

Modellierung der Druck- und Volumenstromverhältnisse in einer Biomasse-Feuerung

Modelling of Pressures and Volume Flows for a Biomass Furnace

Robert Bauer, Markus Gölls, Thomas Brunner, Nicolaos Dourdoumas und Ingwald Obernberger

Für Biomasse-Feuerungsanlagen gibt es bereits komplexe mathematische Modelle, die etwa für die Konzeption neuer Anlagen eingesetzt werden. Aufgrund ihrer Komplexität sind sie allerdings sehr rechenzeitintensiv. In diesem Beitrag werden mathematisch einfache und trotzdem relativ genaue Modellierungsmöglichkeiten für Druck- und Volumenstromverhältnisse vorgestellt, die auch in Echtzeit verwendet werden können. Sie sind daher für die Abschätzung nicht gemessener Größen, für Diagnosezwecke oder für modellbasierte Regelungsstrategien einsetzbar.

Complex mathematical models of biomass furnaces already exist and are used for example in the design process of new furnaces. Because of their complexity they are very time consuming. Simple though quite accurate possibilities of modelling pressures and volume flows are presented in this article which can be used in real time as well. Hence they are applicable for the estimation of unmeasured quantities, diagnostic purposes or model based control strategies.

Schlagwörter: Biomasse-Feuerungsanlage, Modellbildung, Fluiddynamik

Keywords: Biomass furnace, modelling, fluid dynamics

1 Einleitung

Biomasse¹ ist im Vergleich zu fossilen Brennstoffen ein nachhaltiger, CO₂-neutraler Energieträger und gewinnt daher immer mehr an Bedeutung [6]. Für Biomasse-Feuerungsanlagen existieren bereits komplexe mathematische Modelle. So werden etwa CFD-Simulationen (Computational Fluid Dynamics) im Zuge der Konzeption moderner Biomasse-Feuerungsanlagen vermehrt eingesetzt (z. B. [3; 4; 7; 8]). Typisch für moderne Biomasse-Feuerungen sind zwei räumlich getrennte Verbrennungszonen (Primär- und Sekundärverbrennungszone) mit jeweils eigener Luftzufuhr sowie die Möglichkeit, sauerstoffarmes Rauchgas zur Temperaturbeeinflussung in den Feuerraum zu rezirkulieren (siehe Bild 1). Die zahlreichen Gründe, die

für diese Vorgehensweise sprechen, würden den Rahmen dieses Beitrags sprengen und werden etwa in [6] dargelegt. Durch geeignete Vorgabe der Einflussgrößen² kann ein hoher feuerungstechnischer Wirkungsgrad bei gleichzeitig minimaler gasförmiger Emission von Schadstoffen (CO, NO_x usw.) erzielt werden. Aktuell eingesetzte Regelungsstrategien basieren jedoch meist auf PID-Reglern und schöpfen dieses Potential nur begrenzt aus. Die naheliegende Idee, die bestehenden mathematischen Modelle für einen Reglerentwurf zu nutzen, ist zum Scheitern verurteilt, weil diese Modelle generell zu komplex sind.

Dieser Beitrag zeigt eine einfache, aber effektive Möglichkeit der mathematischen Modellierung einiger Teilsysteme obiger Anlage aus Sicht der Druck- und Volumenstromverhältnisse. Zunächst werden einige fluiddynamische Ele-

¹ In diesem Beitrag handelt es sich insbesondere um feste holzartige Biomasse, also Hackschnitzel, Rinde, Sägemehl usw.

² Primär- und Sekundärluftzufuhr, Brennstoffzufuhr, Rauchgasrezirkulation usw.

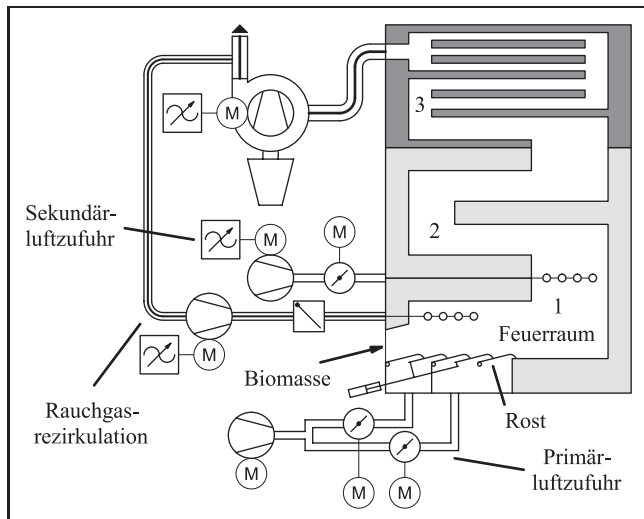


Bild 1: Anlagenschema einer typischen modernen Biomasse-Rostfeuerung (1 Primärverbrennungszone, 2 Sekundärverbrennungszone, 3 Rauchrohrwärmetauscher).

mente erläutert. Anschließend wird gezeigt, wie man mit diesen Grundelementen einzelne Abschnitte der Gesamtanlage modellieren kann. Die Funktionstüchtigkeit der neu entwickelten Modelle wird anhand eines Vergleichs von berechneten Daten mit Messdaten, die im Rahmen von Testläufen an einer Versuchsanlage des Kplus – Kompetenzzentrums Austrian Bioenergy Centre (thermische Nennleistung 180 [kW], Anlagenschema siehe Bild 1) aufgezeichnet wurden, gezeigt. Abschließend werden ausgewählte interessante Einsatzmöglichkeiten der Modelle dargestellt.

2 Fluiddynamische Grundelemente

2.1 Druckabfall bei einem Rohr

Wird ein Rohr in der in Bild 2 dargestellten Weise von einem Fluid durchströmt, kann der Druckabfall mit

$$\Delta p := p_1 - p_2 = \zeta \frac{L}{D} \frac{\rho}{2} \left(\frac{\dot{V}}{A} \right)^2 \quad (1)$$

sehr gut beschrieben werden ([5;9]). Hierbei sind L die Rohrlänge, D der Rohrdurchmesser, A die Rohrquerschnittsfläche, ρ die Dichte, $\dot{V}$ der Volumenstrom und ζ der so genannte Widerstandsbeiwert. Letzterer hängt wiederum von der REYNOLDSzahl

$$Re = \frac{\dot{V} \rho D}{A \mu} \quad (2)$$

(mit der Viskosität μ) und der Rauigkeit des Rohrs ab. Für glatte Rohre und für einen bestimmten Bereich der

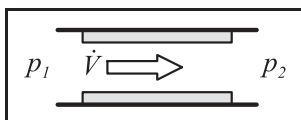


Bild 2: Druckabfall bei einem Rohr.

REYNOLDSzahl ($3000 \leq Re \leq 100\,000$) gilt nach BLASIUS die einfache Formel:

$$\zeta = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (3)$$

Wird nun Gleichung (3) in (1) eingesetzt, erhält man für einen „rohrigen“ Druckabfall

$$\Delta p = R_1 \dot{V}^{1,75} \quad \text{mit} \quad R_1 = 0,242 \frac{\mu^{0,25} \rho^{0,75} L}{D^{4,75}} \quad (4)$$

2.2 Druckabfall bei einer Blende

Der Druckabfall einer (in Bild 3 dargestellten) Blende kann mit

$$\Delta p := p_2 - p_3 = \frac{1}{\alpha^2 \varepsilon^2} \frac{\rho}{2} \left(\frac{\dot{V}}{A_d} \right)^2 \quad (5)$$

sehr gut mathematisch beschrieben werden [1]. Hierbei ist A_d die Querschnittsfläche der Blende. Für die Expansionszahl ε kann aufgrund der geringen relativen Druckunterschiede $\varepsilon = 1$ gesetzt werden. Die Durchflusszahl α kann näherungsweise konstant angenommen werden. Somit erhält man für einen „blendigen“ Druckabfall

$$\Delta p = R_2 \dot{V}^2 \quad \text{mit} \quad R_2 = \frac{\rho}{2\alpha^2 A_d^2} \quad (6)$$

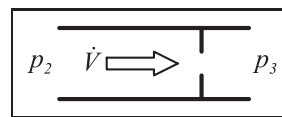


Bild 3: Druckabfall bei einer Blende.

2.3 Rohriger und blendiger Druckabfall

In vielen Fällen treten beide Arten von Druckabfall gleichzeitig auf (siehe Bild 4). Der gesamte Druckabfall kann bei bekanntem Volumenstrom anhand

$$\Delta p = p_1 - p_3 = R_1 \dot{V}^{1,75} + R_2 \dot{V}^2 \quad (7)$$

ermittelt werden. Umgekehrt ist es schwierig, bei bekanntem Druckabfall den Volumenstrom zu berechnen, weil obige Gleichung nicht explizit nach $\dot{V}$ aufgelöst werden kann. Möchte man iterative numerische Lösungsmethoden vermeiden, bietet sich die Näherung

$$R_1 \dot{V}^{1,75} + R_2 \dot{V}^2 \approx R \dot{V}^q \quad (8)$$

an. Für einen Volumenstrombereich $0 \leq \dot{V} \leq 1 \text{ [m}^3/\text{s]}$ können die Koeffizienten R und q anhand

$$R = R_1 + R_2 \quad \text{und} \quad q = \frac{1,75 R_1 + 2 R_2}{R_1 + R_2} \quad (9)$$

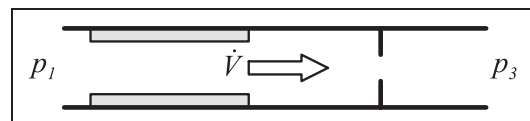


Bild 4: Rohriger und blendiger Druckabfall.

erstaunlich einfach berechnet werden (siehe Anhang A). Dieser Volumenstrombereich – er entspricht $0 \leq \dot{V} \leq 3600 [\text{m}^3/\text{h}]$ – ist für typische Biomassefeuerungen im kleinen und mittleren Leistungsbereich ausreichend. Die Näherungsformel (8) kann auch für größere Volumenstrombereiche verwendet werden, allerdings ist dann die Berechnung der Koeffizienten R und q aufwendiger.

2.4 Ventilator

Die Druckanhebung eines Ventilators ist proportional dem Quadrat der Frequenz f des Frequenzumrichters [2], es ergibt sich somit das vereinfachte Modell

$$\Delta p = c f^2 \quad (10)$$

mit der Ventilatorkonstante c . Dieses Modell entspricht einem idealisierten Ventilator, bei dem die Druckanhebung unabhängig vom Volumenstrom ist. Diese Annahme ist aber weniger einschränkend als sie zunächst erscheint, da typischerweise ein Ventilator immer mit einem rohrigen oder blendigen Druckabfall kombiniert wird.

3 Teilmodelle

Die mathematische Erfassung der Drücke und Volumenströme innerhalb der Gesamtanlage (vergleiche Bild 1) ist sehr komplex. Greift man aber den Feuerraumdruck heraus, zerfällt das Gesamtsystem in mehrere entkoppelte, relativ einfache Teilsysteme. Beispielhaft werden einige dieser Teilsysteme im Folgenden näher besprochen und geeignet modelliert.

3.1 Sekundärluftzufuhr

Die Sekundärluft (SL) wird im vorliegenden Fall über einen frequenzumrichter gespeisten Ventilator (Sekundärluftventilator, SLV) angesaugt, mit einer motorbetriebenen Klappe zusätzlich beeinflusst und über Düsen in den Feuerraum eingebracht (siehe Bild 5). Die Luftmenge wurde im Rahmen der Testläufe mit einem in der Automobilindustrie oft gebräuchlichen Heißfilm-Luftmassensensor (HFM) gemessen, die handgestellte Klappe steht immer ganz offen. Die motorbetriebene Klappe wäre prinzipiell redundant, da die Frequenz des Ventilators bereits zwischen 10 und 60 Hertz stufenlos variiert werden kann. Allerdings würde dann – selbst bei Ventilatorstillstand – aufgrund des Feuerraum-Unterdrucks eine nicht unerhebliche Luftmenge angesaugt werden, die mit Hilfe dieser Klappe deutlich reduziert werden kann (siehe auch Bild 7). In der bestehenden Konfiguration sind zwei diskrete Klappenstellungen – näm-

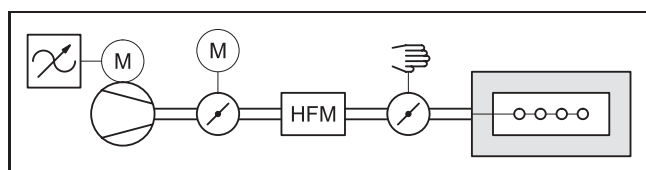


Bild 5: Detailliertes Anlagenschema der Sekundärluftzufuhr.

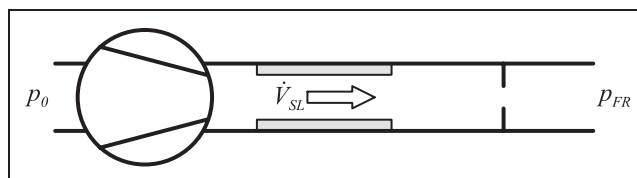


Bild 6: Modellhafte Sicht der Sekundärluftzufuhr.

lich (ganz) „offen“ und (halb) „geschlossen“ – vorgebar, die jeweils innerhalb von 80 Sekunden vom Motor gestellt werden. Benutzt man die erwähnten fluiddynamischen Grundelemente, besteht dieses Teilsystem aus einem Ventilator sowie einem rohrigen und blendigen Druckabfall (siehe Bild 6). Entsprechend ergibt sich das mathematische Modell (mit dem Umgebungsdruck p_0 und dem Feuerraumdruck p_{FR}):

$$\Delta p_{FR} = p_0 - p_{FR} = -c_{SLV} f_{SLV}^2 + R_{SL1} \dot{V}_{SL}^{1,75} + R_{SL2} \dot{V}_{SL}^2 \quad (11)$$

An dieser Stelle kann man einen großen Vorteil dieses Ansatzes erkennen: Die motorbetriebene Klappe, die näherungsweise einen blendigen Druckabfall darstellt, wirkt sich *ausschließlich* auf den Koeffizienten R_{SL2} aus.

Die Koeffizienten wurden anhand experimentell ermittelter Messdaten im kalten Zustand mit Hilfe numerischer Optimierungsalgorithmen ermittelt. In Bild 7 ist die sehr gute Übereinstimmung der Messdaten mit den Berechnungen aus dem mathematischen Modell ersichtlich. Bild 8 zeigt einen Ausschnitt in einem so genannten Teillastbetrieb der Feuerungsanlage im stationären Zustand. Auch hier stimmen die Messdaten mit den Ergebnissen des Modells sehr gut überein. Bemerkenswert ist der auftretende Grenzyklus des Volumenstroms, der sich aufgrund der aktuellen Ansteuerstrategie ergibt: Die Ventilatorfrequenz wird geregelt, die Klappe wird vor allem in Abhängigkeit der Frequenz geöffnet bzw. geschlossen. Mit einer neuen, auf dem entwickelten mathematischen Modell basierenden Strategie kann dieser Grenzyklus relativ leicht vermieden werden. Dadurch kann eine gleichmäßigere Anlagenfahrweise erzielt werden, was zu einer weiteren Minimierung

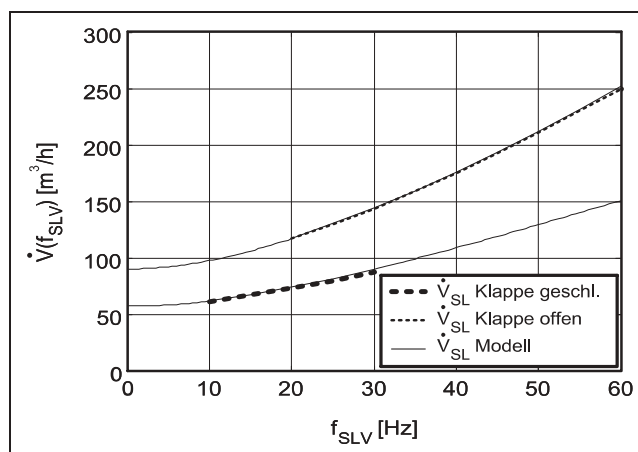


Bild 7: Modellvergleich Sekundärluftzufuhr ($\Delta p_{FR} = 100 [\text{Pa}]$).

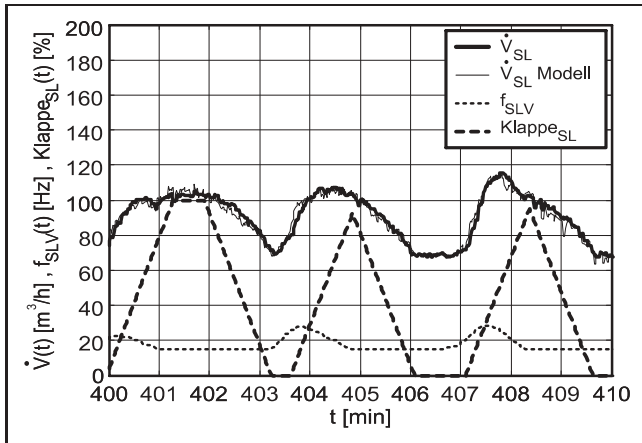


Bild 8: Modellvergleich Sekundärluftzufuhr.

der CO-Emission (durch ausreichende Luftzufuhr) sowie zu einer Wirkungsgradsteigerung (durch Vermeidung von unnötigem Luftüberschuss) beiträgt.

3.2 Primärluftzufuhr

Die Primärluft (PL) wird über einen netzgespeisten Ventilator (Primärluftventilator, PLV) angesaugt und über motorbetriebene Klappen in zwei getrennten Bereichen unter dem Rost zugeführt (siehe Bild 9). Im Gegensatz zur Sekundärluftzufuhr kann hier die Luftmenge nicht über den Ventilator beeinflusst werden, dafür können beide Klappen kontinuierlich zwischen 0 und 100 Prozent geöffnet werden. Da die Klappen vor allem einen blendigen Druckabfall bewirken, werden hier nur blendige Druckabfälle angesetzt (siehe Bild 10). Diese Annahme wird dadurch untermauert, dass unter Verwendung eines allgemeineren Ansatzes (blen-

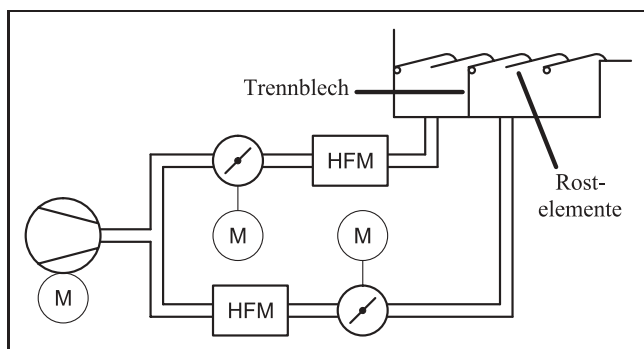


Bild 9: Detailliertes Anlagenschema der Primärluftzufuhr.

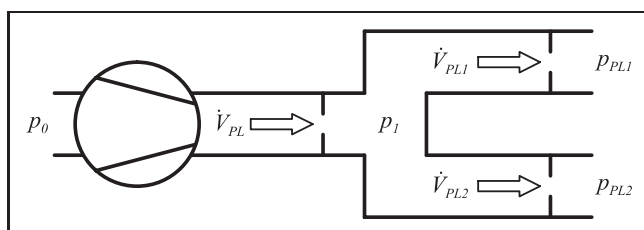


Bild 10: Modellhafte Sicht der Primärluftzufuhr.

diger undrohriger Druckabfall) keine Verbesserung erzielt werden konnte. Die einzelnen Gleichungen lauten:

$$\begin{aligned} p_0 - p_1 &= -\tilde{c}_{PLV} + R_{PLV2} \dot{V}_{PL}^2 \\ p_1 - p_{PL1} &= R_{PL12} \dot{V}_{PL1}^2 \\ p_1 - p_{PL2} &= R_{PL22} \dot{V}_{PL2}^2 \end{aligned} \quad (12)$$

Hierbei gilt $\tilde{c}_{PLV} := c_{PLV} f_{PLV}^2$, da der Ventilator mit konstanter Frequenz betrieben wird; die Größen R_{PL12} sowie R_{PL22} sind Funktionen der Klappenstellungen. Unter Verwendung der Knotengleichung

$$\dot{V}_{PL} = \dot{V}_{PL1} + \dot{V}_{PL2} \quad (13)$$

ergibt sich durch Einsetzen eine Gleichung,

$$\sqrt{\frac{\tilde{c}_{PLV} + p_0 - p_1}{R_{PLV2}}} = \sqrt{\frac{p_1 - p_{PL1}}{R_{PL12}}} + \sqrt{\frac{p_1 - p_{PL2}}{R_{PL22}}} \quad (14)$$

mit der (nach zweimaligem Quadrieren und Lösen einer quadratischen Gleichung) p_1 und somit alle anderen Größen bestimmt werden können. Dieser Weg ist prinzipiell gangbar, führt aber zu unübersichtlichen Ausdrücken, die nicht leicht zu deuten sind.

Eine Alternative, die zu einem einsichtigen Resultat führt, ermöglicht die Annahme, dass der jeweils herrschende Druck unter dem Rost näherungsweise gleich groß ist:

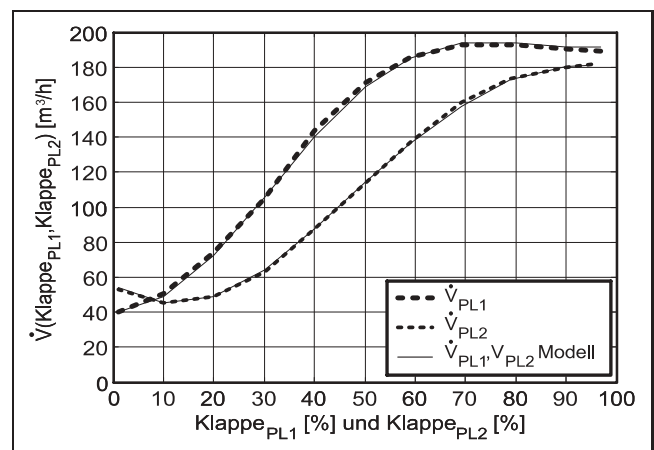
$$p_{PL1} \approx p_{PL} \approx p_{PL2} \quad \text{mit} \quad p_{PL} := \frac{p_{PL1} + p_{PL2}}{2} \quad (15)$$

Dadurch ergibt sich mit Gleichung (14)

$$p_1 = \frac{\tilde{c}_{PLV} + p_0 + \alpha_{PL} p_{PL}}{1 + \alpha_{PL}} \quad (16)$$

mit

$$\alpha_{PL} := R_{PLV2} \left(\frac{1}{\sqrt{R_{PL12}}} + \frac{1}{\sqrt{R_{PL22}}} \right)^2, \quad (17)$$

Bild 11: Modellvergleich Primärluftzufuhr ($\Delta p_{FR} = 100$ [Pa]).

und die Volumenströme können sehr einfach berechnet werden:

$$\dot{V}_{PL1} = \sqrt{\frac{\tilde{c}_{PLV} + p_0 - p_{PL1} + \frac{1}{2}\alpha_{PL}(p_{PL2} - p_{PL1})}{R_{PL12}(1 + \alpha_{PL})}}$$

$$\dot{V}_{PL2} = \sqrt{\frac{\tilde{c}_{PLV} + p_0 - p_{PL2} - \frac{1}{2}\alpha_{PL}(p_{PL2} - p_{PL1})}{R_{PL22}(1 + \alpha_{PL})}}$$

Wie bereits erwähnt, sind R_{PL12} sowie R_{PL22} jeweils von der Klappenstellung abhängig, wobei die wirksame Öffnungsfläche der Klappe A_d entsprechend Gleichung (6), Abschnitt 2.2, einzusetzen ist. Die Koeffizienten wurden wiederum entsprechend „optimiert“. In Bild 11 werden die Messdaten mit denen des mathematischen Modells verglichen. Bemerkenswert ist die offensichtliche Verschiebung zwischen vorgegebener und tatsächlicher Klappenposition (die Kennlinie der Klappe 1 ist nach „links“ und jene der Klappe 2 nach „rechts“ verschoben).

3.3 Rauchgas-Rezirkulation

Ein Teil des Rauchgases im Kamin wird bei der untersuchten Anlage über einen frequenzumrichter gespeisten Ventilator und über Düsen zur Temperatureinflussung in den Feuerraum rezirkuliert. Dazwischen befindet sich aus Sicherheitsgründen eine Rückschlagklappe, sodass das Rauchgas den Feuerraum nicht auf diesem Weg verlassen kann (siehe Bild 12). Der Massenstrom des rezirkulierten Rauchgases wird aufgrund seiner Staubbeladung und hohen Temperatur (180–250 [°C]) nicht mit einem Heißfilm-Luftmassensensor, sondern mit einem Prandtl-Rohr gemessen. Aus fluiddynamischer Sicht ist dieses Teilsystem bis auf die Rückschlagklappe identisch mit der Sekundärluftzufuhr (siehe Bild 13).

Dieses neue Element ist einfach konstruiert: Die Klappe befindet sich auf einer gemeinsamen Welle mit einem Hebel mit Gewicht, der ein „schließendes“ Moment verursacht. Ist die Druckdifferenz vor und nach der Klappe zu gering³, bleibt die Klappe geschlossen und wirkt wie ein blendiger Druckabfall (mit hohem Widerstand). Bei einem größeren Differenzdruck öffnet sich die Klappe, und im stationären Zustand entspricht die Druckdifferenz dem Moment des Hebels. Sie ist also praktisch immer gleich groß ($dp_{Klappe0}$) und unabhängig vom Volumenstrom. Diese theoretische

³ Genau genommen die Differenz zwischen Totaldruck vor und statischem Druck nach der Klappe. Allerdings ist der dynamische Druck im vorliegenden Fall praktisch vernachlässigbar.

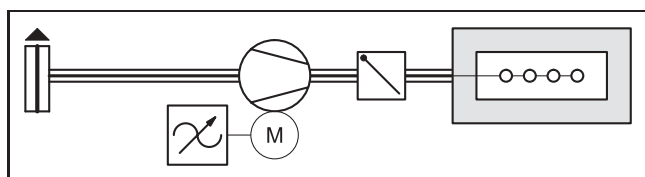


Bild 12: Detailliertes Anlagenschema der Rauchgas-Rezirkulation.

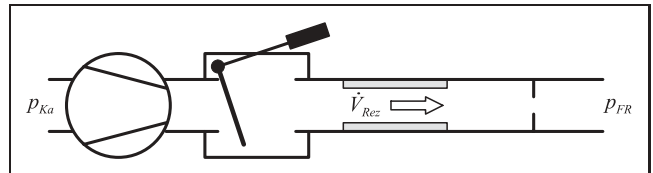


Bild 13: Modellhafte Sicht der Rauchgas-Rezirkulation.

Überlegung wird von den experimentell ermittelten Messdaten untermauert (siehe Bild 14). Es ergeben sich daher die mathematischen Modelle für die geschlossene Klappe

$$p_{Ka} - p_{FR} = -c_{RezV} f_{RezV}^2 + R_{Rez0} \dot{V}_{Rez}^2 \quad (18)$$

und für die offene Klappe

$$p_{Ka} - p_{FR} = -c_{RezV} f_{RezV}^2 + dp_{Klappe0} + R_{Rez1} \dot{V}_{Rez}^{1,75} + R_{Rez2} \dot{V}_{Rez}^2 \quad (19)$$

(mit dem Kamindruck p_{Ka} , der bei dieser Anlage in etwa dem Umgebungsdruck p_0 entspricht). Für den Bereich mit geschlossener Klappe genügt ein Ansatz mit rein blendigem Druckabfall, weil dieser gegenüber dem rohrigen Druckabfall deutlich überwiegt. Das Modell mit dem sich ergebenden kleineren Wert für die Druckdifferenz ist das

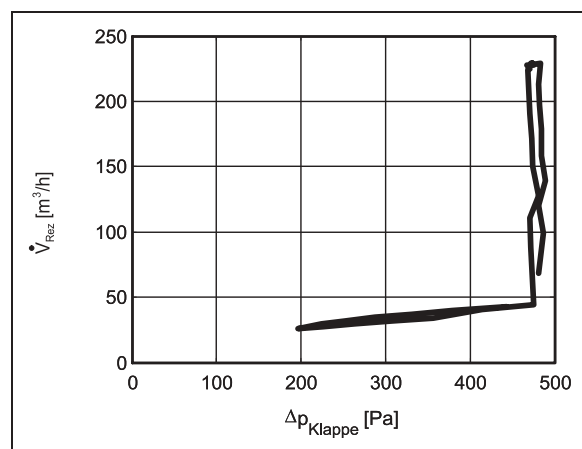


Bild 14: Druckdifferenz bei der Rückschlagklappe.

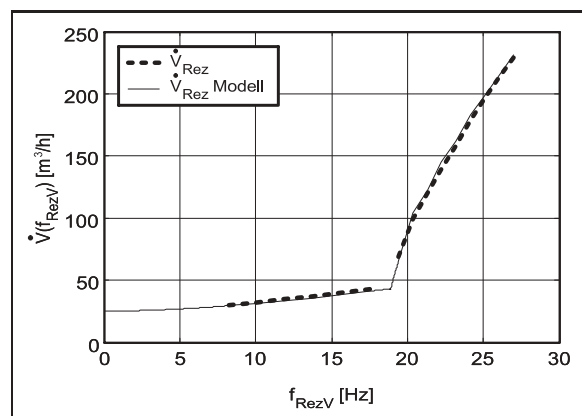


Bild 15: Modellvergleich Rauchgas-Rezirkulation ($\Delta p_{FR} = 100$ [Pa]).

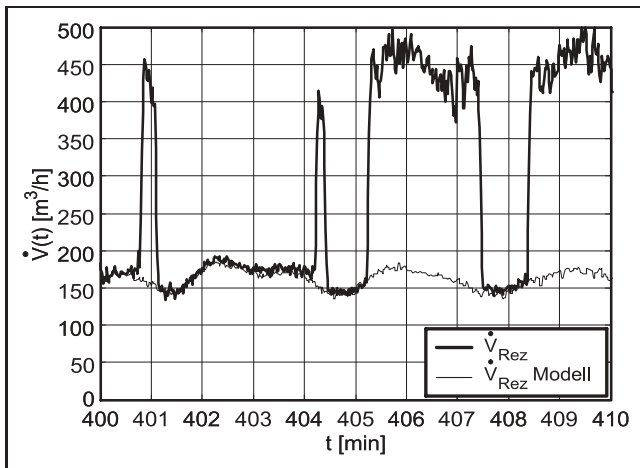


Bild 16: Modellvergleich Rauchgas-Rezirkulation.

jeweils gültige Modell. Bild 15 vergleicht experimentell ermittelte Messdaten im nicht eingheizten Zustand mit dem mathematischen Modell bei entsprechend optimierten Koeffizienten. Bemerkenswert ist der „Knick“ beim Öffnen der Rückschlagklappe, der für die Anwendung linearer Regelkonzepte eine Herausforderung darstellt. Bild 16 zeigt einen Ausschnitt im stationären Teillastbetrieb, wobei hier die entsprechende Adaption der Koeffizienten entsprechend Gleichungen (4) und (6) besonders wichtig ist (Rauchgas statt Luft und deutlich höhere Temperatur). Offensichtlich stimmen hier zeitweise die Messwerte des eingesetzten Prandtl-Rohrs nicht, was auf ein Schwingen der Rückschlagklappe (und dadurch verursachte große Druckschwankungen) zurückzuführen ist. Ein weiteres typisches Problem von Prandtl-Rohren beim Einsatz im Rauchgas ist die Verlegung mit Asche-Partikeln. Mit Hilfe des mathematischen Modells können diese fehlerhaften Messwerte sofort als falsch erkannt werden.

4 Zusammenfassung

Es wurden *einfache* mathematische Modelle für Druck- und Volumenstromverhältnisse in einer Biomasse-Feuerungsanlage vorgestellt. Obwohl sie im Vergleich zu existierenden Modellen eine verblüffend einfache Struktur besitzen, geben Sie die real existierenden Verhältnisse sehr gut wieder und können effizient berechnet werden. Dadurch ergeben sich vielfältige Anwendungsmöglichkeiten:

- Sensoren können eingespart werden. Nach einmaliger Bestimmung der Koeffizienten einer Anlage kann etwa bei der Sekundärluft der Volumenstrom allein aufgrund des Feuerraum-Unterdrucks, der Ventilatorfrequenz und der Sekundärluft-Klappenstellung berechnet werden. Diese Größen stehen bei einer typischen Anlage zur Verfügung.
- Erkenntnisse können gewonnen werden. Ursachen bestimmter unerwünschter Phänomene wie Grenzyklen können eindeutig identifiziert werden.
- Fehlerhafte Messwerte können erkannt und korrigiert werden. Man denke z.B. an Prandtl-Rohre, die im

Rauchgas leicht verstopfen können. Blindes Vertrauen in diese falschen Messwerte könnte fatale Folgen haben.

- Die hier entwickelten Modelle können für eine modellbasierte Regelung herangezogen werden.

A Eine Näherung für die Summe zweier Potenzen

Für gegebene Parameter R_1 , R_2 , q_1 , q_2 sollen R und q so ermittelt werden, dass die Gleichung

$$R_1 \dot{V}^{q_1} + R_2 \dot{V}^{q_2} = R \dot{V}^q \quad (20)$$

im Bereich $0 \leq \dot{V} \leq \dot{V}_{\max}$ näherungsweise „gut“ erfüllt ist. Für den speziellen Wert $\dot{V} = 0$ ist sie trivialerweise exakt erfüllt. Gleiches gilt für die erste Ableitung der Gleichung nach $\dot{V}$

$$q_1 R_1 \dot{V}^{q_1-1} + q_2 R_2 \dot{V}^{q_2-1} = q R \dot{V}^{q-1} \quad (21)$$

Somit ist die Gleichung (20) für $|\dot{V}| \ll 1$ (sogar unabhängig von der Wahl für R und q) näherungsweise erfüllt. Eine naheliegende Idee ist nun, R und q so zu bestimmen, dass die beiden Gleichungen (20) und (21) für den Wert $\dot{V} = \dot{V}_{\max}$ exakt gelöst sind. Dadurch ist die Gleichung (20) für $|\dot{V} - \dot{V}_{\max}| \ll \dot{V}_{\max}$ und somit im gesamten Bereich $0 \leq \dot{V} \leq \dot{V}_{\max}$ näherungsweise erfüllt. Es ergibt sich für R und q :

$$R = \frac{R_1 \dot{V}_{\max}^{q_1} + R_2 \dot{V}_{\max}^{q_2}}{\dot{V}_{\max}^q}$$

$$q = \frac{q_1 R_1 \dot{V}_{\max}^{q_1} + q_2 R_2 \dot{V}_{\max}^{q_2}}{R_1 \dot{V}_{\max}^{q_1} + R_2 \dot{V}_{\max}^{q_2}} \quad (22)$$

Für die spezielle Wahl $\dot{V}_{\max} = 1$ erhält man mit

$$R = R_1 + R_2$$

$$q = \frac{q_1 R_1 + q_2 R_2}{R_1 + R_2} \quad (23)$$

besonders einfache Berechnungsvorschriften.

Literatur

- [1] *Deutscher Normenausschuß*: Durchflußmessung mit genormten Düsen, Blenden und Venturidüsen. DIN 1952, 1971.
- [2] *Elektrotor (Hrsg.)*: Niederdruckventilatoren. Firma Elektrotor, Produktübersicht, 2006. (<http://www.elektrotor.de>)
- [3] *Görner K., Klasen T.*: Betriebsoptimierung von thermischen Abfall-Behandlungsanlagen durch CFD-Simulation. 13. DVV-Kolloquium, Weimar, 2002.
- [4] *Goerner K., Klasen T.*: Modelling, simulation and validation of the solid biomass combustion in different plants. Progress in Computational Fluid Dynamics 6 (2006) 4/5, S. 225–234.
- [5] *Merritt H.E.*: Hydraulic Control Systems. John Wiley & Sons, New York, 1991.
- [6] *Obernberger I.*: Nutzung fester Biomasse in Verbrennungsanlagen. dbv-Verlag, Graz, 1997.
- [7] *Scharler R.*: Entwicklung und Optimierung von Biomasse-Rostfeuerungen durch CFD-Analyse. Dissertation an der Technischen Universität Graz, Graz, 2001.

- [8] Scharler R., Obernberger I.: Deriving Guidelines for the Design of Biomass Grate Furnaces with CFD Analysis – A New Multifuel-Low-NOx Furnace as Example. 6th European Conference on Industrial Furnaces and Boilers, Estoril, 2002.
- [9] Verein Deutscher Ingenieure: VDI-Wärmeatlas. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 2006.

Manuskripteingang: 3. November 2006.

Dr. Robert Bauer ist Assistent am Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik der Technischen Universität Graz. Hauptarbeitsgebiete: Steuerung und Regelung von Mehrgrößensystemen, neue Regelungskonzepte für Biomasse-Feuerungsanlagen.

Adresse: Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik, TU Graz, Kopernikusgasse 24, 8010 Graz, ÖSTERREICH,
E-Mail: robert.bauer@TUGraz.at

Dipl.-Ing. Markus Gölls ist Junior Researcher am Austrian Bioenergy Centre und Dissertant am Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik der Technischen Universität Graz. Arbeitsgebiet: Regelung von Biomassefeuerungsanlagen.

Adresse: Austrian Bioenergy Centre GmbH, Inffeldgasse 21b, 8010 Graz, ÖSTERREICH, E-Mail: markus.goell@abc-energy.at

Dipl.-Ing. Thomas Brunner leitet am Austrian Bioenergy Centre den Bereich Biomasseverbrennung – Mittelgroße Anlagen und Großanlagen. Des Weiteren ist er Senior Researcher am Institut für Ressourcenschonende und Nachhaltige Systeme, TU Graz. Hauptarbeitsgebiete: Feuerungstechnik, Optimierung von Biomassefeuerungsanlagen, aschenbedingte Probleme in Biomassefeuerungsanlagen.

Adresse: Austrian Bioenergy Centre GmbH, Inffeldgasse 21b, 8010 Graz, ÖSTERREICH, E-Mail: thomas.brunner@abc-energy.at

O.Univ.-Prof. Dr. Nicolaos Dourdoumas ist Professor am Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik der Technischen Universität Graz. Hauptarbeitsgebiete: Regelungstheorie, rechnerunterstützter Regelkreisentwurf.

Adresse: Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik, TU Graz, Kopernikusgasse 24, 8010 Graz, ÖSTERREICH,
E-Mail: nicolaos.dourdoumas@TUGraz.at

Prof. Univ.-Doz. Dipl.-Ing. Dr. Ingwald Obernberger ist Professor für Thermochemische Biomassekonversion an der Technischen Universität Eindhoven (Niederlande), Leiter der Arbeitsgruppe „Thermische Biomassenutzung“ an der Technischen Universität Graz und Key Researcher am Austrian Bioenergy Centre Graz für die Forschungsbereiche „Biomasseverbrennung – Mittelgroße Anlagen und Großanlagen“ und „Modellierung und Simulation“. Hauptarbeitsgebiete: Entwicklung und Modellierung von Biomasseverbrennungssystemen.

Adresse: Institut für Ressourcenschonende und Nachhaltige Systeme, Technische Universität Graz, Inffeldgasse 21b, 8010 Graz, ÖSTERREICH, E-Mail: obernberger@bios-bioenergy.at



Universität Karlsruhe (TH)
Forschungsuniversität · gegründet 1825



In der **Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik** der Universität Karlsruhe (TH) ist zum **01.04.2009** eine

W3-Professur für Regelungs- und Steuerungssysteme (Nachfolge Prof. Dr.-Ing. Volker Krebs)

mit **Leitungsfunktion** zu besetzen.

Der/Die zukünftige Stelleninhaber/in soll das Gebiet der Regelungs- und Steuerungstheorie als Grundlagenwissenschaft und Querschnittsdisziplin der Automatisierungstechnik in Forschung und Lehre vertreten.

Es wird eine Persönlichkeit gesucht, die sich durch hervorragende wissenschaftliche Qualifikation und Erfahrung in der Führung von wissenschaftlichen Arbeitsgruppen auszeichnet und über sehr gute didaktische Fähigkeiten verfügt. Eine mehrjährige erfolgreiche Tätigkeit in der Industrie oder der industrienahen Forschung ist erwünscht.

Bewerber/innen sollten auf mehreren der folgenden Themenbereiche besonders ausgewiesen sein:

- Modellierung und Analyse dynamischer Systeme
- Steuerungssynthese für ereignisdiskrete und hybride Prozesse
- Entwurfsmethodiken optimaler Regelungen und Steuerungen
- Diagnose und Rekonfiguration fehlerhafter Systeme

In der Forschung werden neue Impulse im Bereich der methodenorientierten Automatisierungstechnik unter besonderer Berücksichtigung der Prozessführung (Modellbildung und Simulation, optimale Regelung und Steuerung, Überwachung und Diagnose) verteilter Systeme erwartet. Anwendungen können beispielsweise im Bereich der Automobiltechnik, der Luftfahrttechnik, des Energiemanagements, der Mechatronik oder der Robotik liegen.

Aufgrund des Querschnittscharakters der Professur wird eine enge Zusammenarbeit mit weiteren Instituten der Fakultät, entsprechenden Forschungsgruppen des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) und der Industrie erwartet.

Zu den Aufgaben der Professur in der Lehre gehört die engagierte und umfassende Beteiligung an bestehenden und neuen, auch englischsprachigen Studiengängen der Fakultät. Eine Verzahnung in Forschung und Lehre mit der ebenfalls ausgeschriebenen Professur „Industrielle Informationstechnik“ (Nachfolge Prof. Dr.-Ing. Uwe Kiencke) ist ausdrücklich erwünscht.

Voraussetzungen sind ein abgeschlossenes Universitätsstudium, die Promotion, die Habilitation oder habilitations-äquivalente Leistungen.

Die Universität Karlsruhe ist bestrebt, den Anteil an Professorinnen zu erhöhen und begrüßt deshalb die Bewerbung entsprechend qualifizierter Frauen. Bewerbungen schwerbehinderter Personen werden bei gleicher Eignung bevorzugt berücksichtigt.

Im Falle einer erstmaligen Berufung in ein Professorenamt wird das Dienstverhältnis zunächst befristet; Ausnahmen von der Befristung sind möglich.

Bewerbungen mit den üblichen Unterlagen werden bis zum **30.09.2007** an die **Universität Karlsruhe (TH), Dekan der Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik, Kaiserstr. 12, 76131 Karlsruhe**, erbeten.