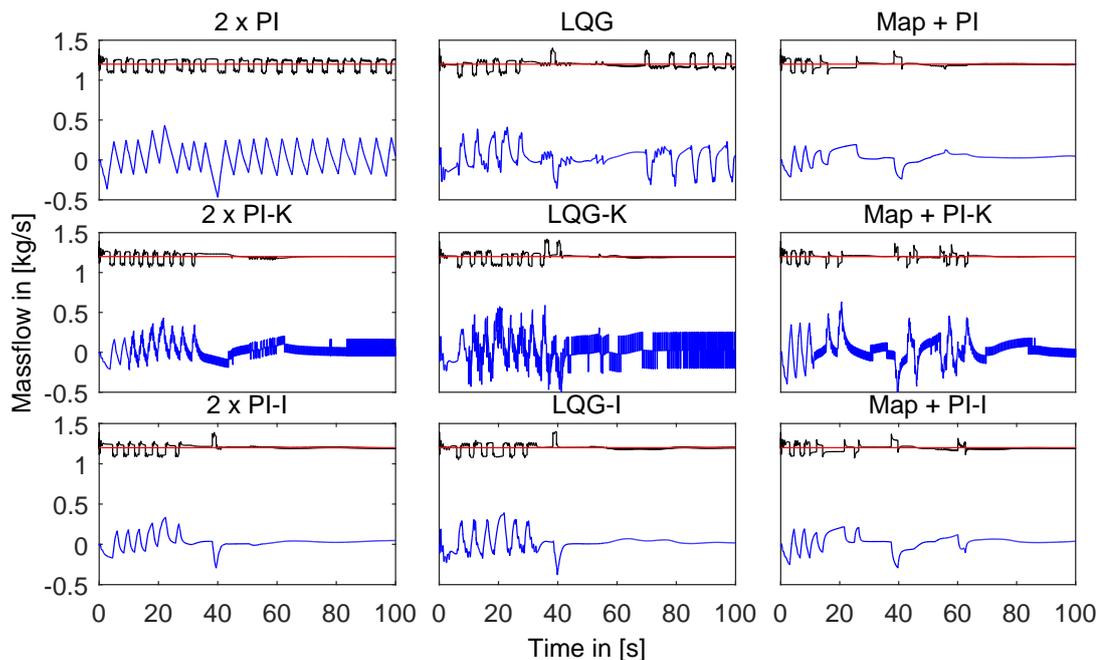


Abbildung 4.7: Ergebnisse der Regler bei der Applikation

Mit dem PI Regler geht das System in einen Grenzyklus über und zeigt das klassische Stick-Slip Verhalten. Dabei ist zu erkennen, dass in den ersten 15 Sekunden der Mittelwert der Stellgröße ansteigt. Dies ist mit dem Aufbau einer Vorsteuerfunktion durch den integrativen Regleranteil zu erklären. Die Stick-Slip Zyklen treten beim LQG auch auf, jedoch mit wesentlich geringerer Anzahl als beim PI. Durch die Steuerung werden am PRV keine Druckoszillationen mehr angeregt. Dies macht sich bei allen Steuerungsvarianten dadurch bemerkbar, dass der Massenfluss keine hochfrequenten Oszillationen durchführt. Dies reduziert auch die Anzahl an Stick-Slip Zyklen im Massenflussverlauf.

An den Reglern mit dem Knocker ist eine Erhöhung der Oszillationsfrequenz festzustellen, jedoch kann keine Verringerung der Amplitude beobachtet werden, wie es in der Theorie beschrieben wurde. Trotzdem überführen alle Knocker Varianten das System in einen stationären Zustand ohne Schwingungen. Beim PI-K ist dann eine langsame Annäherung an die Führungsgröße zu beobachten.

Die Variation des I-Glieds bringt beim PI und LQG eine deutliche Reduzierung der Oszillationen, bei der Steuerung hingegen lässt sich kein Unterschied zur Basisvariante ausmachen. Dabei fällt vor allem der glatte Verlauf der Stellgrößen auf.

4.3 Validierung der Regler

Für die Validierung werden die aus dem letzten Kapitel bestimmten Regler auf ihre Robustheit getestet. Tabelle 4.2 zeigt eine Übersicht mit den resultierenden Gütewerten der Regler. Dabei werden dieselben Werte q und p , wie bei der Optimierung benutzt und die Ergebnisse mit dem Normierungsfaktor aus Gleichung (4.1) multipliziert.

 DLR		Basisregler		
		Dezentrale Regelung	Zentrale Regelung	Entkopplung
Kompensator	Keiner	2xPI 100.00	LQG 64.27	Steuerung + PI 56.13
	Knocker (K)	2xPI-K 81.66	LQG-K 74.49	Steuerung + PI-K 59.23
	I-Tuning (I)	2xPI-I 72.69	LQG-I 61.14	Steuerung + PI-I 54.42

Tabelle 4.2: Ergebnisse der Regler bei der Validierung

Dabei zeigt sich bei allen Reglern eine deutliche Verschlechterung des erzielten Gütewertes. Bei den Grundreglern ohne Reibungskompensation wurde der PI Regler auf einen Wert von 100 normiert. Der LQG erreicht 64.27 und die Steuerung 56.13. Damit bleibt die Reihenfolge gleich, aber der Unterschied zwischen LQG und Steuerung nimmt deutlich ab.

Der Knocker bringt nur mehr beim PI-K Regler eine Verbesserung, bei den anderen beiden Basisreglern, dem LQG-K und der Steuerung + PI-K verschlechtert sich die Gütebewertung durch die Methode sogar leicht.

Beim I-Glied Tuning ist bei allen Varianten eine Verbesserung zur Basisvariante festzustellen, diese ist jedoch wesentlich geringer als bei der Applikation der Regler.

Auch hier sollen wieder die Verläufe des Massenflusses betrachtet werden. Abbildung 4.8 zeigt die Übersicht mit den Verläufen der Stellgrößen u_3 (blau und mit dem Faktor $1e4$ skaliert), der Regelgrößen m_3 (schwarz) und der vorgegebenen Führungsgrößen (rot).

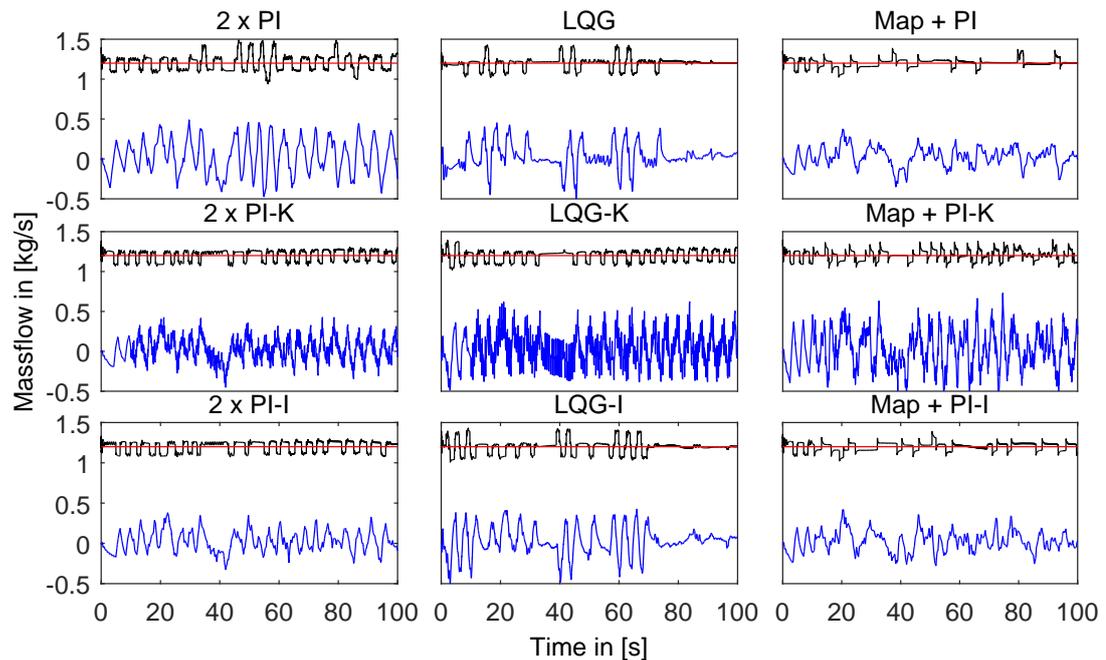


Abbildung 4.8: Ergebnisse der Regler bei der Validierung

In der Übersicht ist die Verschlechterung der Regler zu erkennen. Es zeigt sich beim PI, LQG und beim LQG-I teilweise eine deutliche Erhöhung der Oszillationsamplitude. Außerdem nimmt bei allen Varianten die Anzahl der Stick-Slip Zyklen zu. Die Überführung in den stationären Zustand schafft nur mehr der LQG-I. Folgend sollen die Ergebnisse diskutiert werden.

4.4 Diskussion

In der Diskussion der Ergebnisse soll auf die drei Ansätze eingegangen und deren Effektivität bewertet werden. Zunächst wird auf die Wirkung einer unterschiedlichen Grundregelung eingegangen und werden damit die Konzepte der Entkopplung und Zentralregelung adressiert. Anschließend wird auf die Reibungskompensation eingegangen und zuletzt die Robustheit der ausgelegten Regler diskutiert. Dabei werden zum Vergleich prozentuale Verbesserungen berechnet. Den Bezugswert für die Verbesserung bildet dabei jeweils die PI Variante bei der Optimierung bzw. der Validierung. Die angegebenen Werte sind auf zwei Nachkommastellen gerundet.

4.4.1 Auswirkung verschiedener Grundregler

Es zeigt sich, dass die dezentrale Regelung mit PI Reglern sowohl bei der Applikation, als auch bei der Validierung die schlechteste Bewertung erhält. In beiden Fällen treten reibungsbedingte Grenzyklen der Prozessgrößen über die gesamte betrachtete Zeit auf. Beim Einwirken von unberücksichtigten Störungen reagiert der Regelkreis mit deutlichen Überschwingern. Teilweise verdoppelt sich dadurch die Amplitude der Schwingungen, was sich in einer Verschlechterung der Bewertung zwischen Applikation und Validierung um 30.09% äußert.

Die Zentralregelung mit dem LQG schneidet sowohl bei der Auslegung mit 22.89%, als auch bei der Validierung mit 35.73% deutlich besser ab als der PI Regler. Grund dafür ist eine deutliche Verringerung der Anzahl an Stick-Slip Zyklen. Bei der Validierung sind diese zwar nur leicht erhöht, jedoch findet auch eine Erhöhung der Oszillationsamplitude statt. Ein Grund für die geringere Empfindlichkeit gegenüber den zusätzlichen Störungen bildet sicherlich die Berücksichtigung des Sensorrauschens bei der Auslegung des Reglers im Kalman Filter.

Die Entkopplung durch den Austausch eines Reglers durch eine Steuerung schneidet in der Bewertung der Grundregler sowohl bei der Applikation, als auch bei der Validierung mit Abstand am besten ab. Dabei zeigt sich, dass beim verwendeten Gütemaß eine schwache Aktuierung am zweiten Ventil die optimale Lösung im Testfall darstellt und im Vergleich zum PI eine Verbesserung um 51.13% bei der Applikation und um 43.87% bei der Validierung erreicht. Diese wird durch ein groß gewähltes Winkelband realisiert, mit dem der Dreipunktregler größtenteils inaktiv bleibt. Die Sollwertfolge des gesteuerten Drucks verschlechtert sich durch die Steuerung, jedoch konnte zugleich die Folge des Massenflusses wesentlich verbessert werden. Bei der Validierung verschlechtert sich vor allem die Sollwertfolge des Druckverlaufes p_2 .

4.4.2 Auswirkung der Reibungskompensatoren

Bei der Reglerapplikation bringen sowohl der Knocker, als auch das I-Glied Tuning eine deutliche Verbesserung der Regelgüte im Vergleich zu den jeweiligen Basisreglern. Beim PI Regler erreichen beide Varianten die deutlichsten Verbesserungen von über 50%. Beim LQG schneidet die Kombination mit I-Glied Tuning besser ab als der Knocker. Im Zusammenspiel mit der Steuerung dagegen stellt der PI Knocker die bessere Variante dar. An diesen Ergebnissen lässt sich also kein allgemeiner Trend festmachen, welche Methode zur Reibungskompensation am Bleed-Air System geeigneter ist. Allerdings stellt sich die eindeutige Tendenz dar, dass die Verbesserung durch den zusätzlichen Regleranteil umso größer ist, je schlechter das Ergebnis des Grundreglers ist. Während beim PI-I Regler eine Verbesserung von 54.57% erreicht wird, sind es beim LQG-I noch 31.11% und bei der Steuerung mit einem PI Knocker noch 16.02%.

Bei der Validierung zeigt sich zwischen Knocker und I-Glied Tuning ein differenzierteres Bild. Die Knocker Varianten LQG-K und Steuerung mit PI-K sind sogar schlechter als die Basisregelung ohne Knocker. Die PI-K Regelung schneidet zwar besser als die Basisvariante, aber dennoch im Vergleich zu den anderen Varianten schlecht ab. Der Grund dafür wurde bei der Vorstellung der Ergebnisse bereits genannt. Durch den Knocker ergibt sich zwar eine Erhöhung der Oszillationsfrequenz, aber es wird am vorliegenden System keine Verringerung der Oszillationsamplitude erreicht. Somit ist das gute Er-

gebnis bei der Applikation der Regler als Brute-Force Effekt zu werten, durch den die Oszillationen zufällig beendet werden.

Beim I-Glied Tuning verschlechtern sich bei der Validierung alle Varianten, wobei ein besseres Ergebnis als mit der Grundvariante erreicht wird. Ein Übergang aus den Dauerschwingungen in einen stationären Zustand ist nur beim LQG-I zu beobachten. Jedoch können beim PI-I die Überschwinger effektiv unterdrückt und bei der Steuerung mit PI-I Regler das insgesamt beste Ergebnis der Validierung erreicht werden.

4.4.3 Robustheit der Regler

Bei den vorliegenden Reglern und Konzepten spielt die Bestimmung der jeweiligen Parameter eine entscheidende Rolle für die Funktion.

Die Bewertung der Regelgüte, die für die Auslegung der Regler benötigt wird, ist beim Auftreten von Stick-Slip Verhalten und einer konstanten Sollwertvorgabe schwierig. In der Gütebewertung wird ein schneller Übergang zwischen oszillierendem und stationärem Verhalten belohnt, jedoch steht diese Zeit nicht zwangsweise für die Robustheit dieser Regler. Durch das Einbringen mehrerer Störungen wird das System wieder in Dynamik versetzt. Somit fließt in die Bewertung der Güte auch ein, wie oft der Regler aus verschiedenen Systemzuständen das System beruhigt, was einen wesentlich aussagekräftigeren Wert für die Bewertung der Robustheit darstellt, als nur die bereits erwähnte Zeit.

Im Allgemeinen ist beim Einbringen von Störungen und Modellunsicherheit eine Verschlechterung der Regelperformance zu erwarten. An den vorliegenden Ergebnissen ist jedoch ein deutlicher Unterschied zwischen den erzielten Gütewerten bei der Applikation in einer globalen Optimierung und der Validierung der Regler festzustellen. Bei der Validierung zeigt sich, dass bereits kleine Modellunsicherheiten einen deutlichen Unterschied im Verhalten des geschlossenen Regelkreises bewirken.

Beim Knocker kann eindeutig festgestellt werden, dass die Methode nicht die vorgesehene Wirkung zeigt. Somit ist das gute Ergebnis des Knockers bei der Optimierung nur als Brute-Force Effekt zu sehen und die Methode am vorliegenden Problem als nicht robust einzuschätzen. Das I-Glied Tuning verschlechtert zwar seine Wirkung bei der Validierung deutlich, zeigt aber bei allen Varianten noch eine merkliche Verbesserung. Bei der Steuerung werden mit allen Reibungskompensationsvarianten gute Ergebnisse erzielt. Bei der Validierung zeigt sich zwar auch eine Verschlechterung, aber die drei Varianten mit Steuerung stellten sich dennoch als die Besten heraus.

Aufgrund des chaotischen Modellverhaltens sind die genauen Bewertungen und exakten Angaben von prozentualen Verbesserungen kritisch zu hinterfragen und müssen in Realversuchen bestätigt werden. An den Ergebnissen lassen sich jedoch zwei klare Trends festmachen, die deshalb als Entwicklungsempfehlung für weitere Arbeiten auf diesem Gebiet gegeben werden sollen. Der erste Trend ist die gute Performance der Entkopplung, die sich als relativ unabhängig von einem zusätzlichen Reibungskompensator zeigt. Den zweiten Trend stellt das I-Glied Tuning dar, das besonders bei schlechten Grundreglern eine deutliche Verbesserung der Regelgüte erzielt.

Kapitel 5

Zusammenfassung und Ausblick

Der Flugverkehr nimmt bei dem stetig wachsenden Mobilitätsaufkommen für Waren- und Personentransport eine immer bedeutendere Rolle ein. Dabei können beim Entwurf neuer Flugzeuge durch eine modellbasierte Entwicklung die Sicherheit im Flugbetrieb gesteigert und die Kosten für die Umsetzung neuer Flugzeugtypen deutlich reduziert werden.

Ein Themenkomplex, bei dem dieses Vorgehen zum Einsatz kommt, stellt das Bleed-Air System dar, das Luft an das ECS liefert und damit für die Kabinenbedruckung im Flugzeuginneren zuständig ist. Nach dem aktuellen Stand der Technik werden dezentrale PI Regler eingesetzt, die in Flugversuchen parametrisiert werden, aber im Betrieb teilweise zu Grenzyklen führen.

Um dieses Problem zu adressieren, wurde am DLR ein Simulationsmodell entwickelt, mit dem die auftretenden Effekte im Bleed-Air System abgebildet werden können. Diese Arbeit widmet sich als Erste der Regelung dieses Modells. In diesem Kontext stand vor allem die Methodenentwicklung im Fokus, um einen Überblick verschiedener Ansätze, deren Realisierungsmöglichkeiten und einer vergleichenden Abschätzung von deren Potential zu erhalten. Dafür wurden drei Konzepte verfolgt.

Im ersten Ansatz wurde die dezentrale Eingrößenregelung durch eine zentrale Mehrgrößenregelung ersetzt. Dafür wurde ein LQG Regler implementiert und verschiedene Einflüsse, wie z.B. den der Systemordnung auf den Regler untersucht.

Der zweite Ansatz beschäftigte sich mit Methoden zur Kompensation des auftretenden Stick-Slip Effekts in den Ventilen. In einer Recherche wurden verschiedene Verfahren verglichen und die Knocker Pulse und das I-Glied Tuning ausgewählt und umgesetzt.

Der dritte Ansatz sah vor, an einem Ventil die Regelung durch eine Steuerung zu ersetzen, um so eine Art Entkopplung der Ventile zu bewirken. Dafür wurde ein Zusammenhang zwischen dem Turbinendruck als exogener Variable und dem Sollwinkel des gesteuerten Ventils ermittelt. Über eine Regelung des Ventilwinkels mit einem Dreipunktregler erfolgt dadurch eine Steuerung des Druckabfalls.

Die drei Regelungskonzepte wurden in Dymola modular umgesetzt. Dabei ergaben sich folgende Basisregler: PI, LQG und die Steuerung. Neben diesen Grundvarianten wurden sechs weitere Kombinationen mit den Reibungskompensationsmechanismen Knocker und I-Glied Tuning zu insgesamt 9 Reglervarianten zusammengesetzt. Die PI Basisregelung stellte dabei den Stand der Technik dar und diente als Grundlage für die Bewertung. Für einen Vergleich der Regler wurde ein Gütemaß definiert, in das die Regelgenauigkeit

gemessen am Regelfehler und der Verschleiß der Ventile gemessen an der Ventilbewegung einfließt. Die Regler wurden in einer Optimierung an das System appliziert. An einem leicht geänderten Modell wurde anschließend ein Test auf deren Robustheit durchgeführt.

Bei der Applikation der Regler zeigte sich durch die Zentralregelung eine leichte und durch die Steuerung eine deutliche Verbesserung zur PI Regelung. Die Kompensationstechniken erwiesen sich beide als erfolgreich, wobei keine einen eindeutigen Trend zeigte, besser geeignet zu sein. Bei der Validierung ergab sich eine deutliche Verschlechterung aller Regler. Die guten Ergebnisse des Knockers konnten auf Brute-Force Effekte während der Optimierung zurückgeführt werden. Es bestätigte sich jedoch die größere Robustheit der Steuerung und des I-Glied Tunings. Als Entwicklungsempfehlung für zukünftige Arbeiten kann daher eine genauere Untersuchung dieser beiden Methoden gegeben werden.

In der Arbeit wurde eine Variante zur Skalierung des I-Glieds gezeigt, es sind jedoch noch viele weitere möglich. Für die technische Realisierung ist eine feste I-Glied Abschaltung in einer Totzone geeigneter als die Abstimmung mehrerer Designparameter für die Skalierung.

Vor allem der Prozess zur Abstimmung der Reglerparameter muss noch verbessert werden, um die in dieser Arbeit gefundenen Tendenzen bestätigen und konkretisieren zu können. Dazu sollte der benutzte Abstimmungstestfall ausgebaut werden. Beispielsweise können die Simulationsdauer verlängert und mehr Störungen in das System eingebracht werden. So werden Brute-Force Effekte verringert und ein robusterer Auslegungsprozess ermöglicht.

Neben dieser zentralen Forderung wurde an verschiedenen Stellen in der vorliegenden Arbeit auf mögliche Erweiterungen für zukünftige Arbeiten hingewiesen. Einige davon sollen hier kurz aufgeführt werden.

Das Gütemaß kombiniert einen Anteil für Verschleiß und einen für Regelgenauigkeit durch die quadratische Norm. Dies war im Rahmen der Arbeit im Sinne einer Voruntersuchung zur Reduzierung des Rechenaufwands sinnvoll. Für eine genauere Untersuchung können jedoch bei der Parametrierung beide Güteanteile einzeln betrachtet werden und somit detailliertere Aussagen zu den Reglern getroffen werden. So wird ein Aufzeigen von Einflüssen und Abhängigkeiten der beiden Ziele möglich.

Das Konzept der Zentralregelung kann noch erweitert werden. Beispielsweise könnte der lineare Zustandsbeobachter des LQG durch einen nichtlinearen Extended Kalman Filter (EKF) ersetzt werden. Eine weitere Möglichkeit stellt die Implementierung weiterer Mehrgrößenregler, wie z.B. die eines H_∞ Reglers, dar. Dieser kommt häufig bei Systemen mit Parameterunsicherheiten zum Einsatz und könnte eine Verbesserung der Robustheit erreichen.

Auch die Reibungskompensation bietet noch viele Ansatzpunkte zur Erweiterung und Verbesserung. Beim I-Glied Tuning wurde bereits eine Empfehlung genannt, aber auch beim Klocker wäre eine Erweiterung um eine Reibungsbeobachtung und eine Adaptierung der Klocker Parameter möglich. Eine Kombination der beiden realisierten Konzepte, also Klocker mit gleichzeitigem I-Glied Tuning ist ebenso denkbar.

In der Arbeit wurde gezeigt, dass am Bleed-Air System Konzepte auf Basis eines Modells erstellt und getestet werden können. Beim Test auf Robustheit der Regler zeigten sich noch Defizite im Applikationsprozess. Diese wurden aufgegriffen und Vorschläge zur Verbesserung gemacht. Außerdem konnte eine Entwicklungsempfehlung für die genauere Untersuchung zweier Varianten gegeben werden. Den letztendlichen Beweis für die Ef-

ektivität einzelner Ansätze müssen Realversuche liefern, die nur beim Bau eines neuen Flugzeugs möglich und sehr zeit- und kostenaufwendig sind.

Arbeiten wie diese reihen sich in die lange Folge eines stetigen Entwicklungsprozesses in der Flugzeugindustrie ein. Dieser Fortschritt beeinflusst unser alltägliches Leben und ermöglicht Entwicklungen, wie die Globalisierung und den steigenden Wohlstand einer Gesellschaft.

Anhang A

Notation

Mathematische Symbole

\mathbf{I} Identitätsmatrix

$\mathbf{0}$ Nullmatrix

$\lambda(\mathbf{A})$ Eigenwert von \mathbf{A}

μ Erwartungswert

σ Standardabweichung

Physikalische Symbole

λ Rohrreibungszahl

ζ Verlustbeiwert

ρ Dichte

l Länge

d Durchmesser

u Strömungsgeschwindigkeit

Re Reynoldszahl

μ Haftreibungskoeffizient

F_N Normalkraft

F_R Reibungskraft

Regelungstechnische Symbole

w Führungsgröße

m Messgröße

y Regelgröße

e Regelfehler

x Zustandsgröße

Liste der Abkürzungen

DAE Differential Algebraic Equation

DLR Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt

ECS Environmental Control System

EKF Extended Kalman Filter

FCV Flow Control Valve

HPV High Pressure Valve

IAE Integrated Absolute Error

LQG Linear Quadratic Gaussian

LQR Linear Quadratic Regulator

LuGre Lund-Grenoble

MIMO Multiple Input Multiple Output

MPC Model Predictive Control

MSL Modelica Standard Library

ODE Ordinary Differential Equation

PRV Pressure Regulation Valve

PWM Pulsweitenmodulation

SISO Single Input Single Output

Anhang B

Abbildungsverzeichnis

1.1	Entwicklungen der Globalisierung	1
a	Güter- und Personenverkehr in Deutschland	1
b	Flugpassagiere auf deutschen Flughäfen	1
2.1	Übersicht relevanter Themenbereiche	5
2.2	Einordnung des Bleed-Air Systems	7
2.3	Aufbaus eines Bleed-Air Systems	8
2.4	Aktor für Massenflussregelung	9
2.5	Lage der Ventile	9
2.6	Illustration zur Rohrreibung	11
2.7	Illustration zur Ventilreibung	12
2.8	Reibung nach Stribeck	13
2.9	Modellanschauung Lun-Gre	13
2.10	Illustration des Stick-Slip Effekts	14
2.11	Skizze Einmassenpendel	16
2.12	Einmassenpendels in Dymola	16
2.13	Einmassenpendel in Dymola mittels DAE	17
2.14	Multidisziplinäre Modellierung in Dymola	17
2.15	Rohrmodelle der Fluid Bibliothek	18
2.16	Ventilmodelle der Fluid Bibliothek	19
2.17	Volumenmodell und Randbedingung der Fluid Bibliothek	19
2.18	Ausschnitt der Mechanik Bibliothek	19
2.19	Ausschnitt der Thermal Bibliothek	20
2.20	Ein- und Mehrgrößensysteme	22
2.21	Allgemeines lineares Mehrgrößensystem	23
2.22	Aufbau eines Zustandsreglers	23
2.23	Aufbau eines Zustandsreglers mit Vorsteuerung	24

2.24	Aufbau eines LQG Reglers	25
2.25	Regelkonzepte für Systeme mit Stick-Slip Verhalten	27
2.26	Stellgrößenverlauf bei Impulsive Control	28
2.27	Aufbau einer Regelung mittels MPC	28
2.28	Skalierungsfaktor α	29
2.29	Strukturbild des nichtlinearen PI	30
2.30	Stellsignal eines Dithering Reglers	31
2.31	Blockdiagramm des Klocker Reglers	32
2.32	Stellsignal eines Klocker Reglers	32
3.1	Aufbau Kapitel 3	35
3.2	Übersicht des Bleed-Air Modells	36
3.3	Modellierung des Sensorverhaltens	37
3.4	Vorgelagerte Randbedingung	38
3.5	Nachgelagerte Randbedingung	38
3.6	Modellierung der Ventile	39
3.7	Übertragungstrecke	39
3.8	Modellierung der Massenflussregler	40
3.9	Modellierung der Mechanik	41
3.10	Modellierung der Kinematik des Aktors	42
3.11	Elektrischer und hydraulischer Massenflussregler	43
3.12	Übersicht der Wärmeübergänge	44
3.13	Modelica Implementierung eines PI Reglers	47
3.14	Geschlossener Regelkreis mit erweitertem LQG Regler	48
3.15	Klassendiagramme für die Bestandteile des LQG	49
3.16	Klassendiagramme des LQG	50
3.17	Parameter der Klocker Pulse	52
3.18	Modelica Klasse des Klockers	52
3.19	PI- und LQG Klocker	52
3.20	Modelica Klasse des variables I-Glieds	53
3.21	Nichtlineare Regler: Links PI-I, rechts LQG-I	53
3.22	Bestimmung des Steuerkennefelds	55
3.23	Kennefeld der Steuerung	55
3.24	Modelica Klasse eines 3-Punkt Reglers	56
3.25	Modelica Klasse der Entkopplung	57
3.26	Modelica Klasse für Bestimmung der Ventilbewegung	59

3.27	Modelica Klasse für Bestimmung der Sollwertfolge	60
3.28	Modelica Klasse für Bestimmung des Gütwertes	60
3.29	Aufbau der zu optimierenden Funktion	61
4.1	Störungen an den Randbedingungen	66
4.2	Einfluss der Systemordnung des LQG	68
4.3	Optimierungsverlauf des LQG Reglers	69
4.4	Verlauf der geregelten Größen bei LQG Regelung	69
4.5	Verlauf der geregelten Größen bei PI Regelung	70
4.6	Verlauf der Optimierung	71
4.7	Ergebnisse der Regler bei der Applikation	72
4.8	Ergebnisse der Regler bei der Validierung	74

Anhang C

Tabellenverzeichnis

3.1 Übersicht aller Reglervarianten	61
4.1 Ergebnisse der Regler bei der Applikation	71
4.2 Ergebnisse der Regler bei der Validierung	73

Anhang D

Digitaler Anhang

Inhalt der CD

- Arbeit in digitaler Form
- Bleed-Air Modell
- Verwendete Tools und Programme

Anhang E

Literaturverzeichnis

- [1] ADAMS N. A.: *Fluidmechanik 1: Einführung in die Dynamik der Fluide: Vorlesungsskript*. 2013
- [2] ALEXANDER POLLOK ; FRANCESCO CASELLA: High-fidelity Modelling of Self-regulating Pneumatic Valves. (2015)
- [3] BRIAN ARMSTRONG-HÉLOUVRY ; PIERRE DUPONT ; CARLOS CANUDAS DE WIT: A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction. In: *Automatica* 30 (1994), Nr. 7, S. 1083–1138. – URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0005109894902097>. – ISSN 0005-1098
- [4] COOPER, J.R. ; CAO, C. ; TANG, J.: Control of a nonlinear pressure-regulating engine bleed valve in aircraft air management systems, URL <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-84902437983&partnerID=40&md5=d422adb96fd8eb3d93d117c1fc000f41>, 2013
- [5] DASSAULT SYSTEMS: *Dymola User Manual Volume 1*. 2015
- [6] DASSAULT SYSTEMS: *Dymola User Manual Volume 2*. 2015
- [7] DESTATIS, STATISTISCHES BUNDESAMT: *Lufterkehr 2014: 3,1 % mehr Passagiere an deutschen Flughäfen*. 2015. – URL https://www.destatis.de/DE/PresseService/Presse/Pressemitteilungen/2015/02/PD15_056_464.html. – Zugriffsdatum: 17.10.2016
- [8] DESTATIS, STATISTISCHES BUNDESAMT: *Güter- und Personenverkehr*. 2016. – URL https://www.destatis.de/DE/ZahlenFakten/Wirtschaftsbereiche/TransportVerkehr/_Grafik/Schiebeuebne_GueterPersonenverkehr.png?__blob=poster. – Zugriffsdatum: 17.10.2016
- [9] DURAND, H. ; CHRISTOFIDES, P. D.: Actuator stiction compensation via model predictive control for nonlinear processes. In: *AIChE Journal* (2016). – URL <https://www.scopus.com/inward/record.url?eid=2-s2.0-84959553093&partnerID=40&md5=fcc3e8422a5405897a69ec7e53581fee>
- [10] FÖLLINGER, Otto ; KONIGORSKI, Ulrich: *Regelungstechnik: Einführung in die Methoden und ihre Anwendung ; [aktualisierter Lehrbuch-Klassiker]*. 11., völlig neu bearb. Aufl. Berlin u.a. : VDE-Verl., 2013. – ISBN 978-3-8007-3231-9

-
- [11] HOOKE, Robert ; JEEVES, Terry A.: “Direct Search” Solution of Numerical and Statistical Problems. In: *Journal of the ACM (JACM)* 8 (1961), Nr. 2, S. 212–229
- [12] JOHN GERRY, Michel R. ; ISA2001 (Hrsg.): *How To Measure And Combat Valve Stiction On Line*. 2001. – URL <http://www.expertune.com/articles/isa2001/StictionMR.htm>. – Zugriffsdatum: 14.06.2016
- [13] KLÖCKNER, Andreas ; LINDEN, Franciscus L. van der ; ZIMMER, Dirk: Noise generation for continuous system simulation. In: *Proceedings of the 10th International Modelica Conference-Lund, Sweden-Mar 10-12, 2014* Linköping University Electronic Press (Veranst.), 2014, S. 837–846
- [14] MISHRA, P. ; KUMAR, V. ; RANA, K.P.S.: An online tuned novel nonlinear PI controller for stiction compensation in pneumatic control valves. In: *ISA Transactions* 58 (2015), S. 434–445. – URL <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-84943585755&partnerID=40&md5=ff44a9246ef978abd8fcf59cac505626>
- [15] MISHRA, Puneet ; KUMAR, Vineet ; RANA, K. P. S.: Intelligent Ratio Control in Presence of Pneumatic Control Valve Stiction. In: *Arabian Journal for Science and Engineering* 41 (2015), Nr. 2, S. 677–689. – URL <http://dx.doi.org/10.1007/s13369-015-1853-0>. – ISSN 2191-4281
- [16] POPOV, Valentin L.: *Kontaktmechanik und Reibung: Ein Lehr- und Anwendungsbuch von der Nanotribologie bis zur numerischen Simulation*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2009. – URL <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-540-88837-6>. – ISBN 978-3-540-88836-9
- [17] SHANG, L. ; LIU, G.: Optimal control of a bleed air temperature regulation system, URL <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-37049010501&partnerID=40&md5=4b7a7594611807962d6b52e0dac2800f>, 2007, S. 2610–2615
- [18] SKOGESTAD, Sigurd ; POSTLETHWAITE, Ian: *Multivariable feedback control: Analysis and design*. 2. ed., reprint. Chichester : Wiley, 2009. – ISBN 978-0470011683
- [19] SRINIVASAN, R. ; RENGASWAMY, R.: Stiction compensation in process control loops: A framework for integrating stiction measure and compensation. In: *Industrial and Engineering Chemistry Research* 44 (2005), Nr. 24, S. 9164–9174. – URL <https://www.scopus.com/inward/record.url?eid=2-s2.0-29144461944&partnerID=40&md5=6db8695160991a864540843e852d73df>
- [20] TILLER, Michael: *Kluwer international series in engineering and computer science*. Bd. 615: *Introduction to physical modeling with Modelica*. Boston Mass. u.a. : Kluwer Academic Publ, 2001. – ISBN 0-7923-7367-7
- [21] TORE HÄGGLUND: A friction compensator for pneumatic control valves. In: *Journal of Process Control* 12 (2002), Nr. 8, S. 897–904. – URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S095915240200015X>. – ISSN 0959-1524
- [22] WIT, C. C. de ; LISCHINSKY, P. ; ÅSTRÖM, K. J. ; OLSSON, H.: A New Model for Control of Systems with Friction. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 40 (1995), Nr. 3, S. 419–425. – URL

<https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-0029270672&partnerID=40&md5=ce81825fd2cf75759a954e3b0121da38>