

Viktor Unterberger

**Modellierung und Regelung von
Biomasse-
Rauchrohrdampfkesselanlagen**

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades eines
Diplom-Ingenieurs

der Studienrichtung Telematik
erreicht an der

Technischen Universität Graz
Fakultät für Informatik



unter der Betreuung von
Dipl.-Ing. Dr.techn. Markus Göllés
O.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Nicolaos Dourdoumas,
Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik
Technische Universität Graz

Graz, im September 2013

Vorwort und Danksagung

Die vorliegende Arbeit wurde in Kooperation mit dem Kompetenzzentrum BIOENERGY 2020+ durchgeführt, bei dessen Mitarbeitern ich mich für die Ermöglichung der Arbeit sowie das freundschaftliche Arbeitsklima herzlich bedanken will.

Mein besonderer Dank geht an Dr. Markus Göllés der mich hervorragend betreut hat, worauf nicht zuletzt die hohe Qualität dieser Arbeit zurückzuführen ist. Darüber hinaus möchte ich mich auch herzlich bei Herrn Univ.-Prof. Dr. Nicolaos Dourdoumas für die Betreuung meiner Masterarbeit bedanken.

Des Weiteren möchte ich meiner verständnisvollen Freundin Carina danken, die mich während des ganzen Prozesses tatkräftig unterstützt und motiviert hat.

Schließlich bedanke ich mich bei Freunden, meiner ganzen Familie, insbesondere meinen Eltern, die mich begleitet und mir das Studium ermöglicht haben.

Viktor Unterberger
Graz, im September 2013

Kurzfassung

Aufgrund der begrenzten Vorkommen an fossilen Brennstoffen und deren negative Auswirkungen auf den Klimawandel, wird verstärkt seit rund zehn Jahren der Einsatz von erneuerbaren Energien forciert. Insbesondere in Österreich kommt der Verbrennung von Biomasse aufgrund ihrer lokalen Verfügbarkeit eine entscheidende Rolle zu. Neben ihrer Nutzung in Biomassefeuerungsanlagen mit Wasserkessel kommen auch häufig solche mit Rauchrohrdampfkessel als Wärmeübertrager zum Einsatz. Der dabei produzierte Dampf wird entweder als Prozessdampf, beispielsweise zur Reinigung und Sterilisation, oder in Dampfturbinen zur Stromerzeugung verwendet. Die bei diesem Prozess typischerweise eingesetzte Biomasse (z.B. Waldhackgut) ist jedoch sehr inhomogen, weshalb der effizienten Regelung von Biomassefeuerungen eine entscheidende Rolle zukommt. Ziel dieser Arbeit ist es ein bestehendes mathematisches Modell für Biomassefeuerungsanlagen mit Wasserkessel an die geänderten Bedingungen in Biomassefeuerungsanlagen mit Rauchrohrdampfkessel anzupassen, sowie darauf aufbauend eine modellbasierte Regelung dafür zu entwerfen. Aus diesem Grund wurde zunächst ein Modell für einen Rauchrohrdampfkessel hergeleitet und mittels Betriebsdaten einer realen Anlage qualitativ verifiziert. Danach wurde eine modellbasierte Regelung basierend auf der verfügbaren Regelung für Biomassefeuerungen mit Wasserkessel entworfen. Zu diesem Zweck wurde das System als die Zusammenschaltung zweier Teilsysteme, der Biomassefeuerung und dem Rauchrohrdampfkessel betrachtet. In weiterer Folge wurden dafür zwei separate Regler entworfen, die über den übertragenen Wärmestrom gekoppelt wurden. Die Kopplung wurde dabei so umgesetzt, dass der Regler des Rauchrohrdampfkessels den zur Stabilisierung des Kessels notwendigen zu übertragenden Wärmestrom fordert, welcher danach vom Regler der Biomasserostfeuerung umgesetzt wird. Abschließend wurde die Leistungsfähigkeit des so entworfenen Regelungskonzepts anhand eines anspruchsvollen Tageslastprofils einer Realanlage sowie einem dem Regler unbekanntem Brennstoffwassergehaltssprung untersucht. In beiden Fällen zeigten sich gute Ergebnisse, insbesondere im Vergleich zu den aktuell typischen Schwankungen der Regelgrößen in Realanlagen. Im Ausblick der Arbeit wurde noch auf die erforderlichen Schritte für eine praktischen Umsetzung verwiesen, wie auch eine mögliche Adaptierung des Modells für Wasserrohrdampfkesseln diskutiert.

Abstract

Because of the rare amount of fossil fuels and their negative effect on the climate change renewable energy sources became more and more important over the last ten years. Especially in Austria the combustion of solid biomass plays an important role not at least because of its local availability. Beside using it in biomass furnaces with water heat exchangers the combustion of solid biomass in biomass furnaces with fire-tube steam boilers is widely common. The steam produced by these plants gets used as either process steam, e.g. for the purpose of cleaning and sterilization or in steam turbines for electricity generation. The biomass used in this process is highly inhomogeneous. Therefore, the efficient control of biomass furnaces is very important. The aim of this thesis is to adjust an existing mathematical model for biomass furnaces with a water heat exchanger to a biomass furnace with a fire-tube steam boiler. Subsequently, the developed model should be used as a basis for the design of a model based control for biomass furnaces with a fire-tube steam boiler. To achieve this, first of all a simple mathematical model for fire-tube steam boilers was derived by means of mass and energy balances and was verified qualitatively on the basis of operating data from an industrial biomass fired fire-tube steam boiler. After that a model based control for biomass furnaces with fire-tube steam boilers was developed based on the already available control for the biomass furnaces with water heat exchangers. Therefore, the system was considered as a coupling of two subsystems - the biomass furnace and the fire-tube steam boiler. For each of these a controller was designed and the coupling was done through heat flow. The controller of the fire-tube steam boiler requires a certain heat flow to keep its state variables constant and the controller of the biomass furnace ensures that the required heat flow is provided. In the end the performance of the developed control strategy was evaluated simulating an ambitious intraday loadcycle of a real plant as well as stepwise changes of the water content of the fuel which was not known by the controller. In both cases the results were highly promising, especially in comparison to the variations of the control variables typically occurring in real plants. Finally, an outlook on the main steps for a practical implementation as well as the adaptation of the mathematical model to water-tube steam boilers was given.

Eidesstattliche Erklärung

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

Ort

Datum

Unterschrift

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	i
1 Einleitung	1
2 Grundlagen der Thermodynamik und Dampferzeugung	3
2.1 Definition von Systemen in der Thermodynamik	3
2.1.1 Geschlossene und offene Systeme	3
2.1.2 Adiabate Systeme	4
2.1.3 Ein- und Mehrphasensysteme	4
2.2 Thermische Zustandsgröße	4
2.3 1. Hauptsatz der Thermodynamik	5
2.4 Prozess der Dampferzeugung	6
2.5 Vergleich verschiedener Dampferzeuger	6
2.5.1 Wasserrohrkessel	7
2.5.2 Großwasserraumkessel	8
2.5.3 Zusammenfassung und Vergleich	9
3 Modellbasierte Regelung für Biomasserostfeuerungen mit Wasserkessel	10
3.1 Grundsätzliche Funktionsweise einer Biomasserostfeuerungsanlage	10
3.2 Mathematisches Modell	12
3.2.1 Teilmodell – Brennstoffbett	12
3.2.2 Teilmodell – Verbrennung	13
3.2.3 Teilmodell – Speicherwirkung des Schamotts	13
3.2.4 Teilmodell – Wärmeübertrager	13
3.2.5 Gesamtmodell	14
3.3 Bestehendes Regelungskonzept	16

4	Modellbildung	19
4.1	Betrachteter Rauchrohrdampfkessel	19
4.2	Grundsätzliche Vorgehensweise	20
4.3	Modellierung des Rauchgasteils	21
4.4	Modellierung des Dampfteils	23
4.4.1	Massenbilanz	24
4.4.2	Energiebilanz	25
4.4.3	Beschreibung durch zwei thermodynamische Zustandsgrößen	27
4.4.4	Modell für den Dampfteil	33
4.5	Verifikation des Modells mittels Messdaten einer Realanlage	35
4.5.1	Diskussion der Messgenauigkeit und durchgeführte Aufbereitung der Messdaten	36
4.5.2	Betriebszustand der Anlage	38
4.5.3	Verifikation des Rauchgasteiles	40
4.5.4	Verifikation des Dampfteiles	42
5	Reglerentwurf	44
5.1	Biomasserostfeuerung ohne Wärmeübertrager	44
5.1.1	Zustandsraummodell einer Biomasserostfeuerung ohne Wärmeübertrager	44
5.1.2	Regelung einer Biomasserostfeuerung ohne Wärmeübertrager	46
5.2	Rauchrohrdampfkessel	49
5.2.1	Zustandsraummodell des Rauchrohrdampfkessels	51
5.2.2	Regelung des Rauchrohrdampfkessels	52
5.2.3	Simulationsstudien zur Regelung des Rauchrohrdampfkessels	54
5.3	Biomasserostfeuerungsanlage mit Rauchrohrdampfkessel	58
6	Simulationsstudien	61
6.1	Simulationsmodell	61
6.2	1. Simulationsstudie – Anspruchsvoller Tageslastverlauf	62
6.3	2. Simulation – Brennstoffwassergehaltssprung	71
6.4	3. Simulation – Anspruchsvoller Tageslastverlauf mit Brennstoffwassergehaltssprung	78
7	Zusammenfassung und Ausblick	85
7.1	Zusammenfassung	85
7.2	Ausblick	87

A	Mathematisches Modell der Biomasserostfeuerungsanlage mit Wasserkessel	89
B	Mathematisches Modell des Rauchrohrdampfkessels	92
	Literaturverzeichnis	95

Kapitel 1

Einleitung

Der massive Einsatz von fossilen Brennstoffen und der damit verbundene CO_2 -Ausstoß ist der Hauptgrund des vom Menschen verursachten Klimawandels. Zudem sind diese Energieträger ungleichmäßig verteilt und in ihrer Menge stark begrenzt. Um der Klimabelastung entgegen zu wirken und die Abhängigkeit an Energieimporten zu verringern setzt die Europäische Union verstärkt auf den Einsatz erneuerbarer Energien.

Dabei spielt auch die Verwendung fester Biomasse als Energieträger eine wichtige Rolle. Neben ihrer regionalen Verfügbarkeit stellt sie bei nachhaltiger Nutzung eine CO_2 -neutrale Alternative zu fossilen Brennstoffen dar. Jedoch repräsentiert Biomasse einen sehr inhomogenen Brennstoff, weshalb der effizienten Regelung von Biomassefeuerungsanlagen eine entscheidende Rolle zukommt.

Aus systemtechnischer Sicht stellen diese Anlagen nichtlineare, gekoppelte Mehrgrößensysteme dar. Aufgrund der hohen Komplexität des Systems und dem Fehlen eines mathematischen Modells können serienmäßig eingesetzte Regler nicht das volle Potential solcher Anlagen ausschöpfen. Zu diesem Zweck wurde in den letzten Jahren, am Kompetenzzentrum BIOENERGY2020+ in Zusammenarbeit mit dem Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik der Technischen Universität Graz, ein mathematisches Modell einer Biomassefeuerungsanlage mit Wasserkessel entwickelt [3]. Die damit umgesetzte modellbasierte Regelung führte danach zu einer deutlichen Verbesserungen des Betriebsverhaltens [12].

Neben der Verwendung von Biomassefeuerungsanlagen mit Wasserkessel kommen auch häufig solche mit Rauchrohrdampfkessel als Wärmeübertrager zum Einsatz. Der dabei produzierte Dampf wird entweder als Prozessdampf, beispielsweise zur Reinigung und Sterilisation, oder in Dampfturbinen zur Stromerzeugung verwendet. Aufgrund der unterschiedlichen dynamischen Eigenschaften des Wasserkessels im Vergleich zum Rauchrohrdampfkessel kann die modellbasierte Regelung jedoch nicht einfach für Rauchrohrdampfkesselanlagen übernommen werden. Ziel dieser Arbeit ist es das mathematische Modell für Biomassefeuerungsanlagen mit Wasserkessel an die geänderten Bedingungen in Biomassefeuerungsanlagen mit Rauchrohrdampfkessel anzupassen sowie darauf aufbauend eine modellbasierte Regelung zu entwerfen.

Um den Einstieg in die Materie zu erleichtern wird in Kapitel 2 kurz auf wichtige thermodynamische Grundlagen, den Prozess der Dampferzeugung und die verschiedenen Arten von Dampfkesseln eingegangen. In Kapitel 3 folgt die Beschreibung des bereits verfügbaren mathematischen Modells und die darauf basierende Regelung für Biomassefeuerungen mit Wasserkessel. Anschließend wird in Kapitel 4 ein Modell für Rauchrohrdampfkessel hergeleitet und seine Funktionstüchtigkeit mit Messdaten einer Realanlage qualitativ verifiziert. In Kapitel 5 folgt der Entwurf einer Regelung für Rauchrohrdampfkesselanlagen basierend auf der verfügbaren modellbasierten Regelung für Biomassefeuerungsanlagen mit Wasserkessel. In Kapitel 6 wird danach der entworfene Regler durch Simulationsstudien verifiziert. Den Abschluss bildet Kapitel 7 in dem die Ergebnisse der Arbeit noch einmal zusammengefasst und ein Vorschlag zur Erweiterung des Modells auf Wasserrohrdampfkessel gegeben wird.

Kapitel 2

Grundlagen der Thermodynamik und Dampferzeugung

In diesem Kapitel soll zum besseren Verständnis des komplexen Sachverhalts kurz auf thermodynamische Grundlagen eingegangen werden. Dem folgt die Beschreibung des Dampferzeugungsprozesses und ein kurzer Vergleich verschiedener Bauweisen von Dampfkesseln. Die thermodynamischen Grundlagen beschränken sich dabei auf wesentliche Begriffe, wie sie in der Fachliteratur, z.B.[2, 10], verwendet werden.

2.1 Definition von Systemen in der Thermodynamik

Zur Untersuchung eines Systems im thermodynamischen Sinne wird das zu untersuchende Objekt mit einer gedachten, geschlossenen Hülle umgeben. Das Innere wird danach als System, die Hülle als Systemgrenze und der Bereich außerhalb als Umgebung bezeichnet. Dabei werden Systeme nach der Beschaffenheit der Grenzen und der inneren Struktur klassifiziert. Auf die wichtigsten Systemarten wird in den folgenden Abschnitten kurz eingegangen.

2.1.1 Geschlossene und offene Systeme

Bei geschlossenen Systemen ist die Systemgrenze undurchlässig bezüglich Materieströmen. Dieses System besteht also ausschließlich aus denselben Teilchen. Ein geschlossenes System kann deshalb auch nur durch Energieübertragung in Form eines Wärmestromes über die Systemgrenzen oder durch die Übertragung mechanischer Arbeit in Wechselwirkung mit der Umgebung treten. Im Gegensatz dazu sind die Grenzen von offenen Systemen materiedurchlässig. Energie kann dabei in Form von Wärme, mechanischer Energie und chemisch gebundener Energie, enthalten in den Stoffströmen, über die Systemgrenzen transportiert werden [10]. Dabei dienen die Grenzen offener Systeme häufig als Bilanzhülle, um Materie- und Energieströme zu erfassen, die in das System einströmen oder es verlassen [2]. Diese Art der Bilanzierung ist für die physikalische Modellbildung interessant und findet auch im Zuge der Modellbildung des Rauchrohrdampfkessels in Kapitel 4 Anwendung.

2.1.2 Adiabate Systeme

Als adiabate Systeme werden Systeme mit vollkommen wärmeundurchlässigen Grenzen bezeichnet. Das entspricht jedoch einer Idealisierung die in der Realität nur näherungsweise verwirklicht werden kann, wie zum Beispiel in einer Thermoskanne.

2.1.3 Ein- und Mehrphasensysteme

Bei Ein- und Mehrphasensystemen wird die innere Struktur des Systems zur Klassifizierung berücksichtigt. Als Phase wird dabei jeder homogene Bereich eines Systems bezeichnet, in dem die physikalischen und chemischen Eigenschaften konstant sind. Sind in einem System mehrere Phasen vorhanden, so ändern sich an den Phasengrenzen die Eigenschaften des Systems sprunghaft. Das Innere eines Dampfkessels stellt ein solches Mehrphasensystem genau genommen Zweiphasensystem dar. Dabei ist zwar die chemische Zusammensetzung im ganzen System konstant doch die physikalischen Eigenschaften des Wassers unterscheiden sich erheblich von denen des Wasserdampfes.

2.2 Thermische Zustandsgröße

Nach der Abgrenzung eines Systems gegenüber seiner Umgebung soll nun auch dessen Zustand näher betrachtet werden. Dieser wird durch sogenannte Zustandsgrößen bestimmt, die die Eigenschaften der Materie innerhalb der Systemgrenzen festlegen. Grundsätzlich gibt es mehrere Zustandsgrößen. So werden zum Beispiel der Druck p , die Temperatur T und das spezifische Volumen v unter dem Begriff *thermische Zustandsgrößen* zusammengefasst. Der Zusammenhang dieser drei Größen wird durch die sogenannte thermische Zustandsgleichung

$$F(p, T, v) = 0 \quad (2.1)$$

beschrieben, womit bei zwei bekannten Größen die jeweils dritte Größe berechnet werden kann:

$$\begin{aligned} p &= F_p(T, v) \\ T &= F_T(p, v) \\ v &= F_v(p, T) \end{aligned} \quad (2.2)$$

Die Zustandsgleichungen werden im Allgemeinen experimentell bestimmt und in Form von Diagrammen oder Tabellen angegeben. Im speziellen Fall von Wasser, sind diese in sogenannten Dampftabellen dargestellt. Das Softwarepaket XSTEAM [19] ermöglicht eine effiziente Ermittlung der Zustandsgrößen von Wasser mit Hilfe von MATLAB, in einem Druckbereich von 0 - 1.000 bar sowie einem Temperaturbereich von 0 - 2.000 °C, wobei auf die Dampftabellen der IAPWS - International Association for the Properties of Water and Steam [13], zurückgegriffen wird.

2.3 1. Hauptsatz der Thermodynamik

Der 1. Hauptsatz der Thermodynamik bringt das Prinzip der Erhaltung der Energie zum Ausdruck. Vereinfacht besagt dieser, dass jedes System eine Zustandsgröße Energie E besitzt, die sich nur durch die Energieübertragung über die Systemgrenzen ändern kann. Diese Energie beinhaltet die kinetische Energie E_{kin} , die potentielle Energie E_{pot} und die innere Energie U :

$$E = E_{kin} + E_{pot} + U \quad (2.3)$$

Kinetische und potentielle Energien müssen berücksichtigt werden wenn sich ein System in einem konservativem Kraftfeld bewegt. Die innere Energie U beschreibt, dass auch ein ruhendes System Energie besitzt und ist die Summe aller Energien die in den Molekülen eines Stoffes gespeichert sind. Sind E_{kin} und E_{pot} gleich null, so gilt: $U = E$, die innere Energie eines ruhenden Systems stimmt mit seiner Gesamtenergie überein [2].

Der Energietransport über die Systemgrenzen, der eine Änderung von E bewirkt, ist dabei nur auf drei Arten möglich. Durch das Verrichten von Arbeit, das Übertragen von Wärme und einem Energiestrom, der mit dem ein- oder ausströmenden Fluid die Systemgrenzen überschreitet.

Die mit dem Fluidstrom transportierte Energie besteht dabei aus seiner Enthalpie H sowie seiner kinetischen und seiner potenziellen Energie im Zustand des Übergangs über die Systemgrenze [2]. Die Enthalpie H setzt sich additiv aus der inneren Energie U und der Volumenarbeit pV zusammen. Die Volumenarbeit ist die Energie, die als Arbeit erforderlich war oder gewesen wäre, um dem Stoff im System Platz zu verschaffen. Damit gilt für die Enthalpie eines Stoffes:

$$H = U + pV, \quad (2.4)$$

wobei sie auf die Masse bezogen als spezifische Enthalpie h bezeichnet wird:

$$h = \frac{H}{m} \quad (2.5)$$

Mit dem Wissen der drei Arten der Energieübertragung, lässt sich die Energieänderung eines Systems über die Zeit durch Bildung einer Energiebilanz untersuchen. Für ein *offenes* System in allgemeiner Form ergibt sich diese zu:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} + P + \underbrace{\sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{c_e^2}{2} + gz_e \right)}_{\text{Energie der eintretenden Stoffströme}} - \underbrace{\sum \dot{m}_a \left(h_a + \frac{c_a^2}{2} + gz_a \right)}_{\text{Energie der austretenden Stoffströme}} \quad (2.6)$$

Dabei beschreibt \dot{Q} den Wärmestrom, der auch Wärmeleistung genannt wird, P die (mechanische oder elektrische) Leistung, die man auch als Arbeitsstrom \dot{W} bezeichnen könnte und die letzten beiden Terme die Energie der ein- und austretenden Stoffströme. Diese an Stoffströme gekoppelte Energie besteht aus der Summe von kinetischer Energie $\frac{c^2}{2}$, potentieller Energie gz und spezifischer Enthalpie h multipliziert mit deren Massenströmen \dot{m} . Dabei stellt c die Geschwindigkeit, z die Höhe über dem Bezugsniveau und g die Schwerebeschleunigung dar.

Für ein geschlossenes System würde sich aufgrund der materieundurchlässigen Grenzen, die allgemeine Gleichung der Energiebilanz (2.6) auf

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} + P \quad (2.7)$$

reduzieren.

2.4 Prozess der Dampferzeugung

Die Dampferzeugung ist dem Menschen schon lange bekannt und hat spätestens seit der Erfindung der Dampfmaschine durch James Watt (ca. 1769) Einzug in die industrielle Nutzung gefunden. Der erzeugte Dampf wird dabei entweder als Prozessdampf genutzt oder in Dampfturbinen zum Zwecke der Stromerzeugung entspannt. Darüber hinaus ist es durch eine zusätzliche Überhitzung des Dampfes auch möglich ihn nahezu verlustfrei, ohne Kondensation, über weite Strecken zu transportieren.

Die Dampferzeugung von Wasser bei einem Umgebungsdruck von 1,013 bar, soll nun zum besseren Verständnis der physikalischen Vorgänge im nächsten Abschnitt näher beschrieben werden.

Erhitzung von flüssigem Wasser bei einem Umgebungsdruck von 1,013 bar

1. Dem flüssigen Wasser wird Wärme zugeführt, seine Temperatur erhöht sich und nimmt bis zum Siedepunkt (100 °C bzw. 373,15 K) zu.
2. Die weitere Wärmezufuhr zieht keinen Anstieg der Temperatur nach sich, die Energie wird in die Umwandlung des Aggregatzustandes, von flüssig auf gasförmig, gesteckt. Die Bindung der Teilchen verringert sich. Es entsteht ein Wasser-Dampfgemisch das als *Nassdampf* bezeichnet wird. Ist die gesamte Menge an Wasser verdampft spricht man von *Sattdampf*. Dieser Zustand ist deshalb besonders weil er durch bloß eine Zustandsgröße eindeutig beschrieben werden kann.
3. Führt man nun noch weiter Energie zu, steigt die Temperatur wieder an. Die Umwandlung vom Aggregatzustand flüssig nach gasförmig ist vollkommen abgeschlossen und somit steht die Energie wieder zur Erhöhung der Temperatur zur Verfügung. Dieser Zustand wird nun als *überhitzter Dampf* bezeichnet. Er wird zum verlustfreien Transport von Dampf genutzt, da er bis zum Abkühlen auf die Siedetemperatur nicht kondensiert und dient des Weiteren zu Effizienzsteigerung in Dampfturbinen.

2.5 Vergleich verschiedener Dampferzeuger

Je nach Leistung und gewünschtem Dampfdruck kommen unterschiedliche Dampferzeugersysteme zum Einsatz. Neben der auf Vorschriften beruhenden Einteilung verwendet man seit vielen Jahrzehnten eine auf praktischen Erwägungen begründete, wonach in

Großwasserraum-, Wasserrohr- und in Sonderkessel unterteilt wird [15]. In diesem Abschnitt soll jedoch nur auf die ersten beiden Klassen von Dampferzeugern eingegangen werden. Großwasserraumkessel bestehen dabei aus einem mit Wasser gefülltem Hohlzylinder in dem kleine Rohre eingelassen sind. Diese werden von heißem Rauchgas durchströmt und dienen somit als Verdampfer-Heizflächen. Beim Wasserrohrkessel befindet sich im Gegensatz dazu das Wasser-Dampfgemisch in Rohren, welche von heißem Rauchgas umströmt werden. Diese Arbeit beschäftigt sich grundsätzlich nur mit der Herleitung eines Modells für einen Großwasserraumkessel. Im Ausblick (Kapitel 7) wird jedoch ein Vorschlag zur Adaptierung des Modells für Wasserrohrkessel gegeben. Um die Unterschiede bei der Modellierung der beiden Kessel besser verstehen zu können, wird in den nächsten Abschnitten deren Aufbau und Funktionsweise erklärt und ein kurzer Vergleich gegeben.

2.5.1 Wasserrohrkessel

Obwohl sich die Gruppe der Wasserrohrkessel noch in weitere Untergruppen gliedern lässt, soll hier beispielhaft nur der sogenannte *Naturumlaufkessel* beschrieben werden. Die vereinfachte Darstellung eines Naturumlaufkessels ist in Abbildung 2.1 dargestellt. Dieser besteht in der Regel aus zwei Trommeln, Ober- und Untertrommel, die über so genannte Fall- und Steigrohre in denen Wasser bzw. ein Wasser-Dampfgemisch fließt, verbunden sind. Das heiße Rauchgas wird dabei außen an den Steigrohren vorbeigeführt wodurch das darin befindliche Wasser erwärmt und in weiterer Folge verdampft wird und somit ein Wasser-Dampfgemisch entsteht. Der Wasserumlauf im Verdampfersystem kommt dabei auf natürliche Weise durch den Dichteunterschied zwischen dem Wasser im Fallrohr und des Wasser-Dampfgemisches im Steigrohr zustande. In der Obertrommel findet dann die Trennung des Wasser-Dampfgemisches (welches aus den Steigrohren tritt) statt und der erzeugte Sattdampf wird abgeführt. Diese Bauart kommt generell dann zum Einsatz, wenn höhere Drücke und Dampfleistungen benötigt werden.

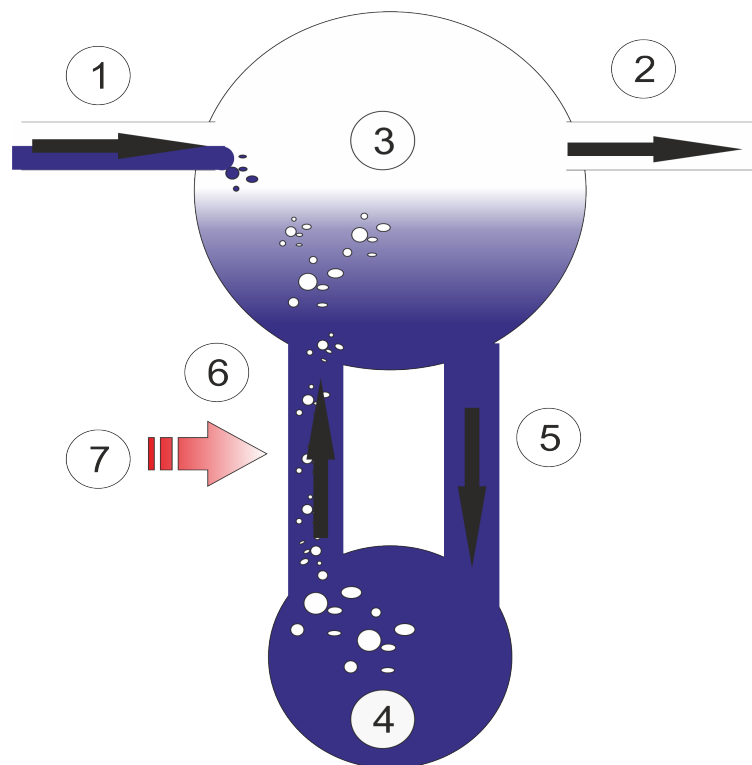


Abbildung 2.1: Vereinfachte Darstellung eines Naturumlaufkessels (1 ... Speisewas-
sereinlass; 2 ... Dampfaustritt; 3 ... Overtrommel; 4 ... Untertrommel; 5 ... Fallrohr, unbeheizt
oder schwach beheizt; 6 ... Steigrohr, beheizt; 7 ... Eintritt des Rauchgases)

2.5.2 Großwasserraumkessel

Charakteristisch für Großwasserraumkessel ist ihre zylindrische Bauart in der sich das zu verdampfende Wasser befindet. Auch die Gruppe der Großwasserraumkessel gliedert sich in Untergruppen wobei in diesem Abschnitt nur der Rauchrohrdampfkessel als Vertreter dieser Dampferzeuger beschrieben werden soll. Eine vereinfachte Darstellung dieses Typs von Dampfkessel ist in Abbildung 2.2 gezeigt. Bei dieser Bauart werden mehrere Stahlrohre mit kleinem Durchmesser durch den zylindrischen Rumpf des Kessels geführt. Der Kessel wird so gefüllt dass die Rauchrohre unter der Wasseroberfläche liegen, dieser jedoch noch Platz für den aufsteigenden Dampf bietet.

Das heiße Rauchgas durchströmt die Rohre und verdampft das sie umgebende Wasser. Dabei wird das Rauchgas in der Regel zweimal durch den Kessel geführt. Der dabei entstehende Dampf steigt durch die Wasseroberfläche in den Freiraum zwischen Wasser und Kesseldecke auf, wo er als Satttdampf abgeführt wird.

Diese Kesselart wurde neben der industriellen Verwendung von Wasserdampf auch an Bord von Schiffen und Lokomotiven eingesetzt.

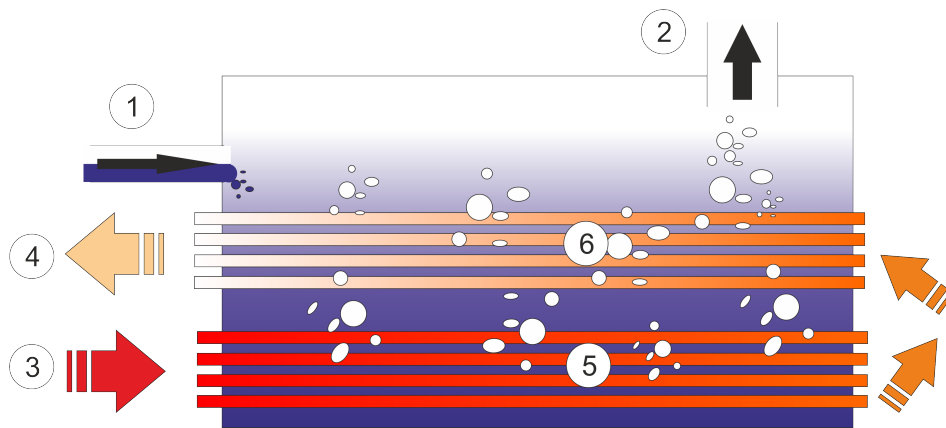


Abbildung 2.2: Vereinfachte Darstellung eines Rauchrohrdampfkessels (1 ... Speisewassereinlass; 2 ... Dampfaustritt; 3 ... Rauchgaseintritt; 4 ... Rauchgasaustritt; 5 ... Rauchgasrohre des ersten Zuges; 6 ... Rauchgasrohre des zweiten Zuges)

2.5.3 Zusammenfassung und Vergleich

Prinzipiell produzieren beide Kesselarten *Sattdampf*, eine Überhitzung des Dampfes erfolgt in beiden Fällen durch nachgelagerte *Überhitzer*.

Wirtschaftlich gibt es für die Großwasserraumkessel eine Grenze bezüglich der Dampfleistung und des Druckes, da die Wanddicke des Zylindermantels proportional zum Produkt aus Druck und Durchmesser zunimmt [9]. Je nach Bauweise liegen die Grenzen bei der Dampfleistung im Bereich von 28 t/h und einem Druck von 25 bar. Wasserrohrkessel kommen durch ihren komplexeren Aufbau je nach Bauform auf höhere Dampfleistungen. Die erreichbaren Grenzen liegen im Bereich von 240 t/h und einem Druck von 120 bar [15]. Diese Angaben stellen grobe Richtwerte dar und sollen dem Leser nur einen Einblick in die unterschiedlichen Dimensionen der Dampferzeuger geben.

Wie bereits erwähnt beschränkt sich diese Arbeit auf die modellbasierte Regelung eines Rauchrohrdampfkessels. In Kapitel 7, soll jedoch ein Vorschlag zur Anpassung des Modells am Wasserrohrkessel gegeben werden.

Kapitel 3

Modellbasierte Regelung für Biomasserostfeuerungen mit Wasserkessel

Bevor auf die Entwicklung des Modells eines Rauchrohrdampfkessels in Kapitel 4 unter Verwendung der thermodynamischen Grundlagen aus Kapitel 2 näher eingegangen wird, soll die vor dieser Arbeit bereits verfügbare modellbasierte Regelung einer Biomasserostfeuerungsanlage mit Wasserkessel kurz beschrieben werden. Zu diesem Zweck wird zunächst die grundsätzliche Funktionsweise solcher Anlagen erklärt. Danach wird auf die entwickelten mathematischen Modelle und in weiterer Folge die letztendlich entworfene modellbasierte Regelung eingegangen. Eine ausführliche Beschreibung der Modelle und insbesondere der Regelung findet sich in [3, 12].

3.1 Grundsätzliche Funktionsweise einer Biomasserostfeuerungsanlage

Abbildung 3.1 zeigt eine Biomasseflachschubrostfeuerung die sich grundsätzlich in einen schamottierten Feuerraum und den darauf aufgesetzten Wärmeübertrager gliedert. Die Biomasse wird über eine Förderschnecke oder einen hydraulischen Einschub auf den Rost befördert. Die teilweise beweglichen Rostelemente sorgen für einen Weitertransport des Brennstoffes. Der zugeführte Brennstoff wird zunächst erwärmt was zur Verdampfung des gebundenen Wassers führt. Die weitere Erwärmung setzt die flüchtigen Komponenten frei, die, wie auch die am Rost verbleibende Holzkohle, unter Luftzufuhr verbrannt werden. Die für die Verbrennung notwendige Luft wird dabei an zwei Stellen zugeführt. Ein Teil wird unter dem Rost als sogenannte Primärluft zugeführt der andere Teil wird darüber als sogenannte Sekundärluft eingedüst, um eine bessere Durchmischung der brennbaren Gase zu erreichen.

Der Vorteil dieser Luftstufung ist ein zweifacher, einerseits werden die Schadstoffemissionen reduziert, da die bessere Durchmischung für eine vollständige Verbrennung förderlich ist, andererseits wird durch die damit mögliche Absenkung des Luftüberschusses der Wirkungsgrad erhöht. Darüber hinaus führt die gestufte Luftzufuhr auch zu einer Reduktion der Stickoxidemissionen aufgrund der reduzierenden Bedingungen in der Primärverbrennungszone.

Das aus der Verbrennung resultierende heiße Rauchgas wird anschließend durch einen Wärmeübertrager geleitet, wo der Großteil seiner thermischen Energie auf ein anderes Medium, im vorliegenden Fall einen Wasserstrom, übertragen wird. Darüber hinaus kann ein Teil des abgekühlten Rauchgases dem Kamin entnommen und zur Manipulation (Absenkung) der Feuerraumtemperatur in den Feuerraum rezirkuliert werden. Die Beeinflussung der zugeführten Primär- und Sekundärluft sowie des rezirkulierten Rauchgases erfolgt mittels motorgesteuerter Klappen und frequenzumrichtergerespeister Ventilatoren.

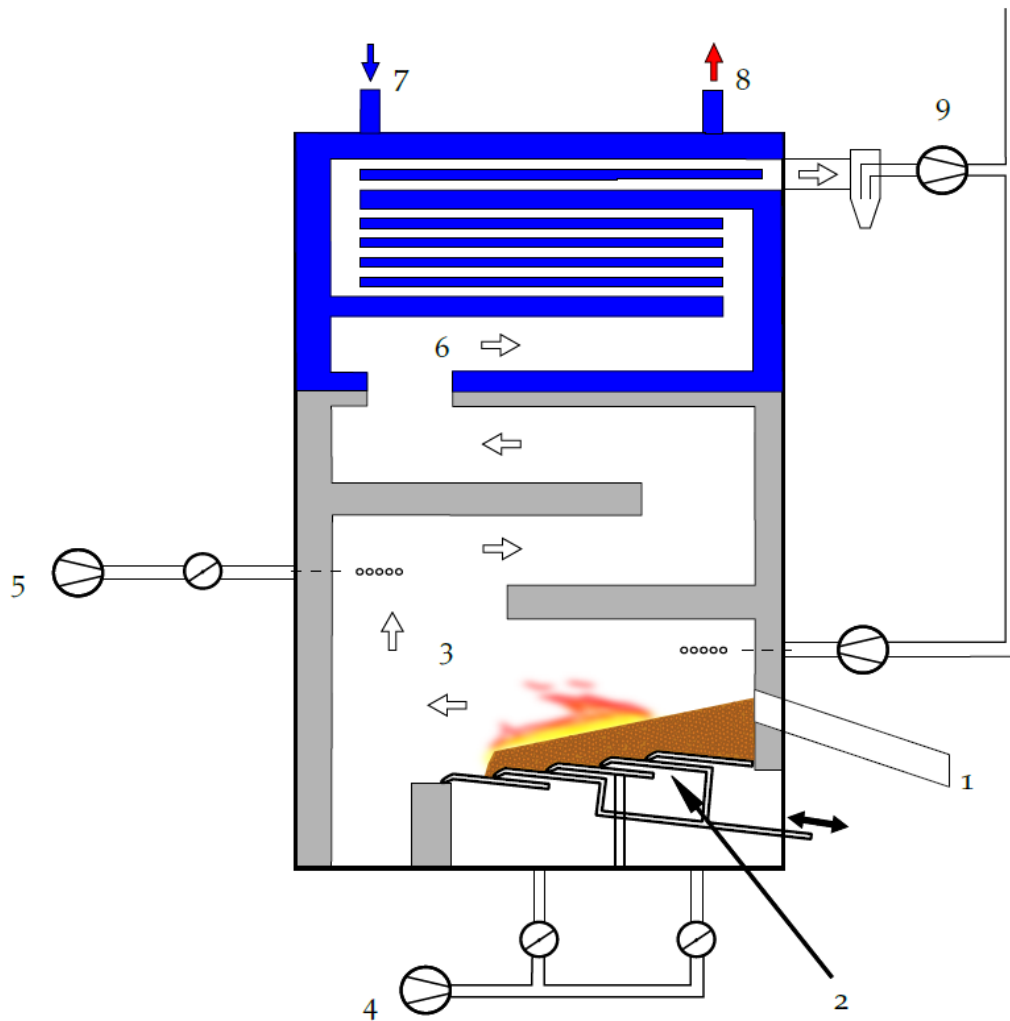


Abbildung 3.1: Aufbau einer Biomasseflaschenschubrostfeuerung (1 ... Brennstoffzufuhr; 2 ... Rost; 3 ... Feuerraum; 4 ... Primärluftzufuhr; 5 ... Sekundärluftzufuhr; 6 ... Wärmeübertrager; 7 ... Rücklauf; 8 ... Vorlauf; 9 ... Staubabscheidung, Rauchgasventilator, Kamin)

3.2 Mathematisches Modell

Die physikalische Modellbildung wurde getrennt für die einzelnen Anlagenteile durchgeführt, wodurch sich die Teilmodelle für das *Brennstoffbett*, die *Verbrennung des abgebauten Brennstoffes*, die *Speicherwirkung des Schamotts* und für den *Wärmeübertrager* ergaben. In [3, 12] wurde auch noch das Teilmodell der *Versorgung* eingeführt, welches aber für die vorliegende Arbeit vernachlässigt werden kann.

Die entsprechenden Teilmodelle werden in den folgenden Abschnitten kurz beschrieben. Ihre Systemgrenzen sind in Abbildung 3.2 eingezeichnet.

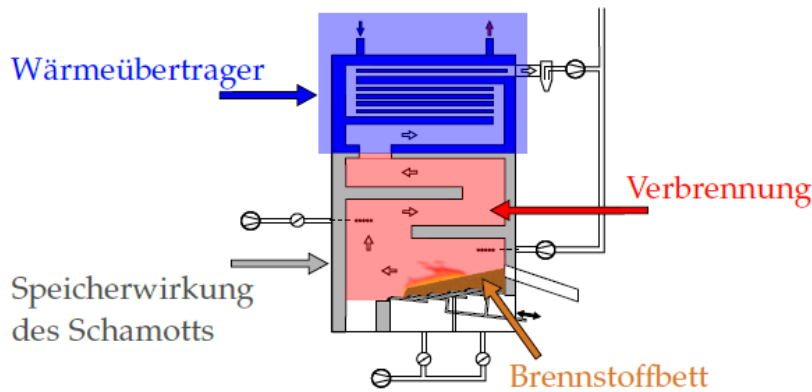


Abbildung 3.2: Einteilung in Teilmodelle

3.2.1 Teilmodell – Brennstoffbett

Das Brennstoffbettmodell beschreibt die Trocknung und in weiterer Folge die Umsetzung des zugeführten Brennstoffes in Abhängigkeit der Primärluft. Zum Zweck der Modellierung wurde dabei das Brennstoffbett in drei unterschiedliche Zonen aufgeteilt. Die erste stellt die sogenannte *Totzone* dar. In ihr wird der frisch zugeführte Brennstoff lediglich erwärmt, wobei aber noch keine modellrelevanten Prozesse stattfinden. Die Zeit die der Brennstoff zum Durchqueren dieser Zone benötigt, wird dabei durch die Totzeit $T_{t, BB}$ berücksichtigt, die im wesentlichen vom Wassergehalt $w_{H_2O, Brst}$ des Brennstoffes abhängt. Nach der Erwärmung des Brennstoffs wird das darin enthaltene Wasser in der *Verdampfungszone* verdampft. Der Abbau, des nun trockenen Brennstoffs, findet direkt danach in der gleich benannten *Abbauzone* statt. Dieser Vorgang wird im Modell durch nur zwei gewöhnliche Differentialgleichungen 1. Ordnung dargestellt, welche die Massenbilanzen des Wassers in der Verdampfungszone $m_{H_2O, Zone}$ und die des trockenen Brennstoffes $m_{CHO, Zone}$ in der Abbauzone repräsentieren:

$$\frac{dm_{H_2O, Zone}(t)}{dt} = -c_{Verd}m_{H_2O, Zone}(t) + \dot{m}_{H_2O, ein} \quad (3.1)$$

$$\frac{dm_{CHO, Zone}(t)}{dt} = -c_{Abb}m_{CHO, Zone}(t)(\dot{m}_{PL}(t) + \dot{m}_{PL0}) + \dot{m}_{CHO, ein} \quad (3.2)$$

Dabei stellen $\dot{m}_{CHO, \text{ein}}$ den aus der Totzone in die Abbauzone eintretenden Massenstrom an trockener Biomasse, $\dot{m}_{H_2O, \text{ein}}$ den aus der Totzone in die Verdampfungszone eintretenden Massenstrom an feuchter Biomasse und \dot{m}_{PL} den Primärluftmassenstrom dar. Des Weiteren bezeichnen c_{Verd} , c_{Abb} und \dot{m}_{PL0} konstante Modellparameter. Eine ausführlichere Beschreibung des Modells findet sich in [3, 7].

3.2.2 Teilmodell – Verbrennung

Im Teilmodell der Verbrennung wird die Verbrennung des abgebauten Brennstoffes mit der zugeführten Primär- und Sekundärluft, unter Berücksichtigung des rezirkulierten Rauchgases, in den gemeinsam betrachteten Primär- und Sekundärverbrennungszonen beschrieben. Das Modell basiert auf einer gewöhnlichen Verbrennungsrechnung. Damit ergibt sich als mathematische Beschreibung der Verbrennung ein statisches Modell (algebraische Gleichungen). Die Ausgangsgrößen des Modells stellen der Rauchgasmassenstrom \dot{m}_{RG} , die Rauchgaszusammensetzung \mathbf{x}_{RG} sowie die adiabate Feuerraumtemperatur T_{ad} dar. Eine ausführlichere Beschreibung des Modells findet sich in [3].

3.2.3 Teilmodell – Speicherwirkung des Schamotts

Das dritte Teilmodell, die *Speicherwirkung des Schamotts*, beschreibt die Beeinflussung des heißen Rauchgases durch den Energieaustausch mit dem schamottierten Feuerraum. Dieser Effekt kann mathematisch durch eine gewöhnliche Differentialgleichung 1. Ordnung beschrieben werden [3]:

$$\frac{dT_{Sch}(t)}{dt} = a_{Sch}(T_{ad}(t) - T_{Sch}(t)) \quad (3.3)$$

Wobei T_{Sch} die fiktive mittlere Schamotttemperatur, T_{ad} die adiabate Feuerraumtemperatur und a_{Sch} eine Modellkonstante beschreiben. Die Ausgangsgröße stellt die Temperatur des Rauchgases $T_{RG, \text{ein}}$ dar, mit der es in den darauffolgenden Wärmeübertrager eintritt. Diese berechnet sich gemäß

$$T_{RG, \text{ein}}(t) = c_{Sch}T_{Sch}(t) + (1 - c_{Sch})T_{ad}(t). \quad (3.4)$$

Die Größe c_{Sch} bezeichnet noch eine weitere Modellkonstante dar.

3.2.4 Teilmodell – Wärmeübertrager

Das letzte Teilmodell des *Wärmeübertragers*, beschreibt die Energieübertragung des heißen Rauchgases auf den Wasserkreis. Das Modell dieses Rauchrohr-Wärmeübertragers wurde zu diesem Zweck in zwei Teilmodelle aufgespalten: einen Rauchgas- und einen Wasserteil. Ersterer liefert den vom Rauchgas auf das Wasser übertragenen Wärmestrom \dot{Q}_{RG} , zweiterer die Temperatur des Wassers am Austritt aus dem Wärmeübertrager (Vorlauftemperatur) T_{VL} . Wobei diese beiden Teilsysteme grundsätzlich in ständiger Wechselwirkung stehen müssten. Jedoch kann auf Grund der wesentlich geringeren Temperaturdifferenz bei Ein- und Austritt des Wassers (ca. 20 °C) im Vergleich zu der des Rauchgases (ca. 750 °C) eine Vernachlässigung der Rückwirkung zugelassen werden, was eine getrennte Modellierung

ermöglicht [6].

Durch diese Vereinfachung kann der Rauchgasteil mathematisch mit einer statischen Gleichung für den gesamten übertragenen Wärmestrom \dot{Q}_{RG} beschrieben werden:

$$\dot{Q}_{RG} = c_{WT}\dot{m}_{RG}(t)(T_{RG, \text{ein}}(t) - T_W(t)) \quad (3.5)$$

Dabei \dot{m}_{RG} den Rauchgasmassenstrom, $T_{RG, \text{ein}}$ die Rauchgastemperatur beim Eintritt in den Wärmeübertrager, T_W die mittlere Wandtemperatur und c_{WT} einen konstante Modellparameter darstellen.

Der Wasserteil wird mit einer Differentialgleichung 1. Ordnung für die Vorlauftemperatur T_{VL} modelliert:

$$\frac{dT_{VL}(t)}{dt} = -\frac{\dot{m}_W(t)}{c_{\tau, WT}}T_{VL}(t) + \frac{\dot{m}_W(t)}{c_{\tau, WT}} \left(\frac{\dot{Q}(t)}{\dot{m}_W(t)c_W} + T_{RL} \left(t - \frac{c_{t, WT}}{\dot{m}_W(t)} \right) \right) \quad (3.6)$$

Darin stellen \dot{m}_w den Wasserstrom, T_{RL} die Rücklauftemperatur, c_W die Wärmekapazität von Wasser und $c_{\tau, WT}$ sowie $c_{t, WT}$ konstante Modellparameter dar.

3.2.5 Gesamtmodell

Die beschriebenen Teilmodelle wurden, nach geeigneter Wahl der Eingangs- u , Ausgangs- y und Störgrößen d , zu einem nichtlinearen Zustandsraummodell der folgenden Form

$$\begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= f(x, u, d) \\ y &= g(x, u) \end{aligned} \quad (3.7)$$

zusammengefasst. Als Zustandsvektor wurde dabei

$$\mathbf{x}(t) = \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ x_3(t) \\ x_4(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_{H_2O, Zone}(t) \\ m_{CHO, Zone}(t) \\ T_{Sch}(t) \\ T_{VL}(t) \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

gewählt, wobei $m_{H_2O, Zone}$ die Masse des Wassers in der Verdampfungszone, $m_{CHO, Zone}$ die Masse des trockenen Brennstoffs in der Abbauzone, T_{Sch} die Schamotttemperatur und T_{VL} die Vorlauftemperatur beschreiben.

Der Eingangsgrößenvektor wurde so festgelegt, dass er den zugeführten trockenen Brennstoffmassenstrom $\dot{m}_{CHO, Brst}(t - T_{t, BB}(t))$, die Massenströme von Primär- \dot{m}_{PL} und Sekundärluft \dot{m}_{SL} sowie des rezirkulierten Rauchgases \dot{m}_{RGrez} enthält:

$$\mathbf{u}(t) = \begin{bmatrix} u_1(t) \\ u_2(t) \\ u_3(t) \\ u_4(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{m}_{CHO, Brst}(t - T_{t, BB}(t)) \\ \dot{m}_{PL}(t) + \dot{m}_{PL0} \\ \dot{m}_{RGrez}(t) \\ \dot{m}_{PL}(t) + \dot{m}_{SL}(t) \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

Jene Größen die das Verhalten des Systems störend beeinflussen werden im Störgrößenvektor zusammengefasst:

$$\mathbf{d}(t) = \begin{bmatrix} d_1(t) \\ d_2(t) \\ d_3(t) \\ d_4(t) \\ d_5(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_F(t - T_{t,BB}(t)) \\ h_{Luft}(t) \\ h_{RG,rez}(t) \\ \dot{m}_W(t) \\ T_{RL} \left(t - \frac{c_{t,WT}}{\dot{m}_W(t)} \right) \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

Darin befinden sich die spezifischen Enthalpien der zugeführten Luft h_{Luft} und des rezirkuliertem Rauchgases $h_{RG,rez}$, die Brennstofffeuchte u_F welche sich aus dem Wassergehalt des Brennstoffes $w_{H_2O,Brst}$ ergibt, der Massenstrom des den Wärmeübertrager durchströmenden Wassers \dot{m}_W und die verzögerte Rücklaufftemperatur T_{RL} .

Die für den Betrieb der Anlage (und damit auch für eine spätere Regelung) interessanten Ausgangsgrößen wurden im Ausgangsgrößenvektor zusammengefasst:

$$\mathbf{y}(t) = [y_1(t) \quad y_2(t) \quad y_3(t)]^T = [x_{O_2,RG}(t) \quad T_{RG,ein}(t) \quad T_{VL}(t)]^T \quad (3.11)$$

Darunter fallen der Sauerstoffgehalt des Rauchgases $x_{O_2,RG}$, die Temperatur mit der das Rauchgas in den Wärmeübertrager eintritt $T_{RG,ein}$ und die Temperatur des Wassers T_{VL} am Austritt aus demselben. Damit kann das Gesamtsystem durch nur vier Differentialgleichungen 1. Ordnung

$$\begin{aligned} \frac{dx_1}{dt} &= -\frac{c_{11}}{1 + c_{12}d_1}x_1 + \frac{d_1}{1 + c_{12}d_1}u_1 \\ \frac{dx_2}{dt} &= \frac{c_{21}}{1 + c_{12}d_1}x_1 - c_{22}x_2u_2 + \frac{1}{1 + c_{12}d_1}u_1 \\ \frac{dx_3}{dt} &= \frac{-c_{31}x_1 + c_{32}x_2u_2 + c_{33}u_4 + c_{34}u_3}{c_{11}x_1 + c_{22}x_2u_2 + u_3 + u_4} - c_{35} \\ \frac{dx_4}{dt} &= c_{41}x_1 + c_{42}x_2u_2 + c_{43}u_3 + c_{44}u_4 \\ &\quad + c_{45}d_4d_5 - c_{45}d_4x_4 \end{aligned} \quad (3.12)$$

mit den für den Betrieb der Anlage interessanten Ausgangsgrößen

$$\begin{aligned} y_1 &= -\frac{c_{51}x_2u_2 + c_{52}u_4}{c_{53}x_1 + c_{54}x_2u_2 + c_{55}u_4} \\ y_2 &= \frac{-c_{71}x_1 + c_{72}x_2u_2 + c_{73}u_3 + c_{74}u_4}{c_{11}x_1 + c_{22}x_2u_2 + u_3 + u_4} \\ y_3 &= x_4 \end{aligned} \quad (3.13)$$

beschrieben werden. Die genaue Aufschlüsselung der Modellkonstanten c_{ij} ist in Anhang A zu finden. Es zeigte sich bereits in [3], dass die Zustandsgröße der Schamotttemperatur T_{sch} sich aufgrund der großen Zeitkonstante ihrer Differentialgleichung nur langsam ändert, weshalb sie für den Reglerentwurf in die Konstanten verschoben wurde. Gleiches galt für die sich nur langsam ändernden Störgrößen aus d_2 und d_3 .

3.3 Bestehendes Regelungskonzept

Für das Gesamtmodell wurde in [3] eine Regelung basierend auf der Methode der exakten Eingangs-Ausgangslinearisierung [17] entworfen. Bei dieser Methode wird eine Zustandsrückkopplung gesucht, sodass das Verhalten zwischen Führungsgröße r und Ausgangsgröße y linear und entkoppelt ist.

In [3] wurde des Weiteren gezeigt, dass für die Zustandsgröße x_3 , aufgrund der großen Zeitkonstante ihrer Differentialgleichung, keine gezielte regelungstechnische Beeinflussung möglich ist. Aus diesem Grund wurde sie für den Reglerentwurf als Störgröße aufgefasst und in die definierten Konstanten $c_{i,j}$ verschoben.

Bei Anwendung der exakten Eingangs-Ausgangslinearisierung werden die Ausgangsgrößen sofort abgeleitet, bis sich eine explizite Abhängigkeit von einer der Eingangsgrößen ergibt. Im vorliegenden Fall war das lediglich für die Ausgangsgröße y_3 notwendig:

$$\begin{aligned} y_1 &= g_1(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \\ y_2 &= g_2(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \\ \frac{dy_3}{dt} &= g_3(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \mathbf{d}) \end{aligned} \tag{3.14}$$

Die Anzahl der notwendigen Ableitungen wird als relativer Grad δ bezeichnet und beträgt somit eins. Da dieser geringer als die Modellordnung $n = 3$ ist, existiert ein nicht beobachtbares Teilsystem zweiter Ordnung. Das Vorhandensein eines nicht beobachtbaren Teilsystems bereitet dann Probleme wenn dieses instabil ist, welches im vorliegenden Fall zutrifft. Des Weiteren fällt auf, dass die Eingangsgröße u_1 im endgültigen Regelgesetz nicht enthalten wäre. Zur Lösung dieser beiden Probleme, das instabile Teilsystem und die Entkoppelung der Eingangsgröße u_1 , wurde die Masse des Brennstoffs am Bett $m_{CHO,Zone}$, als vierte Ausgangsgröße gewählt:

$$y_4 = x_2 \tag{3.15}$$

Damit erhöht sich bei gleichbleibender Modellordnung der relative Grad um eins, das nicht beobachtbare Teilmodell wird in seiner Ordnung reduziert und besitzt nun eine stabile Charakteristik. Gleichzeitig ist auch sichergestellt dass die Stellgröße u_1 im endgültigen Regelgesetz enthalten ist, wodurch der Entwurf der Regelung fortgesetzt werden kann. Aufgrund der akausalen Definition der Eingangsgröße, $u_1(t) = \dot{m}_{CHO,Brst}(t - T_{t,BB}(t))$, kann jedoch die exakte Eingangs-Ausgangslinearisierung nur auf die Ausgangsgrößen y_1 bis y_3 angewendet werden. Die Regelung der vierten Ausgangsgröße y_4 folgt später in einer anderen Art und Weise.

Die bei der exakten Eingangs-Ausgangslinearisierung erstellte Zustandsrückkopplung

wurde zusätzlich um PI-Regler erweitert und das folgende lineare Übertragungsverhalten vorgegeben:

$$\begin{aligned} y_1 &= w_{1,0}v_1 \\ y_2 &= w_{2,0}v_2 \\ w_{3,1}y_3 + \frac{dy_3}{dt} &= w_{3,0}v_3 \end{aligned} \quad (3.16)$$

Dabei sind die Größen $w_{i,j}$ frei wählbare Parameter und v_k die Summe aus den Ausgangssignalen der vorgeschalteten PI-Regler und den Führungsgrößen r_k (siehe Abbildung 3.3). Setzt man die Ausgangsgrößen nun ein und formt auf die Eingangsgrößen um, erhält man ein Regelgesetz für die Eingangsgrößen u_2 bis u_4 :

$$[u_2 \quad u_3 \quad u_4]^T = \mathbf{u}_{2,3,4}(\mathbf{x}, \mathbf{d}, \mathbf{v}) \quad (3.17)$$

Es verbleibt die Regelung der vierten neu eingeführten Ausgangsgröße y_4 , der Masse des Brennstoffs $m_{CHO,Zone}$. Wie bereits erwähnt kann die exakte Eingangs-Ausgangslinearisierung nicht angewendet werden. Deshalb wurde ein anderer Regler basierend auf den folgenden Überlegungen entworfen. Über den Brennstoffmassenstrom kann nur die langfristige Leistung vorgegeben werden. Für kurzfristige Leistungsänderungen ist die Primärluft ausschlaggebend. Aus diesem Grund wird zunächst der in der Ruhelage notwendige Brennstoffmassenstrom $\dot{m}_{CHO,Brst,RL}$ berechnet und vorgegeben. Darüber hinaus werden Abweichungen der Ausgangsgröße y_4 von ihrer zuständigen Führungsgröße r_4 , auf die später noch genauer eingegangen wird, mit einem Proportionalregler ausgeglichen, wodurch sich folgendes Regelungsgesetz für den Brennstoffmassenstrom ergibt:

$$\dot{m}_{CHO,Brst} = \dot{m}_{CHO,Brst,RL} + k_{p,BB}(r_4 - y_4) \quad (3.18)$$

Dabei stellt $k_{p,BB}$ den einstellbaren Parameter des Proportionalreglers dar.

Die Führungsgröße r_4 wird so berechnet, dass sich im eingeschwungenem Zustand ein mittleres, vorgebbares Verbrennungsluftverhältnis im Brennstoffbett $\lambda_{BB,soll}$ einstellt. Dieses Verbrennungsluftverhältnis ist durch das Verhältnis von zugeführtem Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} und dem für eine vollständige Verbrennung mindestens notwendigen Luftmassenstrom $\dot{m}_{Luft,min}$, definiert:

$$\lambda_{BB,soll} = \frac{\dot{m}_{PL}}{\dot{m}_{Luft,min}} \quad (3.19)$$

Die Struktur der in diesem Kapitel beschriebenen Regelung ist in Abbildung 3.3 dargestellt. Für deren praktischen Einsatz wurde sie noch um einen Kalmanfilter zur Schätzung der Zustandsvariablen [12, 16] sowie unterlagerte Regler für die Vorgabe der geforderten Massenströme [12] basierend auf Modellen zur Beschreibung der Druck- und Volumenstromverhältnisse [4] erweitert.

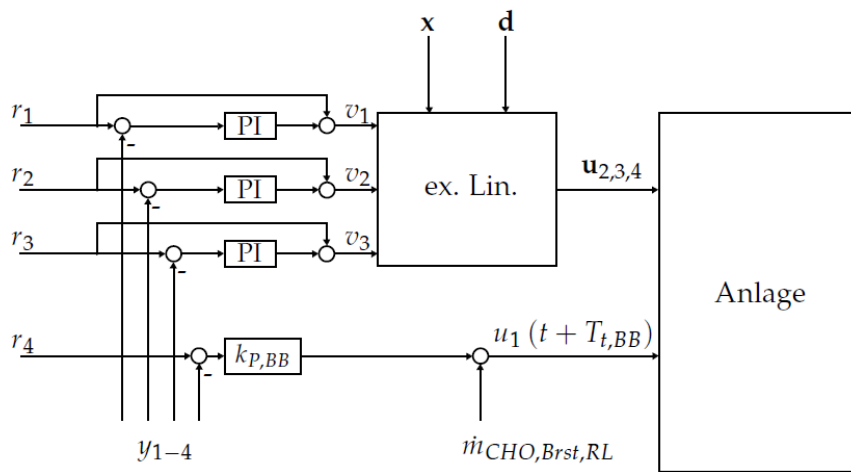


Abbildung 3.3: Schematische Darstellung der Regelung

Kapitel 4

Modellbildung

Dieses Kapitel widmet sich der Modellbildung eines Rauchrohrdampfkessels (siehe Abschnitt 2.5). Zunächst wird der in dieser Arbeit betrachtete Rauchrohrdampfkessel in seinem Aufbau und unter Angabe der wichtigsten Betriebsdaten näher beschrieben. Nach einer systemtechnischen Betrachtung wird eine Gliederung in zwei gekoppelte Teilsysteme vorgeschlagen, einen Rauchgas- und einen Dampfteil. Das mathematische Modell des Rauchgasteils kann aufgrund der sehr ähnlichen Bedingungen, nach leichter Adaption, aus [3] übernommen werden. Der Dampfteil wird danach auf Basis einer Massen- und Energiebilanz mathematisch modelliert. Abschließend werden beide Teilmodelle anhand von Messdaten einer Realanlage qualitativ verifiziert.

4.1 Betrachteter Rauchrohrdampfkessel

Der für die Modellbildung betrachtete Wärmeübertrager ist ein Rauchrohrdampfkessel mit zwei Rauchgaszügen, der vereinfacht in Abbildung 4.1 dargestellt ist. Wie in Kapitel 2 beschrieben, besteht diese Art von Dampferzeuger aus einem großen Hohlzylinder aus Stahl der knapp bis unter den oberen Rand mit Wasser gefüllt ist. Innerhalb des Zylinders befinden sich viele vom Rauchgas durchströmte Rohre (*Rauchrohre*). Aufgrund des Temperaturunterschieds von Rauchgas und Wasser wird Wärme vom Rauchgas auf das Wasser übertragen. Dieses erwärmt sich und wird in weiterer Folge verdampft. Um das Wasserniveau zu halten und den austretenden Dampf zu kompensieren wird mit Hilfe einer Speisewasserpumpe bereits vorgewärmtes Speisewasser in den Kessel nachgespeist.

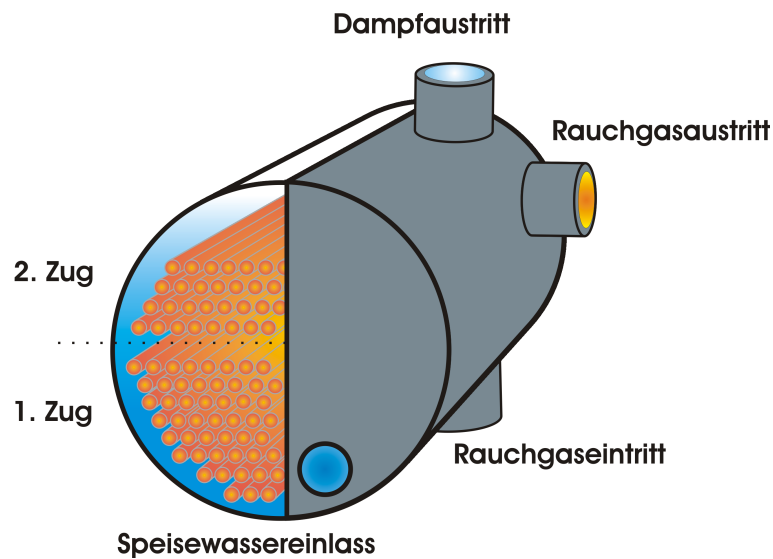


Abbildung 4.1: Vereinfachter Aufbau des betrachteten Rauchrohrdampfkessels

Die wichtigsten Eckdaten des verwendeten Dampferzeugers, von dem auch die Messdaten zu der in Abschnitt 4.5 durchgeführten Verifikation stammen, sind folgende:

- Sattdampferzeuger
- Rauchrohrdampfkessel mit 2 Rauchgaszügen
 - erster Zug 244 Rohre
 - zweiter Zug 160 Rohre
- Nennwärmeleistung: 5,45 MW
- Zulässige Dampfleistung: ca. 9 t/h
- Zulässiger Betriebsüberdruck: 14 bar
- Masse der drucktragenden Wandungen: ca. 17 t
- Für Auslegung bei Nennleistung verwendete Rauchgastemperatur am Eintritt in den Rauchrohrdampfkessel: 950 °C
- Für Auslegung bei Nennleistung verwendete Rauchgastemperatur am Austritt aus dem Rauchrohrdampfkessel: 250 °C
- Wasserinhalt bei vollständiger Füllung: 20,8 m³

4.2 Grundsätzliche Vorgehensweise

Aus systemtechnischer Sicht handelt es sich bei einem Rauchrohrdampfkessel um ein System mit vier Eingängen, dem Rauchgasmassenstrom \dot{m}_{RG} , der Rauchgaseintrittstemperatur $T_{RG, \text{ein}}$, dem Speisewassermassenstrom \dot{m}_{SPW} und der spezifischen Enthalpie des

Speisewassers h_{SPW} . Als Ausgangsgrößen sind vor allem der Druck p und der durch das Wasservolumen im Kessel V_W beschriebene Füllgrad (Füllstand) von Bedeutung. Der Dampfmassenstrom \dot{m}_D tritt zwar auch aus dem System aus, stellt aber aus systemtechnischer Sicht keine Ausgangsgröße dar, weil er von den angeschlossenen Verbrauchern vorgegeben wird und somit als Störgröße aufgefasst werden kann.

Im Allgemeinen kann das System als die Zusammenschaltung zweier Teilsysteme verstanden werden die miteinander in Wechselwirkung stehen: Im Rauchgasteil wird dem Rauchgas, in Abhängigkeit der örtlichen Temperatur des Rauchgases sowie der Rohrwand, Wärme entzogen. Im Dampfteil wird die Wärme aufs Wasser übertragen wodurch sich dieses erwärmt und verdampft. Gleichzeitig ändert sich damit auch die Temperatur der Rohrwand, welche wiederum die Wärmeübertragung im Rauchgasteil beeinflusst. Aufgrund der wesentlich besseren Wärmeübertragung zwischen Rohr und Wasser als jener zwischen Rohr und Rauchgas wird die Temperatur der Rohrwand immer im Bereich des Wassers bzw. des Wasser-Dampfgemisches liegen. Hinzu kommt das die Temperaturdifferenz auf der Rauchgasseite wesentlich größer (ca. 700 °C) als die Temperaturdifferenz zwischen eintretenden Speisewasser und austretenden Satttdampf auf der Dampfseite (ca. 50 °C) ist. Deshalb kann vereinfacht angenommen werden, dass die Rückwirkung des Dampfteils auf den Rauchgasteil vernachlässigt werden kann. Diese Vereinfachung hat den Vorteil, dass für den Rauchgasteil von einer konstanten Rohrwandtemperatur ausgegangen werden kann, was eine getrennte Modellierung der beiden Teilsysteme erlaubt. Die Größe, welche beide verbindet, ist der vom Rauchgas auf den Dampfteil übertragende Wärmestrom \dot{Q}_{RG} . Die Zusammenschaltung beider Teilsysteme ist in Abbildung 4.2 dargestellt.

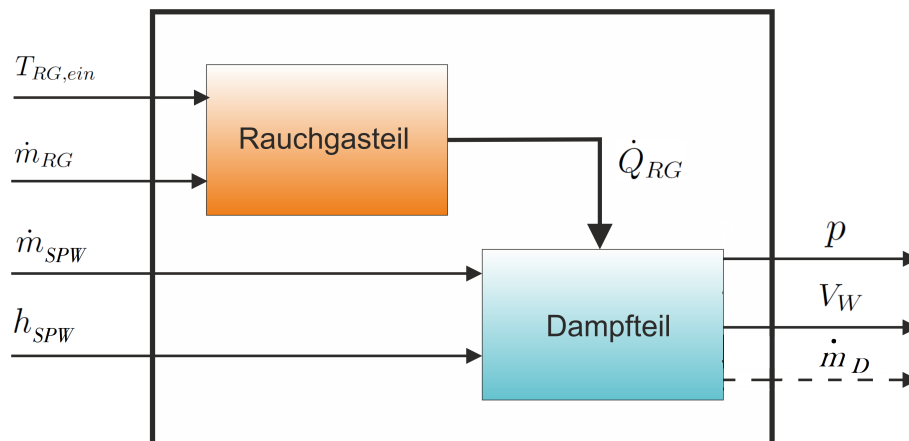


Abbildung 4.2: Aufspaltung in zwei Teilsysteme

4.3 Modellierung des Rauchgasteils

Die Modellierung des Rauchgasteils für Rauchrohrdampfkessel orientiert sich stark an der in [6] vorgeschlagener Modellierung für den Rauchgasteil eines Rauchrohrwasserkessels, basierend auf lediglich einer algebraischen Gleichung. Diese beruht auf einer Energiebilanz für ein Volumenelement eines durchströmten Rohres (siehe Abbildung 4.3). Dabei wurden

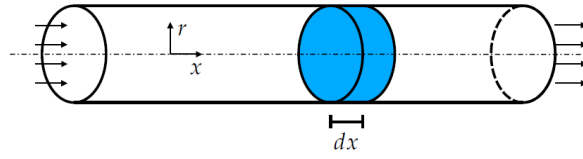


Abbildung 4.3: Durchströmtes Rohr

folgende Annahmen getroffen, die auch für Rauchrohrdampfkessel getroffen werden können:

- Das Rauchgas verhält sich wie ein ideales Gas.
- Der Druck im Rauchgasteil ist näherungsweise konstant.
- Aufgrund der geringen Wärmeleitfähigkeit des Rauchgases λ_{RG} kann die axiale Wärmeleitung vernachlässigt werden.
- Die Verweilzeit des Rauchgases ist im Vergleich zur Verweilzeit des Wasser-Dampf-gemisches sehr gering, wodurch man für den Rauchgasteil von einem quasi stationären Zustand ausgehen darf.

Daraus resultierte eine komplizierte Differentialgleichung 1. Ordnung für die Rauchgastemperatur in Abhängigkeit des Ortes. Die weiteren Untersuchungen zeigten jedoch, dass die für den Wärmeübertrager interessante Größe, der gesamte vom Rauchgas auf das Wasser übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{RG} , mit einer wesentlich einfacheren Gleichung dargestellt werden kann [6]:

$$\dot{Q}_{RG} = c_{WT}(T_{RG, \text{ein}} - T_W)\dot{m}_{RG} \quad (4.1)$$

Dabei stellt c_{WT} eine vom Wärmeübertrager abhängige Modellkonstante, T_W die Wandtemperatur des Wärmeübertragers und die anderen beiden Größen, die Temperatur am Eintritt in den Wärmeübertrager $T_{RG, \text{ein}}$ sowie den Massenstrom \dot{m}_{RG} des Rauchgases dar. Aufgrund des sehr ähnlichen Aufbaus von Rauchrohrwasserkessel und Rauchrohrdampfkessel sowie der Tatsache, dass für die Herleitung dieser Gleichung nur Annahmen getroffen wurden die genauso in einem Rauchrohrdampfkessel getroffen werden können, kann das Modell des Rauchgasteils übernommen werden. Die Modellkonstante c_{WT} wurde in [6] mittels numerischer Optimierungsalgorithmen aus experimentell ermittelten Messdaten bestimmt. Da die zuverlässige Messung der dafür erforderlichen Größen in der Praxis oft nur mit sehr großem Aufwand oder gar nicht möglich ist, soll im nächsten Schritt eine Möglichkeit zur Abschätzung von c_{WT} aus den Auslegungsdaten hergeleitet werden.

Um die Konstante c_{WT} zu berechnen soll zuerst eine Energiebilanz über den Rauchgasteil des Rauchrohrdampfkessels gebildet werden: Vernachlässigt man dabei auftretende Verluste muss der übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{RG} der Differenz des ein- $\dot{H}_{RG, \text{ein}}$ und austretenden $\dot{H}_{RG, \text{aus}}$ Enthalpiestroms äquivalent sein

$$\dot{Q}_{RG} = \dot{H}_{RG, \text{ein}} - \dot{H}_{RG, \text{aus}}. \quad (4.2)$$

Umgeformt auf die spezifische Enthalpie $h_{RG, \text{ein}}$ bzw. $h_{RG, \text{aus}}$ ergibt sich die Energiebilanz unter Verwendung des Rauchgasmassenstroms \dot{m}_{RG} zu

$$\dot{Q}_{RG} = \dot{m}_{RG}(h_{RG, \text{ein}} - h_{RG, \text{aus}}). \quad (4.3)$$

Der Vorteil dieser Umformung zeigt sich im nächsten Schritt. In [11] wurde gezeigt, dass die spezifische Enthalpie des Rauchgases h_{RG} , für bestimmte Temperaturbereiche sehr gut durch eine Geradennäherung über die Temperatur T_{RG} angenähert werden kann:

$$h_{RG} \approx \left\{ \begin{array}{ll} k_k T_{RG} + d_k & \text{für } 0 \text{ °C} \leq T_{RG} \leq 400 \text{ °C} \\ k_h T_{RG} + d_h & \text{für } 800 \text{ °C} \leq T_{RG} \leq 1200 \text{ °C} \end{array} \right\} \quad (4.4)$$

Für die Verbrennung von typischen Hackgut mit einem Wassergehalt von 30 % und einem Sauerstoffgehalt des (feuchten) Rauchgases von 7 %, können folgende numerische Werte der Geradenparameter (k_k , d_k , k_h , d_h) verwendet werden:

$$\begin{aligned} k_k &= 1.120, 2 \\ d_k &= -336.417, 2 \\ k_h &= 1.329, 5 \\ d_h &= -514.459, 5 \end{aligned} \quad (4.5)$$

Mit diesem Wissen lassen sich nun die beiden Geraden aus (4.4), für das heiße und das abgekühlte Rauchgas (beim Austritt), in die Gleichung für die Energiebilanz (4.3) einsetzen und man erhält

$$\dot{Q}_{RG} = \dot{m}_{RG}(k_h T_{RG, \text{ein}} + d_h - k_k T_{RG, \text{aus}} - d_k). \quad (4.6)$$

Gleichung (4.6) kann danach mit (4.1) gleichgesetzt werden. Mit Hilfe der für die Auslegung verwendeten Nennbetriebsdaten des betrachteten Rauchrohrdampfkessels, $T_{RG, \text{ein}, \text{nenn}}$, $T_{RG, \text{aus}, \text{nenn}}$ und $T_{W, \text{nenn}}$, lässt sich danach die Wärmeübertragerkonstante berechnen:

$$c_{WT} = \frac{k_h T_{RG, \text{ein}, \text{nenn}} + d_h - k_k T_{RG, \text{aus}, \text{nenn}} - d_k}{T_{RG, \text{ein}, \text{nenn}} - T_{W, \text{nenn}}} \quad (4.7)$$

Damit ist zur Bestimmung der Wärmeübertragerkonstante c_{WT} kein Durchführen von Versuchen notwendig.

4.4 Modellierung des Dampfteils

Die Modellierung des Dampfteils erfolgt auf Basis eines in [1] vorgeschlagenen Modells für einen Wasserrohrkessel. Aus thermodynamischer Sicht kann man einen Rauchrohrdampfkessel als ruhendes, offenes Zweiphasensystem klassifizieren (siehe Kapitel 2). Unter Festlegung der Systemgrenzen und der zu- und abfließenden Materieströmen ergibt sich für die Bilanzierung das in Abbildung 4.4 dargestellte System.

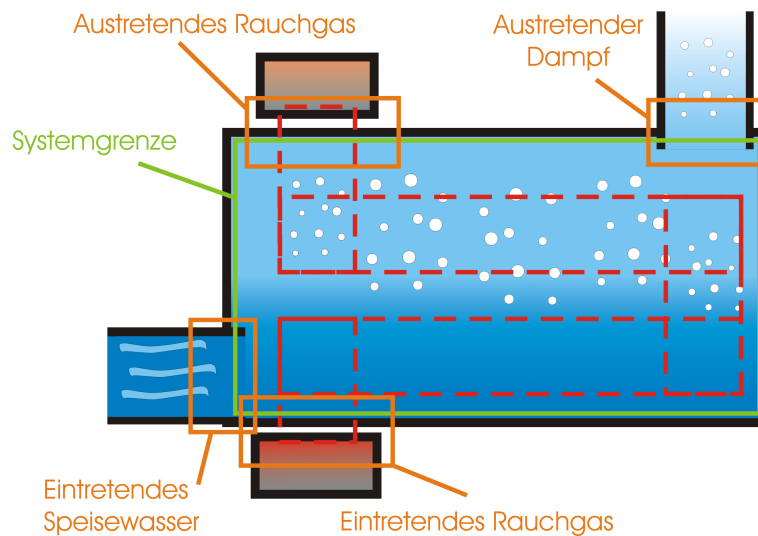


Abbildung 4.4: Systematische Betrachtung eines Rauchrohrdampfkessels und Festlegung der Systemgrenze

Die Eingangsströme sind das heiße Rauchgas, das aus der Verbrennung der Biomasse resultiert und das zugeführte Speisewasser um den Wasserverlust durch den austretenden Dampf zu kompensieren. Die Ausgangsströme des Systems stellen das nun abgekühlte Rauchgas und der austretende Dampf dar. Mit dieser Festlegung lässt sich nun über die Masse und die Energie des Systems bilanzieren.

4.4.1 Massenbilanz

Durch Anwendung des Massenerhaltungssatzes, wobei sich die Masse des Systems nur durch das zufließende Speisewasser und den austretenden Sattdampf ändert, ergibt sich:

$$\frac{d}{dt}(m_W + m_D) = \dot{m}_{SPW} - \dot{m}_D \quad (4.8)$$

Dabei beschreiben m_W und m_D die Masse an Wasser bzw. Dampf im Kessel, \dot{m}_{SPW} den Speisewassermassenstrom und \dot{m}_D den Dampfmassenstrom.

Da sich im späteren Verlauf der Arbeit zeigen wird, dass das Volumen des Wasser im Kessel V_W eine wichtige Rolle spielt, soll Gleichung (4.8) folgendermaßen umgeformt werden:

$$\frac{d}{dt}(\rho_W V_W + \rho_D V_D) = \dot{m}_{SPW} - \dot{m}_D \quad (4.9)$$

Dabei bezeichnen ρ_W die Dichte des Wasser, ρ_D die Dichte des Dampfs und V_D das Volumen des Dampfs.

4.4.2 Energiebilanz

Durch Anwendung des 1. Hauptsatzes der Thermodynamik für offene Systeme (siehe Kapitel 2), kann (unter Berücksichtigung dass das System keine Arbeit verrichtet) eine Energiebilanz für das festgelegte Volumen aufgestellt werden:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q}_{RG} + \dot{m}_{SPW} \left(h_{SPW} + \frac{1}{2}c_{SPW}^2 + gz_{SPW} \right) - \dot{m}_D \left(h_D + \frac{1}{2}c_D^2 + gz_D \right) \quad (4.10)$$

Dabei beschreiben E die Energie des System, \dot{Q}_{RG} die vom Rauchgas auf das Wasserdampfgemisch übertragene Wärmeleistung und die letzten beiden Terme die Energie der ein- und austretenden Stoffströme von Speisewasser (SPW) und Dampf (D). Wie bereits in Kapitel 2 beschrieben, besteht diese an Stoffströme gekoppelte Energie jeweils aus der Summe von kinetischer Energie $\frac{c^2}{2}$, potentieller Energie gz und spezifischer Enthalpie h multipliziert mit deren Massenströmen \dot{m} . Dabei stellen c die jeweilige Geschwindigkeit, z die jeweilige Höhe über dem Bezugsniveau und g im konkreten Fall die Erdbeschleunigung dar.

Wie ebenfalls aus Kapitel 2 bekannt ist, setzt sich die Energie eines Systems E aus seiner inneren U , potentiellen E_{pot} und kinetischen Energie E_{kin} zusammen. Womit sich Gleichung (4.10) folgendermaßen umschreiben lässt:

$$\frac{d}{dt}(U + E_{pot} + E_{kin}) = \dot{Q}_{RG} + \dot{m}_{SPW} \left(h_{SPW} + \frac{1}{2}c_{SPW}^2 + gz_{SPW} \right) - \dot{m}_D \left(h_D + \frac{1}{2}c_D^2 + gz_D \right) \quad (4.11)$$

Des Weiteren sind beim Aufstellen der Energiebilanz für instationäre Prozesse, wie das Füllen oder Entleeren von Behältern, häufig vereinfachende Annahmen zulässig [2]. So wurde in [18] gezeigt, dass aufgrund des geringen Einflusses der potentiellen und kinetischen Energie, im Gegensatz zur dominierenden inneren Energie, diese vernachlässigt werden dürfen:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q}_{RG} + \dot{m}_{SPW}h_{SPW} - \dot{m}_Dh_D \quad (4.12)$$

Da sich das Fluid im Inneren des Rauchrohrdampfkessels als Mehrphasensystem behandeln lässt, kann die innere Energie U in Gleichung (4.12) als Summe der inneren Energien von Wasser U_W und Dampf U_D aufgefasst werden:

$$U = U_W + U_D \quad (4.13)$$

Drückt man die Gleichung (4.13) durch die spezifischen inneren Energien von Wasser u_W und Dampf u_D aus, ergibt sich

$$U = m_Du_D + m_Wu_W. \quad (4.14)$$

Dabei stellen m_W die Masse an Wasser und m_D die Masse an Dampf im System dar. Setzt man nun Gleichung (4.14) in die Gleichung der Energiebilanz (4.12) ein, erhält man

$$\frac{d}{dt}(m_Du_D + m_Wu_W) = \dot{Q}_{RG} + \dot{m}_{SPW}h_{SPW} - \dot{m}_Dh_D, \quad (4.15)$$

womit sich die Energie im Kessel, gespeichert in der inneren Energie von Dampf und Wasser, durch den vom Rauchgas auf das Wasser-Dampfgemisch übertragenen Wärmestrom, den zufließenden Speisewasser- und den austretenden Dampfstrom ändert.

Wie in Kapitel 2 gezeigt, kann die spezifische innere Energie u durch die spezifische Enthalpie h und das Produkt aus Druck p und spezifischen Volumen v ausgedrückt werden

$$u = h - pv, \quad (4.16)$$

womit sich für die Energiebilanz

$$\frac{d}{dt}(m_D h_D + m_W h_W - p(m_D v_D + m_W v_W)) = \dot{Q}_{RG} + \dot{m}_{SPW} h_{SPW} + \dot{m}_D h_D \quad (4.17)$$

ergibt. Durch Verwendung des Zusammenhangs von Masse m , Dichte ρ und Volumen V für Wasser und Dampf ergibt sich daraus

$$\frac{d}{dt}(\rho_D V_D h_D + \rho_W V_W h_W - p(V_D + V_W)) = \dot{Q}_{RG} + \dot{m}_{SPW} h_{SPW} + \dot{m}_D h_D. \quad (4.18)$$

Unter Berücksichtigung, dass für das gesamte Volumen im Kessel V_G immer

$$V_G = V_D + V_W = \text{konstant} \quad (4.19)$$

gelten muss, vereinfacht sich die Energiebilanz (4.18) zu

$$\frac{d}{dt}(\rho_D V_D h_D + \rho_W V_W h_W - p V_G) = \dot{Q}_{RG} + \dot{m}_{SPW} h_{SPW} + \dot{m}_D h_D. \quad (4.20)$$

4.4.2.1 Erweiterung der Energiebilanz um die im Metall gespeicherte Wärme

Bis jetzt wurden bei der Energiebilanz, für die Energie des Systems E , nur die innere Energie von Wasser U_W und Dampf U_D berücksichtigt. Zur genaueren Abbildung des Rauchrohrdampfkessels soll auch die Masse der drucktragenden Wandungen des Kessels (vergleiche Abschnitt 4.1) berücksichtigt werden, da im Metall je nach Kessel über 10 % der im gesamten Rauchrohrdampfkessel gespeicherten Energie stecken. Durch den ständig aus der Wasseroberfläche aufsteigenden Dampf, darf von einer guten Durchmischung von Wasser und Dampf im System und somit von einem thermischen Gleichgewicht ausgegangen werden. Deshalb wird der Teil der Energiebilanz, der die im Kessel gespeicherte Energie repräsentiert, um die im Metall gespeicherte Energie erweitert. Wobei erneut potentielle E_{pot} und kinetische Energie E_{kin} sowie Ausdehnung vernachlässigbar sind und im betrachteten Temperaturbereich die spezifische Wärmekapazität in guter Näherung als konstant angenommen werden darf. Somit muss die Energiebilanz aus Gleichung (4.20) um nur einen Term erweitert werden

$$\frac{d}{dt}(\rho_D V_D h_D + \rho_W V_W h_W - p V_G + \underbrace{m_M c_M T_M}_{\text{Metallterm}}) = \dot{m}_{SPW} h_{SPW} - \dot{m}_D h_D + \dot{Q}_{RG}. \quad (4.21)$$

Dabei steht m_M für die Metallmasse, c_M für die Wärmekapazität des Metalls und T_M für die Temperatur des selben. Da sich das System, wie bereits früher erwähnt, näherungsweise in

einem thermischen Gleichgewicht befindet, kann man die Metalltemperatur der des Dampfes gleichsetzen $T_M = T_D$. Mit dieser Erkenntnis ergibt sich die erweiterte Energiebilanz (4.21) zu:

$$\frac{d}{dt}(\rho_D V_D h_D + \rho_W V_W h_W - p V_G + m_M c_M T_D) = \dot{m}_{SPW} h_{SPW} - \dot{m}_D h_D + \dot{Q}_{RG}. \quad (4.22)$$

4.4.3 Beschreibung durch zwei thermodynamische Zustandsgrößen

Um einen besseren Einblick in das dynamische Verhalten des Systems zu bekommen, sollen die beiden Bilanzgleichungen, die Massenbilanz

$$\frac{d}{dt}(\rho_W V_W + \rho_D V_D) = \dot{m}_{SPW} - \dot{m}_D$$

und die Energiebilanz

$$\frac{d}{dt}(\rho_D V_D h_D + \rho_W V_W h_W - p V_G + m_M c_M T_D) = \dot{m}_{SPW} h_{SPW} - \dot{m}_D h_D + \dot{Q}_{RG}$$

umgeformt werden. Dazu werden zunächst jene Größen festgelegt mit denen der Zustand des Systems beschrieben werden soll. In der vorliegenden Arbeit wurden dazu das Volumen an Wasser V_W und der Druck p im Kessel gewählt. Auch die Wahl der Dampftemperatur T_D wurde in die Überlegungen miteinbezogen aber aufgrund der in der Praxis üblichen Betrachtung des Drucks verworfen.

Aus Kapitel 2 ist bekannt, dass sich der Zusammenhang verschiedener thermodynamischer Zustandsgrößen über Zustandsgleichungen beschreiben lässt. Für den besonderen Zustand des Sattdampfes, wie er im betrachteten Rauchrohrdampfkessel vorherrscht, ist es grundsätzlich möglich unter Kenntnis bereits einer einzelnen thermodynamischen Zustandsgröße auf die anderen rückzuschließen. Das bedeutet, dass die verschiedenen Größen des als inkompressibel angenommenen Wassers sowie des Dampfes in der Massen- und Energiebilanz h_W , h_D , ρ_W , ρ_D und T_D , durch die gewählte Zustandsgröße, Druck p , bestimmt werden können. Für die spezifische Enthalpie von Wasser h_W gilt somit zum Beispiel

$$h_W = h_W(p(t)), \quad (4.23)$$

wobei die numerischen Werte für diesen Zusammenhang, wie bereits in Abschnitt 2.2 erwähnt, aus sogenannten Dampftafeln abgelesen werden können.

Mit dem Wissen dass die verschiedenen Größen des Wasser-Dampfgemisches (h_W , h_D , ρ_W , ρ_D und T_D) Funktionen des zeitabhängigen Drucks $p(t)$ sind und dass für das Volumen im Kessel

$$V_G = V_W + V_D = \textit{konstant} \quad (4.24)$$

gilt, lässt sich aus den Gleichungen für die Massen- (4.9) und Energiebilanz (4.22) eine Beschreibung des Systems durch je eine Differentialgleichung 1. Ordnung für die gewählten Zustandsgrößen (V_W, p) herleiten.

Massenbilanz

Drückt man das Dampfvolumen V_D in der Gleichung der Massenbilanz

$$\frac{d}{dt}(\rho_W V_W + \rho_D V_D) = \dot{m}_{SPW} - \dot{m}_D \quad (4.25)$$

durch die Differenz des Gesamtvolumens V_G und des Wasservolumens V_W im Kessel aus, erhält man

$$\frac{d}{dt}(V_W(\rho_W - \rho_D) + V_G \rho_D) = \dot{m}_{SPW} - \dot{m}_D. \quad (4.26)$$

Wendet man nun auf die linke Seite der Gleichung (4.26) die Kettenregel der Differentiation an, mit dem Wissen das $V_G = \text{konstant}$ ist, ergibt sich

$$\frac{dV_W}{dt}(\rho_W - \rho_D) + \frac{\partial \rho_W}{\partial p} \frac{dp}{dt} V_W - \frac{\partial \rho_D}{\partial p} \frac{dp}{dt} V_W + \frac{\partial \rho_D}{\partial p} \frac{dp}{dt} V_G = \dot{m}_{SPW} - \dot{m}_D. \quad (4.27)$$

Unter Berücksichtigung dass für $V_G = V_D + V_W$ gilt, ergibt sich durch Zusammenfassen der zeitlichen Ableitungen von V_W und p

$$\frac{dV_W}{dt}(\rho_W - \rho_D) + \frac{dp}{dt} \left(V_W \frac{\partial \rho_W}{\partial p} + V_D \frac{\partial \rho_D}{\partial p} \right) = \dot{m}_{SPW} - \dot{m}_D \quad (4.28)$$

für die Massenbilanz.

Energiebilanz

Drückt man das Dampfvolumen V_D in der Gleichung der Energiebilanz

$$\frac{d}{dt}(\rho_D V_D h_D + \rho_W V_W h_W - p V_G) = \dot{m}_{SPW} h_{SPW} - \dot{m}_D h_D + \dot{Q}_{RG} \quad (4.29)$$

wieder durch die Differenz von Gesamtvolumen V_G und Wasservolumen V_W im Kessel aus, erhält man

$$\frac{d}{dt}(V_W(\rho_W h_W - \rho_D h_D) + V_G \rho_D h_D - p V_G) = \dot{m}_{SPW} h_{SPW} - \dot{m}_D h_D + \dot{Q}_{RG}. \quad (4.30)$$

Wendet man auf die linken Seite der Gleichung, wie auch bereits bei der Gleichung der Massenbilanz, die Kettenregel der Differentiation an, wobei $V_G = \text{konstant}$ gilt, ergibt sich

$$\begin{aligned} \frac{dV_W}{dt}(\rho_W h_W - \rho_D h_D) + V_W \left(\frac{\partial \rho_W}{\partial p} \frac{dp}{dt} h_W + \frac{\partial h_W}{\partial p} \frac{dp}{dt} \rho_W - \frac{\partial \rho_D}{\partial p} \frac{dp}{dt} h_D - \frac{\partial h_D}{\partial p} \frac{dp}{dt} \rho_D \right) + \\ + V_G \left(\frac{\partial \rho_D}{\partial p} \frac{dp}{dt} h_D + \frac{\partial h_D}{\partial p} \frac{dp}{dt} \rho_D \right) - \frac{dp}{dt} V_G = \dot{m}_{SPW} h_{SPW} - \dot{m}_D h_D + \dot{Q}_{RG}. \end{aligned} \quad (4.31)$$

Unter Berücksichtigung dass für $V_G = V_D + V_W$ gilt, folgt durch Zusammenfassen der zeitlichen Ableitungen von V_W und p

$$\begin{aligned} \frac{dV_W}{dt}(\rho_W h_W - \rho_D h_D) + \frac{dp}{dt} \left(\frac{\partial \rho_W}{\partial p} V_W h_W + \frac{\partial h_W}{\partial p} V_W \rho_W - \frac{\partial \rho_D}{\partial p} V_W h_D - \frac{\partial h_D}{\partial p} V_W \rho_D + \right. \\ \left. + \frac{\partial \rho_D}{\partial p} V_W h_D + \frac{\partial h_D}{\partial p} V_W \rho_D + \frac{\partial \rho_D}{\partial p} V_D h_D + \frac{\partial h_D}{\partial p} V_D \rho_D - V_G \right) \\ = \dot{m}_{SPW} h_{SPW} - \dot{m}_D h_D + \dot{Q}_{RG} \end{aligned} \quad (4.32)$$

und somit

$$\begin{aligned} \frac{dV_W}{dt}(\rho_W h_W - \rho_D h_D) + \frac{dp}{dt} \left(V_W \left(\frac{\partial \rho_W}{\partial p} h_W + \frac{\partial h_W}{\partial p} \rho_W \right) + V_D \left(\frac{\partial \rho_D}{\partial p} h_D + \frac{\partial h_D}{\partial p} \rho_D \right) - V_G \right) \\ = \dot{m}_{SPW} h_{SPW} - \dot{m}_D h_D + \dot{Q}_{RG} \end{aligned} \quad (4.33)$$

für die Energiebilanz.

Zusammenfassend erhält man für die beiden Bilanzen somit das folgende Modell

$$\begin{aligned} \frac{dV_W}{dt} a + \frac{dp}{dt} b = \dot{m}_{SPW} - \dot{m}_D \\ \frac{dV_W}{dt} c + \frac{dp}{dt} d = \dot{m}_{SPW} h_{SPW} - \dot{m}_D h_D + \dot{Q}_{RG} \end{aligned} \quad (4.34)$$

mit den Abkürzungen

$$a = \rho_W - \rho_D$$

$$b = V_W \frac{\partial \rho_W}{\partial p} + V_D \frac{\partial \rho_D}{\partial p}$$

$$c = \rho_W h_W - \rho_D h_D$$

$$d = V_W \left(\frac{\partial h_W}{\partial p} \rho_W + \frac{\partial \rho_W}{\partial p} h_W \right) + V_D \left(\frac{\partial h_D}{\partial p} \rho_D + \frac{\partial \rho_D}{\partial p} h_D \right) - V_G + m_{MC} \frac{\partial T_D}{\partial p}. \quad (4.35)$$

Löst man beiden Gleichungen aus (4.34) nach den zeitlichen Ableitungen $\frac{dV_W}{dt}$ und $\frac{dp}{dt}$ auf, erhält man eine Beschreibung des dynamischen Verhaltens des Dampfteils durch zwei Differentialgleichungen 1. Ordnung

$$\begin{aligned}\frac{dV_W}{dt} &= \frac{-d(\dot{m}_{SPW} - \dot{m}_D) + b(\dot{m}_{SPW}h_{SPW} - \dot{m}_Dh_D + \dot{Q}_{RG})}{-da + cb} \\ \frac{dp}{dt} &= \frac{-c(\dot{m}_{SPW} - \dot{m}_D) + a(\dot{m}_{SPW}h_{SPW} - \dot{m}_Dh_D + \dot{Q}_{RG})}{-cb + da}.\end{aligned}\quad (4.36)$$

Nun sollen die Abkürzungen (a , b , c und d) aus (4.35) noch näher betrachtet werden. Die darin enthaltenen partiellen Ableitungen: $\frac{\partial h_W}{\partial p}$, $\frac{\partial h_D}{\partial p}$, $\frac{\partial \rho_W}{\partial p}$, $\frac{\partial \rho_D}{\partial p}$, können als solche nicht in Dampftafeln gefunden werden. Zu diesem Zweck wurde versucht die Einträge der Dampftafeln durch verschiedene Polynome zu approximieren. Es zeigte sich, dass diese Einträge, im betrachteten Druckbereich (7 - 14 bar), bereits durch Polynome 1. Ordnung, sprich durch Geraden, ausreichend gut approximiert werden können. Um das zu untermauern werden in der Folge zwei Simulationsergebnisse gegenübergestellt, wobei die Dampftafeln mit einem Polynom 6. und 1. Ordnung approximiert wurden.

Simulationsstudie zur Approximation der Dampftafeln

In der durchgeführten Simulation wurden, ausgehend von der Ruhelage, der Dampfmassestrom \dot{m}_D , der vom Rauchgasübertragener Wärmestrom \dot{Q}_{RG} und der Speisewasser-massestrom nacheinander sprunghaft um 30 % erhöht. Deren Verläufe sind in Abbildung 4.5, 4.6 und 4.7 dargestellt.

Zur Berechnung des eingeschwungenen Zustandes des Dampfteils (Ruhelage) wurden die zeitlichen Ableitungen der Massen- und Energiebilanz (4.34) bei konstanten Eingangsgrößen null gesetzt. Aufgrund der unterschiedlich genauen Polynomapproximationen ergaben sich leicht unterschiedliche Werte für den Druck p sowie das Wasservolumen V_W .

Abbildung 4.8 und 4.9 zeigen deren Verläufe bei einer Erhöhung des Dampfmassestroms \dot{m}_D um 30 % nach 100 s gefolgt von der selben Erhöhung des Rauchgaswärmestroms \dot{Q}_{RG} nach 400 s und des Speisewasser-massestroms \dot{m}_{SPW} nach 700 s, jeweils für die Approximation der in den Dampftafeln beschriebenen Zusammenhänge durch ein Polynom 1. und 6. Ordnung.

Die Erhöhung des Dampfmassestroms lässt das Wasservolumen V_W sowie den Druck p im Kessel sinken. Nach der Steigerung des Rauchgaswärmestroms \dot{Q}_{RG} ab 400 s steigt der Druck p wieder an und das Wasservolumen V_W sinkt weniger stark. Ab dem Nachführen des Speisewasser-massestroms \dot{m}_{SPW} nach 700 s ist das System wieder eingeschwungen, Wasservolumen V_W und Druck p sind wieder konstant. Weder beim Wasservolumen V_W noch beim Druck p unterscheiden sich die Simulationsergebnisse wesentlich, weshalb es ausreicht, die in den Dampftafeln beschriebenen Zusammenhänge durch Polynome 1. Ordnung zu approximieren.

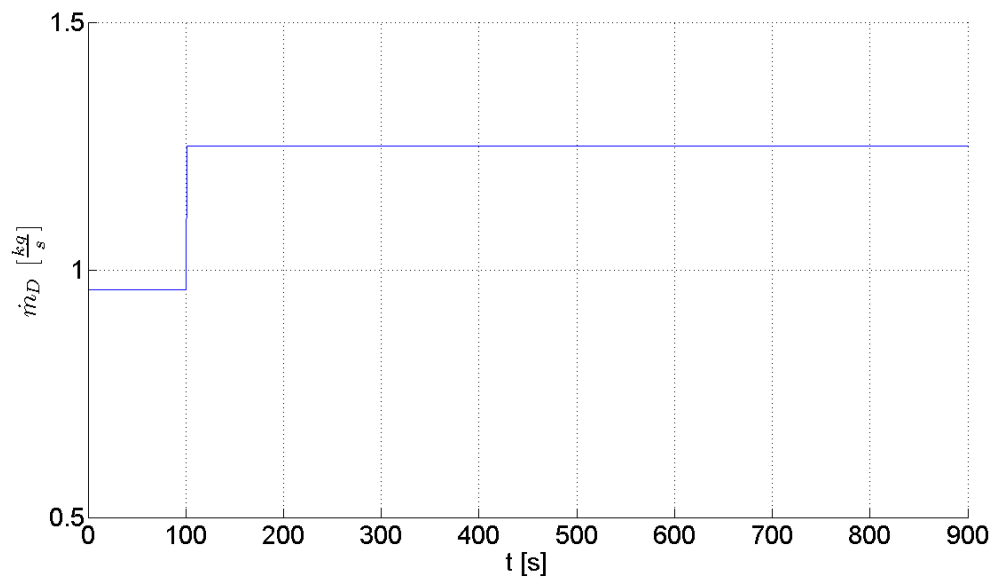


Abbildung 4.5: Sprung des Dampfmassenstromes \dot{m}_D um 30 %, von 0,96 kg/s auf 1,25 kg/s, nach 100 s

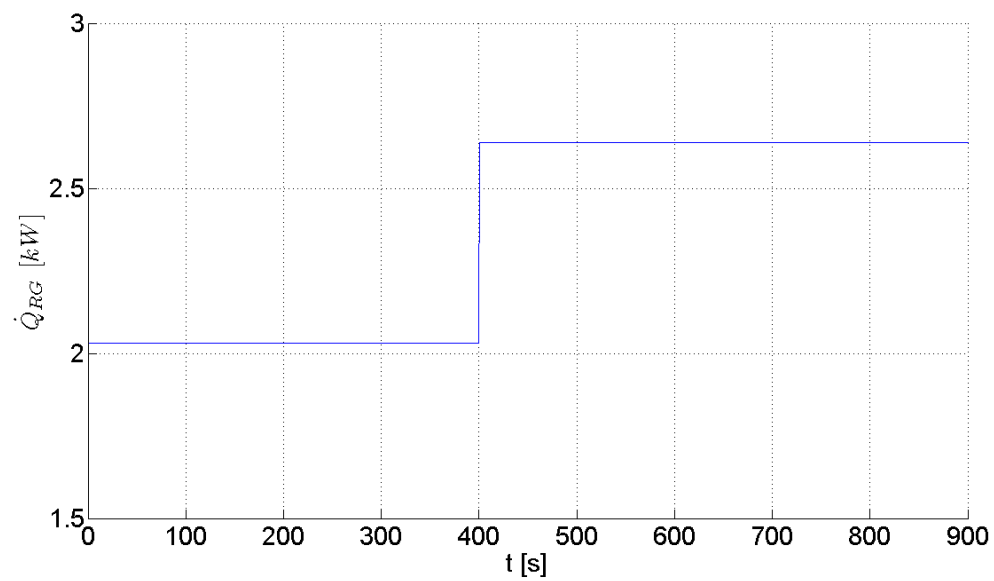


Abbildung 4.6: Sprung des zugeführten Wärmestromes \dot{Q}_{RG} um 30 %, von 2,03 kJ/s auf 2,639 kJ/s, nach 400 s

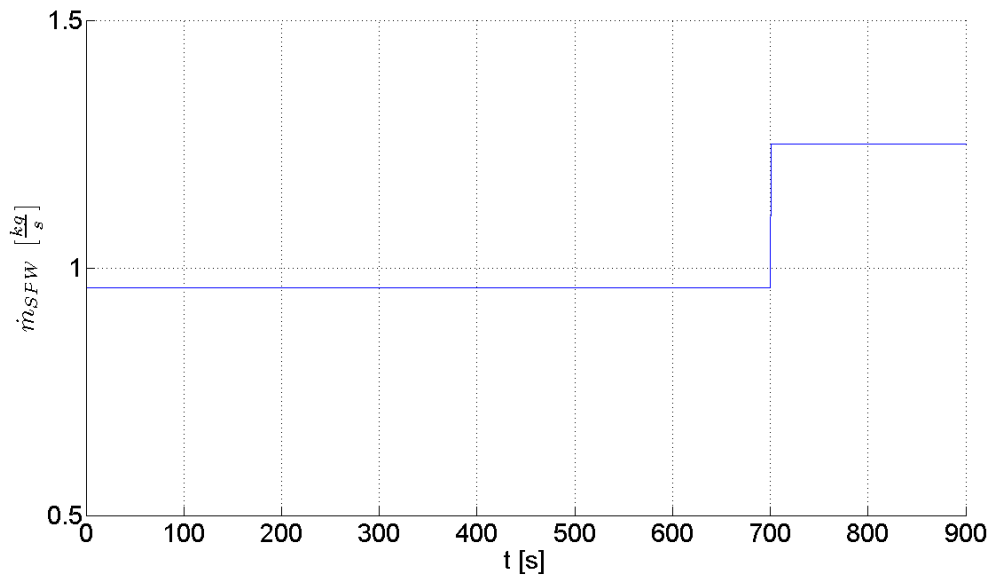


Abbildung 4.7: Sprung des Speisewassermassenstromes \dot{m}_{SPW} um 30 %, von 0,96 kg/s auf 1,25 kg/s, nach 700 s

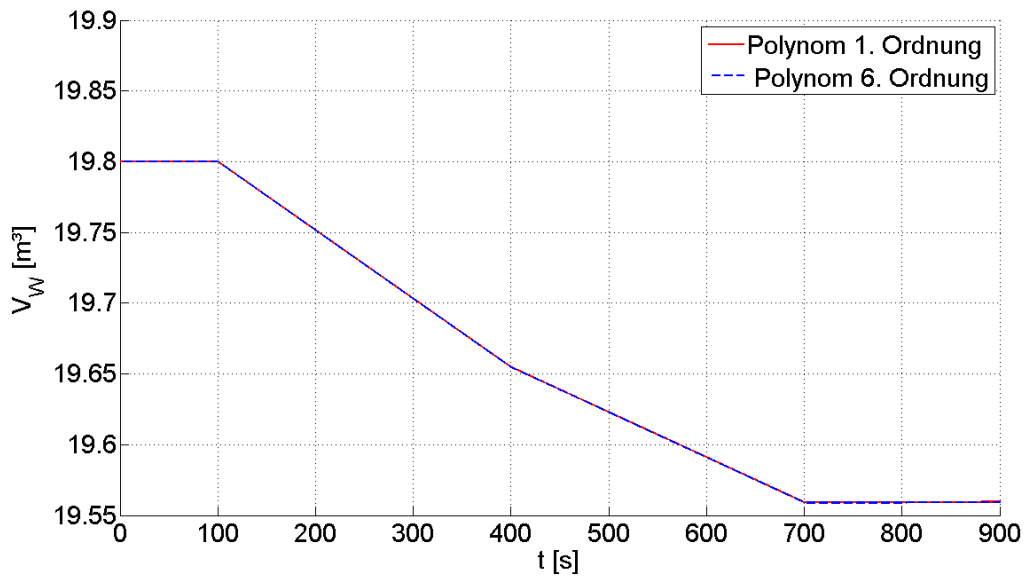


Abbildung 4.8: Verlauf des Wasservolumens V_W im Kessel - bei sprunghafter Erhöhung des Dampfmassenstroms \dot{m}_D um 30 % nach 100 s gefolgt von einer gleich großen Erhöhung des Rauchgaswärmestroms \dot{Q}_{RG} nach 400 s und des Speisewassermassenstroms \dot{m}_{SPW} nach 700 s

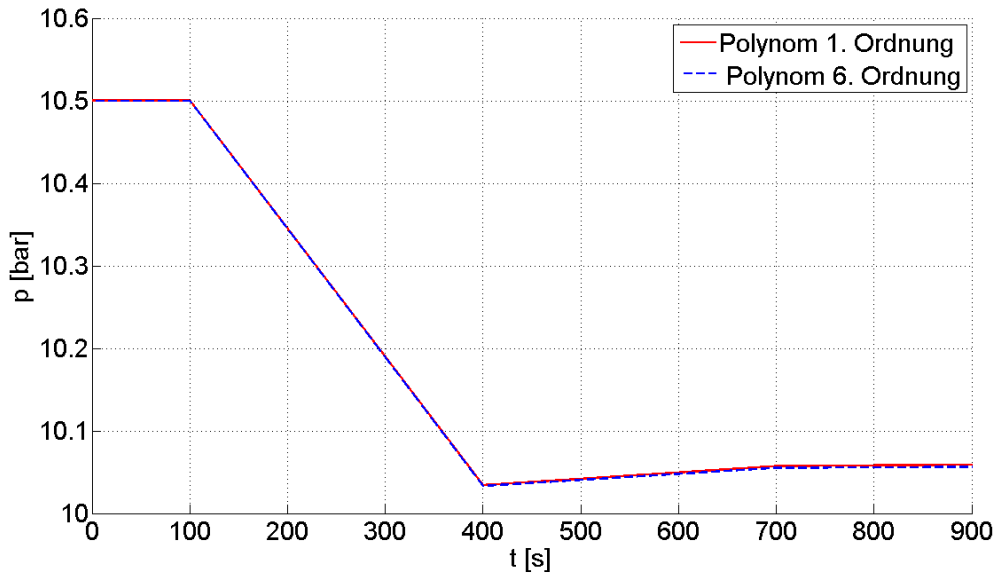


Abbildung 4.9: Verlauf des Drucks p im Kessel - bei sprunghafter Erhöhung des Dampfmassenstroms \dot{m}_D um 30 % nach 100 s gefolgt von einer gleich großen Erhöhung des Rauchgaswärmestroms \dot{Q}_{RG} nach 400 s und des Speisewassermassenstroms \dot{m}_{SPW} nach 700 s

4.4.4 Modell für den Dampfteil

Auf Basis der Simulationsergebnisse des vorigen Abschnitts wurden die Abhängigkeiten der Dichte des Wassers ρ_W , der Dichte des Dampfes ρ_D , der spezifischen Enthalpie des Wassers h_W , der spezifischen Enthalpie des Dampfes h_D und der Temperatur des Dampfes T_D vom Druck p , durch die folgenden Polynome 1. Ordnung, mit den mittels XSteam [19] ermittelten Koeffizienten $c_{poly,11} \dots c_{poly,52}$, beschrieben:

$$\rho_W = \rho_W(p) = c_{poly,11}p + c_{poly,12}$$

$$\rho_D = \rho_D(p) = c_{poly,21}p + c_{poly,22}$$

$$h_W = h_W(p) = c_{poly,31}p + c_{poly,32}$$

$$h_D = h_D(p) = c_{poly,41}p + c_{poly,42}$$

$$T_D = T_D(p) = c_{poly,51}p + c_{poly,52} \quad (4.37)$$

Damit ergeben sich für deren ebenfalls benötigten partiellen Ableitungen nach dem Druck p folgende konstante Werte:

$$\begin{aligned}\frac{\partial \rho_W}{\partial p} &= \frac{\partial \rho_W(p)}{\partial p} = c_{poly,11} \\ \frac{\partial \rho_D}{\partial p} &= \frac{\partial \rho_D(p)}{\partial p} = c_{poly,21} \\ \frac{\partial h_W}{\partial p} &= \frac{\partial h_W(p)}{\partial p} = c_{poly,31} \\ \frac{\partial h_D}{\partial p} &= \frac{\partial h_D(p)}{\partial p} = c_{poly,41} \\ \frac{\partial T_D}{\partial p} &= \frac{\partial T_D(p)}{\partial p} = c_{poly,51}\end{aligned}\tag{4.38}$$

Diese Geradengleichungen und ihre konstanten Ableitungen können nun in die, zur Veranschaulichung des Modells eingeführten Abkürzungsterme a , b , c und d aus Gleichung (4.35), eingesetzt werden. Damit können diese als einfache Funktionen des Wasservolumens V_W sowie des Drucks p

$$\begin{aligned}a &= f_1(p) = c_{f,1}p + c_{f,2} \\ b &= f_2(V_W) = c_{f,1}V_W + c_{f,3} \\ c &= f_3(p) = c_{f,4}p^2 + c_{f,5}p + c_{f,6} \\ d &= f_4(V_W, p) = c_{f,7}V_Wp + c_{f,5}V_W + c_{f,8}p + c_{f,9}\end{aligned}\tag{4.39}$$

mit den in Anhang B aufgeführten Modellkonstanten $c_{f,i}$ angegeben werden. Setzt man nun diese Funktionen (4.39) in die beiden Differentialgleichungen für Wasservo-

lumen V_W und Druck p aus (4.36) ein, ergibt sich das endgültige mathematische Modell für den Dampfteil des Rauchrohrdampfkessels

$$\begin{aligned}
\frac{dV_W}{dt} &= \frac{(-c_{f,7}V_W p - c_{f,5}V_W - c_{f,8}p - c_{f,9} + c_{f,1}V_W h_{SPW} + c_{f,3}h_{SPW})\dot{m}_{SPW}}{F(V_W, p)} \\
&+ \frac{(c_{K,7}V_W p + c_{K,8}V_W + c_{K,9}p + c_{K,10})\dot{m}_D}{F(V_W, p)} \\
&+ \frac{(c_{f,1}V_W + c_{f,3})\dot{Q}_{RG}}{F(V_W, p)} \\
\frac{dp}{dt} &= \frac{(-c_{f,4}p^2 - c_{f,5}p - c_{f,6} + c_{f,1}ph_{SPW} + c_{f,2}h_{SPW})\dot{m}_{SPW}}{-F(V_W, p)} \\
&+ \frac{(c_{K,11}p^2 + c_{K,12}p + c_{K,13})\dot{m}_D}{-F(V_W, p)} \\
&+ \frac{(c_{f,1}p + c_{f,2})\dot{Q}_{RG}}{-F(V_W, p)} \tag{4.40}
\end{aligned}$$

mit der Abkürzung

$$F(V_W, p) = c_{K,1}V_W p^2 + c_{K,2}V_W p + c_{K,3}V_W + c_{K,4}p^2 + c_{K,5}p + c_{K,6} \tag{4.41}$$

und den in Anhang B aufgeführten Modellkonstanten $c_{K,i}$. Diese Darstellung, anhand von zwei gewöhnlichen Differentialgleichungen 1. Ordnung, ist sowohl für Simulationszwecke als auch für den späteren Reglerentwurf in Kapitel 5 sinnvoll.

4.5 Verifikation des Modells mittels Messdaten einer Realanlage

Das in den vorigen Abschnitten hergeleitete Modell eines Biomasse-Rauchrohrdampfkessels soll nun anhand der Daten einer Realanlage verifiziert werden. Dafür standen aufgezeichnete Messwerte einer Biomassefeuerungsanlage mit Rauchrohrdampfkessel und einer thermischen Nennleistung von 6 MW aus der Milchindustrie zur Verfügung. Die Daten stammen aus dem Monat Jänner und stellen einen typischen Tagesverlauf der Anlage dar. Die Aufzeichnung erfolgte durch die in solchen Anlagen standardmäßig eingebaute Messtechnik mit einer Abtastzeit von $T_s = 1$ s.

Rauchgasseitig wurden dabei folgende Daten aufgenommen:

- Mit einem bündig mit dem Schamott abschließenden Thermoelement im letzten Drittel der Sekundärverbrennungszone gemessene Feuerraumtemperatur: T_{FR} [°C]
- Mit einem Widerstandstemperatursensor (Pt100) gemessene Rauchgastemperatur am Austritt des Rauchrohrdampfkessel: $T_{RG,aus}$ [°C]
- Rauchgasventilatorfrequenz: f_{RGV} [Hz]

- Mit einer λ -Sonde nach dem Dampfkessel gemessener Sauerstoffgehalt im (feuchten) Rauchgas: $x_{O_2, RG}$ [Vol%]

Der ebenfalls für die Verifizierung interessante Rauchgasmassenstrom \dot{m}_{RG} wird aufgrund der schwierigen Rahmenbedingungen in Biomassefeuerungen (verschmutztes Rauchgas, geringe Ein- und Auslaufstrecken) nicht standardmäßig gemessen, weshalb dafür keine Messwerte verfügbar sind. Jedoch steht die Frequenz des Rauchgasventilators f_{RGV} zur Verfügung. Diese wird aus Sicherheitsgründen so variiert, dass immer ein konstanter Unterdruck in der Anlage herrscht, weswegen sie grundsätzlich mit dem Rauchgasmassenstrom korreliert und zu dessen qualitativer Beurteilung herangezogen werden kann. Dampfseitig standen die folgenden Größen zur Verfügung:

- Füllstand des Wassers im Kessel: h_W [m]
- Druck im Kessel: p [Pa]
- Dampfmassenstrom: \dot{m}_D [kg/s]
- Speisewasservolumenstrom: \dot{V}_{SPW} [m³/s]
- Temperatur des Speisewassers beim Eintritt in den Rauchrohrdampfkessel: T_{SPW} [°C]
- Gemessener Druck nach den Speisewasserpumpen: p_{SPWP} [Pa]

Das Wasservolumen im Kessel V_W wurde dabei aus der Füllstandsangabe h_W und den vorhandenen Kesselgeometriedaten rückgerechnet. Des Weiteren konnte über die Temperatur T_{SPW} und den Druck nach den Speisewasserpumpen p_{SPWP} , die Enthalpie h_{SPW} und Dichte ρ_{SPW} des Speisewassers bestimmt werden, womit auch der Speisewassermassenstrom \dot{m}_{SPW} berechnet werden konnte.

4.5.1 Diskussion der Messgenauigkeit und durchgeführte Aufbereitung der Messdaten

Zusätzlich zum Fehlen einer Messung des Rauchgasmassenstroms \dot{m}_{RG} wurden einige Größen mit sehr geringer Genauigkeit oder nur indirekt gemessen, weshalb sie zum Teil aufbereitet werden mussten.

Akausale Filterung zur Glättung der Schwankungen

Alle betrachteten Größen unterlagen starken Schwankungen, die nur teilweise auf den Prozess zurückgehen, welche aber zur besseren Darstellung und Bewertung der Messwerte mittels akausaler Filter geglättet wurden. Abbildung 4.10 zeigt beispielsweise das aufgezeichnete und das geglättete Signal für die Rauchgasventilatorfrequenz f_{RGV} .

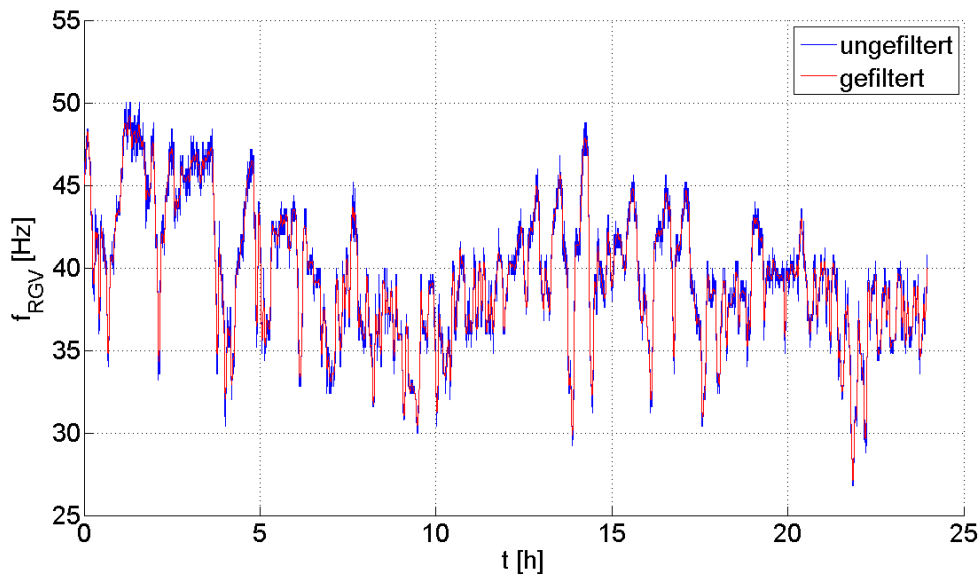


Abbildung 4.10: Ungefilterter und gefilterter Verlauf der Rauchgasventilatorfrequenz

Ermittlung des Wasservolumens

Der Füllstand h_W wird als relative Angabe des Füllstandes (in %) innerhalb eines definierten Bereichs aufgezeichnet. Diese Angabe bezieht sich dabei auf den Bereich zwischen einem Nennwert 0 % (alle Rauchgasrohre gerade noch bedeckt), bis zu einem Höchstwert 100 % (annähernd vollständig gefüllter Kessel). Mit diesem Wissen kann das Wasservolumen im Kessel V_W aus den Kesselgeometriedaten berechnet werden. Jedoch deckten sich das aus den Kesselgeometriedaten berechnete Volumen, weder bei Nennwert (Berechnung aus Geometrie: $16,278 \text{ m}^3$ - Datenblatt: $17,2 \text{ m}^3$) noch bei Höchstwert (Berechnung aus Geometrie: $19,891 \text{ m}^3$ - Datenblatt: $20,8 \text{ m}^3$), mit den zum Kessel angegebenen Herstellerangaben im Datenblatt. Da keine Erklärung zu dieser Abweichung gefunden werden konnte, wurde der Mittelwert der beiden Abweichungen ($0,9153 \text{ m}^3$) zur Korrektur des, aus dem aufgezeichneten Füllstandes h_W berechneten, Wasservolumens V_W verwendet.

Starke Quantisierung des Speisewasservolumenstroms und schlechte Übereinstimmung mit dem Dampfmassenstroms

Ein weiteres Problem stellte die starke Quantisierung des Speisewasservolumenstroms dar, der nur mit einer Auflösung von $0,1 \text{ m}^3/\text{h}$ gemessen werden konnte. Zusätzlich dazu wurden die Daten (nach Umrechnung in einen Speisewassermassenstrom) dem Mittelwert des Dampfmassenstroms angepasst, da sie im Mittel auf alle Fälle exakt gleich groß sein müssen, da es ansonsten zu einer kontinuierlichen Zu- oder Abnahme des Füllstandes käme. Der Faktor mit dem der Speisewassermassenstrom korrigiert werden musste betrug 1,34.

Ungenauigkeit der Feuerraumtemperaturmessung

Die Temperatursensoren zur Messung der Feuerraumtemperatur werden meist bündig mit dem Schamott eingebaut. Zusätzlich kommen dabei auch noch Temperatursensoren

zum Einsatz, die die Rauchgastemperatur, aufgrund ihres mechanisch robusten Aufbaus, nur stark verzögert messen können [5]. Daraus ergibt sich, dass die im letzten Drittel der Sekundärverbrennungszone gemessene Feuerraumtemperatur nur im Groben einer Näherung der eigentlich für die Simulationen benötigten Rauchgastemperatur am Eintritt in den Rauchrohrdampfkessel $T_{RG, ein}$ entspricht. Genauer gesagt weicht die aufgezeichnete Temperatur in Verlauf und Betrag deutlich von den realen Verhältnissen ab.

4.5.2 Betriebszustand der Anlage

Vor der eigentlichen Verifikation des Modells soll zunächst der Betriebszustand näher betrachtet werden. Abbildung 4.11 zeigt den gefilterten Dampfmassenstrom \dot{m}_D sowie den aus dem gefilterten Volumenmassenstrom \dot{V}_{SPW} berechneten und korrigierten Speisewassermassenstrom \dot{m}_{SPW} . Dabei ist die starke Quantisierung des blau eingezeichneten Speisewassermassenstroms gut zu sehen. Die beiden Abbildungen 4.12 und 4.13 zeigen den gefilterten Druck p sowie das aus der gefilterten Füllstandsangabe h_W rückgerechnete und korrigierte Wasservolumen V_W . Abschließend ist in Abbildung 4.14 noch der gefilterte Sauerstoffgehalt des (feuchten) Rauchgases $x_{O_2, RG}$ zu sehen, welcher eine interessante Ausgangsgröße bezüglich der Ausbrandqualität darstellt.

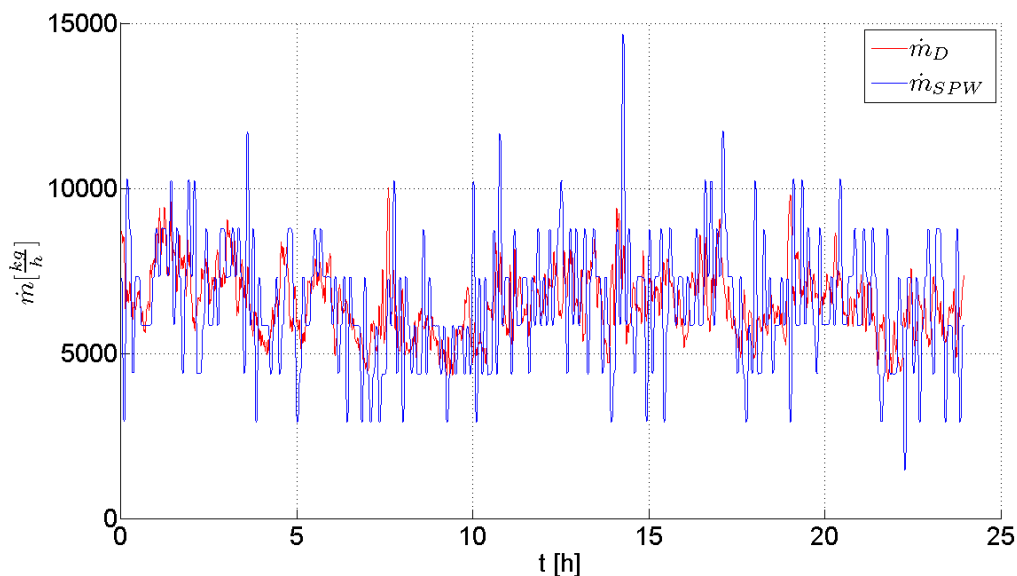


Abbildung 4.11: Gemessener und gefilterter Dampf- sowie korrigierter Speisewassermassenstrom
(Multiplikation des Messwertes mit 1,34)

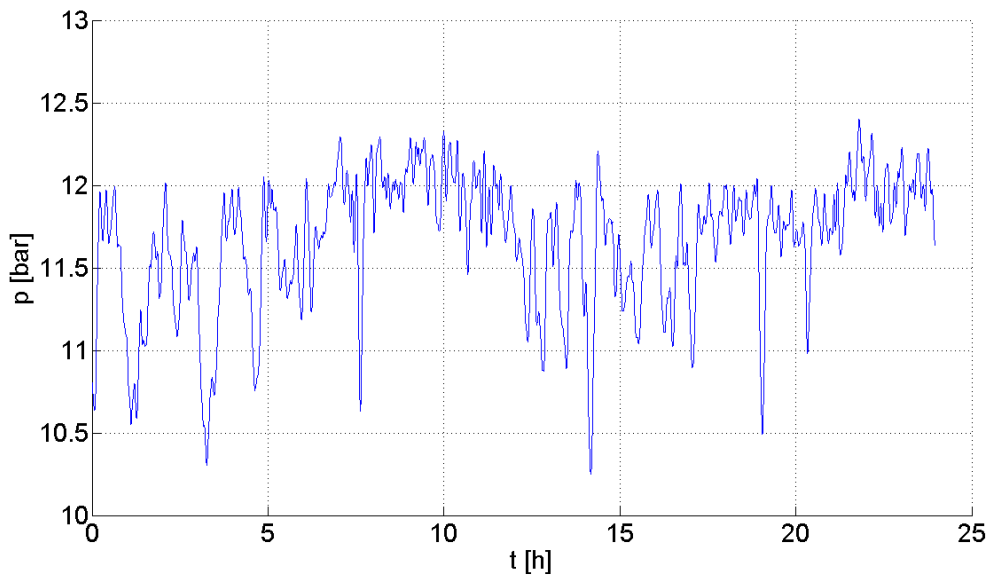


Abbildung 4.12: Gemessener Druck im Kessel

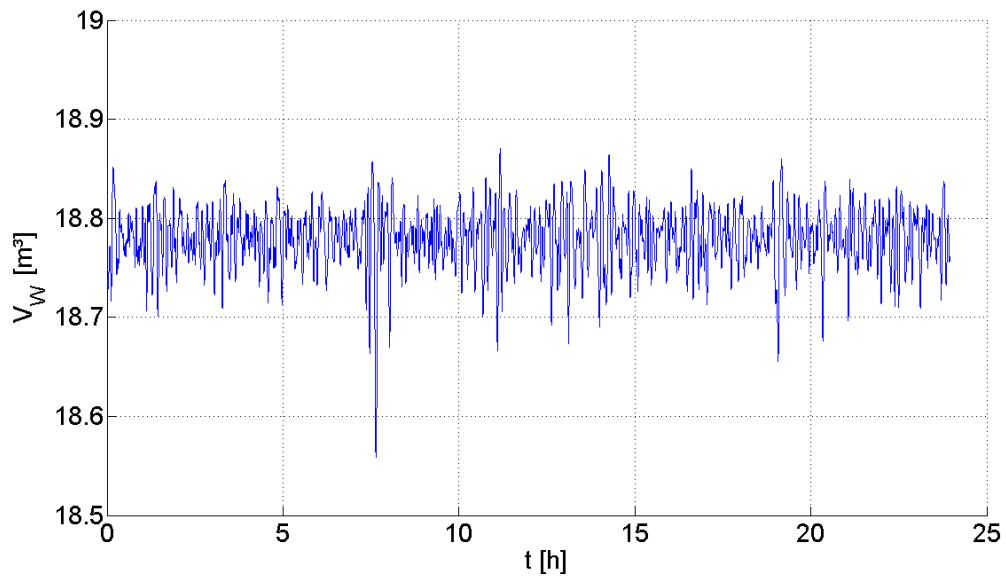


Abbildung 4.13: Aus gefiltertem Füllstand rückgerechnetes und korrigiertes Wasservolumen im Kessel

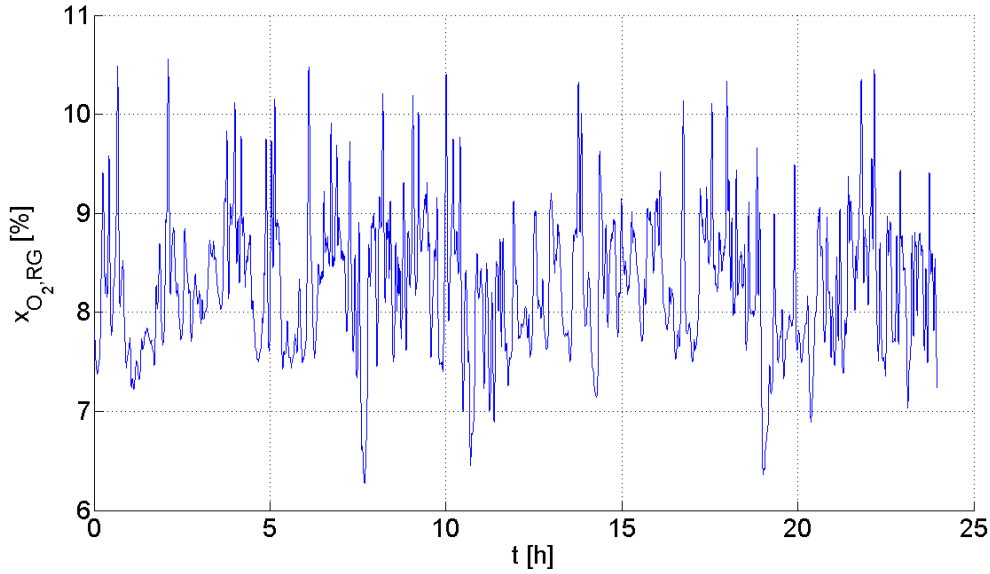


Abbildung 4.14: Sauerstoffgehalt des Rauchgases

4.5.3 Verifikation des Rauchgasteiles

Da, wie bereits erwähnt, der Rauchgasmassenstrom nicht zur Verfügung steht kann nur eine qualitative Überprüfung des Rauchgasmodells durchgeführt werden. Dabei wird die Rauchgastemperatur beim Eintritt in den Wärmeübertrager, über das Rauchgasmodell zurückgerechnet $T_{RG,ein,rueck}$ und mit der in der Sekundärverbrennungszone gemessenen Feuerraumtemperatur $T_{FR,ein}$ verglichen. Zu diesem Zweck soll ähnlich wie bei der Herleitung der Modellkonstante c_{WT} verfahren werden.

Es wird wieder die Gleichung des Rauchgasteils (4.1)

$$\dot{Q}_{RG} = c_{WT}(T_{RG,ein} - T_W)\dot{m}_{RG}$$

mit der Gleichung der einfachen Energiebilanz (4.3)

$$\dot{Q}_{RG} = (h_{RG,ein} - h_{RG,aus})\dot{m}_{RG}$$

gleichgesetzt, wodurch die unbekannte Größe des Rauchgasmassenstroms \dot{m}_{RG} wegfällt:

$$c_{WT}(T_{RG,ein} - T_W) = h_{RG,ein} - h_{RG,aus} \quad (4.42)$$

Der für den Rauchgasteil erforderliche Modellparameter c_{WT} lässt sich diesmal jedoch aus den Nennbetriebsdaten des Herstellers, unter Zuhilfenahme der Werte für die Geradengleichungen aus (4.5), mit der Formel (4.7) berechnen:

$$c_{WT} = \frac{k_h T_{RG,ein,nenn} + d_h - k_k T_{RG,aus,nenn} - d_k}{T_{RG,ein,nenn} - T_{W,nenn}}$$

Für die mittlere Wandtemperatur $T_{W,nenn}$, die als solche nicht in den Nennbetriebsdaten angegeben ist, kann aufgrund des vorherrschenden thermischen Gleichgewichts im System,

die Temperatur des Sattdampfes im Kessel T_D bei einem mittlerem Druck von \bar{p} , verwendet werden:

$$T_{W,nenn} = T_D(\bar{p}). \quad (4.43)$$

Damit kann die Wärmetauscherkonstante c_{WT} ohne Versuche bestimmt werden. Ist diese bekannt, lässt sich über Gleichung (4.42) auf die Rauchgaseintrittstemperatur $T_{RG,ein,rueck}$ zurückrechnen:

$$T_{RG,ein,rueck} = \frac{k_k T_{RG,aus} + d_k - d_h - c_{WT} T_W}{k_h - c_{WT}} \quad (4.44)$$

Somit kann die mit dem mathematischen Modell für den Rauchgasteil rückgerechnete Rauchgastemperatur am Eintritt in den Rauchrohrkessel $T_{RG,ein,rueck}$ mit der in der Sekundärverbrennungszone gemessenen Feuerraumtemperatur T_{FR} verglichen werden (siehe Abbildung 4.15). Man sieht einen bereits in Abschnitt 4.5.1 angesprochenen Effekt. Die rückgerechnete Rauchgaseintrittstemperatur $T_{RG,ein,rueck}$ ist wesentlich höher, der dynamische Verlauf jedoch ähnlich. Diese Abweichung hat ihren Ursprung darin, dass der Temperatursensor zur Schonung bündig mit dem Schamott abschließt. Die reale Rauchgaseintrittstemperatur wird dabei im Bereich der rückgerechneten $T_{RG,ein,rueck}$ liegen. Diese Annahme wird auch durch die, zur Auslegung vom Hersteller verwendete, Rauchgastemperatur am Eintritt in den Rauchrohrkessel bestätigt:

$$T_{RG,ein,nenn} = 950 \text{ °C}$$

Bezüglich ihres Verlaufs sind beide jedoch verhältnismäßig ähnlich, was für einen *schnellen* Temperatursensor und eine gute Übereinstimmung von Modell und Realität spricht.

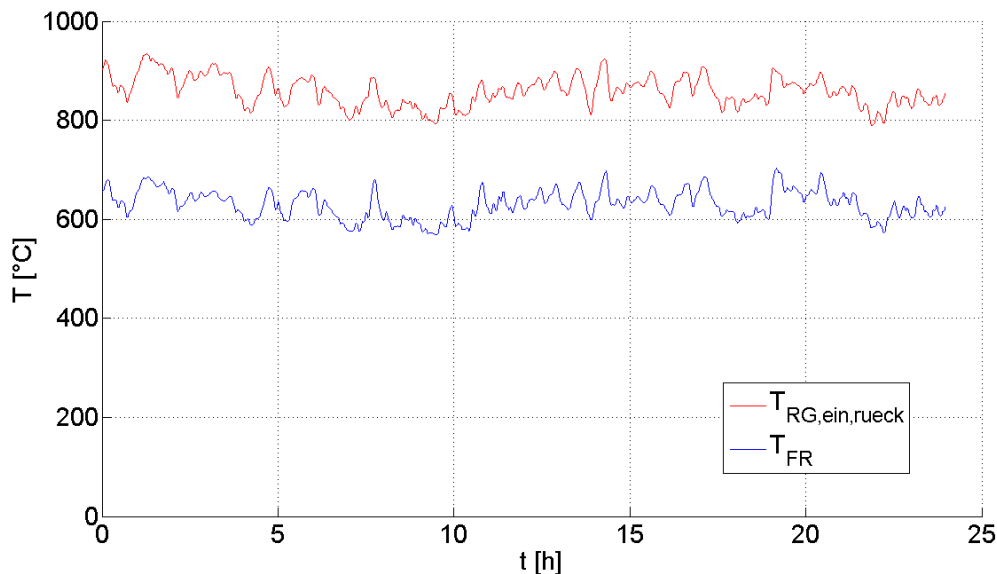


Abbildung 4.15: Vergleich von rückgerechneter Rauchgastemperatur am Eintritt in den Rauchrohrdampfkessel und gemessener Feuerraumtemperatur in der Sekundärverbrennungszone

4.5.4 Verifikation des Dampfteiles

Auch hier soll eine qualitative Verifikation die Übereinstimmung des Modells mit der Realität zeigen. Zu diesem Zweck soll der übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{RG} , mit Hilfe des Modells, aus den Messgrößen des Dampfteiles berechnet und den Messgrößen des Rauchgasteiles gegenübergestellt werden. Für den Dampfteil ist es am einfachsten auf den Wärmestrom \dot{Q}_{RG} umzuformen wenn man folgende Darstellung der Energiebilanz (4.34) betrachtet:

$$\dot{Q}_{RG} = \frac{dV_W}{dt}c + \frac{dp}{dt}d - \dot{m}_{SPW}h_{SPW} + \dot{m}_D h_D \quad (4.45)$$

Die Abkürzungen c und d können dabei, wie in Gleichung (4.39) als Funktion des Drucks p sowie des Wasservolumens V_W , angesetzt werden:

$$\begin{aligned} c &= f_3(p) = c_{f,4} \cdot p^2 + c_{f,5} \cdot p + c_{f,6} \\ d &= f_4(V_W, p) = c_{f,7} \cdot V_W \cdot p + c_{f,5} \cdot V_W + c_{f,8} \cdot p + c_{f,9} \end{aligned}$$

Damit lässt sich nun aus der gemessenen Größe des Dampfkreises über das Modell für den Dampfteil auf den übertragenen Wärmestrom \dot{Q}_{RG} zurückrechnen. Die dabei notwendigen zeitlichen Ableitungen von Druck und Wasservolumen im Kessel wurden mittels einer Least-Squares-Ableitungsschätzung [14] bestimmt.

Zum Vergleich mit dem Wärmestrom des Rauchgasteil soll wie in [8] vorgegangen werden. Dabei ist ein direkter Vergleich mit dem Wärmestrom aus dem einfachen Rauchgasmodell (4.42)

$$\dot{Q}_{RG} = c_{WT}(T_{RG, \text{ein}, \text{rueck}} - T_W)\dot{m}_{RG},$$

aufgrund des fehlenden Rauchgasmassenstroms \dot{m}_{RG} nicht möglich. Jedoch wurde die Frequenz des Rauchgasventilators f_{RGV} gemessen, welche dem Rauchgasmassenstrom näherungsweise proportional ist. Damit lässt sich das folgende abgewandelte Modell rechtfertigen:

$$\tilde{\dot{Q}}_{RG} = c_{WT}(T_{RG, \text{ein}, \text{rueck}} - T_W)f_{RGV} \quad (4.46)$$

Die fiktive Größe $\tilde{\dot{Q}}_{RG}$ besitzt jedoch keine physikalisch sinnvolle Einheit. Zum qualitativen Vergleich mit dem Wärmestrom des Dampfteiles \dot{Q}_{RG} , soll folgende Anpassung vorgenommen werden: der höchste Wert von $\tilde{\dot{Q}}_{RG}$ wird auf den höchsten Wert des übertragenen Wärmestroms \dot{Q}_{RG} gesetzt und alle Werte dazwischen werden entsprechend linear skaliert. Der Vergleich beider Größen ist in Abbildung 4.16 zu sehen.

Dass die Größen nicht genau übereinstimmen, liegt zum einen an *klassischen* Messfehlern (Messrauschen, Offsetfehlern, usw.) und zum anderen an der Tatsache, dass die Rauchgasventilatorfrequenz nicht exakt dem Verlauf des Rauchgasmassenstroms entspricht. Dennoch kann dieser Vergleich die Funktionstüchtigkeit des Dampfmodells grundsätzlich bestätigen, wobei insbesondere die gute Abbildung der meisten kurzfristigen Änderungen auf eine gute Darstellung der wesentlichen dynamischen Eigenschaften schließen lässt. Allerdings muss zur Anwendung einer modellbasierten Regelung in einer Realanlage das Modell in gezielten Versuchen noch genauer überprüft werden.

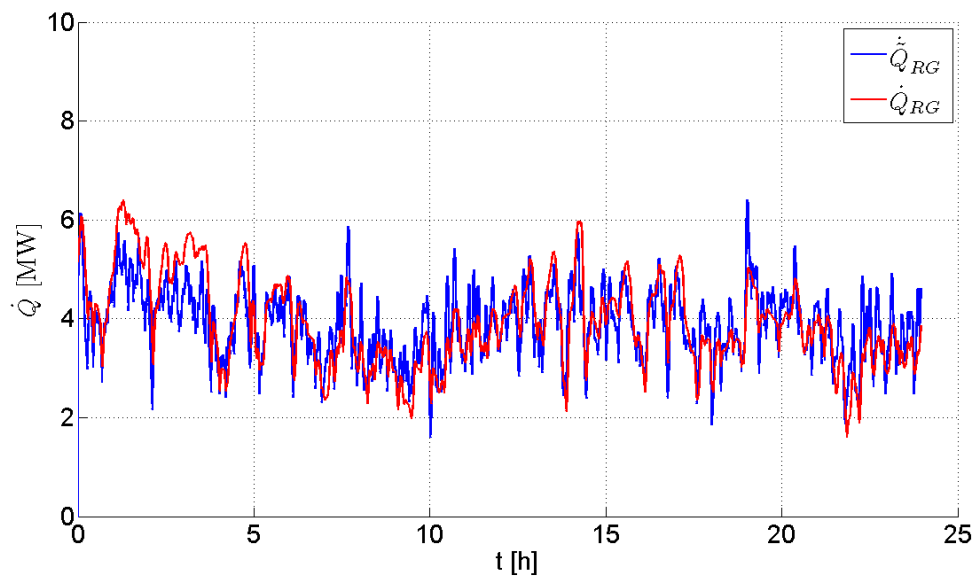


Abbildung 4.16: Vergleich von, aus den dampfseitigen Messgrößen mit dem Modell für den Dampfteil rückgerechnetem Wärmestrom und dem fiktiven, mit dem einfachen Rauchgasmodell und der Frequenz des Rauchgasventilators berechnetem, Wärmestrom

Kapitel 5

Reglerentwurf

Dieses Kapitel beschreibt den Entwurf einer modellbasierten Regelung für Biomasse-Rauchrohrdampfkesselanlagen. Für den Reglerentwurf wird das System dabei als Zusammenschaltung zweier Teilsysteme, der Biomasserostfeuerung und dem Rauchrohrdampfkessel, aufgefasst. Modell und Regelung für die Biomasserostfeuerung werden dabei der Regelung für eine Biomasserostfeuerung mit Wasserkessel aus [3] entnommen und nur geringfügig angepasst. Anschließend erfolgt der Entwurf der Regelung eines Rauchrohrdampfkessels anhand der Methode der exakten Linearisierung. Die Funktionstüchtigkeit des Gesamtregelkreises wird danach in Kapitel 6 anhand von Simulationsstudien untersucht.

5.1 Biomasserostfeuerung ohne Wärmeübertrager

Ausgehend von dem Modell einer Biomasserostfeuerung mit Wasserkessel, wie es bereits in Abschnitt 3.2.5 behandelt wurde, soll ein entsprechendes Modell ohne Wärmeübertrager, in Hinblick auf die spätere Einbindung des Rauchrohrdampfkessels hergeleitet werden. Der Entwurf der Regelung folgt danach mit der in Abschnitt 3.3 vorgestellten Methode der exakten Eingangs-Ausgangslinearisierung, die jedoch leicht angepasst werden muss.

5.1.1 Zustandsraummodell einer Biomasserostfeuerung ohne Wärmeübertrager

Das Modell einer Biomasserostfeuerung mit Wasserkessel, siehe Abschnitt 3.2.5, besteht aus den Teilmodellen *Brennstoffbett*, *Verbrennung*, *Speicherwirkung des Schamotts* und *Wasserkessel*. Eine ausführlichere Beschreibung findet sich in [3]. Die Zusammenschaltung

der Teilmodelle beschreibt das Gesamtsystem durch nur vier Differentialgleichungen 1. Ordnung

$$\begin{aligned}
\frac{dx_1}{dt} &= -\frac{c_{11}}{1+c_{12}d_1}x_1 + \frac{d_1}{1+c_{12}d_1}u_1 \\
\frac{dx_2}{dt} &= \frac{c_{21}}{1+c_{12}d_1}x_1 - c_{22}x_2u_2 + \frac{1}{1+c_{12}d_1}u_1 \\
\frac{dx_3}{dt} &= \frac{-c_{31}x_1 + c_{32}x_2u_2 + c_{33}u_4 + c_{34}u_3}{c_{11}x_1 + c_{22}x_2u_2 + u_3 + u_4} - c_{35} \\
\frac{dx_4}{dt} &= c_{41}x_1 + c_{42}x_2u_2 + c_{43}u_3 + c_{44}u_4 \\
&\quad + c_{45}d_4d_5 - c_{45}d_4x_4
\end{aligned} \tag{5.1}$$

mit den für den Betrieb der Anlage interessanten Ausgangsgrößen

$$\begin{aligned}
y_1 &= -\frac{c_{51}x_2u_2 + c_{52}u_4}{c_{53}x_1 + c_{54}x_2u_2 + c_{55}u_4} \\
y_2 &= \frac{-c_{71}x_1 + c_{72}x_2u_2 + c_{73}u_3 + c_{74}u_4}{c_{11}x_1 + c_{22}x_2u_2 + u_3 + u_4} \\
y_3 &= x_4.
\end{aligned} \tag{5.2}$$

Die genaue Aufschlüsselung der Modellkonstanten c_{ij} ist in Anhang A zu finden. Entkoppelt man daraus das Modell des Wasserkessels, indem man die relevanten Teile, die vierte Zustandsgröße $x_4 = T_{VL}$ (Vorlauftemperatur), die zugehörige Differentialgleichung sowie die dazugehörige Ausgangsgröße $y_3 = x_4$ entfernt, ergibt sich das folgende Modell einer Biomasserostfeuerungsanlage ohne Wärmeübertrager beschrieben durch drei Differentialgleichungen 1. Ordnung

$$\begin{aligned}
\frac{dx_1}{dt} &= -\frac{c_{11}}{1+c_{12}d_1}x_1 + \frac{d_1}{1+c_{12}d_1}u_1 \\
\frac{dx_2}{dt} &= \frac{c_{21}}{1+c_{12}d_1}x_1 - c_{22}x_2u_2 + \frac{1}{1+c_{12}d_1}u_1 \\
\frac{dx_3}{dt} &= \frac{-c_{31}x_1 + c_{32}x_2u_2 + c_{33}u_4 + c_{34}u_3}{c_{11}x_1 + c_{22}x_2u_2 + u_3 + u_4} - c_{35}
\end{aligned} \tag{5.3}$$

und zwei gewählten Ausgangsgrößen

$$\begin{aligned}
y_1 = x_{O_2, RG} &= -\frac{c_{51}x_2u_2 + c_{52}u_4}{c_{53}x_1 + c_{54}x_2u_2 + c_{55}u_4} \\
y_2 = T_{RG, ein} &= \frac{-c_{71}x_1 + c_{72}x_2u_2 + c_{73}u_3 + c_{74}u_4}{c_{11}x_1 + c_{22}x_2u_2 + u_3 + u_4}.
\end{aligned} \tag{5.4}$$

Für die Zusammenschaltung dieses Modells mit dem Rauchrohrdampfkessel müssen die Ausgangsgrößen noch erweitert werden. Der vom Rauchgas übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{RG} , der eine Eingangsgröße in den dynamischen Teil des Rauchrohrdampfkessels darstellt, wird deshalb als dritte Ausgangsgröße gewählt:

$$\tilde{y}_3 = \dot{Q}_{RG} = \tilde{c}_{41}x_1 + \tilde{c}_{42}x_2u_2 + \tilde{c}_{43}u_3 + \tilde{c}_{44}u_4 \tag{5.5}$$

Als nächstes soll auch noch der Störgrößenvektor \mathbf{d} (3.10) betrachtet werden. Auch hier können die den Wasserkessel betreffenden Störgrößen entfernt werden wodurch er sich auf

$$\mathbf{d}(t) = \begin{bmatrix} d_1(t) \\ d_2(t) \\ d_3(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_F(t - T_{t,BB}(t)) \\ h_{Luft}(t) \\ h_{RGrez}(t) \end{bmatrix} \quad (5.6)$$

reduziert. Der Eingangsgrößenvektor (3.9)

$$\mathbf{u}(t) = \begin{bmatrix} u_1(t) \\ u_2(t) \\ u_3(t) \\ u_4(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{m}_{CHO,Brst}(t - T_{t,BB}(t)) \\ \dot{m}_{PL}(t) + \dot{m}_{PL0} \\ \dot{m}_{RGrez}(t) \\ \dot{m}_{PL}(t) + \dot{m}_{SL}(t) \end{bmatrix} \quad (5.7)$$

bleibt hingegen unverändert, da alle enthaltenen Eingangsgrößen die Feuerung beeinflussen.

5.1.2 Regelung einer Biomasserostfeuerung ohne Wärmeübertrager

Die in Abschnitt 3.3 entwickelte exakte Eingangs-Ausgangslinearisierung einer Biomasserostfeuerung mit Wasserkessel muss aufgrund der geänderten Bedingungen angepasst werden.

Dabei kann jedoch erneut die Differentialgleichung für die Zustandsgröße x_3 aus dem Modell (5.3) entfernt werden, da aufgrund ihrer sehr großen Zeitkonstante eine gezielte regelungstechnische Beeinflussung nicht sinnvoll ist. Die Biomasserostfeuerung ohne Wärmeübertrager kann somit für den Reglerentwurf durch nur zwei Differentialgleichungen 1. Ordnung

$$\begin{aligned} \frac{dx_1}{dt} &= -\frac{c_{11}}{1 + c_{12}d_1}x_1 + \frac{d_1}{1 + c_{12}d_1}u_1 \\ \frac{dx_2}{dt} &= \frac{c_{21}}{1 + c_{12}d_1}x_1 - c_{22}x_2u_2 + \frac{1}{1 + c_{12}d_1}u_1 \end{aligned} \quad (5.8)$$

beschrieben werden. Als nächstes soll die in Abschnitt 3.2.5 entworfene exakte Eingangs-Ausgangslinearisierung angepasst werden. Der relative Grad δ für die drei gewählten Ausgangsgrößen:

$$\begin{aligned} y_1 = x_{O_2, RG} &= -\frac{c_{51}x_2u_2 + c_{52}u_4}{c_{53}x_1 + c_{54}x_2u_2 + c_{55}u_4} \\ y_2 = T_{RG, ein} &= \frac{-c_{71}x_1 + c_{72}x_2u_2 + c_{73}u_3 + c_{74}u_4}{c_{11}x_1 + c_{22}x_2u_2 + u_3 + u_4} \\ \tilde{y}_3 = \dot{Q}_{RG} &= \tilde{c}_{41}x_1 + \tilde{c}_{42}x_2u_2 + \tilde{c}_{43}u_3 + \tilde{c}_{44}u_4 \end{aligned} \quad (5.9)$$

ist aufgrund der Entkopplung des mathematischen Modells des Wärmeübertragers diesmal Null, und es ergibt sich gleich wie in Abschnitt 3.3 ein nicht beobachtbares Teilsystem 2. Ordnung. Des Weiteren wäre auch die Eingangsgröße u_1 wieder nicht im endgültigen

Regelungsgesetz enthalten. Diese Probleme können, wie auch bereits in Abschnitt 3.3 durch die Wahl des trockenen Brennstoffs im Bett als vierte Ausgangsgröße

$$y_4 = x_2 \quad (5.10)$$

behaben werden. Dessen Führungsgröße r_4 , wie bereits aus Abschnitt 3.3 bekannt, vom geforderten mittleren Verbrennungsverhältnis im Brennstoffbett in der Ruhelage $\lambda_{BB,R}$ abhängt. Damit kann das Regelgesetz für die vierte Ausgangsgröße y_4 direkt aus Abschnitt 3.3

$$u_1 = u_{1R} + k_{p,BB}(r_4 - y_4) \quad (5.11)$$

übernommen werden. Zu diesem Zweck sollen im nächsten Schritt die Ruhelagen des Systems bestimmt werden.

Das Verhalten des Systems in der Ruhelage ist dadurch charakterisiert, dass alle Größen konstant und alle zeitlichen Ableitungen null sind. Für die Differentialgleichungen der Zustandsgrößen ergibt sich somit

$$\frac{dx_{1R}}{dt} = 0 = -\frac{c_{11}}{1 + c_{12}d_{1R}}x_{1R} + \frac{d_{1R}}{1 + c_{12}d_{1R}}u_{1R} \quad (5.12)$$

$$\frac{dx_{2R}}{dt} = 0 = \frac{c_{21}}{1 + c_{12}d_{1R}}x_{1R} - c_{22}x_{2R}u_{2R} + \frac{1}{1 + c_{12}d_{1R}}u_{1R} \quad (5.13)$$

wodurch die Zustandsgrößen in der Ruhelage folgendermaßen

$$x_{1R} = \frac{1}{c_{11}}d_{1R}u_{1R} \quad (5.14)$$

$$x_{2R} = \frac{1}{c_{22}}\frac{u_{1R}}{u_{2R}} \quad (5.15)$$

berechnet werden können. Die Ausgangsgrößen y_i , die in der Ruhelage den konstanten Führungsgrößen r_i entsprechen sollen, ergeben sich zu

$$y_{1R} \stackrel{!}{=} r_{1R} = \frac{\frac{c_{51}}{c_{22}}u_{1R} + c_{52}u_{4R}}{\frac{c_{53}}{c_{11}}d_{1R}u_{1R} + \frac{c_{54}}{c_{22}}u_{1R} + c_{55}u_{4R}} \quad (5.16)$$

$$y_{2R} \stackrel{!}{=} r_{2R} = \frac{-\frac{c_{71}}{c_{11}}d_{1R}u_{1R} + \frac{c_{72}}{c_{22}}u_{1R} + c_{73}u_{3R} + c_{74}u_{4R}}{d_{1R}u_{1R} + u_{1R} + u_{3R} + u_{4R}} - c_{75} \quad (5.17)$$

$$\tilde{y}_{3R} \stackrel{!}{=} \tilde{r}_{3R} = \frac{\tilde{c}_{41}}{c_{11}}d_{1R}u_{1R} + \frac{\tilde{c}_{42}}{c_{22}}u_{1R} + \tilde{c}_{43}u_{3R} + \tilde{c}_{44}u_{4R} \quad (5.18)$$

$$y_{4R} \stackrel{!}{=} r_{4R} = x_{2R} = \frac{1}{c_{22}}\frac{u_{1R}}{u_{2R}} \quad (5.19)$$

$$r_{\lambda,R} \stackrel{!}{=} \lambda_{BB,R} = \frac{c_{52}(u_{2R} - \dot{m}_{PL0})}{-\frac{c_{51}}{c_{22}}u_{1R}}. \quad (5.20)$$

Damit folgt für die in der Ruhelage notwendigen Eingangsgrößen

$$\begin{bmatrix} u_{1R} \\ u_{3R} \\ u_{4R} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{c_{51}}{c_{22}} - \left(\frac{c_{53}}{c_{11}} d_{1R} + \frac{c_{54}}{c_{22}} \right) r_{1R} & 0 & c_{52} - c_{55} r_{1R} \\ \frac{c_{72}}{c_{22}} - \left(\frac{c_{71}}{c_{11}} + c_{75} + r_{2R} \right) d_{1R} - c_{75} - r_{2R} & c_{73} - c_{75} - r_{2R} & c_{74} - c_{75} - r_{2R} \\ \frac{c_{41}}{c_{11}} d_{1R} + \frac{\tilde{c}_{42}}{c_{22}} & \tilde{c}_{43} & \tilde{c}_{44} \end{bmatrix}^{-1} \mathbf{z} \quad (5.21)$$

$$u_{2R} = -\frac{c_{51}}{c_{22}c_{52}} u_{1R} r_{\lambda} + \dot{m}_{PL0} \quad (5.22)$$

mit dem Vektor z als

$$\mathbf{z} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \tilde{r}_{3R} \end{bmatrix}. \quad (5.23)$$

Die Führungsgröße für den Brennstoffmassenstrom y_4 kann damit direkt aus der Gleichung

$$r_{4R} \stackrel{!}{=} x_{2R} = \frac{1}{c_{22}} \frac{u_{1R}}{u_{2R}} \quad (5.24)$$

berechnet werden. Nach Bestimmung der Ruhelagen und der Rechenvorschrift für die Führungsgröße r_4 kann der Reglerentwurf fortgesetzt werden.

Für die verbleibenden Ausgangsgrößen y_1 , y_2 und \tilde{y}_3 soll wieder die Methode der exakten Eingangs-Ausgangslinearisierung angewendet werden, wobei für y_1 und y_2 das gleiche lineare Übertragungsverhalten wie bereits in Abschnitt 3.3

$$\begin{aligned} y_1 &= w_{1,0} v_1 \\ y_2 &= w_{2,0} v_2 \end{aligned} \quad (5.25)$$

und für \tilde{y}_3 der folgende ebenfalls lineare Zusammenhang

$$\tilde{y}_3 = w_{3,0} \tilde{v}_3 \quad (5.26)$$

gefordert wird. Dabei sind v_1 , v_2 und \tilde{v}_3 die Eingangsgrößen der exakten Eingangs-Ausgangslinearisierung, auf die später noch genauer eingegangen werden soll, und $w_{1,0}$ - $w_{3,0}$ sind frei wählbare Parameter. Setzt man in Gleichung (5.25) und (5.28) die Ausgangsgrößen y ein, erhält man nach den Eingangsgrößen u aufgelöst das Regelgesetz

$$\begin{bmatrix} u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [c_{51} - c_{54} w_{1,0} v_1] x_2 & 0 & c_{52} - c_{55} w_{1,0} v_1 \\ [c_{72} - c_{75} c_{22} - c_{22} w_{2,0} v_2] x_2 & c_{73} - c_{75} - w_{2,0} v_2 & c_{74} - c_{75} - w_{2,0} v_2 \\ \tilde{c}_{42} x_2 & \tilde{c}_{43} & \tilde{c}_{44} \end{bmatrix}^{-1} \mathbf{z}, \quad (5.27)$$

mit der Abkürzung \mathbf{z} zu

$$\mathbf{z} = \begin{bmatrix} w_{1,0} v_1 c_{53} x_1 \\ [c_{75} + w_{2,0} v_2] c_{11} x_1 + c_{71} x_1 \\ w_{3,0} \tilde{v}_3 - \tilde{c}_{41} x_1 \end{bmatrix}. \quad (5.28)$$

Nun soll näher auf die Eingangsgrößen der exakten Eingangs-Ausgangslinearisierung v_i eingegangen werden. Die ersten beiden, v_1 und v_2 werden gleich wie in Abschnitt 3.3 umgesetzt und sind die Summe aus den Ausgangssignalen der vorgeschalteten PI-Regler und den jeweiligen Führungsgröße.

Die Vorgabe der neuen dritten Eingangsgröße \tilde{v}_3

$$\tilde{v}_3 = \frac{\tilde{y}_3}{w_{3,0}} = \frac{\dot{Q}_{RG}}{w_{3,0}}, \quad (5.29)$$

die dem von der Feuerung geforderten auf den Dampfkreis übertragenen Wärmestrom entspricht, erfolgt jedoch durch die übergeordnete Regelung des Rauchrohrdampfkessels, welche im nächsten Abschnitt entworfen wird. Die Regelstruktur der Biomasserostfeuerung ohne Wärmeübertrager ist in Abbildung 5.1 dargestellt.

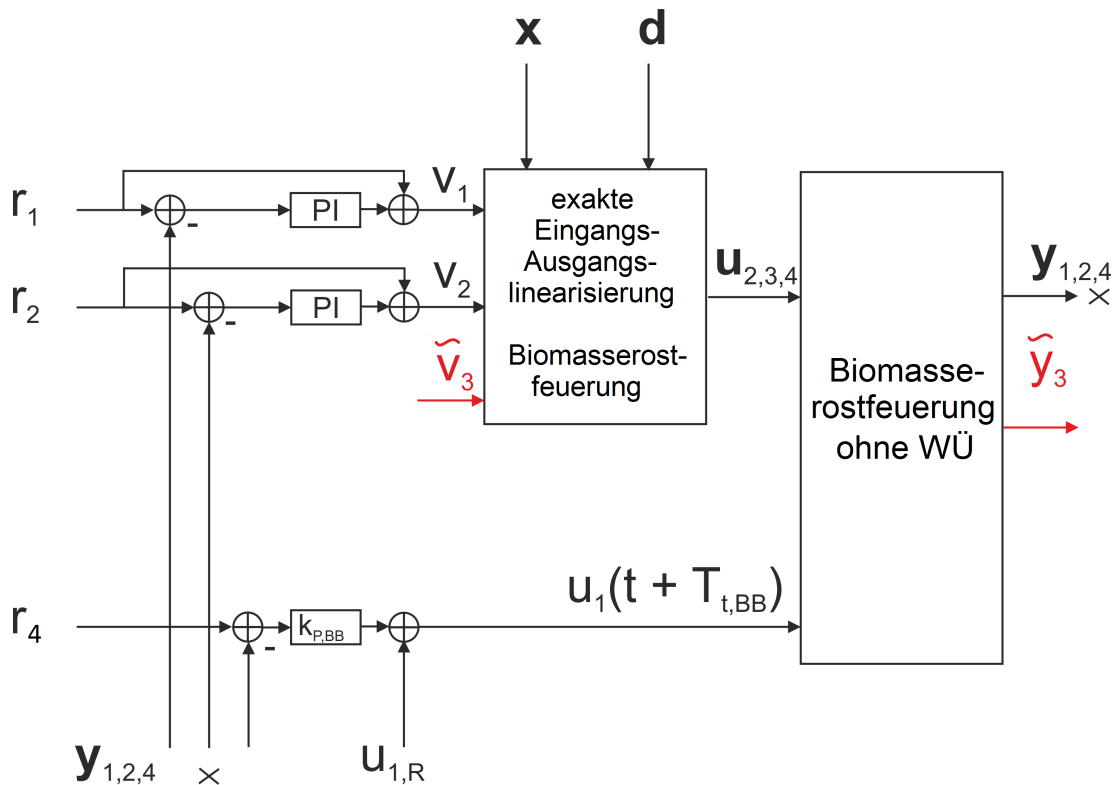


Abbildung 5.1: Struktur der Regelung der Biomasserostfeuerung ohne Regelung des Rauchrohrdampfkessels

5.2 Rauchrohrdampfkessel

Im vorigen Abschnitt wurde, aus der in Abschnitt 3.3 erläuterten Regelung für eine Biomasserostfeuerungsanlage mit Wasserkessel, der nur die Feuerung betreffende Teil extrahiert, da dieser auch für den Rauchrohrdampfkessel gleich bleiben kann. Darauf aufbauend soll nun ein Regler für den Rauchrohrdampfkessel entwickelt werden. Als Ausgangs- bzw. Regelgrößen sollen das Wasservolumen V_W sowie der Druck p gewählt

werden, da sie wesentliche Betriebsparameter darstellen und auch bei den derzeitig eingesetzten Regelungsstrategien die geregelten Größen sind. Ziel ist es den Zustand im Kessel, trotz des stark variierenden Dampfmassenstroms \dot{m}_D , wie er bei der Verwendung von Dampf als Prozessdampf üblicherweise auftritt, konstant zu halten. Zu diesem Zweck wird das physikalische Modell des Rauchrohrdampfkessels aus Abschnitt 4.4.4 zuerst in den Zustandsraum überführt und die dafür erforderlichen Zustands- x , Eingangs- u , Ausgangs- y und Störgrößen d werden definiert. Danach wird eine Regelung für, die den Zustand des Kessels eindeutig beschreibenden Größen, Wasservolumen V_W und Druck p auf Basis der Methode der exakten Eingangs-Ausgangslinearisierung entworfen.

Zum besseren Verständnis soll zunächst die Struktur der Regelung für den Rauchrohrdampfkessel beschrieben werden. Aus Sicht der Regelung des Kessels kann die Biomasserostfeuerungsanlage samt entworfener Regelung, jedoch ohne Wärmeübertrager, als statisches System mit der Eingangsgröße \tilde{v}_3 und der Ausgangsgröße \tilde{y}_3 mit dem frei wählbaren Parameter $w_{3,0}$ aufgefasst werden:

$$\tilde{y}_3 = \dot{Q}_{RG} = w_{3,0} \tilde{v}_3 \quad (5.30)$$

Wobei die Ausgangsgröße \tilde{y}_3 dem auf den Rauchrohrdampfkessel übertragenen Wärmestrom \dot{Q}_{RG} entspricht. Alle anderen Größen die für den Wärmeübertrager nicht von Relevanz sind wurden der Übersichtlichkeit halber weggelassen. Die Eingangsgrößen des übergeordneten Reglers des Rauchrohrdampfkessels sind dabei die gemessenen Werte von Wasservolumen V_W und Druck p , deren gewünschten Sollwerte $V_{W,soll}$ und p_{soll} sowie die gemessenen Werte der spezifischer Enthalpie des Speisewassers h_{SPW} und des Dampfmassenstrom \dot{m}_D . Die Ausgangsgrößen des Reglers sind neben \tilde{v}_3 , der einen Eingang der exakten Eingangs-Ausgangslinearisierung der Biomasserostfeuerung repräsentiert, der Speisewassermassenstrom \dot{m}_{SPW} welcher eine direkte Eingangsgröße in den Rauchrohrdampfkessel darstellt. Die beschriebene Regelkreisstruktur ist in Abbildung 5.2 dargestellt. Der Block *Regler DK* wird im späteren Verlauf des Kapitels durch die modellbasierte Regelung des Rauchrohrdampfkessels ersetzt.

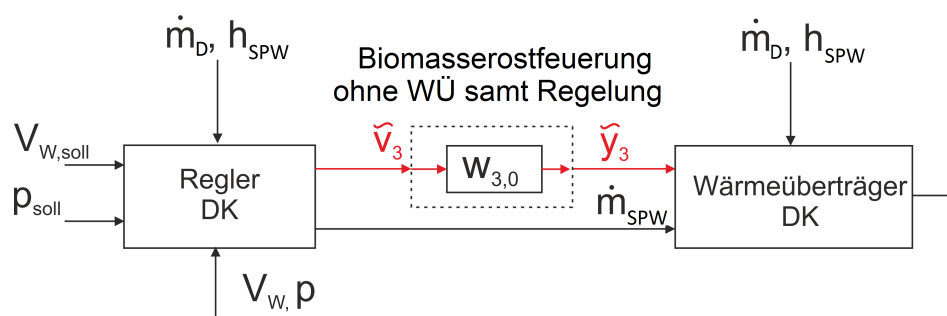


Abbildung 5.2: Regelkreis des Rauchrohrdampfkessels

5.2.1 Zustandsraummodell des Rauchrohrdampfkessels

Für den Reglerentwurf soll das physikalische Modell, beschrieben durch zwei Differentialgleichungen 1. Ordnung

$$\begin{aligned}
\frac{dV_W}{dt} &= \frac{(-c_{f,7}V_W p - c_{f,5}V_W - c_{f,8}p - c_{f,9} + c_{f,1}V_W h_{SPW} + c_{f,3}h_{SPW})\dot{m}_{SPW}}{F(V_W, p)} \\
&+ \frac{(c_{K,7}V_W p + c_{K,8}V_W + c_{K,9}p + c_{K,10})\dot{m}_D}{F(V_W, p)} \\
&+ \frac{(c_{f,1}V_W + c_{f,3})\dot{Q}_{RG}}{F(V_W, p)} \\
\frac{dp}{dt} &= \frac{(-c_{f,4}p^2 - c_{f,5}p - c_{f,6} + c_{f,1}ph_{SPW} + c_{f,2}h_{SPW})\dot{m}_{SPW}}{-F(V_W, p)} \\
&+ \frac{(c_{K,11}p^2 + c_{K,12}p + c_{K,13})\dot{m}_D}{-F(V_W, p)} \\
&+ \frac{(c_{f,1}p + c_{f,2})\dot{Q}_{RG}}{-F(V_W, p)}
\end{aligned} \tag{5.31}$$

mit der Abkürzung

$$F(V_W, p) = c_{K,1}V_W p^2 + c_{K,2}V_W p + c_{K,3}V_W + c_{K,4}p^2 + c_{K,5}p + c_{K,6} \tag{5.32}$$

und den in Anhang B aufgeführten Modellkonstanten $c_{K,i}$, als Zustandsraummodell dargestellt werden. Zu diesem Zweck werden wieder Zustands- x , Eingangs- u , Ausgangs- y und Störgrößen d eingeführt um ein nichtlineares Zustandsraummodell der Form

$$\begin{aligned}
\frac{dx}{dt} &= f(x, u, d) \\
y &= g(x, u, d)
\end{aligned} \tag{5.33}$$

zu erhalten. Die Nummerierung der Indizes wird dabei aus Abschnitt 5.1 fortgesetzt. Die für den Zustand des Rauchrohrdampfkessel interessanten Größen, Wasservolumen V_W und Druck p , werden dabei im Zustandsgrößenvektor:

$$\begin{bmatrix} x_4 \\ x_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} V_W \\ p \end{bmatrix} \tag{5.34}$$

zusammengefasst. Sie stellen auch gleichzeitig die interessanten Ausgangsgrößen des Systems dar:

$$\begin{bmatrix} y_5 \\ y_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} V_W \\ p \end{bmatrix} \tag{5.35}$$

Die Eingangsgrößen, der übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{RG} und der Speisewassermassenstrom \dot{m}_{SPW} werden im Eingangsgrößenvektor zusammengefasst:

$$\begin{bmatrix} \hat{u} \\ u_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{Q}_{RG} \\ \dot{m}_{SPW} \end{bmatrix} \quad (5.36)$$

Der übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{RG} stellt dabei nur eine interne Eingangsgröße zwischen den gekoppelten Systemen der Biomasserostfeuerung und des Rauchrohrdampfkessels dar, weshalb auf einen Index verzichtet wird.

Die anderen Eingangsgrößen, der Dampfmassenstrom \dot{m}_D und die spezifische Enthalpie des Speisewassers h_{SPW} , können nicht explizit beeinflusst werden und müssen somit als Störgrößen des Systems, d_4 und d_5 , aufgefasst werden:

$$\begin{bmatrix} d_4 \\ d_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{m}_D \\ h_{SPW} \end{bmatrix} \quad (5.37)$$

Dabei stellt der Dampfmassenstrom \dot{m}_D , der von den Anforderungen der angeschlossenen Verbraucher abhängt, die dominierende der beiden Störgrößen dar.

Schlussendlich ergibt sich folgendes Zustandsraummodell für den Rauchrohrdampfkessel:

$$\begin{aligned} \frac{dx_4}{dt} &= \frac{(-c_{f,7}x_4x_5 - c_{f,5}x_4 - c_{f,8}x_5 - c_{f,9} + c_{f,1}x_4d_5 + c_{f,3}d_5)u_5}{F(x_4, x_5)} \\ &+ \frac{(c_{K,7}x_4x_5 + c_{K,8}x_4 + c_{K,9}x_5 + c_{K,10})d_4}{F(x_4, x_5)} \\ &+ \frac{(c_{f,1}x_4 + c_{f,3})\hat{u}}{F(x_4, x_5)} \end{aligned} \quad (5.38)$$

$$\begin{aligned} \frac{dx_5}{dt} &= \frac{(-c_{f,4}x_5^2 - c_{f,5}x_5 - c_{f,6} + c_{f,1}x_5d_5 + c_{f,2}d_5)u_5}{-F(x_4, x_5)} \\ &+ \frac{(c_{K,11}x_5^2 + c_{K,12}x_5 + c_{K,13})d_4}{-F(x_4, x_5)} \\ &+ \frac{(c_{f,1}x_5 + c_{f,2})\hat{u}}{-F(x_4, x_5)} \end{aligned} \quad (5.39)$$

mit der Abkürzung

$$F(x_4, x_5) = c_{K,1}x_4x_5^2 + c_{K,2}x_4x_5 + c_{K,3}x_4 + c_{K,4}x_5^2 + c_{K,5}x_5 + c_{K,6}. \quad (5.40)$$

und den im Anhang B aufgeführten Modellkonstanten $c_{f,i}$ und $c_{K,i}$.

5.2.2 Regelung des Rauchrohrdampfkessels

Nach der Definition des Zustandsraummodells der Regelstrecke soll nun ein Regler dafür entworfen werden. Da es sich dabei um ein nichtlineares gekoppeltes Mehrgrößensystem handelt bietet sich die Regelungsmethode der exakten Eingangs-Ausgangslinearisierung

auch hier an. Diese bewirkt eine Linearisierung sowie eine Entkopplung des Eingangs-Ausgangsverhaltens. Zu diesem Zweck müssen die beiden Ausgangsgrößen

$$\begin{aligned} y_5 &= x_4 \\ y_6 &= x_5 \end{aligned} \quad (5.41)$$

je einmal abgeleitet werden, bis sich eine explizite Abhängigkeit von zumindest einer der Eingangsgrößen \hat{u} oder u_5 ergibt:

$$\begin{aligned} \frac{dy_5}{dt} &= \frac{dx_4}{dt} \\ &= \frac{(-c_{f,7}x_4x_5 - c_{f,5}x_4 - c_{f,8}x_5 - c_{f,9} + c_{f,1}x_4d_5 + c_{f,3}d_5)u_5}{F(x_4, x_5)} \\ &\quad + \frac{(c_{K,7}x_4x_5 + c_{K,8}x_4 + c_{K,9}x_5 + c_{K,10})d_4}{F(x_4, x_5)} \\ &\quad + \frac{(c_{f,1}x_4 + c_{f,3})\hat{u}}{F(x_4, x_5)} \end{aligned} \quad (5.42)$$

$$\begin{aligned} \frac{dy_6}{dt} &= \frac{dx_5}{dt} \\ &= \frac{(-c_{f,4}x_5^2 - c_{f,5}x_5 - c_{f,6} + c_{f,1}x_5d_5 + c_{f,2}d_5)u_5}{-F(x_4, x_5)} \\ &\quad + \frac{(c_{K,11}x_5^2 + c_{K,12}x_5 + c_{K,13})d_4}{-F(x_4, x_5)} \\ &\quad + \frac{(c_{f,1}x_5 + c_{f,2})\hat{u}}{-F(x_4, x_5)} \end{aligned}$$

Damit ergibt sich ein relativer Grad von $\delta = 2$. Bei einer Modellordnung von ebenfalls zwei, existiert somit kein unbeobachtbares Teilsystem. Eine Untersuchung der Nulldynamik ist dadurch unnötig und die Methode der exakten Eingangs-Ausgangslinearisierung anwendbar.

Für die beiden Ausgangsgrößen wird das folgende Übertragungsverhalten

$$\begin{aligned} w_{4,1}y_5 + \frac{dy_5}{dt} &= w_{4,0}v_4 \\ w_{5,1}y_6 + \frac{dy_6}{dt} &= w_{5,0}v_5 \end{aligned} \quad (5.43)$$

vorgegeben. Dabei sind $w_{i,j}$ frei wählbare Parameter und v_i die Eingangsgrößen der exakten Eingangs-Ausgangslinearisierung. Das führt, nach Einsetzen der Ausgangsgrößen y_i (5.41) und deren Ableitungen $\frac{dy_i}{dt}$ (5.42), zu einem linearen Gleichungssystem

$$\begin{bmatrix} \hat{u} \\ u_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{(-c_{f,7}x_4x_5 - c_{f,5}x_4 - c_{f,8}x_5 - c_{f,9} + c_{f,1}x_4d_5 + c_{f,3}d_5)}{F(x_4, x_5)} & \frac{(c_{f,1}x_4 + c_{f,3})}{F(x_4, x_5)} \\ \frac{(-c_{f,4}x_5^2 - c_{f,5}x_5 - c_{f,6} + c_{f,1}x_5d_5 + c_{f,2}d_5)}{-F(x_4, x_5)} & \frac{(c_{f,1}x_5 + c_{f,2})}{-F(x_4, x_5)} \end{bmatrix}^{-1} \mathbf{k} \quad (5.44)$$

für die Eingangsgrößen des Systems u , mit der Abkürzung

$$\mathbf{k} = \begin{bmatrix} w_{4,0}v_4 - w_{4,1}x_4 - \frac{(c_{K,7}x_4x_5 + c_{K,8}x_4 + c_{K,9}x_5 + c_{K,10})d_4}{F(x_4, x_5)} \\ w_{5,0}v_5 - w_{5,1}x_5 - \frac{(c_{K,11}x_5^2 + c_{K,12}x_5 + c_{K,13})d_4}{-F(x_4, x_5)} \end{bmatrix}. \quad (5.45)$$

Die Eingangsgrößen der exakten Eingangs-Ausgangslinearisierung v_4 und v_5 entsprechen, wie bei der Regelung der Biomasserostfeuerung, der Summe aus der Führungsgröße und dem Ausgang eines zusätzlich eingesetzten PI-Regler. In Abbildung 5.3 ist die Struktur des Regelkreises für den Rauchrohrdampfkessel dargestellt.

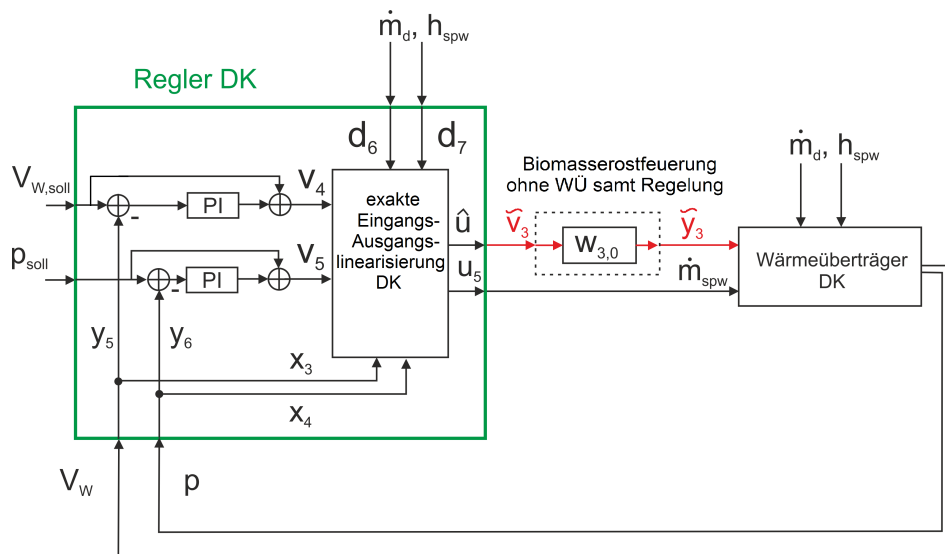


Abbildung 5.3: Struktur der Regelung von Druck p und Wasservolumen V_W im Rauchrohrdampfkessel

5.2.3 Simulationsstudien zur Regelung des Rauchrohrdampfkessels

Die Funktionstüchtigkeit des im vorigen Abschnitt erstellten Reglers für den Rauchrohrdampfkessel, soll zunächst ohne Berücksichtigung der Biomasserostfeuerung mit Hilfe einer kurzen Simulationsstudie gezeigt werden. Die Strecke zwischen dem Regler und dem Rauchrohrdampfkessel (die Bereitstellung der Energie durch die Biomasserostfeuerung) soll dabei über das festgelegte Übertragungsverhalten

$$\tilde{y}_3 = \dot{Q}_{RG} = w_{3,0}\tilde{v}_3 \quad (5.46)$$

vorgegeben werden, wobei der frei wählbare Parameter $w_{3,0}$ zu eins gewählt wurde. In der Realität befinden sich jedoch immer dynamikbehaftete Stellglieder zwischen dem Regelkreis und der zu regelnden Anlage. Um diesen Umstand in der Simulation zu berücksichtigen wurde je ein PT_2 -Glied zur Approximation der Dynamik der Bereitstellung des Wärmestromes durch die Feuerung \dot{Q}_{RG} ($T = 16$ s, $d = 1$) sowie des Speisewassermassenstromes \dot{m}_{SPW} ($T = 8$ s, $d = 1$) in der Simulation verwendet. Abbildung 5.4 zeigt den für die Simulation verwendeten Regelkreis.

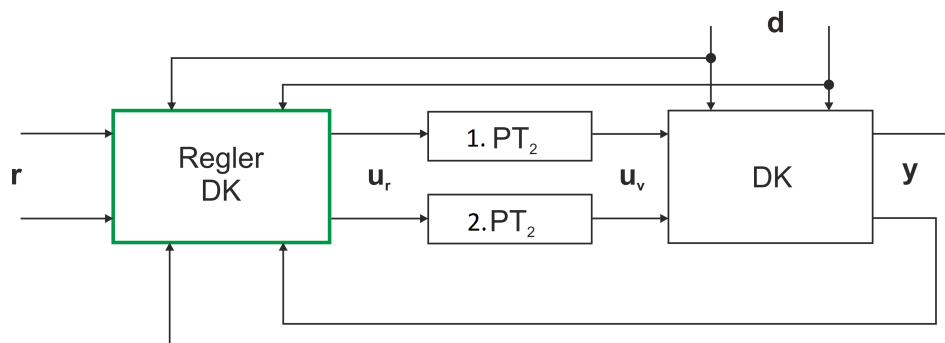


Abbildung 5.4: Regelstruktur des Dampfkreislaufs mit PT_2 -Stellgrößendynamik

5.2.3.1 Sprung der Führungsgrößen

In der ersten Simulation soll das Verhalten bei einem positiven Sprung der Führungsgrößen für Wasservolumen $V_{w,soll}$ und Druck p_{soll} im Kessel gezeigt werden. Dabei wird zuerst der Sollwert des Wasservolumens $V_{w,soll}$ zum Zeitpunkt $t = 100$ s von 18 auf 19 m³ erhöht und danach zum Zeitpunkt $t = 500$ s der Sollwert für den Druck p_{soll} von 10,5 bar auf 11,5 bar erhöht. Die Störgrößen, der Dampfmassenstrom \dot{m}_D und die spezifische Enthalpie des Speisewassers h_{SPW} wurden dabei konstant auf $\dot{m}_D = 3.456 \frac{kg}{h}$ und $h_d = 661,3 \frac{kJ}{kg}$ gehalten, was einen typischen Betrieb der in Abschnitt 4.1 dargestellten Anlage bei ungefähr halber Nennlast entspricht. Aufgrund der Entkopplung beider Größen durch die exakte Eingangs-Ausgangslinearisierung sollte die Änderung der einen Führungsgröße die andere theoretisch gar nicht beeinflussen, was in der Praxis aufgrund der beim Reglerentwurf nicht berücksichtigten Stellgrößendynamik jedoch nur näherungsweise erfüllt werden kann. Abbildungen 5.5 zeigt den zugehörigen Verlauf des Wasservolumens V_W und Abbildung 5.6 den zugehörigen Verlauf des Drucks p im Kessel. Bei beiden ist zu sehen, dass der Sprung der Führungsgrößen vom Regler schnell und ohne bleibende Regelabweichung umgesetzt werden kann. Durch den oben angesprochenen Umstand, dass beim Reglerentwurf die Berücksichtigung der Stellgrößendynamik vernachlässigt wurden, sind jedoch die beiden Größen, Wasservolumen V_W und Druck p , nicht vollständig von einander entkoppelt.

5.2.3.2 Sprung der Störgrößen

Als nächstes soll der Einfluss der Störgrößen auf den Regelkreis untersucht werden. Zu diesem Zweck wird die spezifische Enthalpie des Speisewassers h_{SPW} , zum Zeitpunkt $t = 100$ s, um 30 % erhöht von $661,3 \frac{kJ}{kg}$ auf $859,7 \frac{kJ}{kg}$. Zum Zeitpunkt $t = 500$ s wird danach auch der Dampfmassenstrom \dot{m}_D um 30 % von $3.456 \frac{kg}{h}$ auf $4.4928 \frac{kg}{h}$ erhöht. Die Führungsgrößen für das Wasservolumen V_W und den Druck p wurden dabei konstant auf $V_W = 18$ m³ und $p = 10,5$ bar gehalten. Abbildung 5.7 zeigt den Verlauf der Zustandsgröße Wasservolumen V_W und Abbildung 5.8 den Verlauf der Zustandsgröße Druck p im Kessel. Auch in dieser Simulation zeigt sich das selbe Phänomen wie bereits in Abschnitt 5.2.3.1. Durch die Dynamik der Stellglieder kommt es zu Regelabweichungen in Folge der Störgrößenänderungen. Die Abweichungen sind jedoch sehr gering und der entworfene Regler kann beide Störungen schnell und ohne bleibende Regelabweichung ausgleichen. Nachdem die grundsätzliche Funktionstüchtigkeit des Reglers für den Rauchrohrdampf-

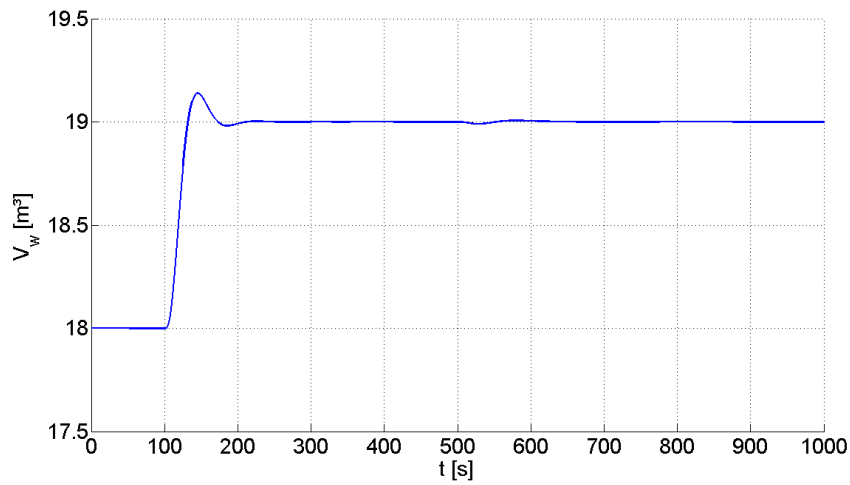


Abbildung 5.5: Verlauf des Wasservolumens V_W , für einen Führungsgrößensprung von $V_{W,soll} = 18 \text{ m}^3$ auf $V_{W,soll} = 19 \text{ m}^3$ zum Zeitpunkt $t = 100 \text{ s}$, sowie von $p_{soll} = 10,5 \text{ bar}$ auf $p_{soll} = 11,5 \text{ bar}$ zum Zeitpunkt $t = 500 \text{ s}$

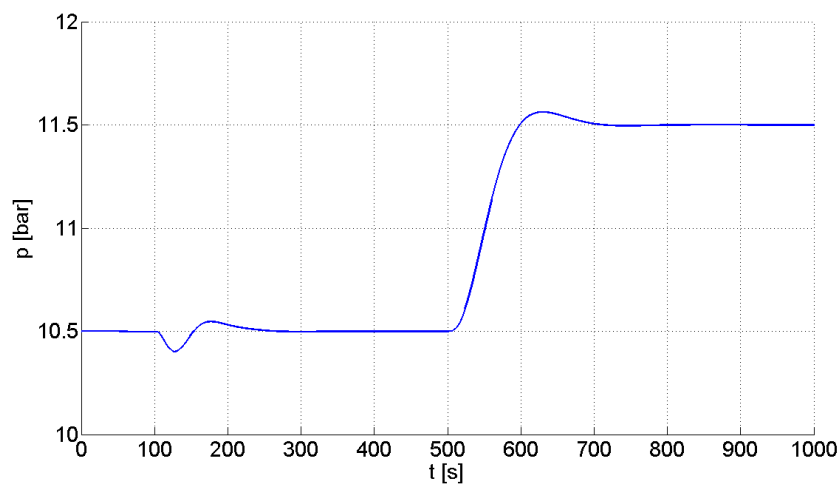


Abbildung 5.6: Verlauf des Druckes p , für einen Führungsgrößensprung von $V_{W,soll} = 18 \text{ m}^3$ auf $V_{W,soll} = 19 \text{ m}^3$ zum Zeitpunkt $t = 100 \text{ s}$, sowie von $p_{soll} = 10,5 \text{ bar}$ auf $p_{soll} = 11,5 \text{ bar}$ zum Zeitpunkt $t = 500 \text{ s}$

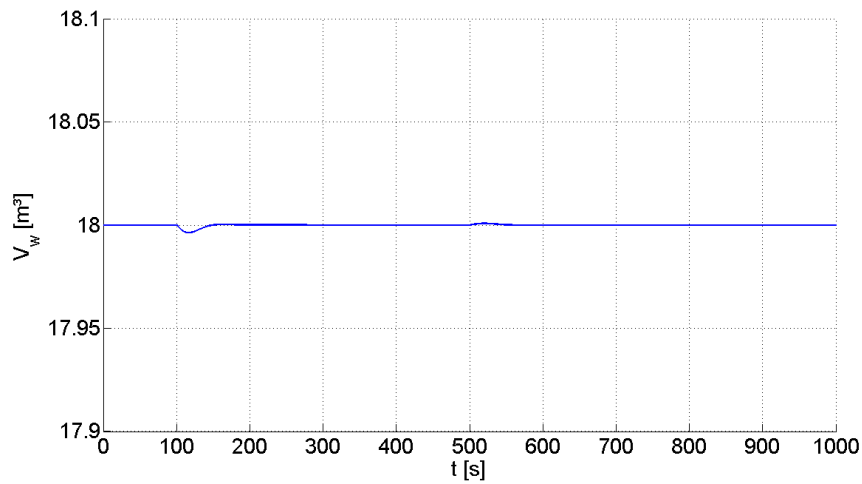


Abbildung 5.7: Verlauf des Wasservolumens V_W , für einen Störgrößensprung von $h_{SPW} = 661,3 \frac{kJ}{kg}$ auf $h_{SPW} = 859,7 \frac{kJ}{kg}$ zum Zeitpunkt $t = 100$ s, sowie von $\dot{m}_D = 3.456 \frac{kg}{h}$ auf $\dot{m}_D = 4.4928 \frac{kg}{h}$ zum Zeitpunkt $t = 500$ s

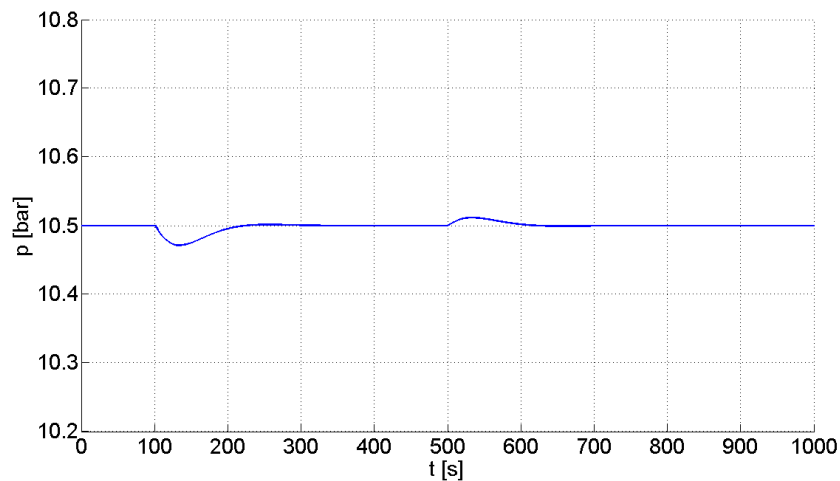


Abbildung 5.8: Verlauf des Druckes p , für einen Störgrößensprung von $h_{SPW} = 661,3 \frac{kJ}{kg}$ auf $h_{SPW} = 859,7 \frac{kJ}{kg}$ zum Zeitpunkt $t = 100$ s, sowie von $\dot{m}_D = 3.456 \frac{kg}{h}$ auf $\dot{m}_D = 4.4928 \frac{kg}{h}$ zum Zeitpunkt $t = 500$ s

kessel damit gezeigt wurde, soll im nächsten Abschnitt die Regelung des Gesamtsystems, Biomasserostfeuerung und Rauchrohrdampfkessel, betrachtet werden.

5.3 Biomasserostfeuerungsanlage mit Rauchrohrdampfkessel

In diesem Abschnitt sollen die Regelung für die Biomasserostfeuerung und den Rauchrohrdampfkessel zusammengefasst und noch einmal anschaulich dargestellt werden. Die Biomasserostfeuerung mit Rauchrohrdampfkessel lässt sich durch fünf gewöhnliche Differentialgleichungen 1. Ordnung

$$\begin{aligned}
\frac{dx_1}{dt} &= -\frac{c_{11}}{1+c_{12}d_1}x_1 + \frac{d_1}{1+c_{12}d_1}u_1 \\
\frac{dx_2}{dt} &= \frac{c_{21}}{1+c_{12}d_1}x_1 - c_{22}x_2u_2 + \frac{1}{1+c_{12}d_1}u_1 \\
\frac{dx_3}{dt} &= \frac{-c_{31}x_1 + c_{32}x_2u_2 + c_{33}u_4 + c_{34}u_3}{c_{11}x_1 + c_{22}x_2u_2 + u_3 + u_4} - c_{35} \\
\frac{dx_4}{dt} &= \frac{(-c_{f,7}x_4x_5 - c_{f,5}x_4 - c_{f,8}x_5 - c_{f,9} + c_{f,1}x_4d_5 + c_{f,3}d_5)u_5}{F(x_4, x_5)} \\
&\quad + \frac{(c_{K,7}x_4x_5 + c_{K,8}x_4 + c_{K,9}x_5 + c_{K,10})d_4}{F(x_4, x_5)} \\
&\quad + \frac{(c_{f,1}x_4 + c_{f,3})\hat{u}}{F(x_4, x_5)} \\
\frac{dx_5}{dt} &= \frac{(-c_{f,4}x_5^2 - c_{f,5}x_5 - c_{f,6} + c_{f,1}x_5d_5 + c_{f,2}d_5)u_5}{-F(x_4, x_5)} \\
&\quad + \frac{(c_{K,11}x_5^2 + c_{K,12}x_5 + c_{K,13})d_4}{-F(x_4, x_5)} \\
&\quad + \frac{(c_{f,1}x_5 + c_{f,2})\hat{u}}{-F(x_4, x_5)} \tag{5.47}
\end{aligned}$$

mit der Abkürzung $F(x_4, x_5)$

$$F(x_4, x_5) = c_{K,1}x_4x_5^2 + c_{K,2}x_4x_5 + c_{K,3}x_4 + c_{K,4}x_5^2 + c_{K,5}x_5 + c_{K,6}, \tag{5.48}$$

der intern verschalteten Eingangsgröße \hat{u}

$$\hat{u} = \tilde{y}_3 = \dot{Q}_{RG} = \tilde{c}_{41}x_1 + \tilde{c}_{42}x_2u_2 + \tilde{c}_{43}u_3 + \tilde{c}_{44}u_4 \tag{5.49}$$

und den in Anhang A und B angegebenen Konstanten c_{ij} , $c_{K,i}$ und $c_{f,i}$ hinreichend genau beschreiben. Die Ausgangsgrößen des Gesamtsystems wurden zu

$$\begin{aligned}
y_1 &= -\frac{c_{51}x_2u_2 + c_{52}u_4}{c_{53}x_1 + c_{54}x_2u_2 + c_{55}u_4} \\
y_2 &= \frac{-c_{71}x_1 + c_{72}x_2u_2 + c_{73}u_3 + c_{74}u_4}{c_{11}x_1 + c_{22}x_2u_2 + u_3 + u_4} \\
y_4 &= x_2 \\
y_5 &= x_4 \\
y_6 &= x_5.
\end{aligned} \tag{5.50}$$

gewählt. Es sei an dieser Stelle noch einmal darauf hingewiesen, dass die Ausgangsgröße \tilde{y}_3 , die den Rauchgaswärmestrom \dot{Q}_{RG} darstellt, nur eine interne Rechengröße des Gesamtsystems ist. Die in diesem Kapitel entworfenen Regelungsgesetze für die Eingangsgrößen u des Gesamtsystems, Biomasserostfeuerung mit Rauchrohrdampfkessel, ergeben sich zu

$$u_1 = u_{1R} + k_{p,BB}(r_4 - y_4) \tag{5.51}$$

$$\begin{bmatrix} u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [c_{51} - c_{54}w_{1,0}v_1]x_2 & 0 & c_{52} - c_{55}w_{1,0}v_1 \\ [c_{72} - c_{75}c_{22} - c_{22}w_{2,0}v_2]x_2 & c_{73} - c_{75} - w_{2,0}v_2 & c_{74} - c_{75} - w_{2,0}v_2 \\ \tilde{c}_{42}x_2 & \tilde{c}_{43} & \tilde{c}_{44} \end{bmatrix}^{-1} \mathbf{z} \tag{5.52}$$

$$\mathbf{z} = \begin{bmatrix} w_{1,0}v_1c_{53}x_1 \\ [c_{75} + w_{2,0}v_2]c_{11}x_1 + c_{71}x_1 \\ w_{3,0}\tilde{v}_3 - \tilde{c}_{41}x_1 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \hat{u} \\ u_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{(-c_{f,7}x_4x_5 - c_{f,5}x_4 - c_{f,8}x_5 - c_{f,9} + c_{f,1}x_4d_5 + c_{f,3}d_5)}{F(x_4, x_5)} & \frac{(c_{f,1}x_4 + c_{f,3})}{F(x_4, x_5)} \\ \frac{(-c_{f,4}x_5^2 - c_{f,5}x_5 - c_{f,6} + c_{f,1}x_5d_5 + c_{f,2}d_5)}{-F(x_4, x_5)} & \frac{(c_{f,1}x_5 + c_{f,2})}{-F(x_4, x_5)} \end{bmatrix}^{-1} \mathbf{k} \tag{5.53}$$

$$\mathbf{k} = \begin{bmatrix} w_{4,0}v_4 - w_{4,1}x_4 - \frac{(c_{K,7}x_4x_5 + c_{K,8}x_4 + c_{K,9}x_5 + c_{K,10})d_4}{F(x_4, x_5)} \\ w_{5,0}v_5 - w_{5,1}x_5 - \frac{(c_{K,11}x_5^2 + c_{K,12}x_5 + c_{K,13})d_4}{-F(x_4, x_5)} \end{bmatrix}$$

mit der in (5.48) beschriebenen Abkürzung $F(x_4, x_5)$ und den in Anhang A und B beschriebenen Konstanten c_{ij} , c_{fi} und $c_{K,i}$. In Abbildung 5.9 ist die gemeinsame Regelkreisstruktur für eine Biomasserostfeuerung mit Rauchrohrdampfkessel dargestellt. Der darin eingezeichnete Block des Rauchrohrdampfkessel-Reglers (Regler DK) ist im Detail in Abbildung 5.3 zu sehen. Die Funktionstüchtigkeit der Regelung des Gesamtsystems soll im nächsten Kapitel 6 mit verschiedenen Simulationsstudien untersucht werden.

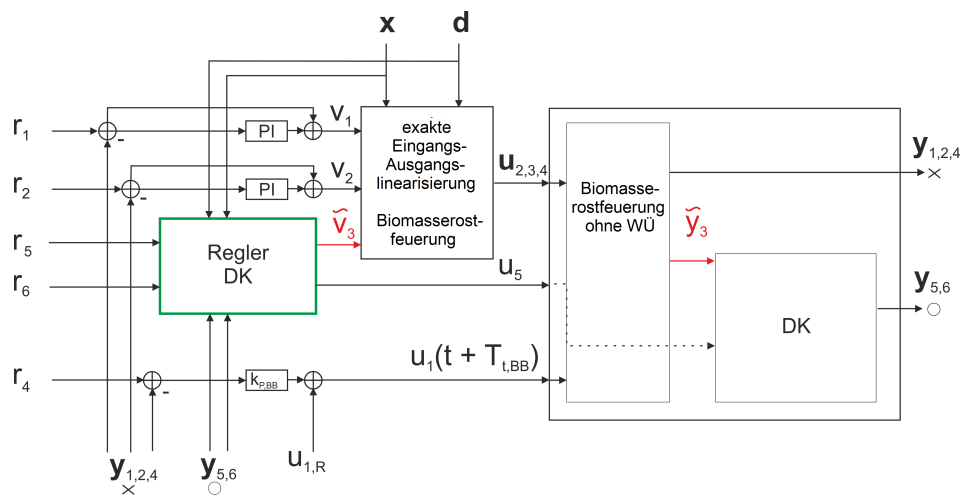


Abbildung 5.9: Regelkreis des Gesamtmodells, einer Biomasserostfeuerung mit Rauchrohrdampfkessel

Kapitel 6

Simulationsstudien

In diesem Kapitel wird das zuvor erstellte Regelungskonzept einer Biomasserostfeuerung mit Rauchrohrdampfkessel anhand verschiedener Simulationsstudien untersucht. Zu Beginn wird kurz das Simulationsmodell beschrieben, mit welchem anschließend drei verschiedene Simulationsstudien durchgeführt werden.

In der ersten wird ein anspruchsvoller Tageslastverlauf einer Realanlage aus der Milchindustrie nachgestellt. Die zweite untersucht die Auswirkungen eines dem Regler nicht bekannten Brennstoffwassergehaltssprungs bei konstanter Last. Die letzte Simulation kombiniert danach die beiden vorangegangenen, indem beim anspruchsvollen Tageslastverlauf zusätzlich ein dem Regler nicht bekannter Brennstoffwassergehaltssprung simuliert wird.

6.1 Simulationsmodell

Zum Zeitpunkt dieser Arbeit standen keine Parameter einer Biomasserostfeuerungsanlage mit Rauchrohrdampfkessel zur Verfügung. Darum wurde auf das Modell einer Biomasserostfeuerung mit Wasserkessel und einer thermischen Nennleistung von 1 MW zurückgegriffen, in welchem das Modell für den Wasserkessel durch das für den Rauchrohrdampfkessel ausgetauscht wurde. Die Parameter für das Modell des Rauchrohrdampfkessels können grundsätzlich vollständig aus Geometrie- und Betriebsdaten bestimmt werden. Dazu wurde der in Abschnitt 4.1 beschriebene Rauchrohrdampfkessel verwendet. Dieser Wärmeübertrager hat aber eine thermische Nennleistung von 5,45 MW (exklusive ECO). Die Kenndaten bzw. Betriebsdaten wurden für die Simulation an die geänderten Bedingungen der 1 MW Anlage angepasst, wobei die mit der Nennleistung in Beziehung stehenden Parameter mit dem Faktor $\frac{1}{5,45}$ gewichtet und wenn nötig aufgerundet wurden. Die geänderten Nenndaten des für die Simulation verwendeten Modells sind:

- Sattdampferzeuger
- Rauchrohrdampfkessel mit 2 Rauchgaszügen
 - erster Zug 45 Rohre (angepasst)
 - zweiter Zug 29 Rohre (angepasst)

- Nennwärmeleistung: 1 MW (angepasst)
- Zulässige Dampferzeugung: ca. 1,5 t/h (angepasst)
- Zulässiger Betriebsüberdruck: 14 bar
- Masse der drucktragenden Wandungen: ca. 2,8 t (angepasst)
- Für Auslegung bei Nennleistung verwendete Rauchgastemperatur am Eintritt in den Rauchrohrdampfkessel: 950 °C
- Für Auslegung bei Nennleistung verwendete Rauchgastemperatur am Austritt aus dem Rauchrohrdampfkessel: 250 °C
- Wasserinhalt bei vollständiger Füllung: 3,5 m³ (angepasst)

Zur Berücksichtigung der Dynamik der Stellglieder von Primärluftzufuhr, Sekundärluftzufuhr, Rauchgasrezirkulation und Speisewasserpumpe wurden auch in dieser Simulation PT_2 -Glieder verwendet. Die der Gasströme (Primärluftzufuhr, Sekundärluftzufuhr sowie Rauchgasrezirkulation) wurden mit einer Zeitkonstante von $T = 16$ s und einer Dämpfung von $d = 1,2$ modelliert. Das der Speisewasserpumpe mit einer Zeitkonstante von $T = 8$ s und einer Dämpfung von $d = 1$. Weiters wurde angenommen, dass alle Zustands- sowie Ausgangsgrößen exakt gemessen werden können. Im Fall der ersten Simulation wurde der Brennstoffwassergehalt $w_{H_2O,Brst}$ mit 25 % angenommen, womit sich eine Brennstofffeuchte u_F von 0,3 ergibt. In den anderen beiden Simulationen wird dieser zu verschiedenen Zeitpunkten von 25 % auf 35 % erhöht, was einer Brennstofffeuchte u_F von 0,54 entspricht. Die anderen Störgrößen der Feuerung wurden ebenfalls konstant angenommen, die spezifische Enthalpie der Luft h_{Luft} mit 55,70 kJ/kg und die spezifische Enthalpie des rezirkulierten Rauchgases $h_{RG,rez}$ mit 115,19 kJ/kg. Die Störgrößen des Rauchrohrdampfkessels, Dampfmassenstrom \dot{m}_D und spezifische Enthalpie des Speisewassers h_{SPW} , wurden bis auf die zweite Simulationsstudie durch die aufgezeichneten Daten einer realen Biomasse-Rauchrohrdampfkesselanlage vorgegeben. Für die zweite Simulation wurden der Dampfmassenstrom \dot{m}_D konstant mit 1.728 kg/h und die spezifische Enthalpie des Speisewassers konstant h_{SPW} mit 666,1 kJ/kg angenommen. Für die Führungsgrößen der Feuerung wurde der Sauerstoffgehalt des (feuchten) Rauchgases $x_{O_2,RG}$ mit 6 Vol.%, die Temperatur des Rauchgases beim Eintritt in den Wärmeübertrager mit 950 °C und das Verbrennungsverhältnis im Brennstoffbett λ_{BB} mit 0,6 vorgegeben. Als Führungsgröße des Rauchrohrdampfkessels wurde das Wasservolumen $V_{W,soll}$ zu 3,45 m³ und der Druck im Kessel p zu 10,5 bar gewählt.

6.2 1. Simulationsstudie – Anspruchsvoller Tageslastverlauf

In der ersten Simulation wurde ein anspruchsvoller Tageslastverlauf der beiden Störgrößen, Dampfmassenstrom \dot{m}_D und spezifische Enthalpie Speisewasser h_{SPW} , für einen ganzen Tag vorgegeben. Dieser Verlauf stammt dabei von einer Realanlage aus der Milchindustrie

in der Satttdampf als Prozessdampf zur Sterilisation und Reinigung eingesetzt wird. Der Dampfverbrauch schwankt dabei sehr stark und stellt somit hohe Ansprüche an die Regelung, das Wasservolumen und um den Druck im Kessel konstant zu halten.

Der Dampfmassenstrom \dot{m}_D variiert im Gegensatz zur spezifischen Enthalpie des Speisewassers h_{SPW} wesentlich stärker und stellt die ausschlaggebendere der beiden Störgrößen dar (siehe Abbildungen 6.1 und 6.2).

Die exakte Eingangs-Ausgangslinearisierung des Dampfkesselreglers fordert im Falle eines Anstiegs des Dampfverbrauchs, einen höheren Übertragenen Wärmestrom und die Regelung der Biomasserostfeuerung in weiterer Folge eine höhere Brennstoffumsetzung in der Feuerung um diesen langfristig bereitzustellen. Das gleiche passiert in umgekehrter Weise bei einem Abfall des Dampfverbrauchs. In Abbildung 6.3 ist der vom Rauchgas auf den Rauchrohrdampfkessel übertragene Wärmestrom \tilde{y}_3 und seine von der Regelung des Kessels geforderte Führungsgröße \tilde{v}_3 dargestellt, wobei dessen Verlauf sehr gut dem des Dampfmassenstroms folgt. Für die langfristige Leistung der Feuerung ist der trockenen Brennstoffmassenstrom $\dot{m}_{CHO,Brst}$ verantwortlich. Dieser folgt im Wesentlichen auch dem übertragenem Wärmestrom und ist in Abbildung 6.4 dargestellt.

In Abbildung 6.5 sind die Massenströme der Primär- \dot{m}_{PL} und Sekundärluft \dot{m}_{SL} sowie der Rauchgasrezirkulation \dot{m}_{RGrez} dargestellt. Prinzipiell muss für eine Leistungssteigerung mehr Brennstoff und auch Primärluft zugeführt werden. Kurzfristige Leistungsanforderungen werden dabei über die schneller wirkende Primärluft realisiert. Das hat zur Folge, dass bei einem sprunghaften Anstieg des Dampfmassenstroms diese höhere Werte annimmt. Die Sekundärluft steigt in Abbildung 6.5 nicht synchron sondern eher gegenläufig mit der Primärluft, was auf die kurzfristigen Leistungsänderungen zurückzuführen ist und einen Luftüberschuss im Feuerraum verhindert. Die Rauchgasrezirkulation dient zum Kühlen des Feuerraums. Weshalb sie synchron mit dem übertragenem Wärmestrom Primärluft ansteigt um die Temperatur des Feuerraums konstant zu halten.

Abbildung 6.6 zeigt den Speisewassermassenstrom \dot{m}_{SPW} der dafür zuständig ist das Wasservolumen im Kessel konstant zu halten. Er gleicht dabei im wesentlichen den austretenden Dampfmassenstrom, aus. Abweichungen der beiden Verläufe, von Dampfmassenstrom und Speisewassermassenstrom, ergeben sich dabei durch die Dynamik der Speisewasserpumpen wodurch der Speisewassermassenstrom nicht exakt dem Dampfmassenstrom folgen kann. Die Abbildung 6.7 zeigt den Sauerstoffgehalt des (feuchten) Rauchgases $x_{O_2,RG}$. Dieser schwankt, verursacht durch die kurzfristigen Leistungsanforderungen, nur gering um seine Führungsgröße. Diese Abweichungen sind jedoch minimal verglichen mit in von Realanlagen üblichen, wo wie z.B. im Fall der zur Verifikation des Modells verwendeten Betriebsdaten (siehe Abbildung 4.14) Schwankungen von 6 bis 11 Vol % auftreten können. Abbildung 6.8 zeigt die zweite Ausgangsgröße, die Temperatur des Rauchgases beim Eintritt in den Wärmeübertrager $T_{RG,ein}$. Auch sie kann nahe ihrer Führungsgröße gehalten werden und hat die größten Abweichungen zum Zeitpunkt der kurzfristigen Leistungsanforderungen. In Abbildung 6.9 ist Verlauf des Wasservolumens V_W zu sehen. Trotz des anspruchsvollen Lastverlaufes vorgegeben durch den Dampfmassenstrom kann das Wasservolumen sehr nahe am Wert seiner Führungsgröße von $3,45 \text{ m}^3$ gehalten werden. Diese Abweichungen sind jedoch minimal verglichen mit in Realanlagen üblichen, wo wie z.B. im Fall der zur Verifikation des Modells verwendeten Betriebsdaten (siehe Abbildung 4.8) Schwankungen von $0,1$ bis $0,3 \text{ m}^3$ auftreten können. Das gleiche gilt für den Druck p im Kessel, zu sehen in Abbildung 6.10, welcher nur leicht um seine Führungsgröße $10,5 \text{ bar}$ schwankt. Auch hier sind die Ab-

weichungen minimal verglichen mit den in Realanlagen üblichen, wo wie in Abbildung 4.9 dargestellt, Schwankungen von 1 bis 3 bar auftreten können. Dieses gute Ergebnis ist nicht alleine auf den Regler des Rauchrohrdampfkessels zurückzuführen, sondern ist ebenfalls ein Ergebnis der modellbasierten Regelung der Biomasserostfeuerung, welche die geforderte Leistung schnell umsetzen kann. Abbildung 6.11 zeigt noch einen Vergleich der Masse des trockenen Brennstoffs am Bett x_2 und der vom Regler vorgegebenen Führungsgröße r_4 , wobei r_4 stets so berechnet wurde, dass das Verbrennungsluftverhältnis im Bett λ_{BB} im stationären Betrieb eingehalten wird. Das müsste in diesem Fall auch exakt funktionieren, da der Brennstoffwassergehalt $w_{H_2O,Brst}$ konstant und bekannt ist. Abbildung 6.12 zeigt schließlich das Verbrennungsluftverhältnis λ_{BB} am Brennstoffbett. Dieses entspricht dem Verhältnis von tatsächlich zugeführter Primärluft und der zur vollständigen Verbrennung benötigten Luft, und sollte im Mittel gleich seiner Führungsgröße 0,6 sein. Der Grund warum es im Mittel leicht davon abweicht, liegt in der mittleren Leistungsabnahme über die Zeit. Wie man anhand von Abbildung 6.3 trotz des sehr unsteten Verlaufs erkennen kann, nimmt diese nämlich in den ersten 9 Stunden, kontinuierlich ab und pendelt sich am Ende des Tages bei einem geringeren Wert als ihrem Startwert ein. Das heißt es gab im Mittel gesehen mehr Leistungsabsenkungen als Leistungssteigerungen, weshalb aufgrund der Reduktion der Primärluft \dot{m}_{PL} bei Lastabsenkung im Mittel mehr Brennstoff am Rost lag, als für das geforderte Lambda im Bett λ_{BB} erforderlich gewesen wäre.

Diese erste Simulationsstudie hat gezeigt, dass die in dieser Arbeit entworfene modellbasierte Regelung sehr gute Ergebnisse liefert. Trotz des anspruchsvollen Lastverlaufes, vorgegeben durch den Dampfmassenstrom \dot{m}_D einer Realanlage aus der Milchindustrie, konnten alle Größen sehr gut geregelt werden. Der Vergleich mit den gemessenen Daten der derzeit eingesetzten Regelung zeigt deutliche Verbesserungen der beiden wichtigen Zustandsgrößen Wasservolumen V_W und Druck p im Kessel sowie auch der Regelgrößen der Feuerung. Dieses Ergebnis ist jedoch nicht alleine auf den Regler des Rauchrohrdampfkessels zurückzuführen, sondern ist auch an die modellbasierte Regelung der Biomasserostfeuerung gekoppelt, welche die vom Regler des Kessels geforderte Leistung schnell umsetzen kann, was vor allem zum Halten des Drucks im Kessel p sehr wichtig ist.

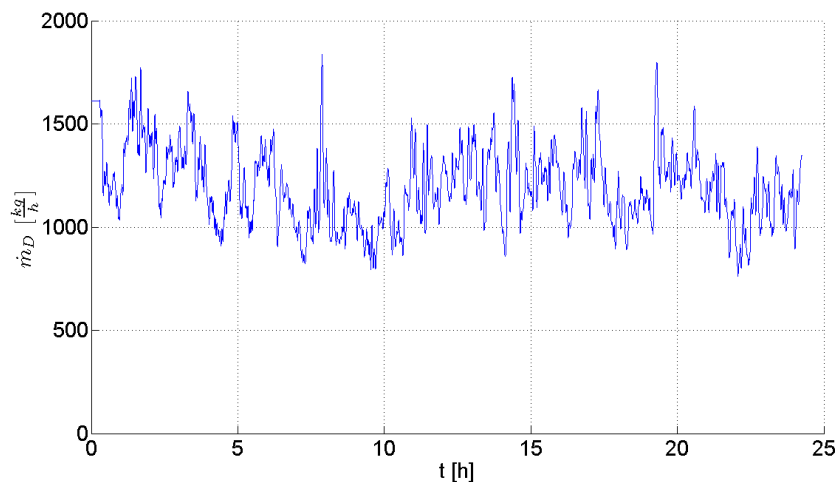


Abbildung 6.1: 1. Simulation – Dampfmassenstrom

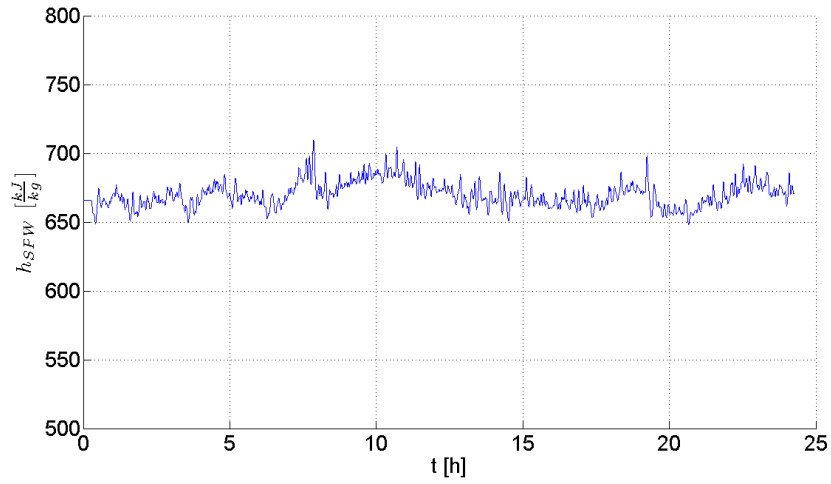


Abbildung 6.2: 1. Simulation – Spezifische Enthalpie des zugeführten Speisewassers

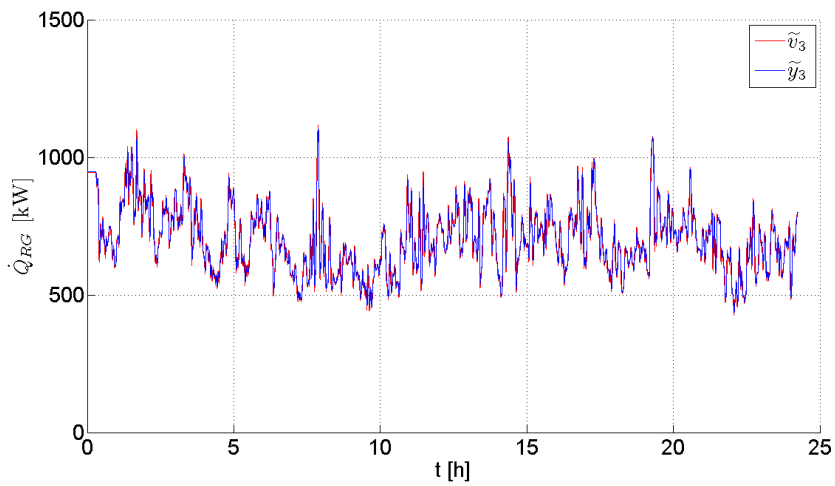


Abbildung 6.3: 1. Simulation – Übertragener Wärmestrom \tilde{y}_3 und dessen Führungsgröße \tilde{u}_3

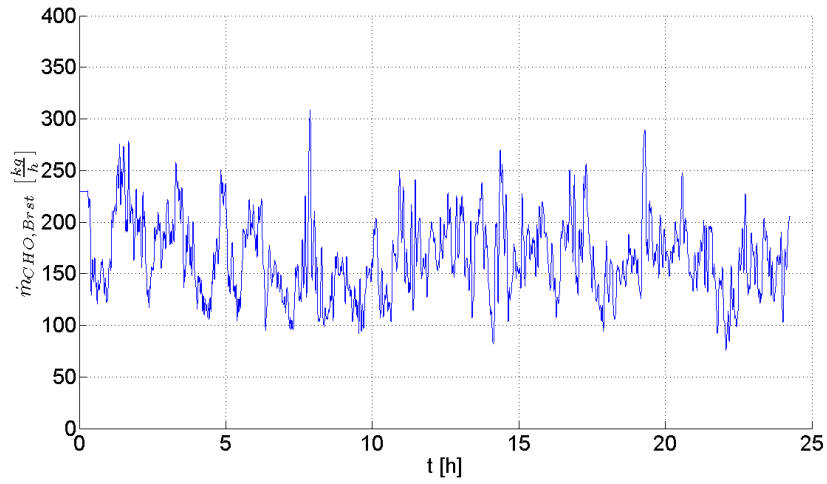


Abbildung 6.4: 1. Simulation – Zugeführter trockener Brennstoffmassenstrom

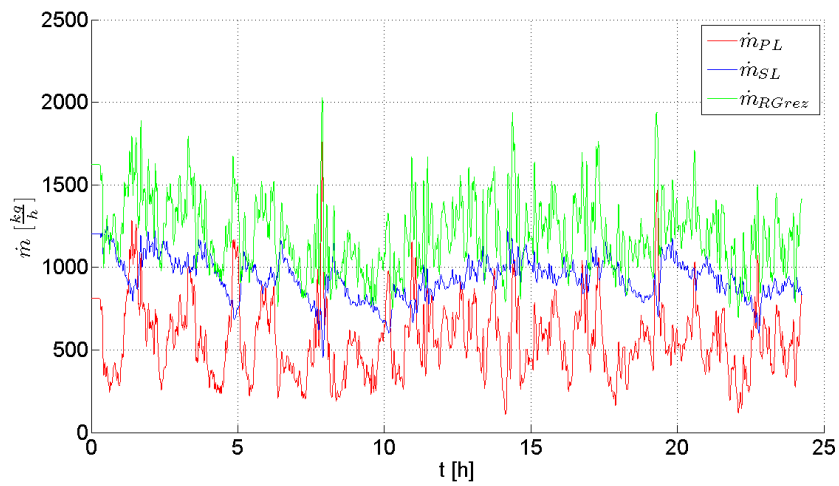


Abbildung 6.5: 1. Simulation – Massenströme der Primär- und Sekundärluft sowie der Rauchgasrezirkulation

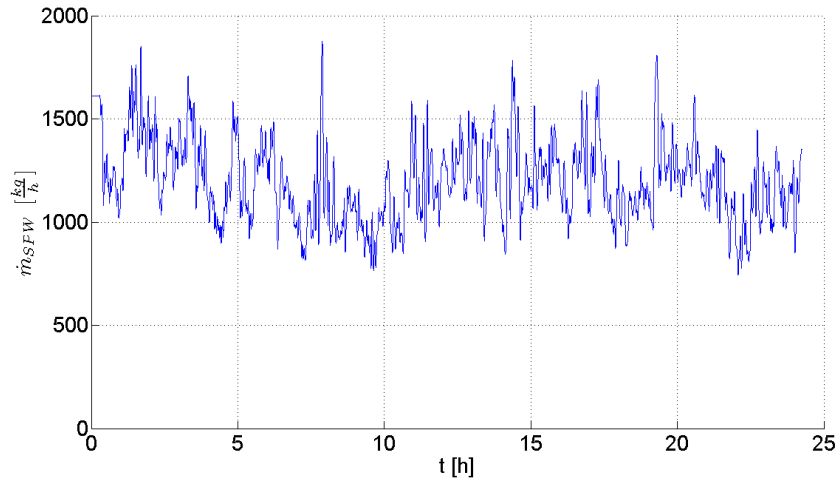


Abbildung 6.6: 1. Simulation – Massenstrom des Speisewassers

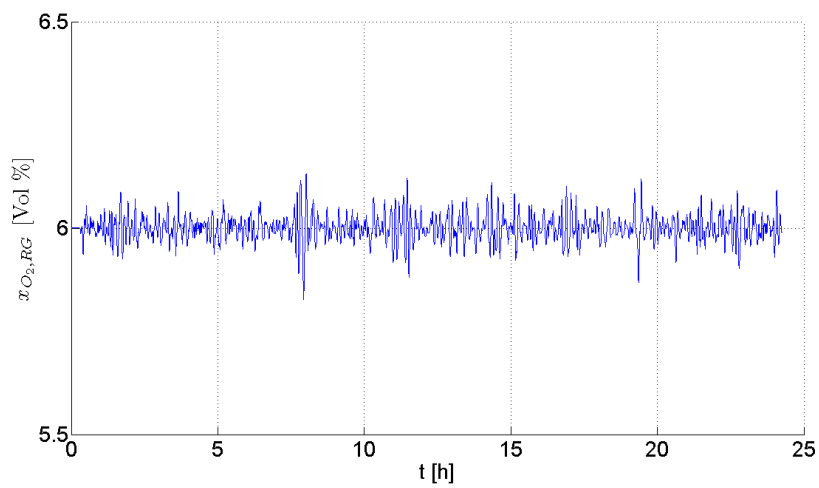


Abbildung 6.7: 1. Simulation – Sauerstoffgehalt des (feuchten) Rauchgases (Führungsgröße 6 Vol%)

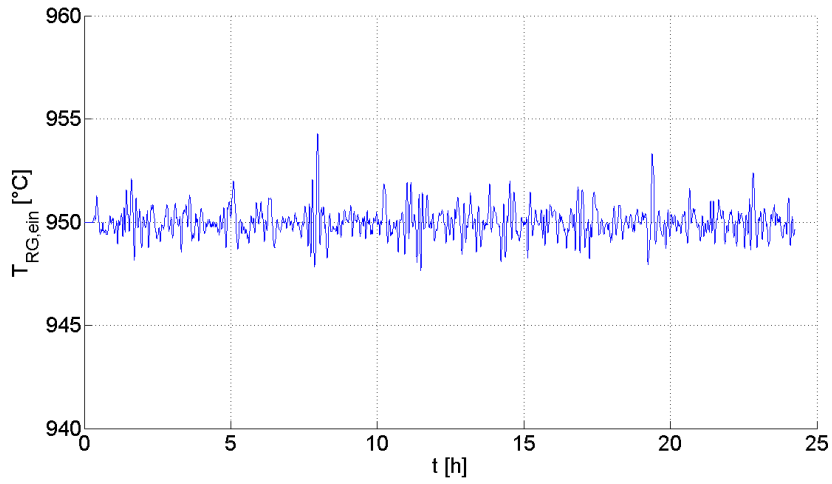


Abbildung 6.8: 1. Simulation – Rauchgastemperatur beim Eintritt in den z.B. hier Rauchrohrdampfkessel (Führungsgröße 950 °C)

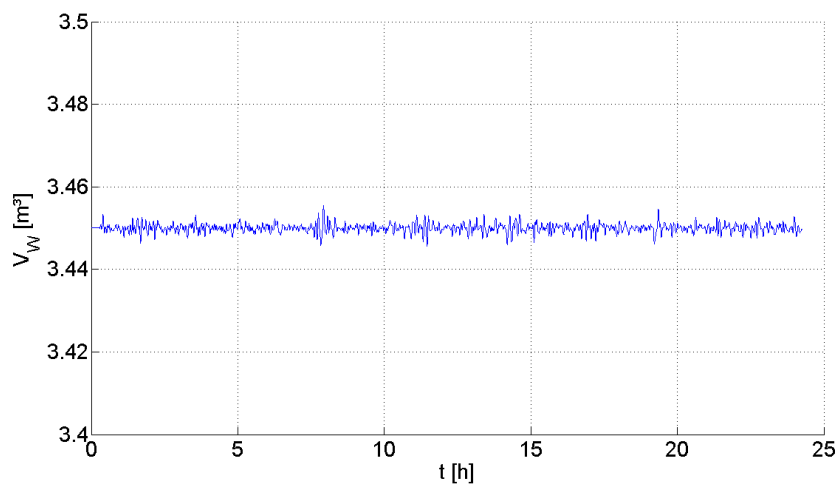


Abbildung 6.9: 1. Simulation – Wasservolumen im Kessel (Führungsgröße 3,45 m³)

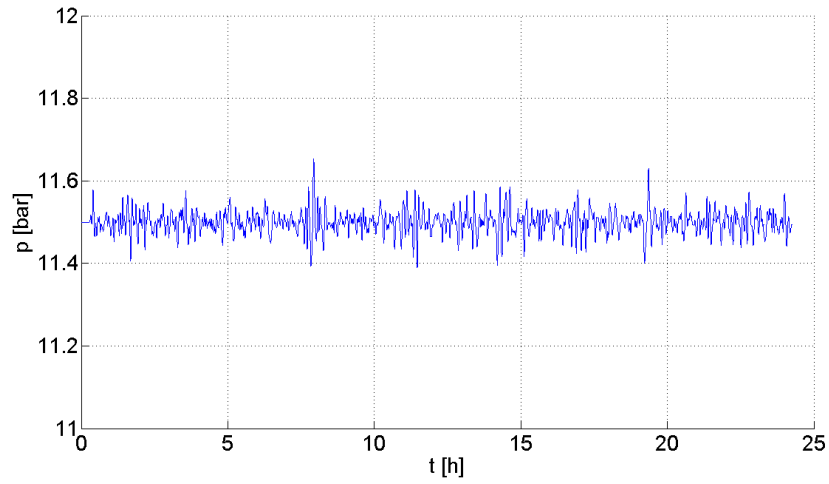


Abbildung 6.10: 1. Simulation – Druck im Kessel
(Führungsgröße 11,5 bar)

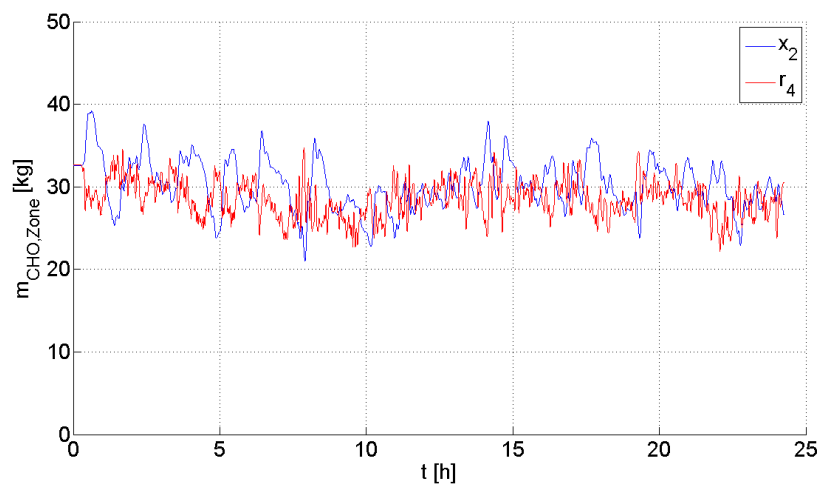


Abbildung 6.11: 1. Simulation – Vergleich zwischen der Masse des trockenen Brennstoffs am Bett x_2 sowie deren Führungsgröße r_4

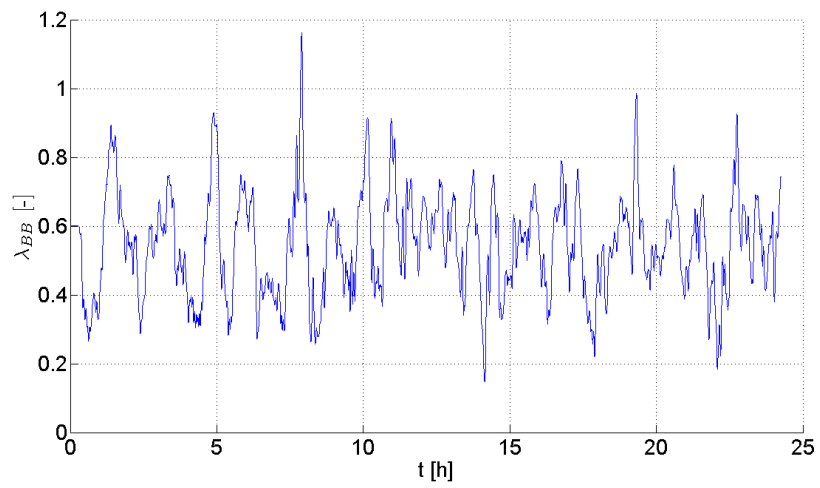


Abbildung 6.12: 1. Simulation – Verbrennungsluftverhältnis im Brennstoffbett
(Führungsgröße 0,6)

6.3 2. Simulation – Brennstoffwassergehaltssprung

In dieser Simulation wird ein dem Regler unbekannter Sprung im Wassergehalt des Brennstoffs simuliert. Zu diesem Zweck wird zum Zeitpunkt $t = 0$ s, bei ansonsten konstanten Betriebsbedingungen, der Wassergehalt des Brennstoffes $w_{H_2O,Brst}$ von 25 % auf 35 % erhöht. Vergleichbare Wassergehaltssprünge treten in der Realität häufig auf, da Biomasse einen sehr inhomogenen Brennstoff darstellt.

Abbildung 6.13 zeigt den Einfluss des Wassergehaltssprungs auf den übertragenen Wärmestrom. Man kann erkennen, dass, obwohl der Wassergehaltssprung bereits zum Zeitpunkt $t = 0$ s auftrat, sich seine Auswirkungen auf die Leistung erst später zeigen. Der Grund dafür liegt in der Totzone des Brennstoffbetts, welche der eingebrachte Brennstoff zuerst durchwandern muss, um Einfluss auf das System zu nehmen. Danach beginnt die Verdampfung des im Brennstoff enthaltenen Wassers, welche aufgrund des höheren Wassergehalts mehr Energie, als vom Regler angenommen, beansprucht. Was wiederum dazu führt, dass, wenn der erhöhte Wassergehalt im Brennstoff bestehen bleibt, auch langfristig der Brennstoffmassenstrom erhöht werden muss. Dieses Verhalten ist in Abbildung 6.14 am Verlauf des zugeführten trockenen Brennstoffmassenstroms $\dot{m}_{CHO,Brst}$ zu sehen. Jener muss langfristig erhöht werden, damit die Biomasserostfeuerung trotz feuchterem Brennstoff die selbe Leistung bereitstellen kann.

In Abbildung 6.15 sind die Massenströme der Primär- \dot{m}_{PL} und Sekundärluft \dot{m}_{SL} sowie der Rauchgasrezirkulation \dot{m}_{RGrez} dargestellt. Der höhere Wassergehalt im Brennstoff erfordert, dass insgesamt mehr Brennstoff verbrannt wird, wofür auch im stationären Zustand mehr Primärluft notwendig ist. Das rezirkulierte Rauchgas nimmt betragsmäßig ab, da durch die bereits angesprochene gesteigerte Verdampfung aufgrund des erhöhten Wassergehalts im Brennstoff, der Feuerraum abkühlt.

Abbildung 6.16 zeigt den Verlauf des Speisewassermassenstroms \dot{m}_{SPW} , der in der Ruhelage gleich dem Dampfmassenstrom \dot{m}_D ist. Jedoch wird durch den Brennstoffwassergehaltssprung das System gestört und der übergeordnete Regler für den Rauchrohrdampfkessel ändert folglich auch den Speisewassermassenstroms. Nachdem die Störung durch den feuchteren Brennstoff ausgeglichen ist, schwingt sich auch der Speisewassermassenstrom \dot{m}_{SPW} wieder auf den Wert des Dampfmassenstroms \dot{m}_D ein.

Die Abbildung 6.17 zeigt die erste Ausgangsgröße, den Sauerstoffgehalt des (feuchten) Rauchgases $x_{O_2,RG}$. Nach einer kurzen Abweichung wird er durch den Regler sehr schnell wieder auf seinen Sollwert zurück geführt. In Abbildung 6.18 ist die zweite Ausgangsgröße, die Rauchgastemperatur $T_{RG,ein}$ vor Eintritt in den Wärmeübertrager, zu sehen. Auch diese Größe sinkt aufgrund der gesteigerten Verdampfung und der damit verbundenen Kühlung des Feuerraums kurz von ihrem Sollwert ab, was ebenfalls schnell ausgeglichen wird. Der Verlauf des Drucks im Kessel p ist in Abbildung 6.19 zu sehen. Dieser fällt infolge des geringeren übertragenen Wärmestroms minimal ab, erreicht jedoch gleich wieder seinen Sollwert. Abbildung 6.20 zeigt das Wasservolumen V_W im Kessel, der zunächst auch zu sinken beginnt. Das wird jedoch schnell durch den Regler ausgeglichen, und das Wasservolumen V_W kann schnell auf dessen geforderten Wert zurückgeführt werden. In Abbildung 6.21 ist ein Vergleich zwischen der Masse des trockenen Brennstoffs im

Bett x_2 sowie der vom Regler vorgegebenen Führungsgröße r_4 dargestellt. Der Sprung im Wassergehalt ist dem Regler unbekannt, was zur Folge hat, dass sich die zugehörige Störgröße nicht ändert und damit die Führungsgröße r_4 konstant bleibt. Als Folge daraus sinkt die Masse des trockenen Brennstoffs im Bett zuerst ab. Das liegt daran, dass der neue feuchtere Brennstoff mehr Zeit zur Trocknung benötigt und der Regler durch eine Erhöhung der Primärluft \dot{m}_{PL} den Leistungseinbruch auszugleichen versucht, wodurch mehr verbrannt wird. Die Masse des trockenen Brennstoffs am Bett steigt erst wieder an, sobald der feuchtere Brennstoff getrocknet ist und sich der trockene Brennstoffmassenstrom erhöht hat. Es kommt aber prinzipbedingt zu einer bleibende Abweichung im stationären Zustand.

Abbildung 6.22 zeigt das Verbrennungsluftverhältnis λ_{BB} im Brennstoffbett, welches aufgrund des nicht integrierenden Verhaltens des P-Reglers auch im eingeschwungenem Zustand vom gewünschten Wert abweicht, nachdem die Wassergehaltsänderung der Regelung nicht bekannt ist.

Die Ergebnisse dieser Simulationsstudie haben gezeigt, dass die Regelung der Biomasse-Rauchrohrkesselanlage einen, dem Regler unbekanntem Wassergehaltssprung des Brennstoffs, bei ansonst konstanten Störgrößen sehr gut ausgleichen kann, lediglich beim Luftverhältnis im Brennstoffbett kommt es zu einer prinzipbedingten bleibenden Regelabweichung.

Dieser Sprung des Wassergehalts $w_{H_2O,Brst}$, wie er ein übliches Phänomen in der Realität darstellt, soll nun mit dem anspruchsvollen Tageslastverlauf in der nächsten Simulationsstudie kombiniert werden.

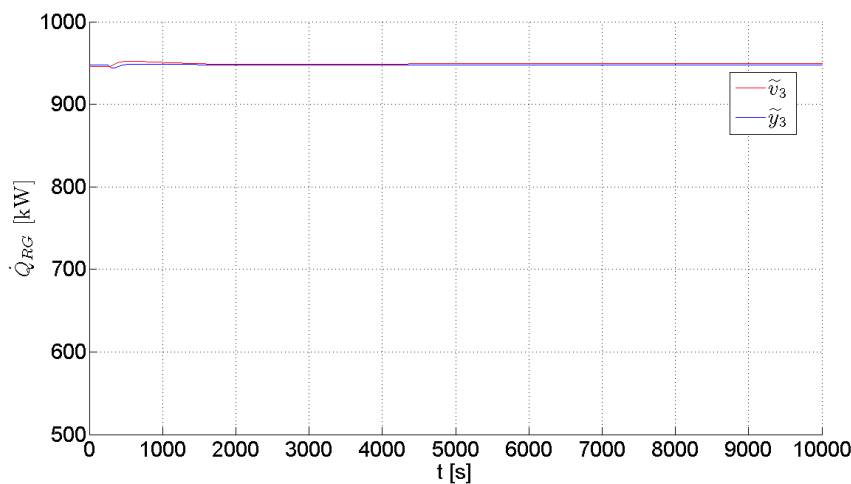


Abbildung 6.13: 2. Simulation – Übertragener Wärmestrom \tilde{y}_3 und dessen Führungsgröße \tilde{v}_3

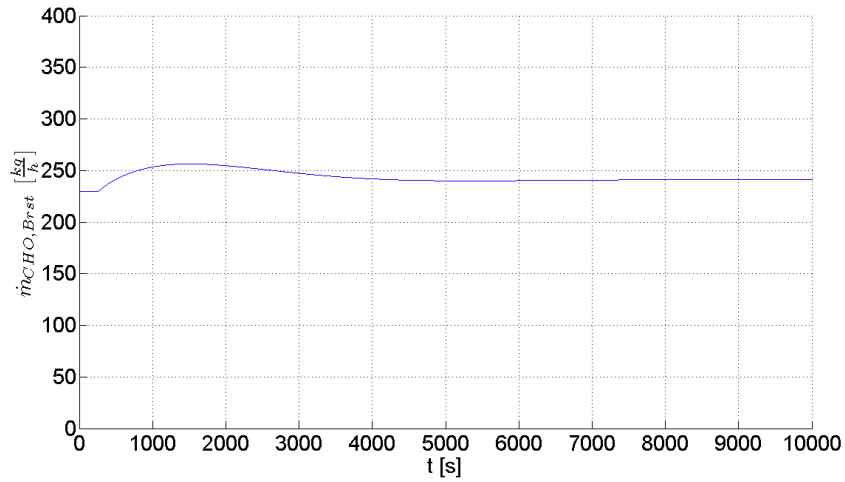


Abbildung 6.14: 2. Simulation – Zugeführter trockener Brennstoffmassenstrom

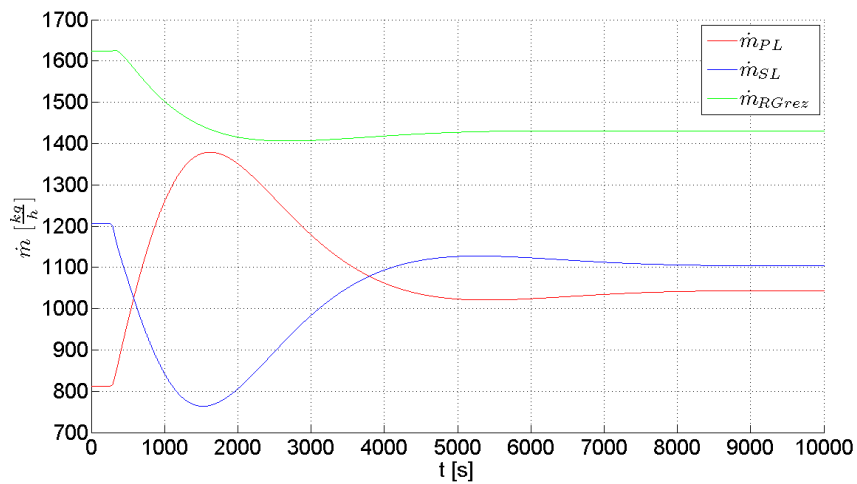


Abbildung 6.15: 2. Simulation – Massenströme der Primär- und Sekundärluft sowie der Rauchgasrezirkulation

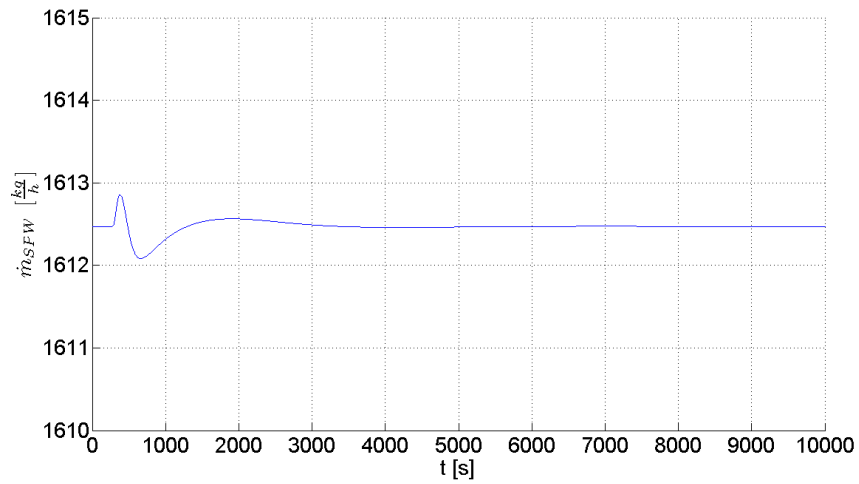


Abbildung 6.16: 2. Simulation – Massenstrom des Speisewassers

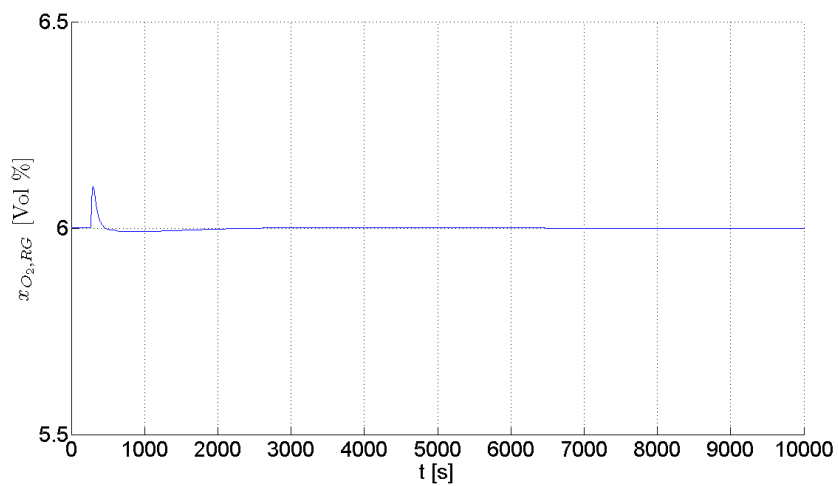


Abbildung 6.17: 2. Simulation – Sauerstoffgehalt im Rauchgas
(Führungsgröße 6 Vol %)

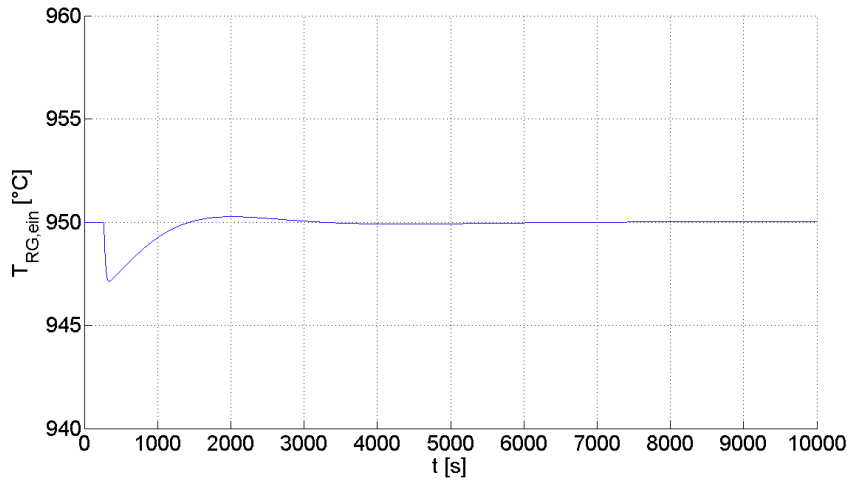


Abbildung 6.18: 2. Simulation – Rauchgastemperatur beim Eintritt in den z.B. hier Rauchrohrdampfkessel (Führungsgröße 950 °C)

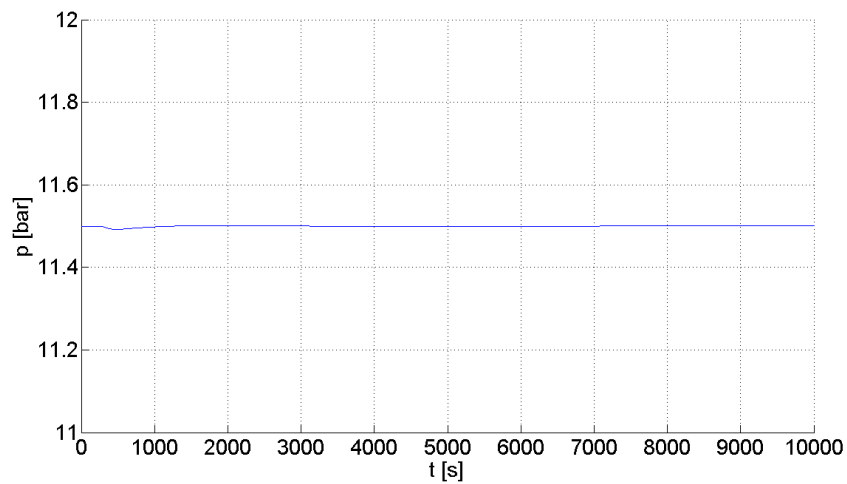


Abbildung 6.19: 2. Simulation – Druck im Kessel (Führungsgröße 11,5 bar)

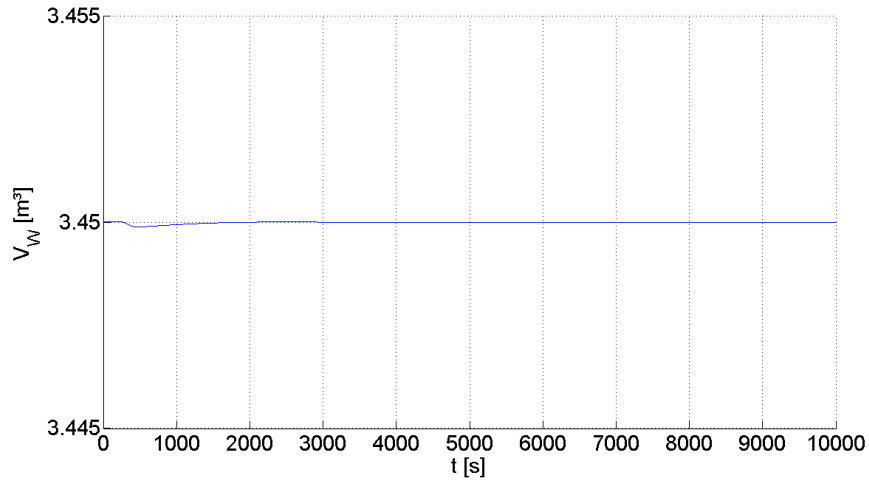


Abbildung 6.20: 2. Simulation – Wasservolumen im Kessel
(Führungsgröße 3,45 m³)

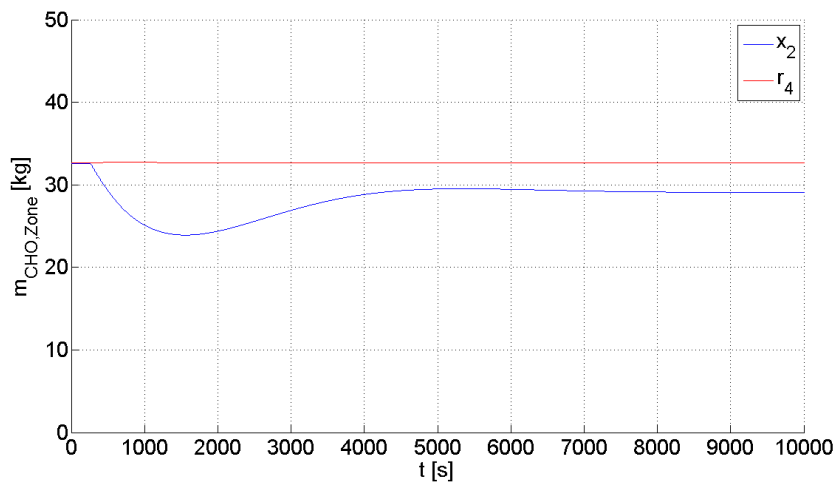


Abbildung 6.21: 2. Simulation – Masse des trockenen Brennstoffs im Bett x_2 und dessen Führungsgröße r_4

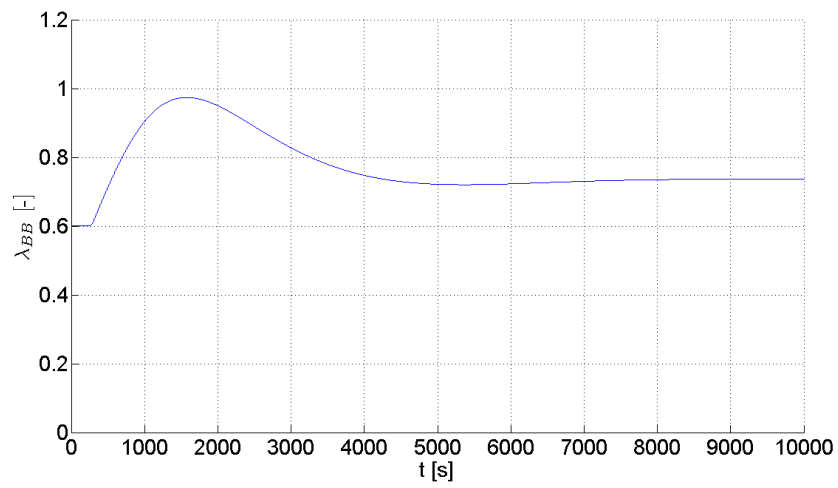


Abbildung 6.22: 2. Simulation – Verbrennungsluftverhältnis im Brennstoffbett (Führungsgröße 0,6)

6.4 3. Simulation – Anspruchsvoller Tageslastverlauf mit Brennstoffwassergehaltssprung

In der letzten Simulationsstudie werden die beiden voran gegangenen kombiniert. Dabei wird ein anspruchsvoller Tageslastverlauf mit einem Sprung des Brennstoffwassergehalts $w_{H_2O,Brst}$, von 25 % auf 35 % (siehe Abbildung 6.23), zum Zeitpunkt des höchsten Dampfmassenstroms $t = 8$ h simuliert.

Die Abbildung 6.24 zeigt den von der Feuerung auf den Rauchrohrdampfkessel übertragenen Wärmestrom \tilde{y}_3 . Beim Wechsel des Brennstoffwassergehalts $w_{H_2O,Brst}$, bricht dessen Verlauf durch den plötzlich feuchteren Brennstoff ein, worauf der integrierende Regler des Rauchrohrdampfkessels und über die Führungsgröße \tilde{v}_3 eine höhere Leistung der Feuerung fordert. Dabei kommt es zunächst zu einem kurzen Einschwingvorgang nachdem der geforderte \tilde{v}_3 und der tatsächlich übertragene \tilde{y}_3 Wärmestrom aber auch bei bleibender Abweichung der Störgröße wieder gut übereinstimmt.

In Abbildung 6.25 ist der zugeführte trockene Brennstoffmassenstrom $\dot{m}_{CHO,Brst}$ dargestellt. Sein Verlauf folgt im Wesentlichen, wie bereits in der 1. Simulation, dem geforderten Wärmestrom. Nach der Erhöhung des Wassergehalts im Brennstoff $w_{H_2O,Brst}$, muss der zugeführte trockene Brennstoff $\dot{m}_{CHO,Brst}$ langfristig erhöht werden und wird deshalb betragsmäßig geringfügig höher als in der 1. Simulation sein.

Abbildung 6.26 zeigt die Massenströme an Primär- \dot{m}_{PL} und Sekundärluft \dot{m}_{SL} sowie die Rauchgasrezirkulation \dot{m}_{RRez} . Für den rasanten Anstieg des Dampfmassenstroms \dot{m}_D bei $t = 8$ h, wird wie aus der ersten Simulation bekannt, ein hoher Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} benötigt. Welcher aufgrund des feuchteren Brennstoffs, noch weiter erhöht werden muss. Die Kombination des Wassergehaltssprung $w_{H_2O,Brst}$ zum Zeitpunkt eines rasanten Lastanstiegs hat zur Folge, dass mehr Luft in die Primärzone eingebracht wird, als für eine vollständige Verbrennung benötigt werden würde. Um alle Regelgrößen auf den geforderten Werten zu halten, wäre somit ein negativer Sekundärluftmassenstrom \dot{m}_{SL} erforderlich, was praktisch nicht sinnvoll ist, da brennbares Gas austreten würde. In der Realität wird die untere Grenze des Sekundärluftmassenstroms \dot{m}_{SL} nicht wie in der Simulation $0 \frac{kg}{h}$ sondern höher sein, da die Sekundärluftzufuhr nie ganz abgedreht werden kann. Die Rauchgasrezirkulation \dot{m}_{RRez} folgt wie auch bereits in der ersten Simulation dem Verlauf des Brennstoffs. Betragsmäßig ist sie jedoch, nach Sprung des Wassergehalts im Brennstoff $w_{H_2O,Brst}$ kleiner, da durch die gesteigerte Verdampfung aufgrund des höheren Wassergehalts im Brennstoff der Feuerraum abkühlt. Abbildung 6.27 zeigt den Massenstrom an Speisewasser \dot{m}_{SPW} der vom Sprung des Brennstoffwassergehalts $w_{H_2O,Brst}$ relativ unbeeinflusst bleibt, da der Regler für den Rauchrohrdampfkessel den Speisewassermassenstrom \dot{m}_{SPW} vor allem der Störgröße des Dampfmassenstrom \dot{m}_D anpasst um so das Wasservolumen im Kessel V_W konstant zu halten.

Als nächstes sollen die Verläufe der Ausgangsgrößen betrachtet werden. Im Gegensatz zu den Ergebnissen der 1. Simulation (siehe Abbildung 6.28 - 6.30), können aufgrund der Stellgrößenbeschränkung der Sekundärluft \dot{m}_{SL} , nach dem Brennstoffwassergehaltssprung, die Regelgrößen nicht mehr auf ihren Führungsgrößen gehalten werden. Wobei das Unterschreiten durch eine geeignete Anti-Windup Maßnahme reduziert werden könnte. Die

Stellgrößenbeschränkung führt zu einer stärkeren Abweichung in beide Richtungen. Erst nachdem der Regler die Störung durch den feuchteren Brennstoff kompensiert hat, können sie wieder auf ihre Sollwerte gebracht werden. Das ist gut im Verlauf des Rauchgases $x_{O_2, RG}$ in Abbildung 6.28 zu sehen.

Die Rauchgastemperatur beim Eintritt in den Wärmeübertrager $T_{RG, ein}$ ist in Abbildung 6.29 zu sehen. Diese bricht aufgrund der im Reglerentwurf nicht berücksichtigten Stellgrößendynamik kurz über. Die Ausgangsgrößen des Dampfkessels, Wasservolumen V_W (siehe Abbildung 6.30) und Druck p im Kessel (siehe Abbildung 6.31) steigen nach dem Sprung des Wassergehalts zudem stärker als in der ersten Simulation an, wobei dieses Verhalten ebenfalls durch die Beschränkung verstärkt wird.

In Abbildung 6.32 ist der trockene Brennstoff am Bett dargestellt. Für diesen gilt dabei wieder das selbe Phänomen wie bei der zweiten Simulationsstudie, die Masse des trockenen Brennstoffes sinkt nach dem Sprung des Brennstoffwassergehalts stark ab. Der Regler erkennt das und versucht es durch einen erhöhten Brennstoffmassenstrom langfristig zu kompensieren.

Abbildung 6.33 zeigt schließlich das Verbrennungsluftverhältnis im Brennstoffbett λ_{BB} , welches beim Brennstoffwassergehaltssprung kurzfristig stark ansteigt und aufgrund des feuchteren Brennstoffs auch langfristig höher als in der ersten Simulation ist. Bei einer praktischen Implementierung könnte es sinnvoll sein ein zu hohes Luftverhältnis im Brennstoffbett auf Kosten höherer temporärer Regelabweichungen zu verhindern, da dieses zu einer großen Materialaustragung aus dem Brennstoffbett und somit zu höheren Staubemissionen führen könnte.

Auch diese anspruchsvolle Simulationsstudie bestätigt die guten Ergebnisse der vorangegangenen Simulationsstudien. Selbst eine dem Regler unbekannt Erhöhung des Brennstoffwassergehalts $w_{H_2O, Brst}$, zum Zeitpunkt des stärksten Lastanstiegs eines anspruchsvollen Tageslastverlaufs kann der Regler schnell kompensieren und alle Ausgangsgrößen wieder auf ihre Sollwerte zurückführen. Auch diese guten Ergebnisse sind nicht zuletzt auf die gute modellbasierte Regelung der Biomassefeuerung zurückzuführen, welche die Störung durch den feuchteren Brennstoff schnell ausgleichen kann.

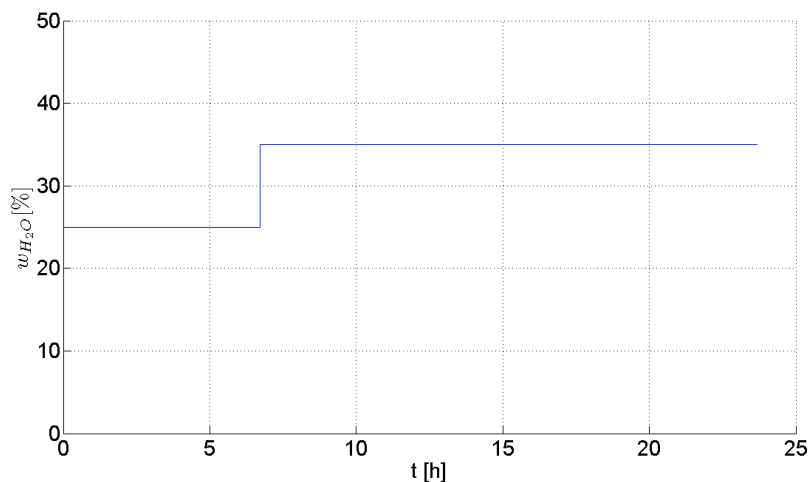


Abbildung 6.23: 3. Simulation – Brennstoffwassergehaltssprung von 25 auf 35 %

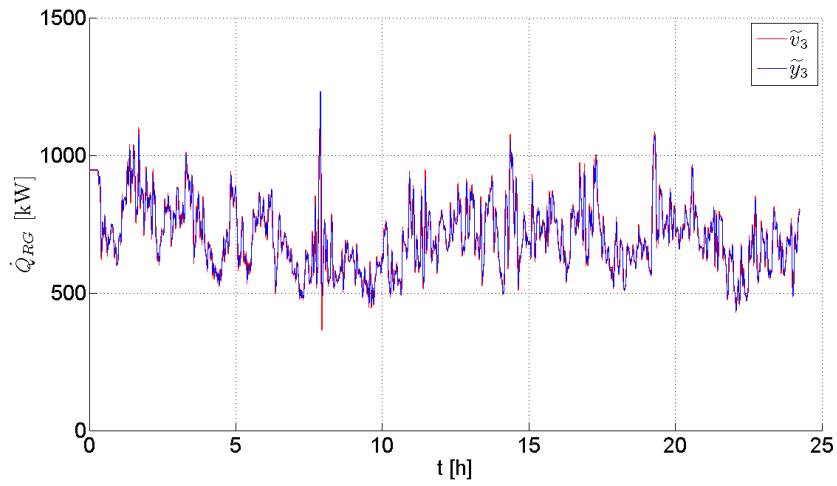


Abbildung 6.24: 3. Simulation – Übertragener Wärmestrom \tilde{y}_3 und dessen Führungsgröße \tilde{v}_3

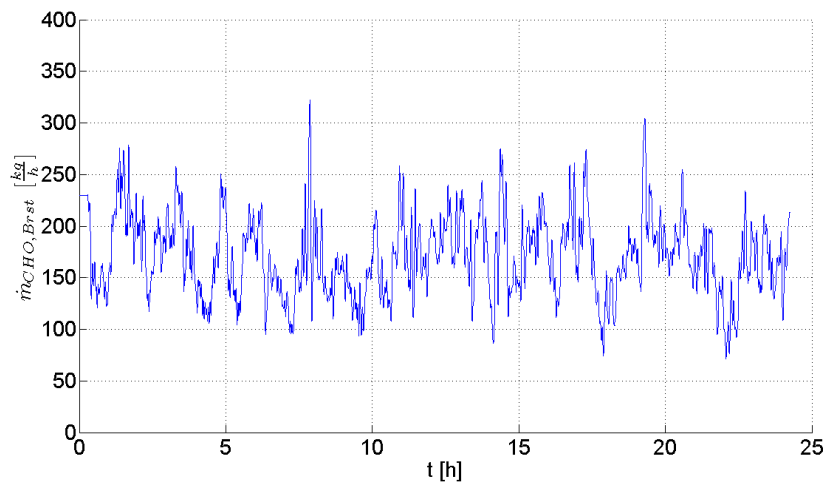


Abbildung 6.25: 3. Simulation – Zuführter trockener Brennstoffmassenstrom

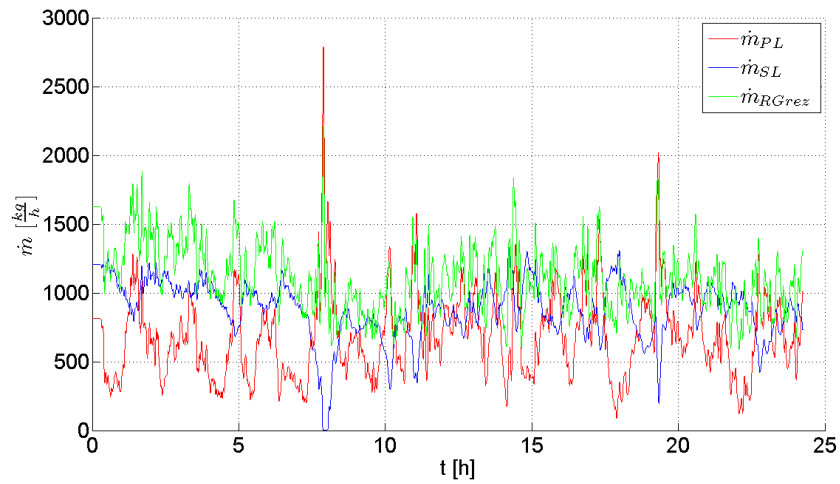


Abbildung 6.26: 3. Simulation – Massenströme der Primär- und Sekundärluft sowie der Rauchgasrezirkulation

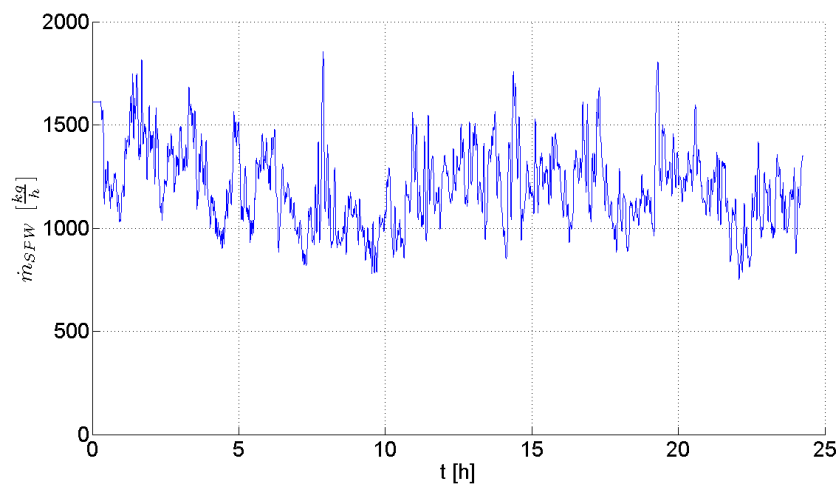


Abbildung 6.27: 3. Simulation – Massenstrom des Speisewassers

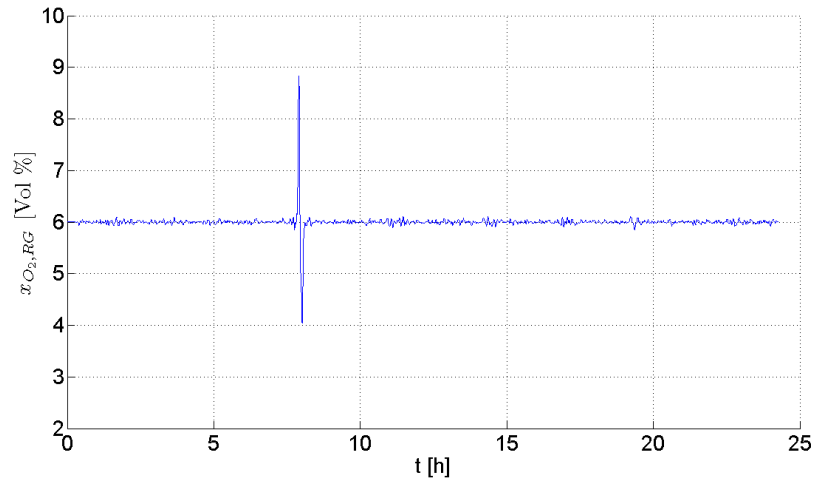


Abbildung 6.28: 3. Simulation – Sauerstoffgehalt im Rauchgas
(Führungsgröße 6 %)

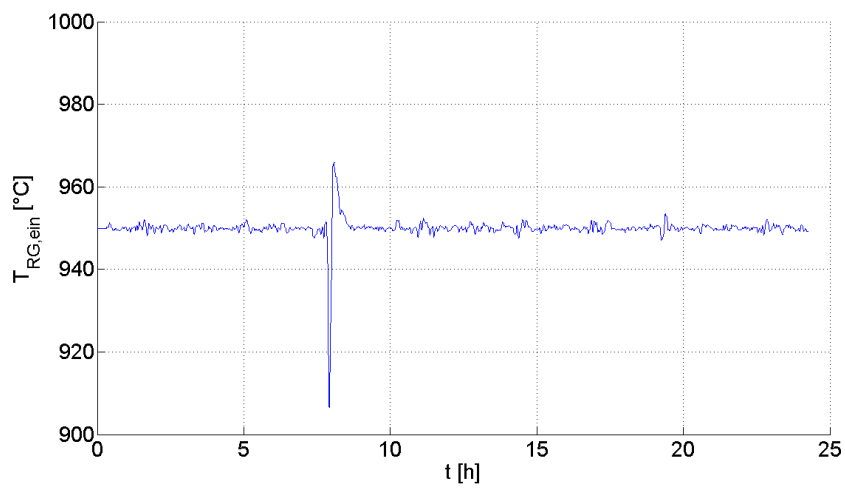


Abbildung 6.29: 3. Simulation – Rauchgaseintrittstemperatur
in den z.B. hier (Führungsgröße 950 °C)

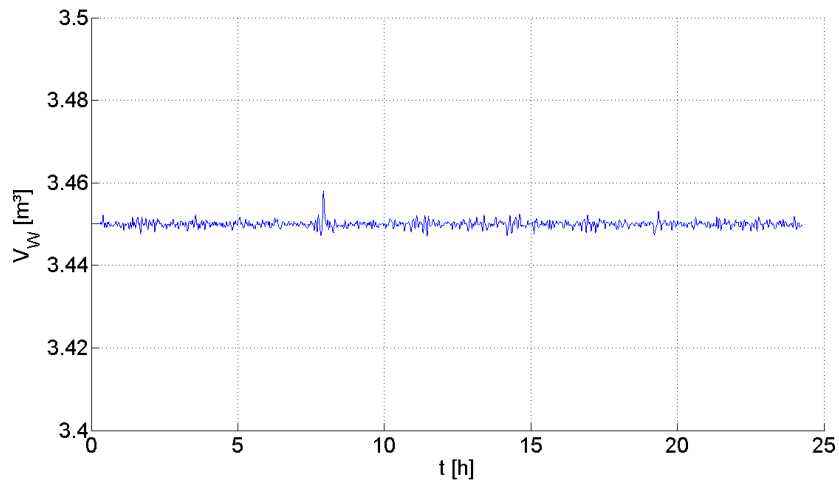


Abbildung 6.30: 3. Simulation – Wasservolumen im Kessel
(Führungsgröße 3,45 m^3)

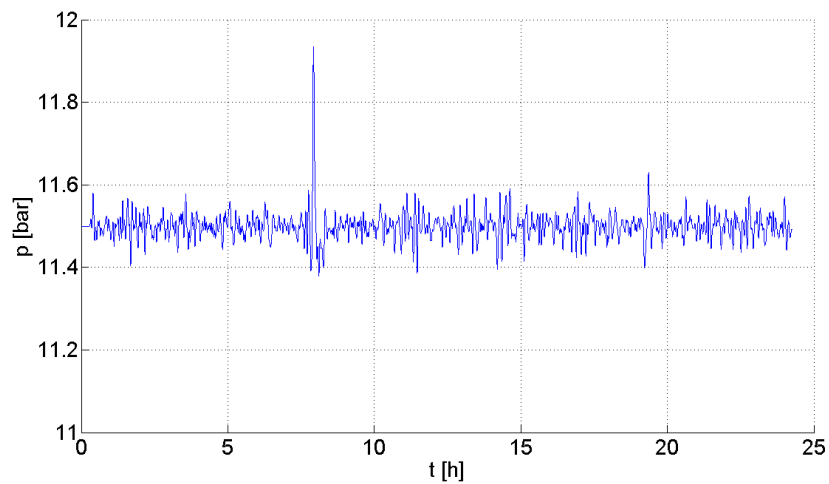


Abbildung 6.31: 3. Simulation – Druck im Kessel (Führungsgröße 11,5 bar)

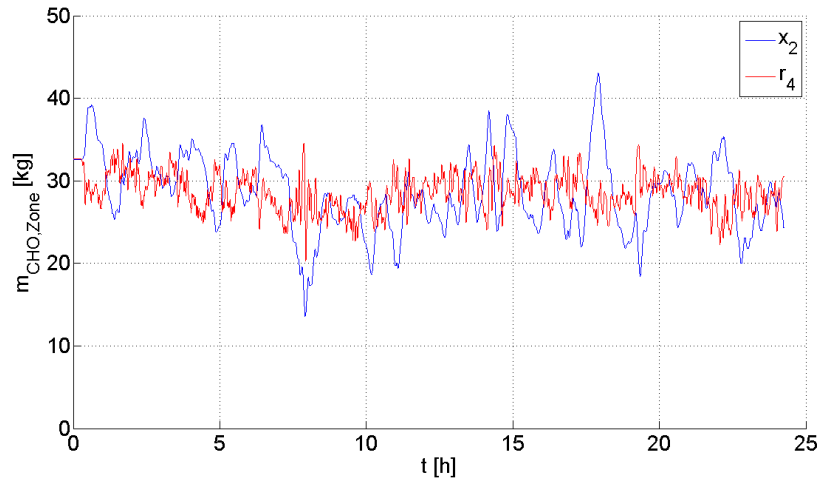


Abbildung 6.32: 3. Simulation – Masse des trockenen Brennstoffs am Bett x_2 und dessen Führungsgröße r_4

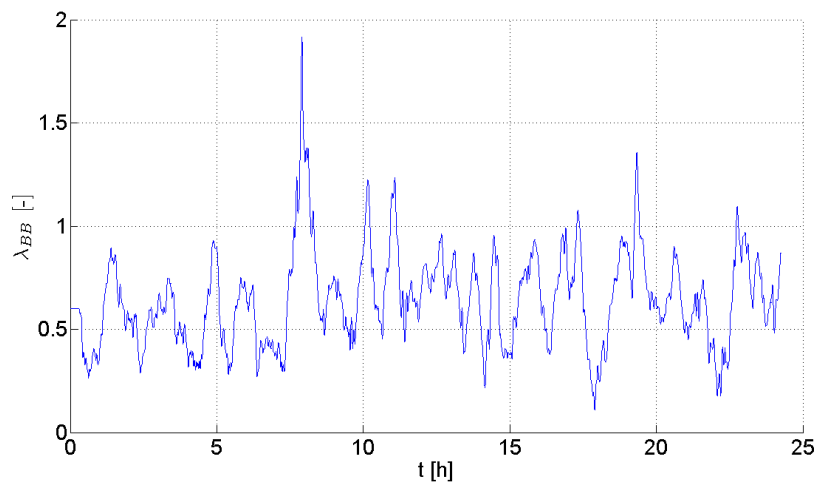


Abbildung 6.33: 3. Simulation – Verbrennungsluftverhältnis im Brennstoffbett (Führungsgröße 0,6)

Kapitel 7

Zusammenfassung und Ausblick

In diesem letzten Kapitel werden zuerst die Ergebnisse der Arbeit zusammengefasst. Danach wird im Ausblick auf eine Möglichkeit verwiesen, das in dieser Arbeit entwickelte Modell eines Rauchrohrdampfkessels für Wasserrohrdampfkessel anzupassen, sowie die für eine praktische Umsetzung erforderliche Arbeiten diskutiert.

7.1 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurde eine modellbasierte Regelung für Biomasse-Rauchrohrdampfkesselanlagen hergeleitet, diskutiert und anhand von Simulationsstudien verifiziert. Zum Einstieg in die komplexe Materie wurden einleitend wichtige thermodynamische Grundlagen, der Prozess der Dampferzeugung und die verschiedenen Bauarten von Dampfkesseln erläutert wonach sich der Rest der Arbeit auf Rauchrohrdampfkessel beschränkt. Danach folgte die Vorstellung eines bereits existierenden mathematischen Modells einer Biomasserostfeuerungsanlage mit Wasserkessel sowie der darauf basierenden Regelungsstrategie, welche im späteren Verlauf der Arbeit an die geänderten Bedingungen bei Biomasse-Rauchrohrdampfkesseln angepasst und durch Simulationsstudien verifiziert wurde.

Für den Entwurf des mathematischen Modelles eines Rauchrohrdampfkessels wurde zunächst der in dieser Arbeit betrachtete Rauchrohrdampfkessel in seinem Aufbau und unter Angabe der wichtigsten Betriebsdaten näher beschrieben. Bei der mathematischen Modellbildung wurde das System als Zusammenschaltung eines Rauchgas- und eines Dampfteils aufgefasst, wobei die Rückwirkung des Dampfteils auf den Rauchgasteil aufgrund der wesentlich größeren Temperaturdifferenz auf der Rauchgasseite im Vergleich zur Dampfseite vernachlässigt werden konnte. Das Modell für den Rauchgasteil konnte infolge der vergleichbaren physikalischen Bedingungen von Vorarbeiten zur Modellbildung eines Rauchrohrwasserkessels übernommen werden. Damit konnte der Rauchgasteil durch nur eine einfache algebraische Gleichung ausreichend genau beschrieben werden.

Die Herleitung des Dampfteils erfolgte auf Basis einer Massen- und Energiebilanz für die ein- und austretenden Materieströme von Rauchgas, Speisewasser und Dampf, wobei auch die im Metall gespeicherte Energie berücksichtigt wurde. In weiterer Folge wurden beide

Bilanzen kombiniert und eine Beschreibung des Systems durch zwei thermodynamische Zustandsgrößen, Wasservolumen V_W und Druck p , hergeleitet. Die Wahl des Drucks p hat den Vorteil, dass sich die in den Bilanzen auftretenden physikalischen Größen von Dampf und Wasser (spezifische Enthalpie h , Dichte ρ und Temperatur T) im vorherrschenden Zustand des Sattdampfs unter Annahme eines thermischen Gleichgewichts, einfach als druckabhängige Variablen darstellen lassen. Neben den genannten druckabhängigen Größen (h , ρ und T) kommen auch deren partiellen Ableitungen nach dem Druck im Modell vor. Die Abhängigkeit der spezifischen Enthalpie h , der Dichte ρ und der Temperatur T vom Druck, für den Kessel relevanten Druckbereich, sowie deren partielle Ableitungen nach dem Druck wurden durch Polynome approximiert. In einer Simulation des Dampfteils, bei der die Zusammenhänge durch Polynome 1. und 6. Ordnung approximiert wurden, zeigte sich das bereits Polynome 1. Ordnung diese ausreichend genau beschreiben. Durch die Polynomapproximation lies sich der Dampfteil des betrachteten Rauchrohrdampfkessels letztendlich durch nur zwei Differentialgleichungen 1. Ordnung vollständig beschreiben, wobei die Modellparameter zur Gänge ohne Versuche aus Auslegungs- und Geometriedaten ermittelt werden können.

Im Anschluss an die Modellbildung wurden Rauchgas- und Dampfteil anhand von Messdaten einer Realanlage qualitativ verifiziert. Zu diesem Zweck wurde mit Hilfe der verfügbaren Messdaten und einer Energiebilanz über den Rauchgasteil auf die Rauchgastemperatur am Eintritt in den Rauchrohrdampfkessel rückgerechnet und diese mit der gemessenen Feuerraumtemperatur in der Sekundärverbrennungszone verglichen. Die berechnete Rauchgaseintrittstemperatur lag im Bereich der Auslegungstemperatur aber deutlich über der gemessenen Temperatur, wobei die dynamischen Änderungen gut wiedergegeben wurden. Die grundsätzlich deutlich niedrigeren Messergebnisse liegen an der bündigen Installation des Temperatursensors mit dem Schamott. Des Weiteren sollte der übertragene Wärmestrom mit Hilfe des Modells aus dem Messgrößen des Dampfteils berechnet und den Messgrößen des Rauchgasteils gegenübergestellt werden. Aufgrund des Fehlens der Messgröße des Rauchgasmassenstroms musste zur qualitativen Verifikation auf die Frequenz des Rauchgasventilators, welche dem Rauchgasmassenstrom näherungsweise proportional ist, zurückgegriffen werden. Damit konnte ein fiktiver übertragener Wärmestrom für den Rauchgasteil berechnet werden, welcher passend skaliert mit dem Wärmestrom des Dampfteils verglichen wurde. Die Größen stimmten nicht genau überein was auch darauf zurückzuführen ist, dass die Rauchgasventilatorfrequenz nicht exakt dem Verlauf des Rauchgasmassenstroms entspricht. Dennoch konnte dieser Vergleich die Funktionstüchtigkeit des Dampfmodells grundsätzlich bestätigen, wobei vor allem die gute Abbildung der meisten kurzfristigen Änderungen auf eine Darstellung der wesentlichen dynamischen Eigenschaften schließen lässt.

Nach der Verifikation des Dampfkesselmodells wurde eine modellbasierte Regelung für das Gesamtsystem der Biomasserostfeuerungsanlage mit Rauchrohrdampfkessel entwickelt. Zu diesem Zweck wurde das System als die Zusammenschaltung zweier Teilsysteme - der Biomasserostfeuerung ohne Wärmeübertrager und dem Rauchrohrdampfkessel - aufgefasst, und es wurden zwei separate Regler dafür entworfen, die danach über den übertragenen Wärmestrom gekoppelt wurden.

Für die Feuerung konnte die Regelung nach geringfügiger Anpassung jener für Biomasserostfeuerungen mit Wasserkessel entnommen werden, wobei dessen Kernstück die Methode

der exakten Eingangs- Ausgangslinearisierung darstellt.

Das Teilmodell des Rauchrohrdampfkessels, repräsentiert, ebenso wie das der Biomasse-rostfeuerung, ein gekoppeltes Mehrgrößensystem, wofür ebenfalls ein Regler auf Basis der exakten Eingangs-Ausgangslinearisierung entworfen wurde. Dessen prinzipielle Funktionstüchtigkeit in einer kurzen Simulationsstudie überprüft wurde.

Die Kopplung der beiden Regler wurde dabei so umgesetzt dass der Regler des Rauchrohrdampfkessels den zur Stabilisierung des Kessels notwendigen zu übertragenden Wärmestrom fordert, welcher danach vom Regler der Biomasserostfeuerung umgesetzt wird.

Abschließend wurde die Leistungsfähigkeit der entworfenen Regelung einer Biomasse-Rauchrohrdampfkesselanlage in drei Simulationsstudien überprüft. In der ersten wurde ein anspruchsvoller Tagesverlauf einer Realanlage, durch die Störgrößen Dampfmassenstrom und spezifische Enthalpie des eintretenden Speisewassers, vorgegeben. Dabei zeigte sich, dass die entworfene Regelung alle Regelgrößen sehr gut auf deren Führungsgrößen halten konnte. Die vorhandenen Abweichungen waren im Gegensatz zu denen in der Verifikation verwendeten Betriebsdaten sehr gering.

In der zweiten Simulationsstudie wurde bei ansonsten konstanten Störgrößen ein, dem Regler unbekannter, Brennstoffwassergehaltssprung simuliert wie er bei Biomassefeuerungen in der Realität oftmals auftritt. Die Ergebnisse zeigten auch hier, dass der Regler die Ausgangsgrößen nach kurzem Abweichen schnell wieder auf deren Sollwerte bringen konnte.

In der letzten Simulation wurde der selbe anspruchsvolle Tagesverlauf vorgegeben, wobei diesmal zum Zeitpunkt des größten Lastanstiegs zusätzlich ein, dem Regler unbekannter, Brennstoffwassergehaltssprung durchgeführt wurde. Bei dieser besonders anspruchsvollen Simulation traten zum Zeitpunkt des Brennstoffwassergehaltssprungs temporär deutlich stärkere Abweichungen der Regelgröße als bei der 1. Simulation auf, die aber immer noch deutlich unter der in der Praxis derzeit üblichen Regelfehlern lagen.

Das in dieser Arbeit hergeleitete Modell eines Rauchrohrdampfkessels zeigte durch die Verifikation mittels Daten einer realen Anlage, dass es das dynamische Verhalten des Rauchrohrdampfkessels gut nachbildet. Auch die im späteren Verlauf der Arbeit entwickelte modellbasierte Regelung zeigte in den Simulationsstudien sehr gute Ergebnisse, weshalb davon auszugehen ist, dass eine reale Umsetzung zu einem deutlich besseren Betriebsverhalten führt.

7.2 Ausblick

In dieser Arbeit wurde die modellbasierte Regelung eines Rauchrohrdampfkessels hergeleitet, welcher eine gängige Bauform von Großwasserraumkesseln darstellt. Daneben gibt es noch die Gruppe der Wasserrohrkessel (siehe Abschnitt 2.5.1), welche für höhere Leistungen ausgelegt und anders aufgebaut sind. Für diese Art von Dampfkesseln wurde in [1] ein Modell 4. Ordnung entwickelt und mittels Simulationsstudien verifiziert. Dieses besitzt neben den Zustandsgrößen Wasservolumen und Druck noch das Volumen an Dampf unterhalb der Wasseroberfläche sowie die Dampfqualität beim Austritt aus den Steigrohren. Dieses komplexere Modell bietet den Vorteil dass damit der *Shrink and Swell* Effekt nachgebildet wird. Der wichtigere der beiden Effekte, der *Shrink* Effekt soll kurz erläutert werden.

Dieser Tritt auf wenn durch einen unerwartet höheren Dampfverbrauch der Druck im Kessel abrupt absinkt, wodurch sich die vielen unterhalb der Wasseroberfläche befindlichen Dampfblasen plötzlich ausdehnen. Das hat Zur Folge dass sich der Wasserstand im Kessel fälschlicherweise erhöht was es schwierig macht den Wasserstand im Kessel konstant zu halten. Bei einer modellbasierten Regelung eines Biomasse-Wasserrohrkessel sollte dieser Effekt jedoch ein geringeres Problem darstellen, da durch die schnellere Bereitstellung der geforderten Leistung, starke Einbrücke des Drucks verhindert werden können. Für eine praktische Umsetzung, sollte dieser Effekt zunächst aber trotzdem näher untersucht werden.

Abschließend soll noch kurz auf die erforderlichen Arbeiten für eine praktische Implementierung der im Rahmen dieser Arbeit entwickelten modellbasierten Regelung für Biomasserauchrohrdampfesselanlagen eingegangen werden. Da der Regler Kenntnis der Zustandsgrößen benötigt, diese jedoch teilweise nicht messbar sind muss ein Kalmanfilter zu deren geeigneter Schätzung entwickelt werden, was allerdings nur mit umfassenden Messdaten einer Realanlage sinnvoll durchführbar ist. Weiters müssen ein Massenstromregler zur Vorgabe der geforderten Massenströme, durch Variation von Klappenstellungen, Ventilatorfrequenzen sowie Pumpendruckzähler implementiert werden, um die von der entwickelten Regelung geforderten Massenströme geeignet vorgeben zu können. Und Letztendlich müssen für eine erfolgreiche Umsetzung auch geeignete Maßnahmen zur Vermeidung der durch Stellgrößenbeschränkungen verursachte Probleme getroffen werden.

Anhang A

Mathematisches Modell der Biomasserostfeuerungsanlage mit Wasserkessel

An dieser Stelle sind noch einmal die Gleichungen für eine Biomasserostfeuerungsanlage mit Wasserkessel zusammengefasst. Eine detailliertere Beschreibung dazu findet sich in [3].

Differentialgleichungen

$$\begin{aligned}\frac{dx_1}{dt} &= \frac{dm_{H_2O,zone}}{dt} = -\frac{c_{11}}{1+c_{12}d_1}x_1 + \frac{d_1}{1+c_{12}d_1}u_1 \\ \frac{dx_2}{dt} &= \frac{dm_{CHO,zone}}{dt} = \frac{c_{21}}{1+c_{12}d_1}x_1 - c_{22}x_2u_2 + \frac{1}{1+c_{12}d_1}u_1 \\ \frac{dx_3}{dt} &= \frac{dT_{Sch}}{dt} = \frac{-c_{31}x_1 + c_{32}x_2u_2 + c_{33}u_4 + c_{34}u_3}{c_{11}x_1 + c_{22}x_2u_2 + u_3 + u_4} - c_{35} \\ \frac{dx_4}{dt} &= \frac{dT_{VL}}{dt} = c_{41}x_1 + c_{42}x_2u_2 + c_{43}u_3 + c_{44}u_4 + c_{45}d_4d_5 - c_{45}d_4x_4\end{aligned}\tag{A.1}$$

Ausgangsgleichungen

$$\begin{aligned}y_1 = x_{O_2,RG} &= \frac{c_{51}x_2u_2 + c_{52}u_4}{c_{53}x_1 + c_{54}x_2u_2 + c_{55}u_4} \\ y_2 = T_{RG,ein} &= \frac{-c_{71}x_1 + c_{72}x_2u_2 + c_{73}u_3 + c_{74}u_4}{c_{11}x_1 + c_{22}x_2u_2 + u_3 + u_4} - c_{75} \\ y_3 = T_{VL} &= x_4\end{aligned}\tag{A.2}$$

Konstanten

$$c_{11} = c_{Verd}$$

$$c_{12} = c_{T_t, BB}$$

$$c_{21} = c_{Verd} \cdot c_{T_t, BB}$$

$$c_{22} = c_{Abb}$$

$$c_{31} = \frac{a_{Sch} \cdot c_{Verd} \cdot \Delta h_v \cdot \bar{x}_{RG}^T \cdot M}{\bar{x}_{RG}^T \cdot k_{h, heiss}}$$

$$c_{32} = \frac{a_{Sch} \cdot c_{Abb} \cdot H_{u, CHO} \cdot \bar{x}_{RG}^T \cdot M}{\bar{x}_{RG}^T \cdot k_{h, heiss}}$$

$$c_{33} = \frac{a_{Sch} \cdot \bar{x}_{RG}^T \cdot M}{\bar{x}_{RG}^T \cdot k_{h, heiss}} \cdot d_2$$

$$c_{34} = \frac{a_{Sch} \cdot \bar{x}_{RG}^T \cdot M}{\bar{x}_{RG}^T \cdot k_{h, heiss}} \cdot d_3$$

$$c_{35} = a_{Sch} \cdot x_3 + \frac{a_{Sch} \cdot \bar{x}_{RG}^T \cdot d_{h, heiss}}{\bar{x}_{RG}^T \cdot k_{h, heiss}}$$

(A.3)

$$c_{41} = \frac{c_{WT} \cdot c_{Verd}}{c_{\tau, WT} \cdot c_W} \cdot \left[c_{Sch} \cdot x_3 - T_W - [1 - c_{Sch}] \frac{\bar{x}_{RG}^T \cdot [d_{h, heiss} + M \cdot \Delta h_v]}{\bar{x}_{RG}^T \cdot k_{h, heiss}} \right]$$

$$c_{42} = \frac{c_{WT} \cdot c_{Abb}}{c_{\tau, WT} \cdot c_W} \cdot \left[c_{Sch} \cdot x_3 - T_W - [1 - c_{Sch}] \frac{\bar{x}_{RG}^T \cdot [d_{h, heiss} - M \cdot H_{u, CHO}]}{\bar{x}_{RG}^T \cdot k_{h, heiss}} \right]$$

$$c_{43} = \frac{c_{WT}}{c_{\tau, WT} \cdot c_W} \cdot \left[c_{Sch} \cdot x_3 - T_W - [1 - c_{Sch}] \frac{\bar{x}_{RG}^T \cdot [d_{h, heiss} - M \cdot d_3]}{\bar{x}_{RG}^T \cdot k_{h, heiss}} \right]$$

$$c_{44} = \frac{c_{WT}}{c_{\tau, WT} \cdot c_W} \cdot \left[c_{Sch} \cdot x_3 - T_W - [1 - c_{Sch}] \frac{\bar{x}_{RG}^T \cdot [d_{h, heiss} - M \cdot d_2]}{\bar{x}_{RG}^T \cdot k_{h, heiss}} \right]$$

$$c_{45} = \frac{1}{c_{\tau, WT}}$$

$$\tilde{c}_{41} = c_{41} \cdot c_{\tau, WT} \cdot c_W$$

$$\tilde{c}_{42} = c_{42} \cdot c_{\tau, WT} \cdot c_W$$

$$\tilde{c}_{43} = c_{43} \cdot c_{\tau, WT} \cdot c_W$$

$$\tilde{c}_{44} = c_{44} \cdot c_{\tau, WT} \cdot c_W$$

$$\begin{aligned}
c_{51} &= \frac{e_4^T \cdot R_{CHO, RG} \cdot c_{Abb} \cdot x_{Brst, tr}}{x_{Brst, tr}^T \cdot M_{Brst, tr}} & c_{71} &= \frac{c_{Verd} \cdot \Delta h_v \cdot [1 - c_{Sch}] \cdot \bar{x}_{RG}^T \cdot M}{\bar{x}_{RG}^T \cdot k_{h, heiss}} \\
c_{52} &= \frac{e_4^T \cdot x_{Luft}}{x_{Luft}^T \cdot M} & c_{72} &= \frac{c_{Abb} \cdot H_{u, CHO} \cdot [1 - c_{Sch}] \cdot \bar{x}_{RG}^T \cdot M}{\bar{x}_{RG}^T \cdot k_{h, heiss}} \\
c_{53} &= \frac{c_{verd}}{x_{H_2O}^T \cdot M} & c_{73} &= \frac{[1 - c_{Sch}] \cdot \bar{x}_{RG}^T \cdot M}{\bar{x}_{RG}^T \cdot k_{h, heiss}} \cdot d_3 \\
c_{54} &= \frac{c_{Abb} \cdot 1^T \cdot R_{CHO, RG} \cdot x_{Brst, tr}}{x_{Brst, tr}^T \cdot M_{Brst, tr}} & c_{74} &= \frac{[1 - c_{Sch}] \cdot \bar{x}_{RG}^T \cdot M}{\bar{x}_{RG}^T \cdot k_{h, heiss}} \cdot d_2 \\
c_{55} &= \frac{1}{x_{Luft}^T \cdot M} & c_{75} &= \frac{[1 - c_{Sch}] \cdot \bar{x}_{RG}^T \cdot d_{h, heiss}}{\bar{x}_{RG}^T \cdot k_{h, heiss}} - c_{Sch} \cdot x_3
\end{aligned} \tag{A.4}$$

Anhang B

Mathematisches Modell des Rauchrohr- dampfkessels

Differentialgleichungen

$$\begin{aligned}\frac{dV_w}{dt} &= \frac{(-c_{f,7}V_w p - c_{f,5}V_w - c_{f,8}p - c_{f,9} + c_{f,1}V_w h_{spw} + c_{f,3}h_{spw})\dot{m}_{spw}}{F(V_w, p)} \\ &+ \frac{(c_{K,7}V_w p + c_{K,8}V_w + c_{K,9}p + c_{K,10})\dot{m}_d}{F(V_w, p)} \\ &+ \frac{(c_{f,1}V_w + c_{f,3})\dot{Q}_{RG}}{F(V_w, p)}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{dp}{dt} &= \frac{(-c_{f,4}p^2 - c_{f,5}p - c_{f,6} + c_{f,1}p h_{spw} + c_{f,2}h_{spw})\dot{m}_{spw}}{-F(V_w, p)} \\ &+ \frac{(c_{K,11}p^2 + c_{K,12}p + c_{K,13})\dot{m}_d}{-F(V_w, p)} \\ &+ \frac{(c_{f,1}p + c_{f,2})\dot{Q}_{RG}}{-F(V_w, p)}\end{aligned}$$

Mit

$$F(V_w, p) = c_{K,1}V_w p^2 + c_{K,2}V_w p + c_{K,3}V_w + c_{K,4}p^2 + c_{K,5}p + c_{K,6} \quad (\text{B.1})$$

Konstanten

$$\begin{aligned}
 c_{f,1} &= c_{poly,11} - c_{poly,21} \\
 c_{f,2} &= c_{poly,12} - c_{poly,22} \\
 c_{f,3} &= V_g c_{poly,21} \\
 c_{f,4} &= c_{poly,11} c_{poly,31} - c_{poly,21} c_{poly,41} \\
 c_{f,5} &= c_{poly,12} c_{poly,31} + c_{poly,11} c_{poly,32} - c_{poly,22} c_{poly,41} - c_{poly,21} c_{poly,42} \\
 c_{f,6} &= c_{poly,12} c_{poly,32} - c_{poly,22} c_{poly,42} \\
 c_{f,7} &= 2c_{poly,11} c_{poly,31} - 2c_{poly,21} c_{poly,41} \\
 c_{f,8} &= 2V_g c_{poly,21} c_{poly,41} \\
 c_{f,9} &= V_g (c_{poly,41} c_{poly,22} + c_{poly,21} c_{poly,42} - 1) + m_t c_{met} c_{poly,51}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 c_{K,1} &= c_{f,1} c_{f,4} - c_{f,1} c_{f,7} \\
 c_{K,2} &= -c_{f,2} c_{f,7} \\
 c_{K,3} &= c_{f,1} c_{f,6} - c_{f,2} c_{f,5} \\
 c_{K,4} &= c_{f,3} c_{f,4} - c_{f,1} c_{f,8} \\
 c_{K,5} &= c_{f,3} c_{f,5} - c_{f,1} c_{f,9} - c_{f,2} c_{f,8} \\
 c_{K,6} &= c_{f,3} c_{f,6} - c_{f,2} c_{f,9} \\
 c_{K,7} &= c_{f,7} - c_{f,1} c_{poly,41} \\
 c_{K,8} &= c_{f,5} - c_{f,1} c_{poly,42} \\
 c_{K,9} &= c_{f,8} - c_{f,3} c_{poly,41} \\
 c_{K,10} &= c_{f,9} - c_{f,3} c_{poly,42} \\
 c_{K,11} &= c_{f,4} - c_{f,1} c_{poly,41} \\
 c_{K,12} &= c_{f,5} - c_{f,2} c_{poly,41} - c_{f,1} c_{poly,42} \\
 c_{K,13} &= c_{f,6} - c_{f,2} c_{poly,42}
 \end{aligned}$$

Literaturverzeichnis

- [1] ÅSTRÖM K.J., BELL R.D.: *Drum-boiler dynamics*. Automatica, 36:363–378, 2000.
- [2] BAEHR H.D.: *Thermodynamik*. Springer-Verlag, 12. Auflage, 2005.
- [3] BAUER R.: *Modellbildung und modellbasierte Regelungsstrategien am Beispiel einer Biomasse-Feuerungsanlage*. Habilitationsschrift, Technische Universität Graz, 2009.
- [4] BAUER R., GÖLLES M., BRUNNER T., DOURDOUMAS N., OBERNBERGER I.: *Modellierung der Druck- und Volumenstromverhältnisse in einer Biomasse-Feuerung*. In - Automatisierungstechnik, 55:404–410, August 2007.
- [5] BAUER R., GÖLLES M., BRUNNER T., DOURDOUMAS N., OBERNBERGER I.: *Was messen Temperatursensoren in Biomassefeuerungsanlagen wirklich?* in - Automatisierungstechnik, 55:600–607, Dezember 2007.
- [6] BAUER R., GÖLLES M., BRUNNER T., DOURDOUMAS N., OBERNBERGER I.: *Modellierung des dynamischen Verhaltens der Wärmeübertragung in einem Rauchrohr-Wärmeübertrager*. In - Automatisierungstechnik, 56:513–520, October 2008.
- [7] BAUER R., GÖLLES M., BRUNNER T., DOURDOUMAS N., OBERNBERGER I.: *Modelling of grate combustion in a medium scale biomass furnace for control purposes*. Biomass and Bioenergy, 34(4):417–427, 2010.
- [8] DIETACHMAYR F.: *Modellierung und Regelung von Biomasse- Thermoölkesselanlagen*. Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2013.
- [9] F., BRANDT: *Dampferzeuger: Kesselsysteme, Energiebilanz, Strömungstechnik*. Vulkan-Verlag, Essen, 1992.
- [10] GELLER W.: *Thermodynamik für Maschinenbauer: Grundlagen für die Praxis*. Springer-Verlag, 4. Auflage, 2006. ISBN-10: 3540323198.
- [11] GÖLLES M.: *Entwicklung mathematischer Modelle einer Biomasserostfeuerungsanlage als Grundlage für modellbasierte Regelungskonzepte*. Dissertationsschrift, Technische Universität Graz, 2008.
- [12] GÖLLES M., BAUER R., BRUNNER T., DOURDOUMAS N., OBERNBERGER I.: *Model based control of a biomass grate furnace*. In: *European Conference on Industrial Furnaces and Boilers*, April 2011. ISBN 978-972-99309-6-6.

- [13] INTERNATIONAL ASSOCIATION FOR THE PROPERTIES OF WATER AND STEAM: *International Association for the Properties of Water and Steam*. <http://www.iapws.org> (08.07.2013).
- [14] MAI P., HILLERMEIER C.: *Least-Squares-basierte Ableitungsschätzung: Theorie und Einstellregeln für den praktischen Einsatz*. *Automatisierungstechnik*, 56:530538, October 2008.
- [15] MAYER F.: *Kesselbetriebstechnik*. Resch, 2003.
- [16] SEEBER R.: *Zustandsschätzung und modellbasierte Regelung einer Biomassefeuerungsanlage*. Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2012.
- [17] SLOTINE J., LI W.: *Applied Nonlinear Control*. Prentice Hall, 1991.
- [18] T., PHILIP: *Simulation of Industrial Processes for Control Engineers*. Butterworth-Heinemann, 1999.
- [19] XSTEAM: *XSteam, Thermodynamic properties of water and steam*. <http://www.x-eng.com>.