

CUTEC-Institut GmbH
Name der Forschungsstelle(n)

15400 N / 1
AiF-Vorhaben-Nr. / GAG

01.11.2007 — 31.12.2010
Bewilligungszeitraum

Schlussbericht für den Zeitraum : 01.11.2007 — 31.12.2010

zu dem aus Haushaltsmitteln des BMWA über die



geförderten IGF-Forschungsvorhaben

- Normalverfahren
 Fördervariante ZUTECH

Forschungsthema :


Regelungsstrategie für den heißen Bypass von regenerativen Nachverbrennungsanlagen zur Stabilisierung der Brennraumtemperatur im überautothermen Betrieb.

Für ein ZUTECH-Vorhaben sind folgende zusätzliche Angaben zu machen:

Der fortgeschriebene Plan zum Ergebnistransfer in die Wirtschaft

- ist beigefügt
 liegt bereits vor
 wird fristgerecht nachgereicht

Clausthal-Zellerfeld, 12.05.2011
Ort, Datum


Unterschrift der/des Projektleiter(s)

Regelungsstrategie RNV-Bypass

Vorhaben Nr. 15400 N

Regelungsstrategie für den heißen Bypass von regenerativen Nachverbrennungsanlagen zur Stabilisierung der Brennraumtemperatur im überautothermen Betrieb.

Abschlussbericht

Kurzfassung:

Thermische Nachverbrennungsanlagen mit regenerativer Abluftvorwärmung werden häufig zur Reinigung von Industrieabläufen eingesetzt, weil sie sich durch einen geringen Zusatzbrennstoffbedarf auszeichnen.

Eine hohe Zufuhr von Verbrennungsenthalpie kann bei diesen Anlagen allerdings dazu führen, dass innerhalb der Regeneratoren Temperaturmaxima entstehen und demgegenüber die Brennraumtemperatur abnimmt. Unterschreitet diese die Solltemperatur, wird bei herkömmlichen Regelungen Zusatzbrennstoff zugeführt, obwohl der Energieinhalt der Abluft für den autothermen Betrieb eigentlich ausreicht. Die Regelung der Brennstoffzufuhr anhand der Brennraumtemperatur ist deshalb in diesen Fällen ungeeignet.

Das Verhalten ist systemimmanent und wird durch ein Zusammenspiel aus Wärmeübertragung, Wärmeverlusten und chemischer Kinetik verursacht.

Durch detaillierte Analyse von Großanlagendaten und eine Umfrage unter mehreren Herstellern wurde bestätigt, dass solche Zustände auch in der Praxis häufig auftreten (teilweise bis zu 90% der Betriebszeit).

Weiter wurde gezeigt, dass dem Verhalten begegnet werden kann, indem ein Teilstrom des heißen Reingases über einen Bypass aus dem Brennraum herausgeführt wird, und eine hierfür geeignete Regelungsstrategie entwickelt, implementiert und experimentell im Technikum überprüft. Zusätzlich ist eine erste Implementierung einer angepassten Regelung in der Praxis erfolgt. Das Verhalten wurde theoretisch erklärt und Empfehlungen für die Praxis herausgearbeitet.

Das Ziel des Forschungsvorhabens ist erreicht worden.

Berichtsumfang:	182 S., 176 Abb., 7 Tab., 150 Lit.
Beginn der Arbeiten:	01.11.2007
Ende der Arbeiten:	31.12.2010
Zuschussgeber:	BMWi / IGF-Nr. 15400 N
Forschungsstelle:	Clausthaler Umwelttechnik-Institut GmbH (CUTEC) Leiter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Otto Carlowitz
Bearbeiter und Verfasser:	Dipl.-Ing. Torsten Reindorf
Vorsitzender Projektbegleitender Ausschuss:	Dipl.-Ing. Bernd Rüska, LTB GmbH & Co. KG
Leiter der Arbeitsgruppe Trocknungstechnik:	Bernd Rüska

Inhaltsverzeichnis

1	Management Report	1
2	Anlass für das Forschungsprojekt	2
3	Zielsetzung	5
4	Lösungsweg.....	6
4.1	Methodischer Ansatz.....	6
4.2	Projektablauf	10
5	Stand der Forschung	11
5.1	Regeneratoren	11
5.2	Regenerator-Rekuperator-Analogie.....	12
5.3	Strömungsumkehr- und Wärmeübertragerreaktoren	16
5.4	Wärmeübergang	17
5.5	Überautothermer Betrieb.....	18
5.6	Reingasauskopplung.....	18
6	Beschreibung der Versuchsanlage und der durchgeführten Umbauarbeiten.....	21
6.1	Gesamtsystem	21
6.2	Regeneratoren	23
6.3	Brennraum und Heißgasbypass	24
6.4	Flammenlossystem	27
6.5	Klappensystem	28
6.6	Periphere Einrichtungen.....	29
6.6.1	Dosierstation	29
6.6.2	Messgasentnahmesystem	30
6.6.3	SNCR-System	30
6.6.4	TNV-Anlage zur Abluftvorwärmung	30
6.7	MSR-Technik	31
6.7.1	Messtechnik	31
6.7.2	Prozessleitsystem und Visualisierung	32
6.7.3	Datenarchivierung und Versuchsauswertung	32
7	Experimentelle Voruntersuchungen im Technikum	34
7.1	Bestimmung der Wärmeverluste mittels Infrarot-Thermografie.....	34
7.2	Messung der Temperaturprofile mittels Infrarot-Thermografie	37
7.3	Abhängigkeit der autothermen Beladung vom Abluftvolumenstrom.....	39
7.4	Verhalten unterschiedlicher Lösemittel.....	41
7.4.1	Versuche mit Toluol	41
7.4.2	Versuche mit Methylethylketon	43
7.4.3	Versuche mit Isobutylacetat	44
7.5	Überautothermer Betrieb.....	46
7.6	Einfluss der Reingasauskopplung	60

8	Vereinfachte thermochemische Modellierung.....	67
8.1	Beschreibung des Modells	67
8.2	Anpassung des Modells an die Daten der Technikumsanlage.....	70
8.3	Validierung	71
8.4	Simulationsergebnisse	71
8.4.1	Einfluss der Abluftkonzentration	72
8.4.2	Einfluss des Abluftmassenstromes	74
8.4.3	Einfluss der Ablufttemperatur	75
8.4.4	Einfluss des Heizwertes der Abluftinhaltsstoffe	76
8.4.5	Einfluss der Oxidationskinetik der Abluftinhaltsstoffe	76
8.4.6	Einfluss der Wärmeverluste	77
8.4.7	Einfluss der Wärmeübertragung	78
8.4.8	Einfluss der Reingasauskopplung	79
8.4.9	Grenzen des autothermen Betriebs	83
9	Vereinfachte Erklärung des Anlagenverhaltens.....	87
10	Entwicklung des Regelungskonzeptes	92
10.1	Mögliche Regler-Eingangsrößen	92
10.1.1	Regelung anhand der Abluftzusammensetzung	93
10.1.2	Regelung anhand des Anlagendruckverlustes	93
10.1.3	Regelung anhand der Reingastemperatur	94
10.1.4	Regelung anhand der Maximaltemperatur	94
10.2	Grundkonzept und Reglerintegration.....	94
10.3	Reglervarianten.....	96
10.3.1	Regelung anhand des gemessenen Temperaturprofils	97
10.3.2	Regelung anhand ausgewählter Messstellen	97
10.3.3	Modellbasierte prädiktive Regelung	103
10.4	Test anhand von Simulationsrechnungen.....	104
11	Test und Optimierung der Regelung an der Versuchsanlage	108
11.1	Versuche mit Konzentrationssprung.....	108
11.1.1	Regelung anhand des Temperaturprofils	109
11.1.2	Modellbasierte Regelung bzw. Steuerung	110
11.1.3	Regelung anhand der Temperatur	111
11.1.4	Regelung anhand der Temperatur mit modellbasierter Prädiktion	112
11.1.5	Optimierung des Arbeitspunktes	114
11.2	Versuche mit schwankenden Konzentrationen.....	119
12	Auswertung von Großanlagendaten.....	127
12.1	Nicht repräsentative Herstellerumfrage	127
12.2	RNV-Anlage zur Reinigung des Abgases aus einem Zinkrecyclingprozess.....	129
12.3	RNV-Anlage zur Reinigung des Abgases aus einem Kalkbrennprozess.....	135
13	Implementierung der Regelung an einer Großanlage.....	142

13.1	Regelungsverfahren.....	142
13.2	Ergebnisse.....	143
14	Empfehlungen für die Praxis	144
15	Bewertung der im Rahmen des Projektes erzielten Ergebnisse	148
15.1	Vergleich mit den Zielsetzungen des Forschungsantrages.....	148
15.2	Wissenschaftlich-technische Bedeutung für kleinere und mittlere Unternehmen ..	148
15.3	Wirtschaftliche Bedeutung für kleinere und mittlere Unternehmen	149
15.4	Innovativer Beitrag und industrielle Anwendungsmöglichkeiten.....	149
16	Maßnahmen zur Ergebnisverbreitung	150
16.1	Transfer der Forschungsergebnisse in die Praxis.....	150
16.2	Veröffentlichungen im Rahmen des Projektes.....	151
17	Anhang	153
17.1	Abbildungsverzeichnis.....	153
17.2	Tabellenverzeichnis	158
17.3	Formelzeichen	159
17.3.1	Lateinische Buchstaben	159
17.3.2	Griechische Buchstaben	160
17.3.3	Indices und Superskripte	160
17.3.4	Ähnlichkeitskennzahlen	161
17.4	Abkürzungsverzeichnis	161
17.5	Literaturverzeichnis	162
17.6	Detaillergebnisse der Herstellerumfrage	169
17.7	Herleitung der Sigmoid-Funktion.....	170

1 Management Report

Thermal post-combustion plants with regenerative preheating, also known as regenerative thermal oxidation (RTO) plants, are widely used to clean industrial waste gas streams because of their low energy demand.

The origin of this research project was the observation from practice that additional fuel has to be supplied to many of these plants, although the energy content of the exhaust air should be sufficient for autothermal operation. Thus, the aims of this project were to explain the cause and boundary conditions leading to this behaviour and to develop a strategy to control it.

The deliverables of the project showed that this behaviour is caused by temperature maxima in the regenerators arising due to high input of combustion enthalpy with simultaneous decrease of the temperature in the combustion chamber. Hence, with conventional control systems additional fuel is supplied, if this temperature falls short of the nominal value. Controlling additional fuel supply according to the combustion chamber temperature, is therefore insufficient in these cases.

The behaviour is system immanent and it is induced by an interaction of heat transfer, heat losses and chemical kinetics.

Detailed analyses of operating data from industrial plants as well as a survey among several manufacturers proved that such states also occur in real world frequently (sometimes up to 90% of operating time).

This behaviour can be antagonised by withdrawing one part of the hot gas from the combustion chamber (bypass). For this, an appropriate control strategy was developed, implemented and experimentally tested in a research plant. Further, a first implementation of an adapted strategy at an industrial plant was achieved.

The behaviour has been explained theoretically and recommendations for practice have been presented in detail.

No completely novel method, immediately opening up a new market, has been devised within the scope of this project. Nevertheless the optimisation measures shown have some economic potential. For operators the economic interest is given directly by potential fuel savings. For manufacturers the economic interest consists in the fact that the results may lead to improved plant design and to optimised operation with lower fuel consumption. This can contribute to winning out over competitors. Additionally, the project results contribute to the continuous learning process of the branch of trades. Therefore, it is desirable in the long term, that the results prospectively will help to introduce RTO-plants in application ranges seeming too risky to one manufacturer or the whole branch so far.

Industrial applicability of the developed control strategy is principally given for all RTO-plants and reverse-flow reactors in which super-adiabatic states emerge as far as a hot gas bypass is installed or can be installed. Other aspects, e.g. approximation of the temperature profile along the reactor from only a few measurement positions, can be applied to reverse-flow reactors or heat exchanger reactors, generally.

2 Anlass für das Forschungsprojekt

Thermische Abgasreinigungsanlagen mit regenerativer Abluftvorwärmung (RNV-Anlagen) haben sich für die Behandlung von Emissionen in Form von gasförmigen organischen Stoffen, wie z.B. Lösemitteln oder brennbaren gasförmigen Emissionen aus Recyclingprozessen in den vergangenen 20 Jahren in Europa etabliert [1]. Ihr besonderes Merkmal liegt in der Möglichkeit, Abluft extrem weit vorzuwärmen, sodass im Vergleich zu konventionellen thermischen Abgasreinigungsanlagen mit rekuperativer Abluftvorwärmung (TNV-Anlagen) weniger Zusatzbrennstoff einzusetzen ist. Dadurch trägt sich der Prozess schon bei Beladungen der Abluft mit wenigen Gramm brennbarer Substanz pro Kubikmeter ohne Zusatzbrennstoff selbst. Dies ist vor dem Hintergrund steigender Brennstoffpreise für die industrielle Praxis von ausschlaggebender Bedeutung.

Das Funktionsprinzip von allen thermischen Abgasreinigungsanlagen beruht darauf, dass die in der Abluft enthaltenen Schadstoffe verbrannt werden und sich hierbei in nicht gesundheitsschädliche Stoffe umwandeln. Grundvoraussetzungen für eine gute Reinigungswirkung sind, neben der Brennbarkeit der Schadstoffe, vor allem ausreichend hohe Temperatur und Verweilzeit im Reaktor.

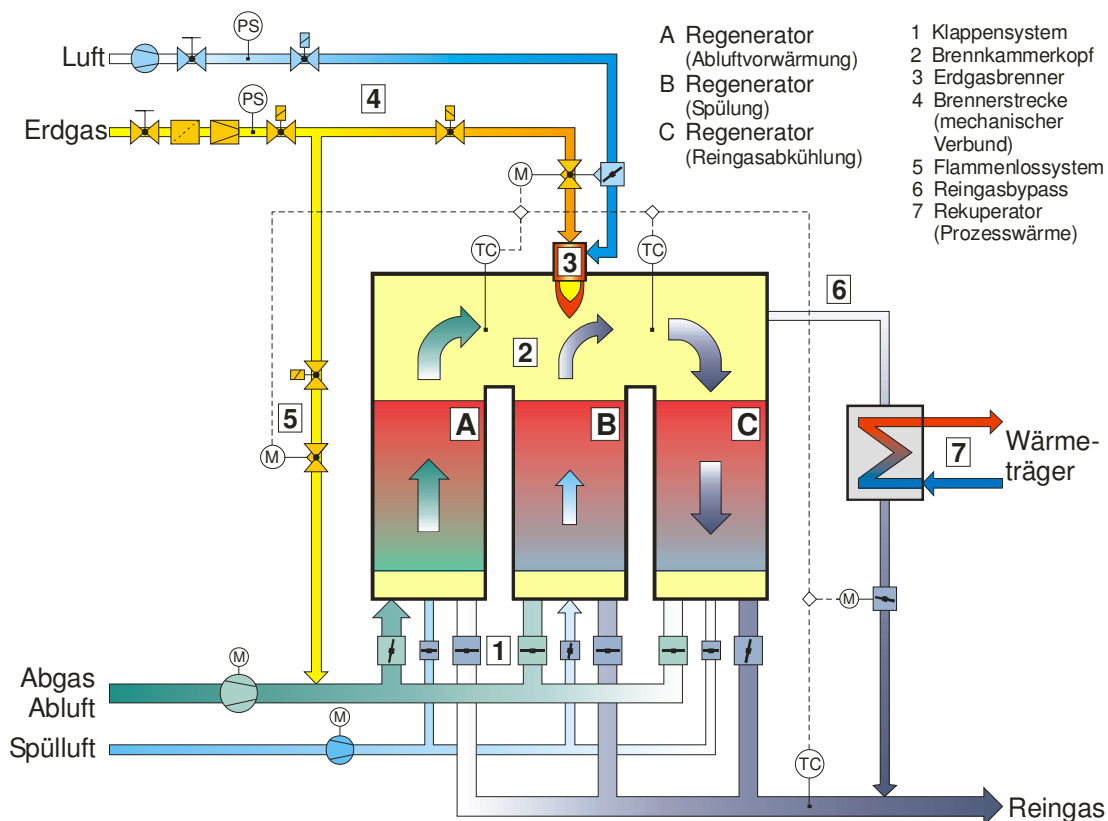


Abb. 1: Verfahrensschema einer RNV-Anlage mit heißem Bypass.

RNV-Anlagen sind aus verfahrenstechnischer Sicht gemäß Abb. 1 aufgebaut. Sie bestehen in der Regel aus mindestens drei Regeneratoren (keramischen Speicherbetten), über denen ein Brennraum (Pos. 2) angeordnet ist. Ein Regenerator (A) wärmt die Abluft vor, einer kühlt das aus dem Brennraum kommende Reingas (C) und ein dritter dient vor dem Umschalten von Abluft- auf Reingasbetrieb der Entfernung von Kohlenwasserstoffresten, z. B. mittels Spülluft (B) oder häufig auch Reingas. In der Regel setzt man bei RNV-Anlagen eine Mindestreaktionstemperatur zwischen 820 °C und 850 °C fest, die üblicherweise im Brennraum gemessen wird. Zur Sicherstellung dieses Temperaturniveaus gibt es zwei unterschiedliche Betriebsweisen. Im Brennerbetrieb wird die Solltemperatur mit Hilfe eines Stützbrenners (oder mehrerer Brenner) geregelt (Pos. 3), im so genannten Flammenlosbetrieb durch geregelte Zufuhr von Erdgas zur Abluft (Pos. 5). Im Fall von hohen Kohlenwasserstoffbeladungen

der Abluft besteht die Möglichkeit, einen Teil des Reingasenthalpiestromes über einen sogenannten heißen Bypass auszuschleusen (Pos. 6) und diesen zur Bereitstellung von Prozesswärme zu nutzen (Pos. 7).

In einer weit verbreiteten, sehr stark vereinfachten Vorstellung wird das Funktionsprinzip als Kombination aus einem Wärmeübertrager und einem Reaktor dargestellt (Abb. 2). Mit Hilfe des Wärmeübertragers (hier den Regeneratoren) wird die Enthalpie des heißen Reingases zurück gewonnen und zur Vorwärmung der Abluft genutzt. Im Reaktor werden die Schadstoffe oxidiert, wobei die Reaktionswärme freigesetzt und der Gasstrom weiter aufgeheizt wird. Die bis zur Solltemperatur verbleibende Temperaturdifferenz muss dann durch den Zusatzbrennstoff gedeckt werden. Das System wird üblicherweise als adiabat betrachtet.

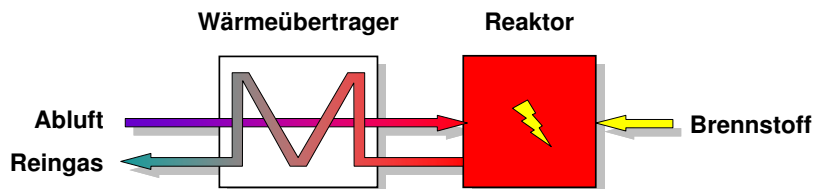


Abb. 2: Einfachste Modellvorstellung der regenerativen Nachverbrennung.

Hinsichtlich des Wärmehaushaltes kann man daher den Betriebsbereich von RNV-Anlagen in drei Abschnitte unterteilen:

- **unterautotherm:** die durch die brennbaren Schadstoffe zugeführte Energie reicht nicht aus, um den Prozess aufrecht zu erhalten. Es muss zusätzlich Energie zugeführt werden.
- **autotherm:** die durch die brennbaren Schadstoffe zugeführte Energie reicht gerade aus, um den Prozess aufrecht zu erhalten. Der Prozess trägt sich selbst.
- **überautotherm:** mit den Abluftschadstoffen wird mehr Energie zugeführt, als für den Prozess notwendig ist. Es kann Energie abgeführt werden.

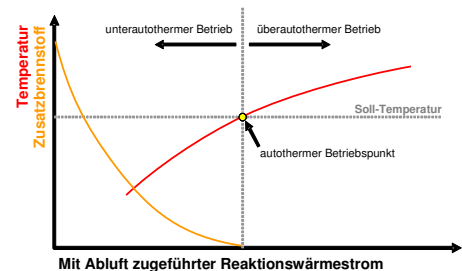


Abb. 3: Übliche Definition der Betriebsbereiche.

In der Praxis setzt man das „aufrecht erhalten des Prozesses“ häufig damit gleich, dass eine vorgegebene Solltemperatur im Brennraum eingehalten wird (Abb. 3).

Durch die große Oberfläche der Speichermassen in den Regeneratoren erreichen diese sehr große Wärmerückgewinnungsgrade von 95% bis 98%. Dementsprechend hoch ist die Abluftvorwärmtemperatur und entsprechend niedrig der Bedarf an Zusatzbrennstoff. Bleibt man bei der oben genannten Modellvorstellung, ist davon auszugehen, dass der Betrieb dann autotherm ist, wenn die Verbrennungsenthalpie der Schadstoffe gerade ausreicht, um die Differenz zwischen Soll-Temperatur und Abluftvorwärmtemperatur zu decken. Bei größerem Reaktionsenthalpiestrom würde man erwarten, dass die Brennraumtemperatur ansteigt und weiterhin kein Zusatzbrennstoff zugeführt werden muss.

Demgemäß könnte also in jedem Fall durch Vergrößerung der Regeneratoroberfläche der Brennstoffbedarf reduziert werden oder bei beliebig kleiner Konzentration der autotherme Betriebspunkt immer erreicht werden, wenn man die Oberfläche nur groß genug wählt.

2 Anlass für das Forschungsprojekt

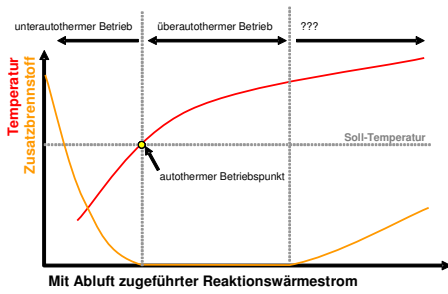


Abb. 4: Feststellung in der Praxis.

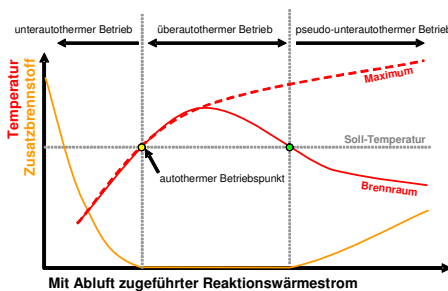


Abb. 5: Erklärung des Verhaltens.

Die Praxis zeigt jedoch, dass es Betriebszustände gibt, in denen trotz ausreichend hoher Abluftbeladung die vorgegebenen Solltemperatur im Brennraum nur durch zusätzliche Brennstoffzufuhr erreicht wird (Abb. 4).

Es stellt sich die Frage, wie dieses Verhalten zu erklären ist.

Wie aus der Literatur bekannt ist und in Vorversuchen gezeigt werden konnte, bilden sich bei höheren Beladungen der Abluft mit brennbaren Stoffen Temperaturmaxima aus, die vom Brennraum ausgehend in die Regeneratoren hineinwandern. Lässt man die Stützbrenner ausgeschaltet nimmt bei diesem Vorgang die Brennraumtemperatur ab. Die beobachtete Problematik liegt nun darin, dass zwar innerhalb der Regeneratoren sehr hohe Temperaturen entstehen (größer als 1000°C), die geforderte Solltemperatur im Brennraum aber unterschritten werden kann (Abb. 5).

Die Regelung versucht dem entgegen zu wirken, indem die Leistung der Brenner erhöht wird. Der Zusatzbrennstoffbedarf steigt. Dies führt jedoch zu unnötigen Betriebsmittelkosten und zeigt, dass in solchen Fällen die Temperatur im Brennraum als alleinige Regelgröße nicht ausreicht.

Dieser Mehrverbrauch wäre durch ein anderes Regelungskonzept vermeidbar, da diesen Betriebszuständen mit Hilfe eines geregelten Bypasses, der Reingas aus dem Brennraum einer RNV-Anlage ausschleust, begegnet werden kann.

3 Zielsetzung

Hauptziel dieses Forschungsprojektes ist die Entwicklung und demonstrative Implementierung einer Regelungsstrategie, mit der das zuvor beschriebene Betriebsverhalten beherrscht werden kann.

Mit umfangreichen Versuchen an einer Anlage im Technikumsmaßstab werden die Umstände für das Auftreten dieses Betriebsverhaltens und sich daraus ergebende Auswirkungen detailliert untersucht und somit die Wissensbasis für RNV-Anlagen und deren Betrieb verbreitert.

Da die Brennraumtemperatur im vorgenannten Fall keine ausreichende Regelgröße darstellt, wird aus den durchgeführten Versuchen ermittelt, welche Größe stattdessen zielführend ist. Eine geeignete Regelung wird entwickelt, an der Versuchsanlage implementiert und ausführlich getestet.

Das Auftreten des geschilderten Anlagenverhaltens in der Praxis wird eruiert und anhand von Messdaten industrieller RNV-Anlagen analysiert.

Das entwickelte Regelungsverfahren wird exemplarisch an einer Industrieanlage implementiert, um die Tragfähigkeit des Konzeptes in der Praxis zu überprüfen.

Empfehlungen für die Praxis werden herausgearbeitet.

Auf Basis der experimentellen Ergebnisse wird ein thermochemisches Simulationsmodell entwickelt, das systematische Parameterstudien erlaubt, und dadurch zu einem vertieften Prozessverständnis beitragen kann. Weiterhin ermöglicht die Modellierung die Erkenntnisse auf industrielle Anlagen zu übertragen und das entwickelte Regelungskonzept im Vorfeld zu testen und anzupassen.

Durch die erwarteten Ergebnisse ist es möglich, den Brenneinsatz in RNV-Anlagen, die von der geschilderten Problematik betroffen sind, zu reduzieren und somit den Energiebedarf und die CO₂-Emissionen zu senken.

4 Lösungsweg

4.1 Methodischer Ansatz

Das zuvor geschilderte Anlagenverhalten konnte bereits in Vorversuchen, die an der Techniksanlage der CUTEC durchgeführt worden sind, reproduzierbar nachgezeichnet werden.

Abbildung 6 I zeigt einen Zwei-Stunden-Ausschnitt eines quasistationären Betriebszustandes. Die Brennraum-Solltemperatur von $950\text{ }^{\circ}\text{C}$ wurde in diesem Fall durch geregelte Zufuhr von Erdgas zur Abluft sichergestellt. Die Solltemperatur ist hier relativ hoch, stellt jedoch im Hinblick auf das nachfolgend skizzierte Verhalten keine Beschränkung der Allgemeinheit dar, da sich ähnliche Ergebnisse auch bei niedrigeren Temperaturen zeigen. Die künstlich erzeugte Abluftbeladung genügt bei diesen Betriebsbedingungen gerade für den autothermen Betrieb, d.h. die Abluftbeladung von $2,3\text{ g}_{\text{Erdgas}}/\text{m}^3$ reicht aus, um den Prozess aufrecht zu erhalten, ohne dass ein Einsatz der Brenner oder zusätzliche Erdgaszufuhr zur Abluft erforderlich wäre. Abbildung 6 I (a) zeigt die zeitlichen Verläufe der gemessenen Temperaturen im mittleren Regenerator. Die einzelnen Messwerte schwanken, bedingt durch die zyklische Betriebsweise, um einen Mittelwert, das Temperaturniveau bleibt jedoch konstant. Die Brennraumsolltemperatur von $950\text{ }^{\circ}\text{C}$ ist nahezu konstant, da sie mit Hilfe des zugeführten Erdgasmengenstromes eingeregelt wird und im Brennraum keine relevanten Speichermassen vorhanden sind, die Temperaturänderungen verzögern würden. Teilbild (b) zeigt den zugehörigen Verlauf des Erdgasstromes, der im Mittel $6,3\text{ m}^3/\text{h}$ beträgt. Das untere Diagramm (c) verdeutlicht das in diesem Fall vorherrschende Temperaturprofil entlang des Strömungsweges, wobei der Brennraum punktförmig bei $x = 0$ dargestellt ist. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Maximaltemperatur im Brennraum vorliegt und das Profil nach beiden Seiten hin abfällt.

Abbildung 6 II zeigt die entsprechenden Diagramme für einen sich daran anschließenden Betriebszustand, bei dem bei zusätzlicher Aufgabe von $0,5\text{ g}/\text{m}^3$ Dimethylformamid (DMF) der überautotherme Betrieb erreicht wurde. Man würde nun erwarten, dass die zugeführte Erdgasmenge auf Grund dieser zusätzlichen Energiezufuhr entsprechend reduziert würde (rechnerisch um ca. 13%). Allerdings zeigt sich genau das Gegenteil: die zugeführte Erdgasmenge steigt bis auf den, durch das Regelventil begrenzten, maximal möglichen Wert von $10\text{ m}^3/\text{h}$ an, was einer Erhöhung der Energiezufuhr um fast 50% entspricht (b).

Dieses zunächst paradox erscheinende Verhalten lässt sich, wie bereits vorstehend erläutert, durch die Verschiebung des Temperaturmaximums in die Regeneratoren hinein erklären (siehe Abb. 6 II (c)). Das damit verbundene Absinken der Brennraumtemperatur bewirkt, dass die Regelung das Erdgas-Ventil weiter öffnet, um die dort geforderte Solltemperatur von $950\text{ }^{\circ}\text{C}$ sicherzustellen. Weiterhin überraschend ist, dass sich diese Prozesse trotz der großen thermischen Trägheit der Regeneratoren sehr schnell vollziehen. Bereits etwa 40 Minuten nach Beginn der Dosierung von DMF ist das Erdgas-Regelventil vollständig geöffnet und das Absinken der Brennraumtemperatur kann nicht mehr verhindert werden.

Abbildung 6 III zeigt für weitere zwei Stunden den Verlauf, an dessen Ende die Brennkammertemperatur bereits $900\text{ }^{\circ}\text{C}$ unterschritten hat (Hinweis: Die Erdgaszufuhr blieb auf $10\text{ m}^3/\text{h}$ begrenzt).

Weitere Erkenntnisse über dieses Phänomen ließen sich mit Hilfe eines Simulationsmodells gewinnen, das bei der CUTEC entwickelt wurde [2-4]. Das Simulationsmodell beschreibt zwar nur einen einzelnen Regenerator ohne Brennraum, dennoch ergeben sich realistische Ergebnisse, die zu einem besseren Prozessverständnis beitragen.

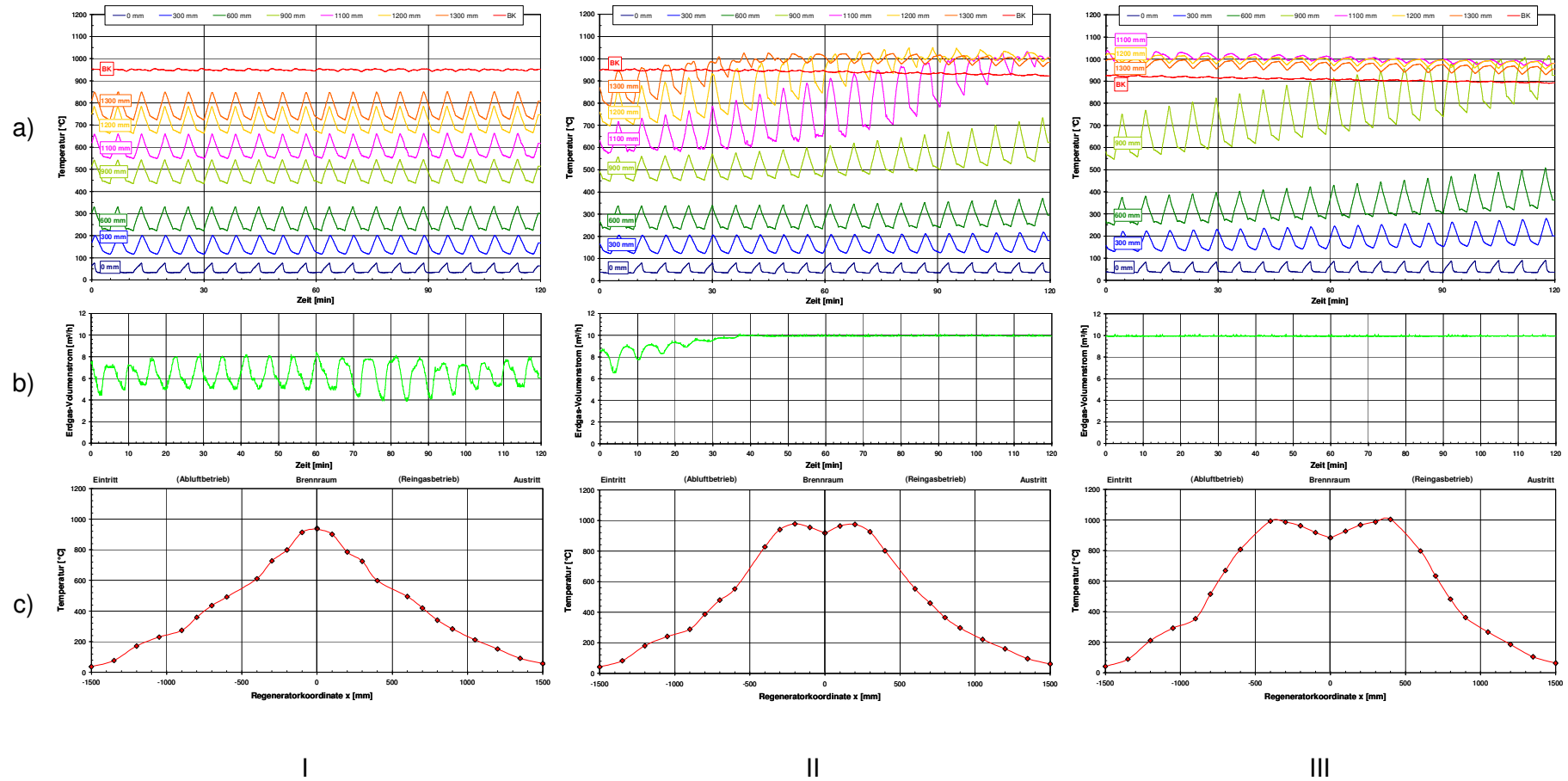


Abb. 6: Messdaten eines Versuches im Flamelessbetrieb (Soll-Volumenstrom $2000 \text{ m}^3/\text{h}$, Soll-Temperatur 950 °C): (a) zeitl. Verläufe der im Regenerator 2 gemessenen Temperaturen; (b) zugeführter Erdgas-Volumenstrom; (c) sich einstellendes Temperaturprofil (Brennraum punktuell bei $x = 0$).

Abbildung 7 zeigt für verschiedene Abluftbeladungen berechnete Temperaturprofile. Dargestellt sind die jeweiligen Momentanwerte, welche sich ausgehend von einem parabolischen Anfangstemperaturprofil nach 20 Stunden Prozesszeit einstellen. Das System wurde hierbei als adiabat betrachtet, die chemischen Reaktionen wurden mit einer abgeschätzten Kinetik berechnet. Es wird deutlich, dass die Maximaltemperatur nichtlinear von der Beladung abhängt und sich bei höheren Beladungen ein ausgeprägtes Temperaturplateau einstellt. Bei geringeren Abluftkonzentrationen ergeben sich Verläufe, die dem Anfangszustand in Abbildung 6 ähneln. Auch die zeitliche Entwicklung des Temperaturprofils, dargestellt in Abbildung 8, erinnert zunächst an Abbildung 6: es bilden sich zwei Temperaturmaxima aus, die nach außen wandern. Da hier ein adiabates System betrachtet wurde, steigt allerdings die Temperatur in der Mitte des Regenerators langsam weiter an, bis sie (nach unendlich langer Zeit) die Höhe der Maxima erreicht.

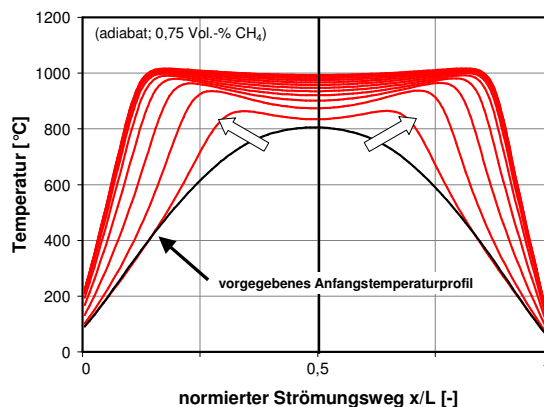
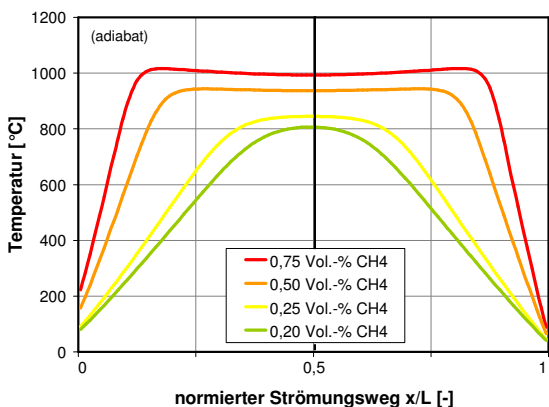


Abb. 7: Berechnete Temperaturverläufe im Regenerator bei unterschiedlichen Beladungen (adiabat).

Abb. 8: Berechnete zeitliche Entwicklung eines Temperaturprofils (adiabat).

Die vorstehenden Betrachtungen erfolgten unter der Voraussetzung eines adiabaten Systems. Der Übergang zu nicht adiabaten Systemen ist bei Hochtemperaturprozessen im Regelfall nicht verfahrensimmanent, jedoch in diesem Anwendungsfall bedeutsam, wie die folgenden Betrachtungen zeigen werden [5].

Da die zuzuführenden Energieströme bei RNV-Anlagen relativ gering sind, führt ein vom Absolutwert her geringer zusätzlicher Energiestrom zu drastischen Temperaturveränderungen. Dies wiederum legt die Vermutung nahe, dass auch im umgekehrten Fall der geringen Wärmeabfuhr (z. B. durch Transmission) ein solches System entsprechend empfindlich reagiert. Um diesen Einfluss zu untersuchen, wurden in weiteren Simulationen Wärmeverluste mitberücksichtigt. Hierzu wurde ein Wandaufbau (Innenmantel-Isolierung-Außenmantel) mit den zugehörigen Wärmeleitfähigkeiten sowie konstantem inneren und äußeren Wärmeübergangskoeffizient definiert und die Wärmeleitfähigkeit der Isolierung variiert.

Abbildung 9 zeigt einen Vergleich der Temperaturprofile (wie oben Momentanwerte nach 20 Stunden) bei verschiedenen Wärmeleitfähigkeiten der Isolierung. Es wird deutlich, dass bereits geringe Verluste (hier zwischen ca. 0,5 und 1,5 kW/m² ausgehend von einer Temperaturdifferenz von 1000 K) einen großen Einfluss zeigen. Anhand der zeitlichen Entwicklung des Temperaturprofils (Abb. 10) erkennt man, dass dieses sich zunächst wie im adiabaten Fall verhält, die Temperatur dann aber auf Grund der Verluste in der Mitte des Regenerators nicht über einen Grenzwert ansteigt. Dieser Grenzwert ist gekennzeichnet durch ein Gleichgewicht zwischen Wärmezufuhr und Wärmeverlusten.

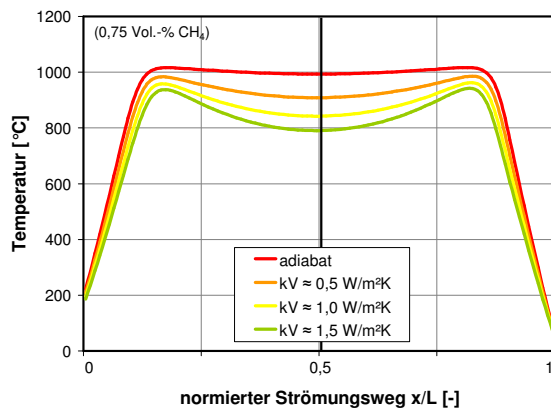


Abb. 9: Einfluss der Wärmeverluste auf den Temperaturverlauf im Regenerator.

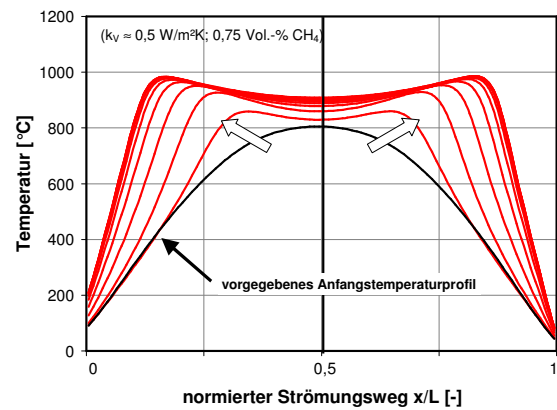


Abb. 10: Berechnete zeitliche Entwicklung eines Temperaturprofils unter Berücksichtigung von Wärmeverlusten ($k_V \approx 0,5 \text{ W/m}^2\text{K}$).

Es stellt sich die Frage, durch welche Maßnahmen - außer dem Einsatz von Zusatzbrennstoff - der Temperaturabfall bis zum Brennraum hin vermieden bzw. zumindest verringert werden kann.

Ein grundsätzlicher Lösungsansatz zur Vermeidung des vorstehend skizzierten, durch Transmissionswärmeverluste bedingten Temperatureinbruchs im Reaktorkopf besteht in der Installation eines heißen Bypasses gemäß Abbildung 1 (Pos. 6). Die prinzipielle Auswirkung dieser Verfahrensvariante wurde ebenfalls bei CUTEC mit Hilfe erster Simulationen untersucht, ist aber auch aus anderen Arbeiten bekannt [6, 7].

Abbildung 11 zeigt den Einfluss der Auskoppelung auf das Temperaturprofil für den adiabaten Fall. Variiert wurde hierbei der vom Abluftmassenstrom ausgekoppelte Anteil des Reingasmassenstromes. Es ist ersichtlich, dass mit Hilfe des heißen Bypasses das Auseinanderlaufen der Temperaturmaxima verhindert werden kann. Ein Teil des Reingasenthalpiestromes wird aus dem Brennraum ausgekoppelt, sodass sich das so genannte Wärmekapazitätsstromverhältnis des Wärmeübertragers verändert. Das „Wärmeangebot“ auf der Reingasseite sinkt, weil nur ein Teil des Reingases durch den Wärmeübertrager geleitet wird. Somit wird der Reingasregenerator in diesem Abschnitt des Gesamtzyklus weniger weit vorgewärmt. Dies hat zur Folge, dass nach dem Umschalten in den Abluftbetrieb die einströmende Abluft einen längeren Strömungsweg benötigt bis sie auf Reaktionstemperatur vorgewärmt ist. Das Zünden der brennbaren Bestandteile erfolgt somit später, wodurch wiederum die damit verbundene Energiefreisetzung später stattfindet.

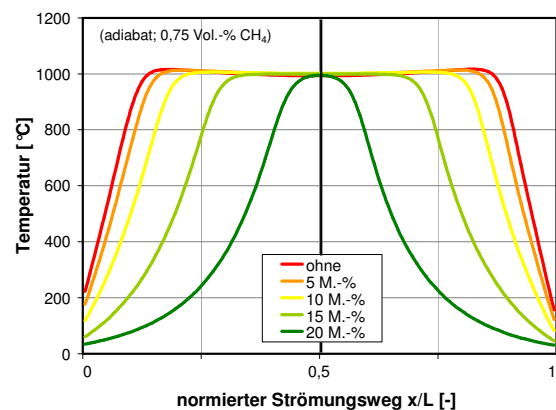


Abb. 11: Auswirkung der Reingasauskoppelung auf das Temperaturprofil im Regenerator (adiabat).

Übertragen auf reale Anlagen bedeutet dies, dass es bei überautothermem Betrieb möglich ist, durch Regelung des Bypassstromes das Temperaturmaximum im Brennraum zu halten, und somit der oben geschilderten Problematik zu begegnen.

Der Ordnung halber muss vermerkt werden, dass heute schon heiße Bypässe aus folgenden Gründen in RNV-Anlagen eingesetzt werden:

- Zur Vermeidung zu hoher Brennraumtemperaturen bei stark überautothermem Betrieb. Aufgrund der thermodynamischen Vorgänge gelingt dies, wie in vielen Fällen gezeigt wurde, nicht im gewünschten Umfang.
- Zur Verringerung der Temperaturen an den Reingasklappensystemen bei stark überautothermem Betrieb.
- Zur Auskopplung von Prozesswärme.

Der Einsatz eines geregelten Bypasses zur Beeinflussung des Temperaturprofils und der Lage seines Maximums (bzw. seiner Maxima) in RNV-Anlagen stellt jedoch eine neue Herangehensweise dar.

4.2 Projektablauf

Das Gesamtprojekt wurde in zwei Phasen durchgeführt.

In **Phase A** wurde nach Ausführung der erforderlichen Umbauarbeiten zunächst das bereits geschilderte Betriebsverhalten in Technikumsversuchen genauer untersucht. Die dort erhaltenen experimentellen Ergebnisse wurden dann zur Validierung eines vereinfachten Berechnungsmodells verwendet, das ebenfalls im Rahmen des Projektes entwickelt wurde. Mit dem Berechnungsmodell wurden danach zahlreiche Simulationen durchgeführt, um das Betriebsverhalten genauer zu analysieren und die Einflüsse verschiedener Parameter zu untersuchen. Auf Basis der Versuchs- und Simulationsergebnisse wurde ein Regelungsverfahren konzipiert mit dem es möglich ist, die genannten Betriebszustände weitgehend zu beherrschen. Abschließend wurde die entwickelte Regelung ausführlich im Versuchsbetrieb getestet, wobei sie iterativ weiterentwickelt und optimiert wurde.

In **Phase B** wurde eine nicht-repräsentative Umfrage bei Anlagenbauern durchgeführt und so der Erfahrungsstand hinsichtlich des überautothermen Betriebs evaluiert. Zwei industrielle regenerative Nachverbrennungsanlagen, die häufig im überautothermen Bereich arbeiten, wurden anhand von Betriebsdaten von jeweils mehreren Wochen ausführlich analysiert. An einer der Anlagen wurde die Regelung auf Basis der Erkenntnisse aus Phase A angepasst und die Auswirkungen der Umstellung überprüft.

5 Stand der Forschung

Zum Verhalten von regenerativen Nachverbrennungsanlagen im Speziellen sind bisher relativ wenig Arbeiten veröffentlicht worden. Betrachtet man hingegen RNV-Anlagen etwas allgemeiner als Festbettreaktor oder Strömungsumkehrreaktor ist eine fast erdrückende Vielzahl von Veröffentlichungen zu finden. Insbesondere der Strömungsumkehrreaktor ist seit Anfang der 1980er Jahre immer mehr in den Focus der Forschung gerückt. Mit dem Einsatz von Regeneratoren zur Wärmeübertragung befasst man sich wissenschaftlich bereits seit der Industrialisierung, spätestens seit Ende des 19. Jahrhunderts. Auch hierzu können nicht alle Arbeiten überblickt werden.

Den Wissensstand aller Bereiche darzulegen, die von der regenerativen Nachverbrennung oder deren Simulation tangiert werden (Wärmeübergang und Druckverlust in Kanälen, Wabenkörpern und Schüttungen, Kinetik homogener / heterogener / katalytischer Reaktionen, instationäre Wärmeleitung und Wärmestrahlung in Festbetten, Stoffeigenschaften und Zündverhalten von Abluftinhaltsstoffen, Schadstoffbildungsmechanismen, Brennertechnik, Modellierung, Programmierung, Numerik partieller und gewöhnlicher Differentialgleichungen etc.), kommt daher einer unmöglichen Aufgabe gleich.

Insofern kann an dieser Stelle nur ein kurzer Überblick gegeben und auf diejenigen Arbeiten eingegangen werden, die mit diesem Projekt in unmittelbarem Zusammenhang stehen.

5.1 Regeneratoren

Bei Regeneratoren handelt es sich um Wärmespeicher, die zur Wärme- oder Kälterückgewinnung eingesetzt werden. Dazu wird der Speicher in einem Prozessschritt durch ein hindurch- oder überströmendes heißes Medium erwärmt. In einem zweiten Schritt wird der Apparat mit einem kalten Medium beaufschlagt, das dem Speicher Wärme entzieht und sich selbst dabei aufheizt. Die beiden Schritte können zeitlich nacheinander stattfinden (Umschaltregeneratoren) oder zur gleichen Zeit örtlich voneinander getrennt (Rotations- oder Fließbettregeneratoren). Wesentliches Kennzeichen regenerativer Wärmeübertrager ist, dass ein bestimmter Abschnitt der Wärmeübertragerfläche zu unterschiedlichen Zeiten von verschiedenen Medien überströmt wird. Daher ist die Wärmeübertragung in diesem Abschnitt, auch bei gleichbleibenden Randbedingungen, im Normalbetrieb immer instationär.

Im Gegensatz dazu werden bei Rekuperatoren zur gleichen Zeit unterschiedliche Flächen vom heißen und kalten Medium berührt. Wärmespeicherung spielt dabei kaum eine Rolle. Die Wärmeübertragung ist bei konstanten Randbedingungen stationär.

Zu den frühesten Arbeiten über regenerative Wärmeübertrager zählen die Veröffentlichungen von *Anzelius*, *Nußelt* und *Schmeidler* [8-10]. Bis zum Aufkommen der ersten elektronischen Rechenanlagen lag der Schwerpunkt auf der exakten mathematischen Lösung der beschreibenden partiellen Differentialgleichungen für spezielle, vereinfachte Fälle (keine Wärmeverluste, konstante Stoffeigenschaften, unendlich lange und unendlich kurze Regeneratoren usw.) und in der Herleitung von Berechnungsgleichungen für die ingenieurmäßige Anwendung aus diesen analytischen Lösungen (Wirkungsgrad in Abhängigkeit verschiedener Parameter). Wesentliche Beiträge hierzu wurden unter anderem von *Hausen*, *Schellmann* und *Baclic* geleistet [11-27].

Danach verschob sich der Focus immer mehr zur angenäherten numerischen Berechnung der Differentialgleichungen. Zunächst mit vereinfachten Stufenverfahren, dann mit Finitendifferenzen/Elemente/Volumen-Methoden. Hier sind beispielsweise die Arbeiten von *Willmott* und *Baclic* zu erwähnen [28-38].

In jüngerer Zeit werden zunehmend auch numerische Berechnungsverfahren eingesetzt, insbesondere um die Wärmeübertragung zwischen Fluid und Speicher näher zu untersuchen [39-48].

Aus den Veröffentlichungen sind viele Zusammenhänge grundsätzlich bekannt. Insbesondere Einflussgrößen, welche den Wirkungsgrad der Regeneratoren bestimmen (Wärmeü-

bertragerfläche, Geometrie und Eigenschaften der Speichermasse, Fluidmassenströme, Zyklus- und Taktzeiten, Gleich- und Gegenstromschaltung, usw.), und damit für die Auslegung der Apparate relevant sind, wurden vielfach untersucht und Methoden zur Quantifizierung entwickelt. Allerdings sind die Zusammenhänge überwiegend in Form von Diagrammen oder komplexen mathematischen Ausdrücken (unendliche Reihen die Besselfunktionen enthalten u.ä.) angegeben und daher nur mit recht großem Aufwand rechnerisch nachzuvollziehen [15, 37, 49-55].

Insgesamt ergibt sich aus den Arbeiten, dass ein Gegenstromregenerator angenähert als Gegenstromrekuperator betrachtet werden kann, wenn die instationären Vorgänge (Wärmeleitung innerhalb der Speichermasse, Verschiebungen des Temperaturprofils) wenig Einfluss auf die Menge der innerhalb eines Zyklus übertragenen Wärme haben, also insbesondere bei kurzen Umschaltzeiten, dünnwandigen Speichermassen mit geringer Wärmekapazität und großer Wärmeleitfähigkeit, sowie langen Regeneratoren.

5.2 Regenerator-Rekuperator-Analogie

Bedingt durch die regelmäßige Umschaltung der Strömungsrichtung unterliegt der Prozesszustand in RNV-Anlagen selbst bei konstant gehaltenen Randbedingungen steten Veränderungen, sodass keine Stationarität erreicht wird. Nach ausreichend langer Zeit wird jedoch ein Betrieb erreicht, bei dem sich die zeitabhängigen Veränderungen gekoppelt an den Zyklus regelmäßig wiederholen, weshalb er als zyklisch-stationär bezeichnet wird.

Gedanklich kann man diesen zyklisch-stationären Zustand in eine stationäre Betrachtungsweise überführen, wenn man die Zykluszeit gegen Null gehen lässt. Die Amplituden der zyklischen Schwingungen werden hierdurch immer geringer, bis im Grenzfall ein Zustand erreicht ist, der gerade dem zeitlichen Mittelwert eines Zyklus entspricht.

In diesem Grenzfall kann das instationär arbeitende Regeneratorsystem auch als stationäres Rekuperatorsystem in Gegenstromschaltung aufgefasst werden (Abb. 12) [6, 11].

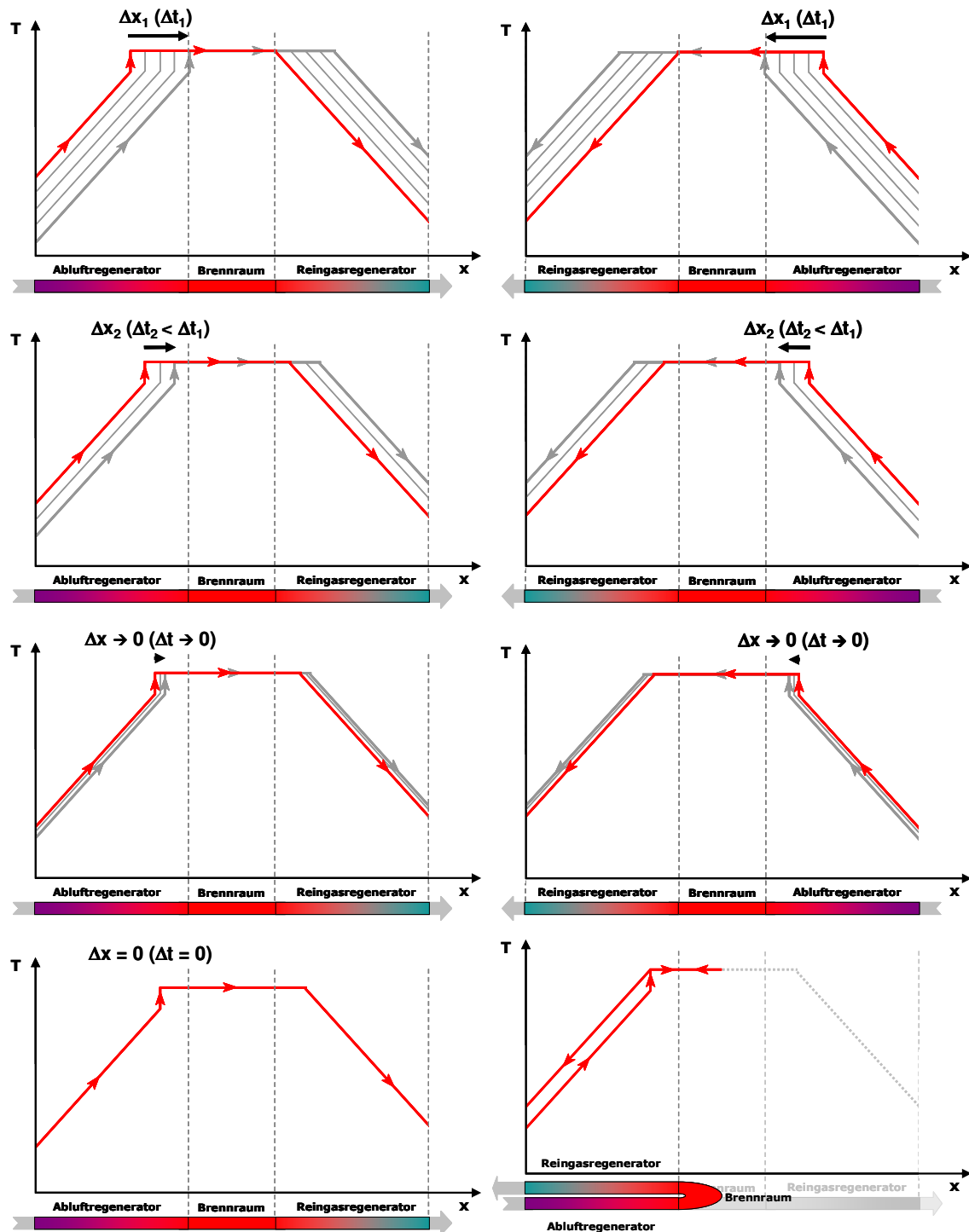


Abb. 12: Überführung des zyklisch-stationären Regeneratorsystems in ein stationäres Rekuperatorsystem.

Setzt man die Gültigkeit der Analogie voraus, kann eine regenerative Nachverbrennungsanlage auch als Rekuperator berechnet werden. Das überführte System und die im Weiteren benötigten Größen zeigt Abbildung 13.

Als zusätzliche Vereinfachung wird in der Regel davon ausgegangen, dass die Oxidation der Schadstoffe und des Zusatzbrennstoffes, daher auch die Freisetzung ihrer Reaktionsenthalpie, punktuell am Austritt des Abluftregenerators erfolgt.

Diese Betrachtungsweise wird überwiegend auch zur Auslegung der Anlagen verwendet. Dazu werden Abluftmassenstrom, Ablufttemperatur und Brennraumtemperatur festgelegt und entweder zu einem vorgegebenen Abluftvorbewärmegrad die notwendige Wärmeübertragerfläche bestimmt, oder bei festgelegter Fläche der Vorbewärmegrad berechnet. Aus dem Wirkungsgrad ergibt sich die Austrittstemperatur am Abluftregenerator, die zusammen mit den Wärmeverlusten und dem Reaktionswärmestrom der Abluftinhaltsstoffe den Zusatzbrennstoffbedarf festlegt.

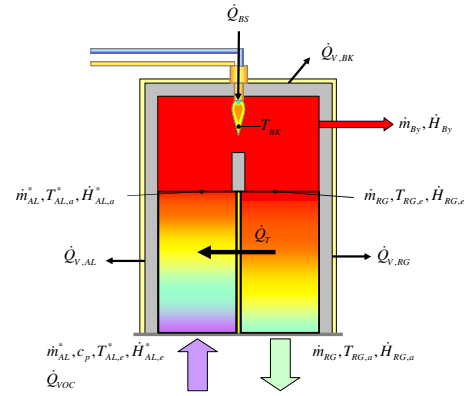


Abb. 13: Schema des analogen Rekupe-ratorsystems.

Die Massen- und Energiebilanz des Gesamtsystems lauten

$$\dot{m}_{AL}^* - \dot{m}_{RG} - \dot{m}_{By} = 0 \quad (\text{Gl. 5.1})$$

$$\dot{H}_{AL,e}^* + \dot{Q}_{VOC} + \dot{Q}_{BS} - \dot{Q}_{V,AL} - \dot{Q}_{V,BK} - \dot{Q}_{V,RG} - \dot{H}_{By} - \dot{H}_{RG,a} = 0, \quad (\text{Gl. 5.2})$$

die Bilanzen des Abluft- bzw. Reingasregenerators und des Brennraumes

$$\dot{H}_{AL,e}^* + \dot{Q}_T - \dot{Q}_{V,AL} - \dot{H}_{AL,a}^* = 0 \quad (\text{Gl. 5.3})$$

$$\dot{H}_{RG,e} - \dot{Q}_T - \dot{Q}_{V,RG} - \dot{H}_{RG,a} = 0 \quad (\text{Gl. 5.4})$$

$$\dot{H}_{AL,a}^* + \dot{Q}_{VOC} + \dot{Q}_{BS} - \dot{Q}_{V,BK} - \dot{H}_{By} - \dot{H}_{RG,e} = 0. \quad (\text{Gl. 5.5})$$

Hierbei soll das Superskript bei den Größen der Abluft andeuten, dass diese nicht unbedingt mit den Abluftgrößen des Regenerators übereinstimmen, z.B. wenn Abluft, Spülluft und Sperrluft zusammengefasst werden.

Mit den Wärmekapazitätsströmen der Abluft und des Reingases

$$\dot{W}_{AL}^* = \dot{m}_{AL}^* \cdot c_p \quad (\text{Gl. 5.6})$$

$$\dot{W}_{RG} = \dot{m}_{RG} \cdot c_p \quad (\text{Gl. 5.7})$$

dem Wärmekapazitätsstromverhältnis

$$\mu = 1 - \frac{\dot{W}_{RG}}{\dot{W}_{AL}^*} \quad (\text{Gl. 5.8})$$

und der Stanton-Zahl (bez. auf Reingas)

$$St_{RG} = \frac{k_T \cdot A_T}{\dot{W}_{RG}} \quad (\text{Gl. 5.9})$$

ergibt sich der im adiabaten Rekupe-rator übertragene Transmissionswärmestrom aus

$$\dot{Q}_T = \dot{W}_{RG} \cdot \frac{St_{RG}}{(1 + St_{RG})} \cdot (T_{RG,e} - T_{AL,e}^*) \quad \text{wenn } \mu = 0 \quad (\text{Gl. 5.10})$$

$$\dot{Q}_T = \frac{\dot{W}_{RG} \cdot (1 - e^{-\mu \cdot St_{RG}})}{1 - (1 - \mu) \cdot e^{-\mu \cdot St_{RG}}} \cdot (T_{RG,e} - T_{AL,e}^*) \quad \text{wenn } \mu > 0 \quad (\text{Gl. 5.11})$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient der Übertragerfläche kann aus den Wärmeübergangskoeffizienten in den Regeneratoren sowie der äquivalenten Plattendicke der Speichermasse und ihrer Wärmeleitfähigkeit berechnet werden. Bei langen Umschaltzeiten oder dicken Körpern muss eventuell ein Korrekturfaktor berücksichtigt werden, der die Auswirkungen der instationären Wärmeleitung berücksichtigt [11].

Als Rekuperatorfläche ist die Fläche der Abluft führenden Regeneratoren zu verwenden, nicht die Gesamtfläche der Abluft- und Reingasregeneratoren oder aller Regeneratoren. Dies rührt daher, dass der konvektive Wärmeübergang im Regenerator auf die Oberfläche bezogen wird, der Wärmedurchgang im Rekuperator jedoch auf die Querschnittsfläche. Die Querschnittsfläche (in) einer Platte ist jedoch nur halb so groß wie die Oberfläche (beider Seiten). Gedanklich kann man diesen Schluss nachvollziehen, indem man die Speichermasse der beiden Regeneratoren zentral zerschneidet, auseinanderfaltet und die Schnittflächen des Abluftregenerators mit den jeweiligen Schnittflächen des Reingasregenerators in Kontakt bringt (Abb. 14). Die Volumina der beiden Regeneratoren bleiben dabei erhalten.

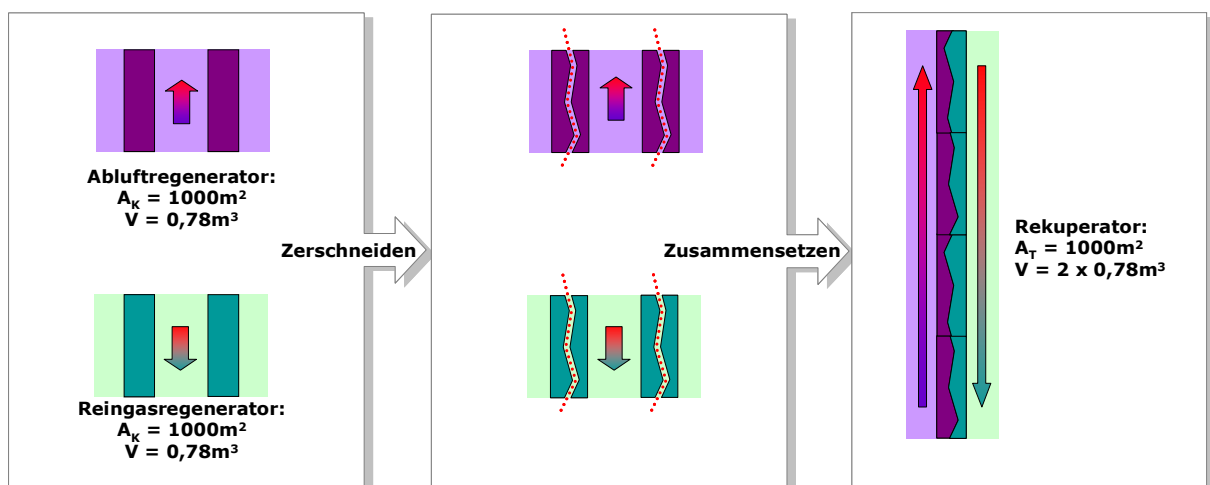


Abb. 14: Analogie zwischen der konvektiven Wärmeübertragerfläche im Regenerator und der Rekuperatorfläche.

Der Abluftvorwärmgrad gibt an, welcher Anteil des maximal möglichen Enthalpiestromes zur Vorwärmung der Abluft genutzt wird. Setzt man, wie es im Folgenden wenn nicht anders angegeben immer getan wird, eine konstante und identische Wärmekapazität der Luftströme voraus, gilt

$$\eta_V = \frac{T_{AL,a}^* - T_{AL,e}^*}{T_{RG,e}^* - T_{AL,e}^*} \quad (\text{Gl. 5.12})$$

Nach Einsetzen der Energiebilanz um den Abluftregenerator und der Berechnungsgleichung für den Transmissionswärmestrom ergibt sich

$$\eta_V = \frac{St_{RG}}{(1 + St_{RG})} \quad \text{wenn } \mu = 0 \quad (\text{Gl. 5.13})$$

$$\eta_V = (1 - \mu) \cdot \frac{(1 - e^{-\mu \cdot St_{RG}})}{[1 - (1 - \mu) \cdot e^{-\mu \cdot St_{RG}}]} \quad \text{wenn } \mu > 0 \quad (\text{Gl. 5.14})$$

Auf ähnliche Weise kann man auch den Reingasabkühlungsgrad definieren

$$\eta_K = \frac{T_{RG,e} - T_{RG,a}}{T_{RG,e} - T_{AL,e}^*} \quad (\text{Gl. 5.15})$$

$$\eta_K = \frac{St_{RG}}{(1 + St_{RG})} \quad \text{wenn } \mu = 0 \quad (\text{Gl. 5.16})$$

$$\eta_K = \frac{(1 - e^{-\mu \cdot St_{RG}})}{[1 - (1 - \mu) \cdot e^{-\mu \cdot St_{RG}}]} \quad \text{wenn } \mu > 0 \quad (\text{Gl. 5.17})$$

daher gelten zwischen Abluftvorwärmgrad und Reingasabkühlungsgrad die Zusammenhänge

$$\eta_V = \eta_K \quad \text{wenn } \mu = 0 \quad (\text{Gl. 5.18})$$

$$\eta_V = (1 - \mu) \cdot \eta_K \quad \text{wenn } \mu > 0 \quad (\text{Gl. 5.19})$$

Die so definierten Wirkungsgrade entsprechen in der bei Rekuperatoren üblichen Terminologie der Betriebscharakteristik bezogen auf den größeren bzw. kleineren Wärmekapazitätsstrom.

Von Bedeutung werden noch zwei weitere Größen sein. Der Bypassanteil gibt an, wie groß der Bypassmassenstrom im Verhältnis zum Gesamtstrom ist.

$$f_{By} = \frac{\dot{m}_{By}}{\dot{m}_{AL}^*} = \frac{\dot{m}_{AL}^* - \dot{m}_{RG}}{\dot{m}_{AL}^*} = 1 - \frac{\dot{m}_{RG}}{\dot{m}_{AL}^*} \quad (\text{Gl. 5.20})$$

Dieser ist im Fall gleicher Wärmekapazitäten identisch mit dem Wärmekapazitätsstromverhältnis.

Die adiabate Temperaturdifferenz beschreibt die Temperaturerhöhung zwischen Ein- und Austritt, die durch die Reaktionsenthalpie der zugeführten brennbaren Stoffe erreicht wird, wenn keine Wärmeverluste vorliegen und kein Bypassstrom abgeführt wird.

$$\Delta T_{ad} = \frac{\dot{Q}_R}{\dot{W}_{AL}^*} \quad (\text{Gl. 5.21})$$

mit dem Gesamtreaktionsenthalpiestrom

$$\dot{Q}_R = \dot{Q}_{VOC} + \dot{Q}_{BS} \quad (\text{Gl. 5.22})$$

Da der Brennstoffstrom auch als zusätzliche Abluftbeladung verstanden werden kann, lässt sich für die adiabate Temperaturdifferenz schreiben

$$\Delta T_{ad} = \frac{\dot{V}_{AL}^* \cdot \sum_j c_j \cdot H_{u,j}}{\rho_{AL}^* \cdot \dot{V}_{AL}^* \cdot c_{p,AL}^*} = \frac{\sum_j c_j \cdot H_{u,j}}{\rho_{AL}^* \cdot c_{p,AL}^*} \quad (\text{Gl. 5.23})$$

5.3 Strömungsumkehr- und Wärmeübertragerreaktoren

Bei Strömungsumkehr- und Wärmeübertragerreaktoren werden chemische Reaktionen und Wärmeübertragung, die in gewissem Maße immer gemeinsam auftreten, absichtlich miteinander gekoppelt, um die für den Prozess benötigten Energieströme intern zurückzuführen oder wiederzuverwenden. So kann beispielsweise die bei exothermen Reaktionen frei werdende Reaktionsenthalpie zur Vorwärmung des Eduktstroms verwendet werden oder dazu, den Reaktionswärmebedarf einer endothermen Reaktion zu decken.

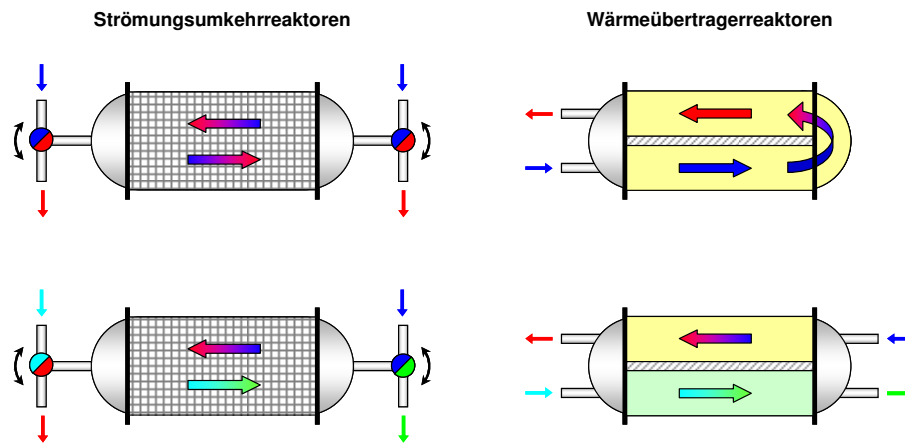


Abb. 15: Prinzip der Strömungsumkehr- und Wärmeübertragerreaktoren.

Die beiden Reaktorvarianten unterscheiden sich zum einen in der Art der Wärmerückgewinnung. Während bei Wärmeübertragerreaktoren hierzu Rekuperatoren eingesetzt werden, findet bei Strömungsumkehrreaktoren das Regeneratorprinzip Verwendung. Zum anderen sind Strömungsumkehrreaktoren im Gegensatz zu Wärmeübertragerreaktoren dadurch gekennzeichnet, dass sie nicht stationär betrieben werden können, sondern eine zyklische Betriebsweise erfordern. Verschiedene Prinzipschemata dieser Reaktoren sind in Abbildung 15 gezeigt.

Als Urheber des Strömungsumkehrreaktor-Prinzips wird meist *Matros* [56] benannt (weshalb die Apparate teilweise auch als „Matros-Reaktoren“ bezeichnet werden), aber auch von *Wojciechowski* wurde es etwa zur gleichen Zeit veröffentlicht und als Patent eingereicht [57][58]. *Gavalas* hatte schon etwa 10 Jahre zuvor die Kopplung eines Reaktors mit einem regenerativen Wärmespeicher vorgeschlagen [59]. Seit Beginn der 1980er Jahre haben Strömungsumkehrreaktoren ein immer breiteres Anwendungsfeld eröffnet und sich insbesondere zur Oxidation von Abgasen bzw. Ablüften mit geringen Gehalten organischer Verbindungen bewährt. Hierzu werden sie entweder mit katalytischen oder inerten Füllkörpern bestückt oder als katalytischer Festbettreaktor mit inerten Randzonen ausgeführt.

Zum Betriebsverhalten und zur Modellierung solcher Anlagen wurden und werden zahlreiche Arbeiten veröffentlicht. Schwerpunktthemen stellen zum Beispiel das dynamische Verhalten, die Reaktorstabilität, mehrfach stationäre Zustände, die direkte Berechnung des zyklisch-stationären Zustandes oder die Simulation spezieller Anwendungsfälle dar [60-79].

Arbeiten, die sich auf den etwas spezielleren Fall der Abluftreinigung fokussieren, sind demgegenüber relativ selten [6, 7, 39, 80-85].

5.4 Wärmeübergang

Zu den Standardwerken, die sich mit dem konvektiven Wärmeübergang befassen, zählen sicherlich die Arbeiten von *Kakac+Yener* [86] und *Shah+London* [87]. Bei der Modellierung von Festbettreaktoren wird die Abhängigkeit der *Nußelt*-Zahl von anderen Strömungskenngrößen oft als Potenzprodukt der Form

$$Nu = k \cdot Re^l \cdot Pr^m \cdot \left(\frac{d}{L}\right)^n \quad (\text{Gl. 5.24})$$

dargestellt und die enthaltenen Parameter k, l, m, n für den speziellen Anwendungsfall anhand von Messwerten angepasst.

Es wurden aber auch zahlreiche Arbeiten veröffentlicht, welche sich speziell mit dem Wärmeübergang in Wabenkörpern oder Schüttungen beschäftigen [40, 88-102]. Im Fall der Ver-

wendung von Monolithen als Speichermasse sollte man die Literatur über den konvektiven Wärmeübergang in Kanälen und Rohrleitungen ebenfalls berücksichtigen [103-112].

Zwar sind für sehr einfache Fälle analytische Lösungen herleitbar, meist handelt es sich jedoch um empirische Korrelationen, die frei gewählt und an Messungen angepasst wurden, oder um halb-empirische Zusammenhänge, bei denen analytische Lösungen mit Hilfe von Korrekturfaktoren angepasst wurden.

Allgemein ergibt sich die *Nußelt-Zahl* bei erzwungener Konvektion aus Funktionen der Form

$$Nu = f(Nu_{\infty}, Re, Pr, d, L) \quad (\text{Gl. 5.25})$$

wobei der asymptotische Grenzwert Nu_{∞} von der gewählten Randbedingung abhängt (z.B. konstante Temperatur, konstanter Wärmestrom, konstanter Temperaturgradient).

Einige Autoren gehen davon aus, dass der Wärmeübergangskoeffizient neben den oben genannten Kennzahlen auch von der An- oder Abwesenheit chemischer Reaktionen abhängt [113-115]. Sie postulieren daher eine Beschreibung in der Form

$$Nu = f(Nu_{\infty}, Re, Pr, d, L, Da) \quad (\text{Gl. 5.26})$$

wobei in der *Damköhler-Zahl* Da der Einfluss des Reaktionsgeschehens zusammengefasst wird.

Die meisten Zusammenhänge beschreiben den über die Länge gemittelten Wärmeübergang, da sich dieser messtechnisch leichter erfassen lässt. Für die ein- oder mehrdimensionale Modellierung von Festbettreaktoren werden aber Beziehungen für den lokalen Wärmeübergangskoeffizienten benötigt. Wenngleich diese bisher sehr viel seltener zu finden sind, scheint sich doch die Forschung immer mehr hierauf zu fokussieren [103][116]. Dies wird dadurch ermöglicht, dass die numerische Strömungssimulation und die Rechnertechnik einen Stand erreicht haben, welcher die Untersuchung des Wärmeübergangs und seiner Einflussgrößen über einen weiten Parameterbereich erlaubt [117-126].

5.5 Überautothermer Betrieb

Das eingangs anhand eigener Arbeiten dargestellte Verhalten von Strömungsumkehrreaktoren ist in der chemischen Reaktionstechnik seit längerem bekannt und in zahlreichen Arbeiten untersucht worden.

So wird zum Beispiel in [81, 83, 127] ebenfalls gezeigt, dass höhere Konzentrationen zu steileren Flanken des Temperaturprofils und einem dazwischen liegenden, breiteren Temperaturplateau führen.

Auch die Abnahme der Temperatur in der Mitte des Reaktors beim Vorliegen von Transmissionswärmeverlusten wurde bereits von anderen Autoren erklärt [6, 65, 66, 80].

Des Weiteren wurden in der Literatur bereits verschiedene Maßnahmen zur Beeinflussung des Temperaturprofils diskutiert, wobei neben Kaltgaseinspeisung [6, 128], Zwischengaseinspeisung [7] und Wärmeabfuhr auch die Heißgasauskopplung bereits betrachtet wurde [6, 7, 129-131].

5.6 Reingasauskopplung

Durch die Entnahme eines Teilmassenstroms aus dem Brennraum wird der Reingasmassestrom verringert. Hierdurch verringert sich auch der Enthalpiestrom, der zum Aufheizen des Reingasregenerators zur Verfügung steht. Nach dem Umschalten der Strömungsrichtung kann somit auch weniger Wärme aus diesem Regenerator entnommen und zur Abluftvorwärmung genutzt werden. In der Rekuperator-Analogie ist dies gleichbedeutend mit einer Änderung des Wärmekapazitätsstromverhältnisses.

Aus den Gleichungen zur Beschreibung des Gegenstromwärmeübertragers können auch die Temperaturverläufe auf der Reingas- und Abluftseite berechnet werden. Abbildung 16 zeigt einige beispielhafte Verläufe. Dargestellt sind die Temperaturverläufe als dimensionslose Temperaturen in Abhängigkeit der dimensionslosen Wärmeübertragerfläche, des Bypassanteils und der *Stanton*-Zahl des Wärmeübertragers ($St_{RG} = 10$ geringerer Vorwärmgrad, $St_{RG} = 40$ größerer Vorwärmgrad), wobei die Abluft- und Reingaseintrittstemperaturen festgesetzt wurden.

Es wird deutlich, dass die Temperaturprofile mit steigendem Bypassanteil von einem linearen Verlauf in einen zunehmend gekrümmten, exponentiellen Verlauf übergehen. Der gekrümmte Verlauf kommt dadurch zu Stande, dass bei einem gegebenen Transmissionswärmestrom das Fluid mit dem geringeren Wärmekapazitätsstrom eine größere Temperaturänderung erfährt, als dasjenige mit dem größeren Wärmekapazitätsstrom. Durch die Auskopplung nehmen die Abluft- und Reingasaustrittstemperaturen ab.

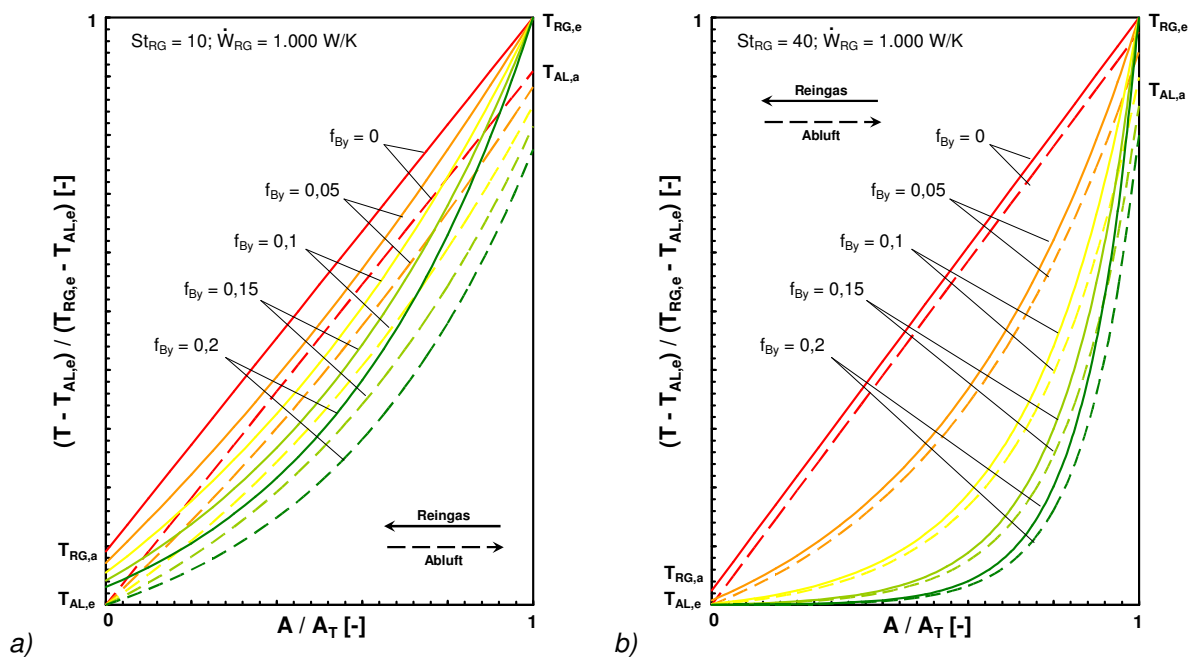


Abb. 16: Dimensionslose Temperaturverläufe im Gegenstromwärmeübertrager in Abhängigkeit des Bypassanteils: (a) $St_{RG} = 10$; (b) $St_{RG} = 40$.

In Abbildung 17 ist der Einfluss der *Stanton*-Zahl und des Bypassanteils auf den Abluftvorwärmgrad entsprechend Gl. 5.13 und 5.14 gezeigt. Bei großen *Stanton*-Zahlen nimmt der Abluftvorwärmgrad nahezu linear mit dem Bypassanteil ab, bei kleineren *Stanton*-Zahlen ist der Verlauf leicht gekrümmt (a). Durch die Reingasauskopplung wird also die Abluftvorwärmung reduziert. Stellt man den Zusammenhang in Abhängigkeit der *Stanton*-Zahl mit dem Bypassanteil als Parameter dar (b), wird deutlich, dass der Vorwärmgrad bei großen *Stanton*-Zahlen und höherem Bypass-Anteil unabhängig von der *Stanton*-Zahl (Größe des Wärmeübertragers) ist. Betrachtet man den Zusammenhang für den Fall ohne Auskopplung ($f_{By} = 0$), kann man ablesen, dass für einen Vorwärmgrad von 95% die *Stanton*-Zahl 19 betragen muss. Um einen Vorwärmgrad von 98% zu erreichen, müsste diese schon einen Wert von 49 haben, was bei gleichem Wärmekapazitätsstrom und Wärmedurchgangskoeffizienten einer Vergrößerung der Wärmeübertragerfläche um ca. 160% entspräche.

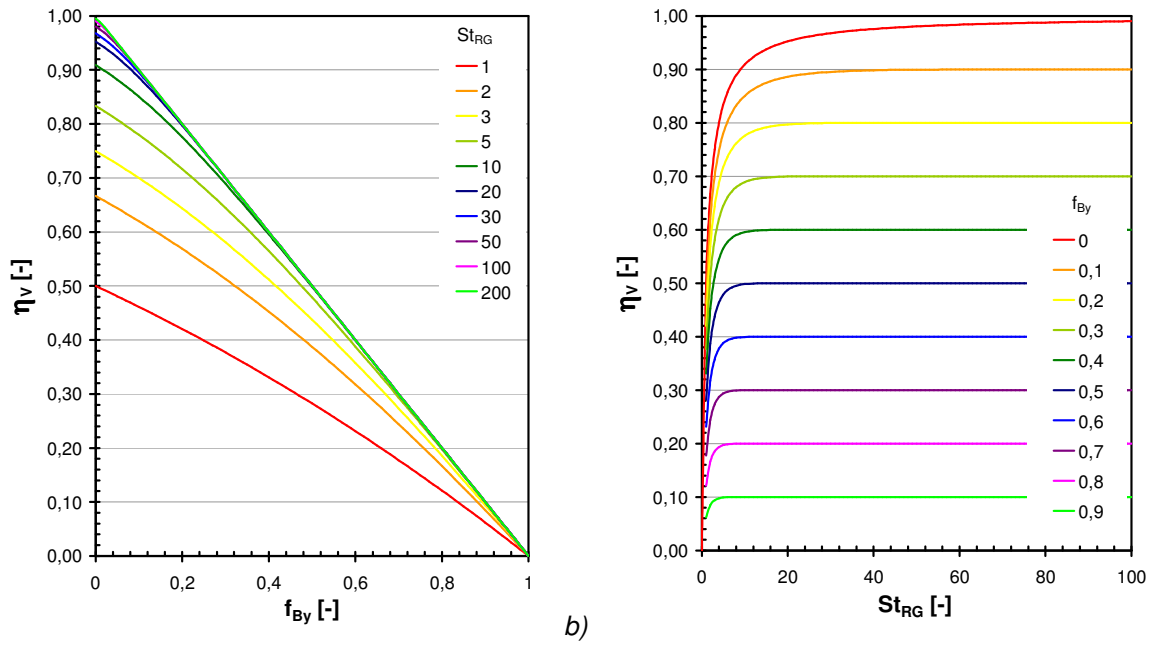


Abb. 17: Abhängigkeit des Abluftvorwärmgrades vom Bypassanteil und der Stanton-Zahl.

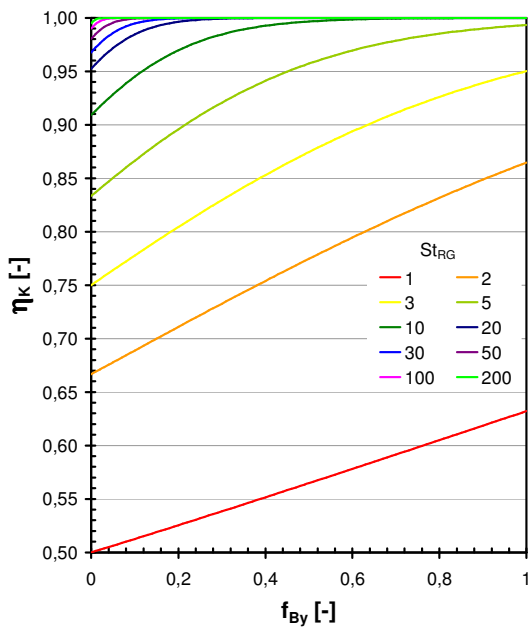


Abb. 18: Abhängigkeit des Reingasabkühlungsgrades vom Bypassanteil und der Stanton-Zahl.

Die Abhängigkeit des Reingasabkühlungsgrades vom Bypassanteil und der *Stanton*-Zahl ist in Abbildung 18 veranschaulicht. Im Gegensatz zum Abluftvorwärmgrad nimmt dieser mit steigendem Bypassanteil zu.

6 Beschreibung der Versuchsanlage und der durchgeführten Umbauarbeiten

Die Abteilung Thermische Prozesstechnik der CUTEC verfügt in ihrem Technikum über zahlreiche Versuchsanlagen, die in Forschungs- und Entwicklungsprojekten zur experimentellen Untersuchung unterschiedlichster Fragestellungen eingesetzt werden können. Neben einem Rückschubrost zur thermischen Behandlung fester Brennstoffe (thermische Leistung ca. 900 kW), einer zirkulierenden Wirbelschicht zur Vergasung von Biomasse (thermische Leistung ca. 400 kW), einer stationären Wirbelschicht zur Verbrennung/Vergasung fester Stoffe (thermische Leistung ca. 50 kW), einem Pyrolysedrehrohr zur thermischen Behandlung fester und pastöser Stoffe (elektrische Heizleistung 40 kW) und mehreren Reaktoren für die heterogene Katalyse stehen auch drei mobile Versuchsanlagen zur katalytischen Abgasreinigung (Volumenstrom ca. 400 m³/h), eine thermische Abgasreinigungsanlage mit rekuperativer Abluftvorwärmung (TNV, Volumenstrom ca. 1.000 m³/h), sowie eine thermische Abgasreinigungsanlage mit regenerativer Abluftvorwärmung zur Verfügung (RNV).

6.1 Gesamtsystem

Die vorhandene RNV-Anlage ist für einen Abluftvolumenstrom von 3.000 m³_N/h ausgelegt und aus drei getrennten Regeneratoren mit quer darüber liegendem Brennraum aufgebaut (Abb. 19 + 20). Mit Hilfe einer Dosierstation können gleichzeitig bis zu drei unterschiedliche Stoffe der Abluft (angesaugte Umgebungsluft aus der Versuchshalle) zugemischt werden, um gezielt bestimmte Abluftzusammensetzungen herzustellen.

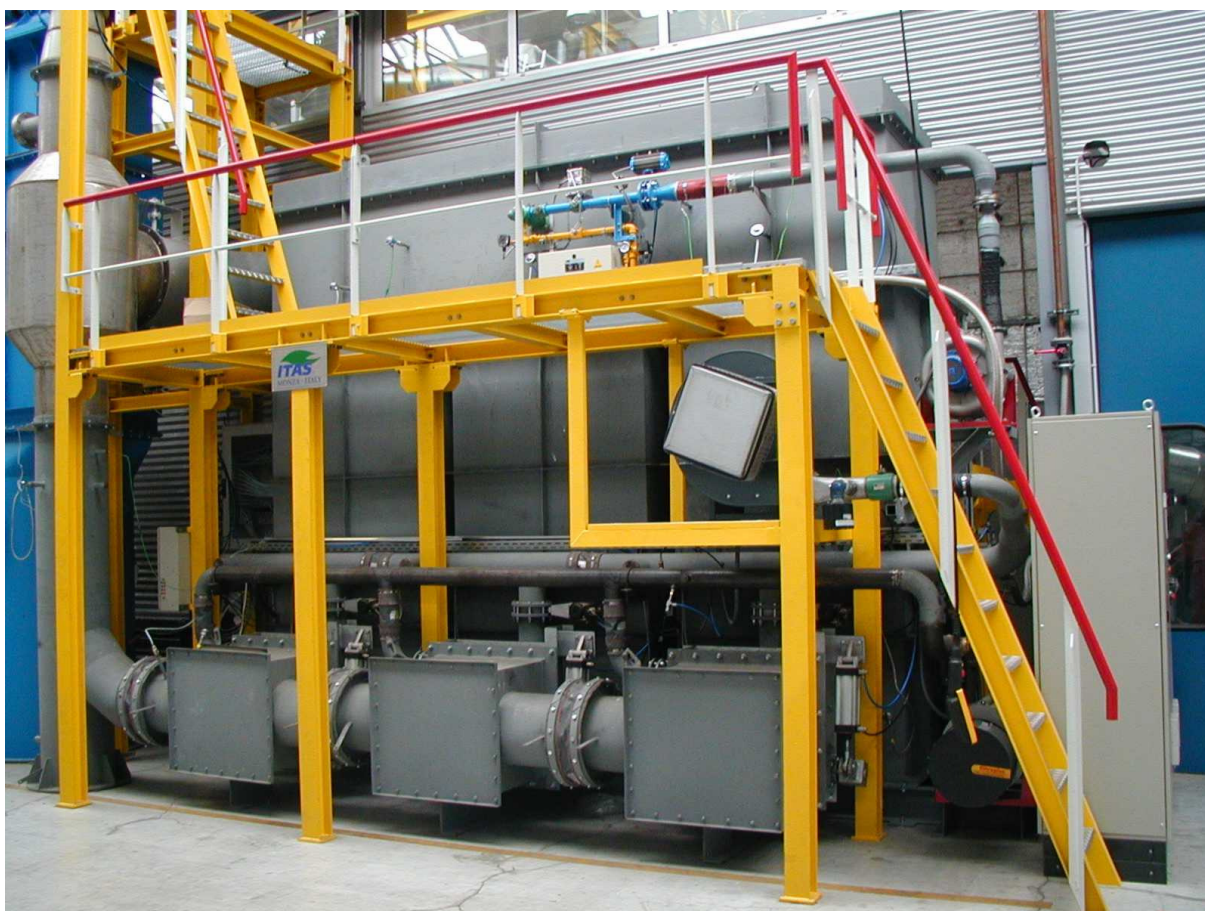
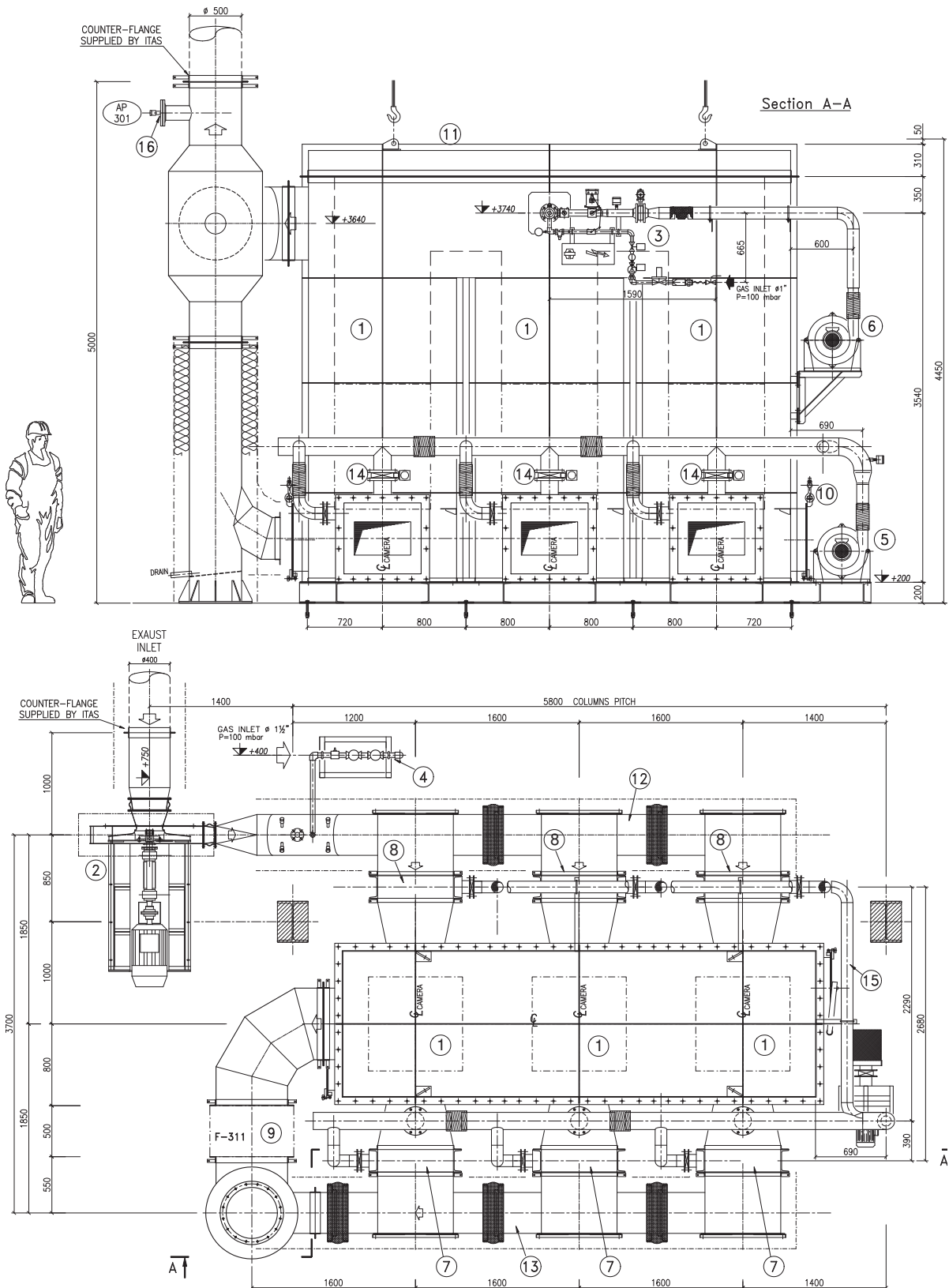


Abb. 19: RNV-Versuchsanlage im Technikum des CUTEC-Institutes.

Die Anlage ist darüber hinaus mit einem SNCR-System ausgestattet, sodass auch die Entstickung untersucht werden kann. Ein umschaltbares SONDENSYSTEM erlaubt zudem die Messung von Reaktionsverläufen und –zwischenprodukten im Inneren des Regenerators.

Zusätzlich kann die Abluft mit Hilfe einer TNV-Anlage vorgewärmt werden.

6 Beschreibung der Versuchsanlage und der durchgeführten Umbauarbeiten



- | | | | |
|---------------------------|------------------------------|---------------------------|-----------------------------|
| 1. Regeneratorkammer | 5. Spül-/Sperrluftventilator | 9. Reingasauskopplung | 13. Reingaskanal (Austritt) |
| 3. Brenner + Regelstrecke | 7. Reingasklappen (Austritt) | 11. Brennkammerdeckel | 15. Sperrluftleitung |
| 4. Flameless-System | 8. Abgasklappen (Eintritt) | 12. Abgaskanal (Eintritt) | 16. Messöffnung |

Abb. 20: Seitenansicht und Draufsicht der Versuchsanlage.

6.2 Regeneratoren

Die Anlagengehäuse zur Aufnahme der keramischen Speichermassen haben einen Innenquerschnitt von $900 \times 900 \text{ mm}^2$ und vom Auflagerost bis zum Brennraum eine Höhe von ca. 2.800 mm. Die drei Gehäuse sind vollständig voneinander getrennt und mit 250 mm Innenisolierung (Promat Alsiflex[®], $T_{\text{max}} = 1260 \text{ °C}$, $\rho = 130 \text{ kg/m}^3$) versehen.

Zum Projektbeginn wurde die Keramik in den Regeneratoren erneuert und jeweils fünf Lagen á 36 Stück Rauschert-Brückenwaben eingesetzt (Abb. 21). Diese bieten den Vorteil, dass durch die Brückenform zwischen den einzelnen Lagen ein Hohlraum entsteht, in den Messsonden bis zu einem Durchmesser von ca. 25 mm eingeführt werden können.

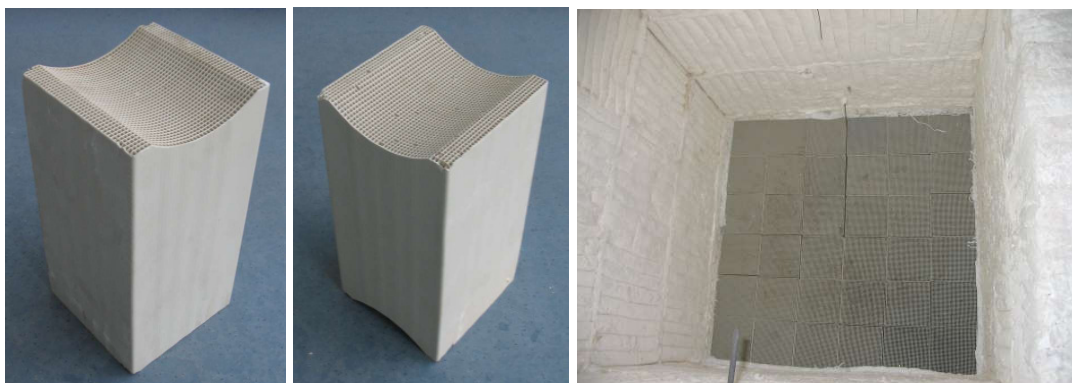


Abb. 21: Eingesetzte Füllkörper und Regenerator im Endzustand.

Die wesentlichen technischen Daten der verwendeten Keramik sind in Tabelle 1 zusammengefasst, die daraus resultierenden Werte für einen Regenerator in Tabelle 2.

Tab. 1: Technische Daten der eingesetzten Wabenkörper.

Größe	Wert	Einheit
Abmessungen L / B / H	150 / 150 / 300	mm
Kanalzahl	40 x 40	-
Kanalweite	3	mm
Wandstärke	0,7	mm
spezifische Oberfläche	825	m^2/m^3
spezifische Masse	871	kg/m^3
Wärmeleitfähigkeit	1,89	W/mK
Lückengrad	0,64	-

Tab. 2: Technische Daten für einen Regenerator.

Größe	Wert	Einheit
Abmessungen innen L / B / H	0,9 / 0,9 / 1,5	m
Anzahl Monolithen	6 x 6 x 5	-
Oberfläche der Keramik	1002	m ²
Masse der Keramik	1058	kg
Hohlraumvolumen	0,7776	m ³
Außenfläche	8,4	m ²

Um die axialen Temperaturprofile in den Regeneratoren möglichst genau zu bestimmen, wurde die Anzahl der Temperaturmessstellen in jedem Regenerator auf 15 erhöht. Für jede Messstelle wurde ein Sondenrohr gefertigt (6 x 1 mm Edelstahlrohr 1.4571), welches von außen durch die Packung geführt und in einer 3/8 Zoll Anschweißmuffe eingeschraubt wurde. Hierzu mussten die Wabenkörper teilweise durchbohrt werden, was bei vorsichtiger Handhabung aber ohne große Beschädigungen möglich war. In jedes Sondenrohr wurde nach vollendeter Bestückung der Regeneratoren ein 1,5 mm Thermoelement Typ K mit Inconel-Mantel eingeschoben, sodass an jeder Position die Temperatur auf der Mittelachse gemessen wird. Der geringe Durchmesser der Thermoelemente verringert den Zeitverzug der Messung bei den zyklischen Temperaturschwankungen, aber auch die Lebensdauer der Thermoelemente. Die Sondenrohre erlauben aber den Wechsel von Temperaturfühlern im laufenden Betrieb.

Neben den Stützen für die Thermoelemente sind in jedem Regenerator noch fünf größere Stützen vorhanden, über die gekühlte Messgassonden eingebracht werden können, und somit bei Bedarf auch Reaktionszwischenprodukte innerhalb der Regeneratoren messbar sind.

6.3 Brennraum und Heißgasbypass

Über den Regeneratoren ist querliegend der Brennraum angebracht, der durch einen Erdgasbrenner (Eclipse 104-26-A-H/MVTA) mit einer Maximalleistung von 440 kW beheizt werden kann. Zum eigentlichen Brennraum sind auch die ungefüllten Teile der Regeneratorengehäuse hinzuzurechnen (Freiborde). Bei der oben genannten Konfiguration der Regeneratoren ergeben sich für den Brennraum die in Tabelle 3 angegebenen Daten.

Tab. 3: Geometrische Daten des Brennraumes.

Größe	Wert	Einheit
Abmessungen innen L / B / H	4,1 / 0,9 / 0,75	m
Freibord-Abmessungen innen L / B / H	0,9 / 0,9 / 1,3	m
Hohlraumvolumen	5,95	m ³
Außenfläche	43,1	m ²
maximaler Strömungsweg	6,5	m

Der Brennraum ist auf gleiche Weise isoliert wie die Regeneratorengehäuse. Er verfügt über einen abnehmbaren Deckel, wodurch die Regeneratoren zum Wechsel der Wabenkörper gut erreichbar sind.

Da im Projekt vorgesehen war, die Temperaturprofile am oberen Querschnitt der Regeneratoren mittels Infrarotthermografie zu untersuchen, wurde der Brennraum mit drei Schauglasarmaturen ausgestattet, die über eine Druckluftspülung und Verschlussklappe verfügen (Abb. 22). Da zentrisch über den Regeneratoren bereits Stützen für ein SNCR-Lanzensystem eingebaut waren, mussten die Schaugläser außermittig versetzt und leicht gegenüber der Vertikalen geneigt eingeschweißt werden, um den Versatz auszugleichen. An die Armaturen wurden zusätzlich Schauglasverschraubungen angeflanscht, die einen schnellen Wechsel der Gläser ermöglichen, denn wegen der Anforderungen an die Infrarotdurchlässigkeit sind bei den Thermografien spezielle Zinksulfid-Gläser einzusetzen, die teuer und empfindlich sind.



Abb. 22: Eingebaute Schauglasarmaturen.

An einer Stirnseite des Brennraumes ist ein Bypass angebracht, über den Heißgas aus dem Brennraum abgeführt werden kann. Eine Nutzung der abgeführten Prozesswärme (Wärmeübertrager) ist nicht vorhanden, stattdessen wird das Reingas unmittelbar in den Kamin geleitet.

Da die vorhandene Bypassklappe unzureichend ausgeführt gewesen ist und auch nach einer behelfsmäßigen Instandsetzung nicht ausreichend zuverlässig arbeitete (Abb. 23), wurde ein neues Bypassventil konstruiert, gefertigt und eingebaut (Abb. 24).

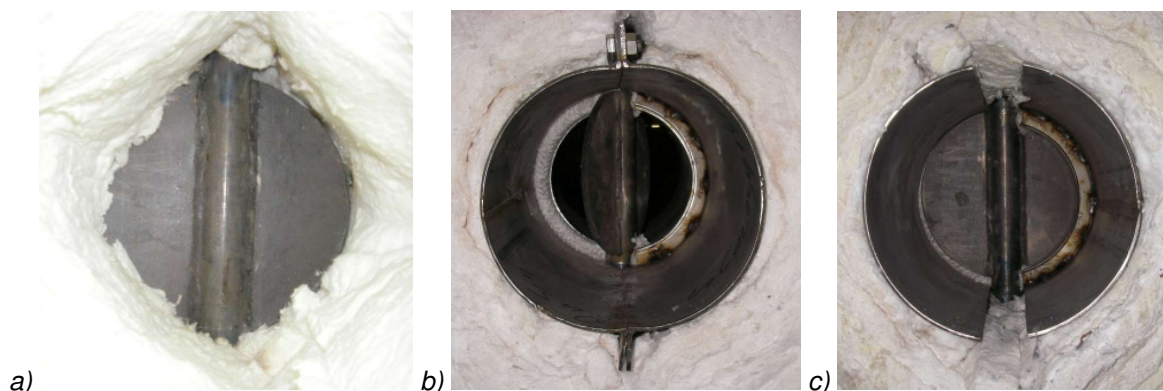


Abb. 23: Zustand der Bypassklappe: (a) im Ursprungszustand; (b+c) nach Instandsetzung.

Die grundsätzliche Funktion basiert auf der eines Tellerventils, d.h. durch Regulierung des Abstands zwischen dem Ventilteller und dem Ventilsitz wird der Bypassstrom eingestellt. Sowohl der Ventilteller als auch der Ventilsitz wurden konisch geformt, um größere Dichtflächen zu realisieren und eine Führung des Ventiltellers beim Erreichen der Endposition zu

erzielen. Die Dichtfläche war zunächst rein metallisch ausgeführt, wurde aber im Laufe des Projektes um einen Ring aus Hochtemperatur-Dichtschnur ergänzt. Ein Vorteil dieser Konstruktion ist, dass das eigentliche Ventil vom Reingasstrom gekühlt wird, da das Reingas deutlich niedrigere Temperaturen aufweist, als der Heißgasstrom aus dem Brennraum. Die Ventilwelle ist in zwei Stopfbuchsen gelagert, deren Zwischenraum mit einem Hochtemperaturschmiermittel gefüllt und mit einem von außen zugänglichen Schmiernippel versehen ist. Als Antrieb des Ventils dient ein elektrischer Linearantrieb mit eingebautem Stellungsregler, sodass die Position des Ventils recht genau angefahren werden kann.

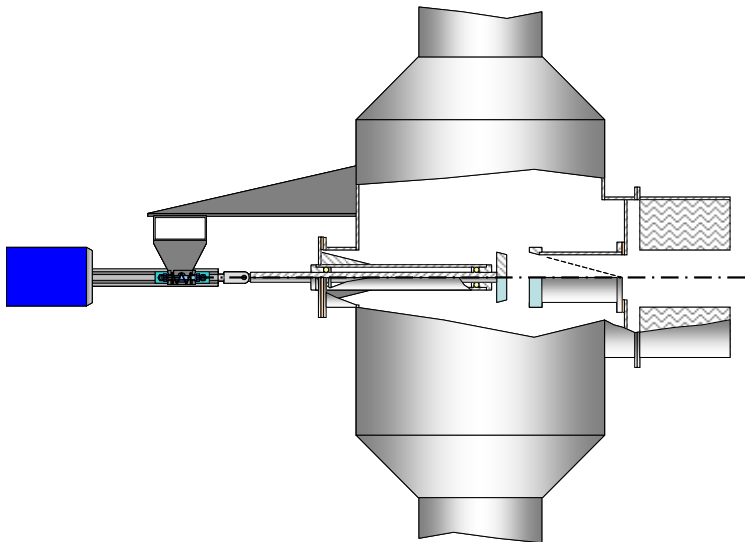


Abb. 24: Schema des neuen Bypassventils.

In den durchgeführten Versuchen sind beim Schließen des Ventils gelegentliche Blockaden aufgetreten, die dazu führten, dass der Überlastschutz des Linearmotors ansprach. Diese wurden wahrscheinlich dadurch verursacht, dass durch die thermische Ausdehnung des Materials oder leichtes Biegen der Ventilwelle im Heißbetrieb die Endposition sich gegenüber dem Kaltzustand geringfügig verschoben hatte. Um diesem Nachteil Abhilfe zu schaffen, wurde der Linearmotor schließlich an einem Federmechanismus aufgehängt, welcher die Überlastung des Motors mechanisch verhindert.

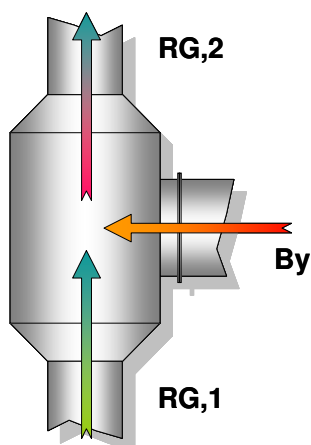
Nach den bisherigen Erfahrungen mit der oben gezeigten Ventilkonstruktion scheint für Neufertigungen folgende Bauweise sinnvoller:

- hängender Einbau
 - Biegungen von Ventilwelle und –sitz werden vermieden
 - geringerer Wellendurchmesser möglich
 - Führung der Ventilwelle kann mit nur einer Stopfbuchse realisiert werden
 - Ventilteller selbstzentrierend
- Ausführung des Ventilsitzes als Wellrohrkompensator mit Innenisolierung
 - Federmechanismus bei der Motoraufhängung entfällt
 - Standard-Stellantriebe einsetzbar
 - Ausdehnung des Kompensators wird verringert

Insgesamt wäre der Ventilaufbau dadurch einfacher und kostengünstiger. Dies setzt jedoch voraus, dass eine entsprechende Leitungsführung bauseits möglich ist. Außerdem ist bei Verwendung eines Kompensators als Ventilsitz dessen Wechsel- und Stoßbeständigkeit zu prüfen.

Auf jeden Fall sollte bei der Auswahl oder Konstruktion des Bypassventils auf dessen Dichtigkeit geachtet werden, da diese einen enormen Einfluss auf den Zusatzbrennstoffbedarf hat, wie im Weiteren noch gezeigt werden wird.

Da der bei einer bestimmten Klappenstellung durch die Klappe strömende Bypassmassenstrom von den Druckverhältnissen abhängt, die wiederum vom Betriebszustand beeinflusst werden, ist es schwierig, einen verlässlichen funktionalen Zusammenhang zwischen Klappenstellung und Bypassmassenstrom aufzustellen. Daher muss der Bypassstrom messtechnisch erfasst werden. Weil aber die Einbausituation unmittelbar hinter einem 90°-Bogen für eine direkte Volumenstrommessung ungeeignet ist, muss der Bypassmassenstrom indirekt durch Bilanzierung ermittelt werden. Hierfür sind entweder zwei Massenströme zu messen, sodass der dritte Massenstrom aus der Massenbilanz berechnet werden kann, oder einer der Massenströme und die Temperaturen der drei Luftströme (Abb. 25). Der Bypassmassenstrom kann dann nach einsetzen der Massenbilanz in die Energiebilanz bestimmt werden.



Bei Messung zweier Massenströme:

$$\dot{m}_{RG,2} = \dot{m}_{RG,1} + \dot{m}_{By}$$

$$\Rightarrow \dot{m}_{By} = \dot{m}_{RG,2} - \dot{m}_{RG,1}$$

Bei Messung eines Massenstroms und dreier Temperaturen:

$$\dot{m}_{RG,2} = \dot{m}_{RG,1} + \dot{m}_{By}$$

$$(\dot{m} \cdot c_p \cdot T)_{RG,2} = (\dot{m} \cdot c_p \cdot T)_{RG,1} + (\dot{m} \cdot c_p \cdot T)_{By}$$

$$\Rightarrow \dot{m}_{By} = \dot{m}_{RG,2} \cdot \frac{(T_{RG,2} - T_{RG,1})}{(T_{By} - T_{RG,1})}$$

Abb. 25: Bestimmung des Bypassmassenstroms aus Bilanzen.

Die notwendige Messtechnik an der Stelle Reingas 2 war bereits vorhanden, die Messstelle Reingas 1 wurde mit den erforderlichen Bauteilen (Wilson-Staugitter, Differenzdrucktransmitter für dynamischen und statischen Druck, Thermoelement) nachgerüstet. Da laut Herstellerangaben die Einbausituation für das Wilson-Staugitter zur Messung des Reingasvolumenstromes nicht ausreichend war (vorhandener ungestörter Strömungsweg ca. 2,7 D; laut Angaben 10% Fehler bei 3 D, 5% Fehler bei 5 D), musste die Rohrleitung stromaufwärts des Staugitters mit einem Strömungsgleichrichter ausgestattet werden. Weil Metallwaben-Platten verhältnismäßig teuer gewesen wären, wurde ein Strömungsgleichrichter in Eigenbau gefertigt. Dieser besteht aus einem Metallkorb, der ca. 5 cm hoch mit 1 Zoll Sattelkörpern gefüllt und in die Rohrleitung eingehängt wurde. Abbildung 26 zeigt die Einbausituation im Reingaskanal mit Blickrichtung entgegen der Strömung.

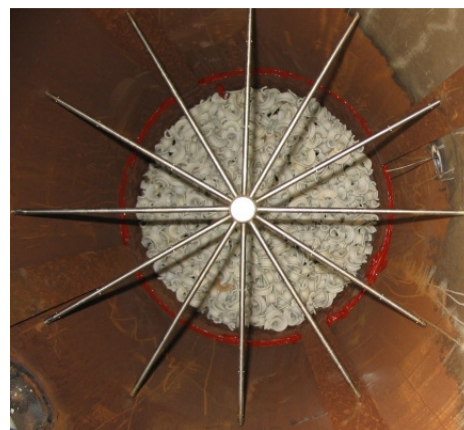


Abb. 26: Strömungsgleichrichter und Staugitter am Messort.

6.4 Flammenlossystem

Um die Brennräume Solltemperatur im unterautothermen Betrieb aufrecht zu erhalten, kann die fehlende Verbrennungswärme in Form von Zusatzbrennstoff entweder über den Brenner zugeführt werden oder vor dem Anlageneintritt der Abluft beigemischt werden. Hierzu ist nach dem Abluftgebläse eine zweite Erdgasstrecke vorhanden, welche abgesehen vom fehlenden Brenner und der fehlenden Brennerluftleitung ganz ähnlich der Brennerstrecke auf-

gebaut ist. Der Erdgasstrom wird der Abluft über einen Düsenstock zugegeben und durch einen stromabwärts liegenden statischen Mischer verteilt. Durch ein Regelventil mit elektrischem Stellantrieb ist eine stufenlose Einstellung der Erdgaskonzentration in der Abluft möglich. Dieses System wird als Flammenlossystem bezeichnet, weil der zugeführte Brennstoff innerhalb des Regenerators ohne Flammenbildung verbrannt wird.

6.5 Klappensystem

Das Klappensystem für die Umschaltung der Strömungsrichtung bzw. die Realisierung der einzelnen Prozesstakte ist außen liegend angeordnet und gewährt so eine gute Zugänglichkeit. Bei den Klappen selbst handelt es sich um Schwenklappen, die von pneumatischen Stellgliedern angetrieben werden (Abb. 27).

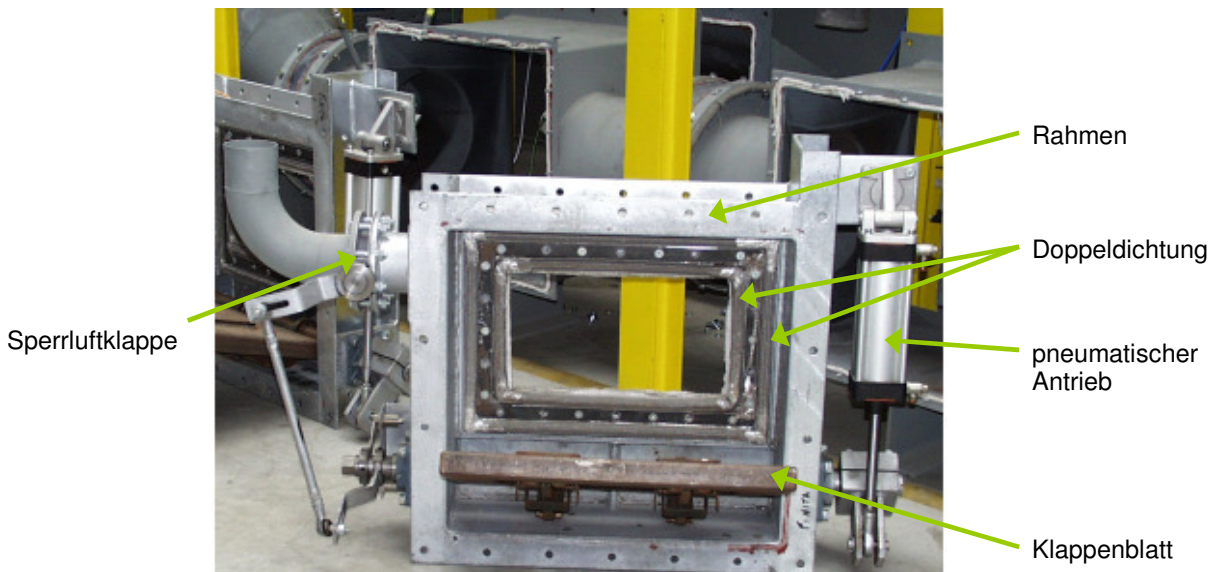


Abb. 27: Eine Klappe des Umschaltsystems in ausgebautem Zustand.

Um einen Übertritt von Abluft ins Reingas zu verhindern, sind die Klappen mit einer sog. fluiddynamischen Dichtung ausgerüstet. Das Funktionsprinzip veranschaulicht Abb. 28. Im geschlossenen Zustand wird das Klappenblatt durch den Pneumatik-Zylinder gegen eine metallkeramische Doppelwulstdichtung gepresst, welche auf einem umlaufenden Rahmen aus Rechteckrohr montiert ist. Der Rahmen ist mit Bohrungen versehen, sodass im Spalt zwischen den beiden Dichtungen ein Luftstrom zugeführt werden kann. Ist der statische Druck dieser sog. Sperrluft größer als derjenige der Abluft, so ist gewährleistet, dass keine Abluft zur Reingasseite überströmen kann. Der Sperrluftanschluss ist mit einer Drehflügelklappe versehen, die im mechanischen Verbund mit dem Klappenblatt die Sperrluft absperrt, wenn die Hauptklappe geöffnet ist. Hierdurch wird eine Verdünnung der Abluft durch die Sperrluft weitestgehend vermieden.

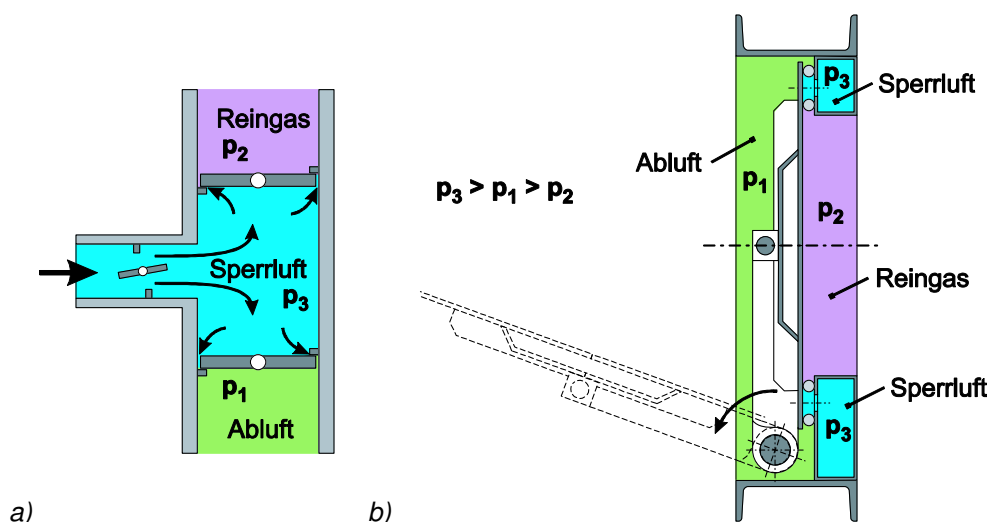


Abb. 28: Fluiddynamische Dichtung: (a) Funktionsprinzip; (b) Technische Ausführung.

6.6 Periphere Einrichtungen

6.6.1 Dosierstation

Industrielle Abgasreinigungsanlagen dienen wie bereits erwähnt zur Reinigung von Ablüften aus Produktions-, Aufbereitungs- oder Entsorgungsprozessen. Da im Technikum kein Prozess vorhanden ist, der die verunreinigte Abluft emittiert, und in der Regel Fragestellungen zum Reaktions- und Schadstoffbildungsverhalten bestimmter Stoffe untersucht werden, ist die RNV-Anlage mit einer Dosierstation ausgestattet (Abb. 29).

Diese besteht aus drei identischen, parallelen Dosierlinien für flüssige Stoffe, über die der aus der Dosierkabine angesaugten Frischluft jeweils ein Massenstrom von etwa 10 kg/h des zu untersuchenden Stoffes zugemischt werden kann. Jede der Dosierlinien besteht aus einem Vorlagebehälter mit einem Fassungsvermögen von 200 Litern. Aus dem Behälter wird durch eine Membranpumpe mit einstellbarem Hub und regelbarer Hubfrequenz der Stoff angesaugt und zu einer Zweistoffdüse gefördert, in welcher die Flüssigkeit mit Hilfe von Druckluft zerstäubt wird. Jede Düse ist in einem eigenen Ansaugstutzen untergebracht, der über eine Begleitheizung verfügt, sodass das Spray zum einen mit der angesaugten Frischluft mitgerissen wird und zum anderen Kondensation an der Rohrwand vermieden wird. Die dosierten Massenströme werden mit elektronischen Waagen aus der zeitlichen Massenabnahme ermittelt. Die Regelung der Sollkonzentrationen erfolgt durch Anpassung der Hubfrequenz. Um die Entzündung von Lösemitteldämpfen in den Behältern oder der Dosierkabine zu verhindern, wird die Abluft aus der Dosierkabine abgesaugt, sodass diese unter Unterdruck steht und ständig reine Frischluft nachströmt. Eine Aufkonzentration der Dämpfe wird somit vermieden. Zusätzlich können die Behälter mit Stickstoff inertisiert werden, wodurch keine explosionsfähige Atmosphäre entstehen kann.



Abb. 29: Außenansicht der Dosierstation.

6.6.2 Messgasentnahmesystem

Wie bereits beschrieben sind an jedem Regeneratorgehäuse fünf Messstutzen in verschiedenen Ebenen vorhanden, über die Messgasentnahmesonden in den Regenerator eingebracht werden können. In den Sonden wird das Gas über ein dünnes Glasrohr aus dem Prozess abgesaugt und über einen Einsatz gekühlt, der von Wasser durchflossen wird. Durch die rasche Abkühlung des Gases und die inerte Gasführung werden die ablaufenden chemischen Reaktionen gestoppt und die weitere Umwandlung der Reaktanten unterbunden. Somit ist es möglich, auch relativ kurzlebige Reaktionszwischenprodukte zu messen. Da an das System drei Sonden angeschlossen werden können, zwischen denen im Gleichtakt mit dem Regeneratorzyklus umgeschaltet wird, kann über längere Zeit jeweils der Abluft- oder Reingaszustand in der jeweiligen Ebene gemessen werden. Das Messgas wird über beheizte Schläuche einem ebenfalls beheizten Messgassammler/-verteiler zugeführt, an den mehrere Gasanalysatoren angeschlossen werden können.

Einen Überblick über den Aufbau des Messgasentnahmesystems und der Dosierstation zeigt Abbildung 30.

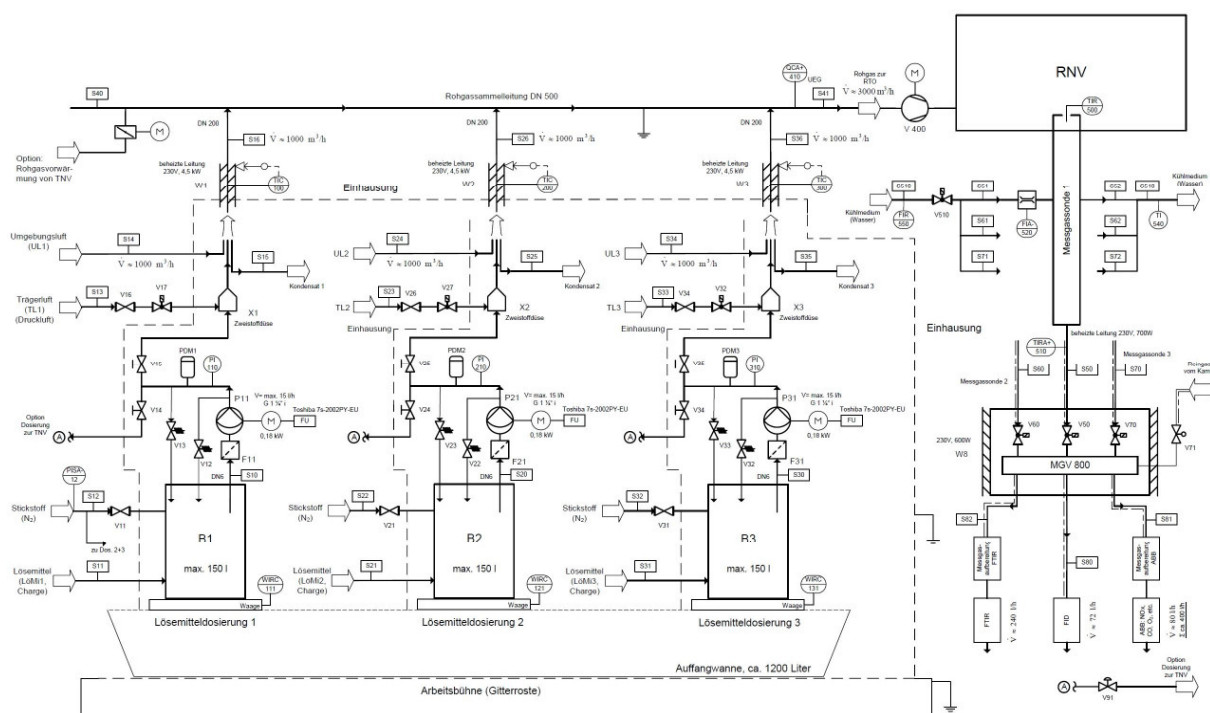


Abb. 30: R+I-Schema der Dosierstation und des Messgasentnahmesystems.

6.6.3 SNCR-System

Mit Hilfe eines weiteren zentralen Dosiersystems lässt sich Harnstofflösung oder Ammoniakwasser dosieren und über Lanzen dem Prozess zuführen. Die hierdurch realisierbare selektive nicht katalytische Reduktion (SNCR) dient zur Minderung der bei der Oxidation der Schadstoffe gebildeten Stickoxide. Das SNCR-System bietet somit die Möglichkeit, die Stickoxidminderung unter gezielten Versuchsbedingungen zu untersuchen, und beispielsweise Fragen zur Effektivität, Effizienz und Reaktionschemie experimentell zu beantworten.

6.6.4 TNV-Anlage zur Abluftvorwärmung

Die Leitungsführung der RNV- und der TNV-Anlage im Technikum ist so gestaltet, dass in einem Rekuperator der TNV ein Luftstrom erwärmt und dem Abluftstrom der RNV zugeführt werden kann. Somit kann auch die Temperatur der in die RNV eintretenden Abluft in einem gewissen Rahmen ($T_{max} \approx 200\text{ °C}$) eingestellt werden.

6.7 MSR-Technik

6.7.1 Messtechnik

Die Anlage ist mit allen notwendigen Messstellen- und –geräten ausgestattet, um den Abgasreinigungsprozess zielgerichtet zu untersuchen und recht exakt zu bilanzieren (Bilanzfehler i.d.R. $0,5 \div 2\%$).

Zur Bestimmung der Stoff- und Enthalpieströme werden die folgenden Größen erfasst:

- Abluft
 - statischer Druck (Drucktransmitter)
 - dynamischer Druck (Wilson-Staugitter, Drucktransmitter)
 - Temperatur (Thermoelement Typ K)
- Spülluft
 - statischer Druck (Drucktransmitter)
 - dynamischer Druck (Accu-Tube[®] Staurohr, Drucktransmitter)
 - Temperatur (Thermoelement Typ K)
- Sperrluft
 - statischer Druck (Drucktransmitter)
 - dynamischer Druck (Accu-Tube[®] Staurohr, Drucktransmitter, getrennt für Abluft- und Reingasseite)
 - Temperatur (Thermoelement Typ K)
- Brennerluft
 - statischer Druck (Drucktransmitter)
 - dynamischer Druck (Accu-Tube[®] Staurohr, Drucktransmitter)
 - Temperatur (Thermoelement Typ K)
- Reingas (vor und nach Bypass)
 - statischer Druck (Drucktransmitter)
 - dynamischer Druck (Wilson-Staugitter, Drucktransmitter)
 - Temperatur (Thermoelement Typ K)
- Erdgas (jeweils für Brenner und Flammenlossystem)
 - Drehkolbengaszähler mit Impulsausgang
- Lösemittel- bzw. Schadstoffe
 - elektronische Waage

Des Weiteren werden folgende Größen gemessen:

- Brennumtemperatur (Thermoelement Typ K)
- statischer Druck im Brennum (Drucktransmitter)
- statischer Druck vor Strömungsgleichrichter (Drucktransmitter)
- Regeneratortemperaturen (Thermoelemente Typ K, 15 je Regenerator)
- Umgebungstemperatur (Thermoelement Typ K)
- Umgebungsdruck (Drucktransmitter)
- Explosionsgrenze (Wärmetönungssensor)

Bis auf die Drucksensoren, bei denen ein Drucktransmitter zwischengeschaltet ist, sind alle Geräte unmittelbar an den entsprechenden Eingängen (Digital-, Analog- oder Thermoelementeingang) der SPS angeschlossen.

Zur Bestimmung von Gaskonzentrationen werden nach Bedarf unterschiedliche Geräte eingesetzt, für die zehn freie Messwerteingänge zur Verfügung stehen.

6.7.2 Prozessleitsystem und Visualisierung

Die Technikumsanlage ist mit einem Prozessleitsystem nach Industriestandard ausgestattet und weitgehend automatisiert. Als Speicherprogrammierbare Steuerung werden Siemens S7[®] Baugruppen eingesetzt, Siemens WinCC 7.0[®] wird zur Visualisierung verwendet.

Für die wichtigsten Größen sind Regler im Steuerungsprogramm implementiert, sodass die gewünschten Versuchsbedingungen in der Regel recht einfach vorgegeben werden können.

Abluft- und Spülluftstrom können durch Anpassung der Drehfrequenz der Gebläseantriebe (Frequenzumrichter) geregelt werden, bei der Spülluft kann darüber hinaus ein Schieber zur Grobjustierung genutzt werden.

Die beiden Erdgasströme werden durch Ventile mit elektrischem Stellantrieb geregelt, die Einstellung der dem Brenner zugeführten Verbrennungsluftmenge erfolgt im mechanischen Verbund mit Erdgas. Die Regelung der Erdgasströme kann entweder anhand der Brennumtemperatur erfolgen oder anhand der rechnerischen Erdgaskonzentration.

Die einzelnen Lösemittelströme werden durch Einstellung der Hublänge von Hand voreingestellt und über die Hubfrequenz der Dosierpumpen geregelt.

Die Sperrluftströme auf der Abluft- bzw. Reingasseite sind hingegen nur von Hand einstellbar (Absperrschieber).

Die Steuerung des zyklischen Betriebs wurde mit Schrittzählern realisiert. Für die einzelnen Takte des Zyklus können bei jedem Regenerator Startschritt und Schrittzahl bzw. Startschritt und Endschritt eingestellt werden.

Zur Regelung des Heißgasstromes, der über den Bypass abgeführt wird, wurde im Rahmen des Projektes ein weiterer Regelkreis implementiert. Die Regelung erfolgt immer dadurch, dass die Stellung des Bypassventils entsprechend der Regelabweichung zwischen Soll- und Istmassenstrom angepasst wird. Eine direkte Regelung anhand der gemessenen Temperaturen erfolgte nicht, was aber im Folgenden noch weiter ausgeführt werden wird.

6.7.3 Datenarchivierung und Versuchsauswertung

Die Messwerte werden in Intervallen von 4 Sekunden zusammen mit dem jeweiligen Zeitstempel in Datenarchive im csv-Format (comma-separated-values) geschrieben. Die einzelnen Zahlenwerte sind dabei durch ein Semikolon voneinander getrennt und als Dezimaltrennzeichen wird ein Punkt verwendet. Jeden Tag um 00:00:00 Uhr wird eine neue Archivdatei begonnen und die Datei mit dem jeweiligen Datum im Format (yyyymmdd, Jahr vierstellig, Monat zweistellig, Tag zweistellig, z.B. 20101231 für den 31. Dezember 2010) be-

nannt. Diese Namensgebung hat den Vorteil, dass sich die Dateien leicht chronologisch sortieren lassen.

Für die Auswertung der aufgezeichneten Betriebsdaten wird ein herkömmliches Tabellenkalkulationsprogramm verwendet, worin eine entsprechende Vorlage erstellt wurde. Wegen der erweiterten Messtechnik musste auch die bisherige Auswertungsvorlage überarbeitet werden. Hierbei stellte sich bald heraus, dass die Zielstellung der Experimente (dynamisches Verhalten), die lange Dauer zum Erreichen eines zyklisch-stationären Zustandes sowie die umständliche Bedienung der bisherigen Vorlage eine (nahezu) vollständige Neuentwicklung erforderten.

Die Vorlage, welche zuvor aus mehreren Dateien bestand, von denen jede für einen speziellen Bearbeitungsschritt diente, ist nun in einer einzigen Datei zusammengefasst. Durch die Verwendung von Makros und VBA-Programmierung ist die Auswertung so weit automatisiert, dass lediglich einige spezielle Angaben (Versuchseinstellung, Versuchsziel, Versuchszeitraum, Mittelungsintervall u. ä.) von Hand eingegeben werden müssen. Alle weiteren Schritte (Mittelwertberechnung, Bilanzierung, grafische Darstellung) können automatisch ausgeführt werden. Selbstverständlich obliegt es weiterhin dem Anwender die Auswertung und die Brauchbarkeit der experimentellen Ergebnisse zu bewerten.

7 Experimentelle Voruntersuchungen im Technikum

7.1 Bestimmung der Wärmeverluste mittels Infrarot-Thermografie

Mittels Infrarot-Thermografie wurden die Wärmeverluste der Versuchsanlage bei drei unterschiedlichen Versuchseinstellungen bestimmt. Da an der Front und der Rückseite der Anlage jeweils ein Gestell zur Begehung aufgebaut ist, was die Sichtbarkeit der Oberflächen deutlich reduziert, wurde das Anlagengestell auf der Rückseite demontiert. Auch an den seitlichen Wänden ist der Blick auf die Außenhaut nur eingeschränkt möglich, da auf einer Seite ein Schaltschrank davorsteht. Auf der anderen Seite entspringt erstens der Kanal des heißen Bypasses, zweitens ist auch hier eine Trägerkonstruktion vorhanden, die den Blick teilweise versperrt, und drittens ist durch die nebenstehende TNV der Zwischenraum kaum ausreichend, um die Wand abzubilden. Aus diesem Grunde wurden für die Bestimmung der Wärmeverluste folgende Vereinfachungen getroffen. Es wird angenommen, dass Front und Rückseite sowie die beiden Stirnwände jeweils die gleichen Oberflächentemperaturen aufweisen (Symmetrie). Die mittlere Oberflächentemperatur des nicht zu sehenden Seitenwandbereiches wird mit der Temperatur des entsprechenden Bereichs der Rückseite gleichgesetzt. Die Abbildungen 31 und 32 zeigen die IR-Aufnahmen für zwei Betriebszustände. Hierbei ist darauf hinzuweisen, dass die Abbildung aus insgesamt 28 Einzelaufnahmen besteht, die mit Hilfe der Kamerasoftware zu drei Teilbildern montiert wurden.

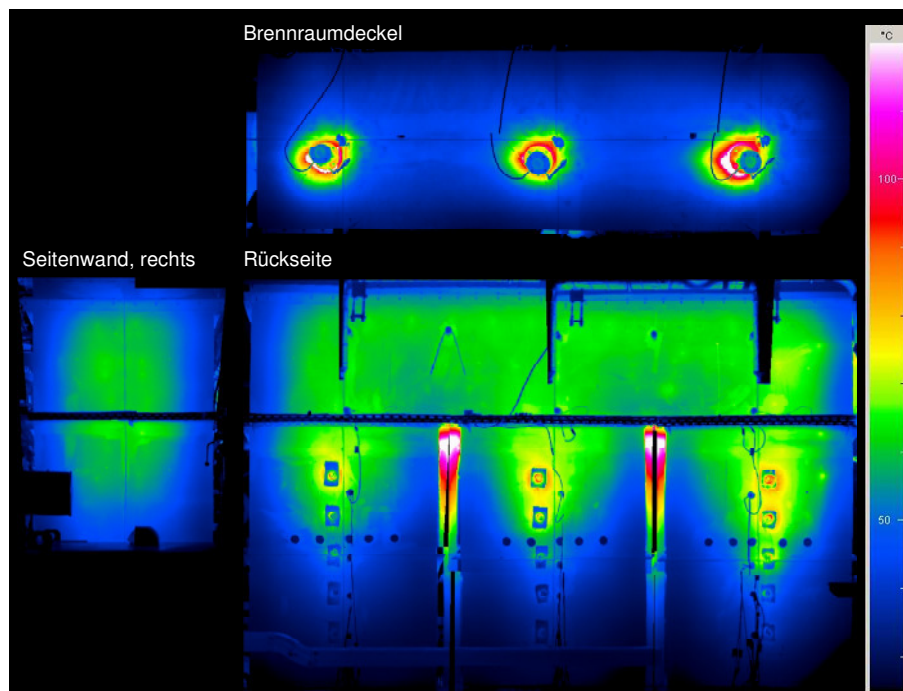


Abb. 31: Infrarotaufnahmen der RNV-Anlage im autothermen Betrieb (Betriebszstd. 2).

In Abbildung 31 wurde die RNV-Anlage bei einem autothermen Betriebszustand aufgenommen (Abluftvolumenstrom $2.000 \text{ m}_N^3/\text{h}$, Flammenlosbetrieb, Solltemperatur 875°C , temperaturgeregelt).

Es ist gut zu erkennen, dass der Brennraum und die oberen Enden der Regeneratoren die höchsten Oberflächentemperaturen aufweisen. Die Aufnahme des Brennraumdeckels macht deutlich, dass der Einbau der Schauglasstutzen zu Wärmebrücken geführt hat, da in diesem Bereich die Innenisolierung entfernt werden musste. Auch im Bereich der Messgasstutzen an den Regeneratoren, die etwa mittig in der Vertikalen angeordnet sind, sind Wärmebrücken vorhanden. Andere Vor- und Einbauten (Stutzen für die Durchführung von Thermoelementen, Kabelkanäle, Sperrluft- und Absaugleitungen) zeichnen sich ebenfalls deutlich ab. Zwischen den Regeneratorgehäusen bildet sich ein Wärmestau, da die Wärmestrahlung

kaum nach außen abgegeben werden kann und die Ausbildung von konvektiven Strömungen behindert wird, weil die erwärmte Luft nicht frei nach oben aufsteigen kann.

Es muss an dieser Stelle allerdings angemerkt werden, dass verschiedene Farben in Infrarotbildern nicht zwangsweise unterschiedliche Temperaturen bedeuten. Die IR-Kamera bildet den Strahlungswärmestrom ab, der neben der Oberflächentemperatur auch vom Emissionsgrad der Oberfläche und vom Strahlungsaustausch mit der Umgebung abhängt. So erklären sich z. B. die scheinbar kälteren rechteckigen Bereiche um die Messgasstutzen. Die Oberfläche ist hier mit einem silbernen Anstrich versehen, der offenbar einen geringeren Emissionskoeffizienten aufweist als der mattgraue Anstrich der übrigen Anlage. Der somit dort gemessene geringere Strahlungswärmestrom darf nicht als geringere Temperatur fehlinterpretiert werden. Um solche Fehlinterpretationen bei der Auswertung der IR-Aufnahmen zu vermeiden, wurde daher zusätzlich an einem Referenzpunkt jeder Messfläche die Temperatur mittels eines Oberflächentemperaturfühlers bestimmt. Durch Vergleich dieser Messwerte mit dem entsprechenden Temperaturwert im Infrarotbild konnte bei der Auswertung eine Korrektur des Emissionsgrades vorgenommen werden.

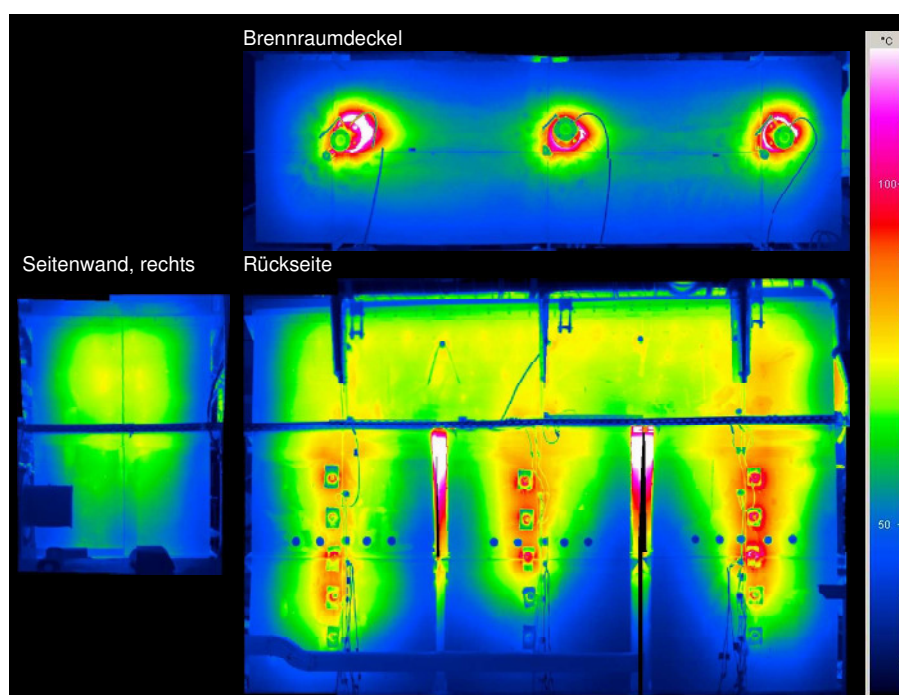


Abb. 32: Infrarotaufnahmen der RNV-Anlage im überautothermen Betrieb (Betriebszstd. 1).

Bei Abbildung 32 handelt es sich um Aufnahmen, die in einem überautothermen Betriebszustand gemacht wurden (Abluftvolumenstrom $2.000 \text{ m}_N^3/\text{h}$, Flammenlosbetrieb, Sollkonzentration $4 \text{ g}/\text{m}_N^3$, konzentrationsgeregelt). Die maximalen Oberflächentemperaturen treten in den oberen und mittleren Bereichen der Regeneratoren und nicht im Brennraum auf.

Um zu überprüfen, ob der Abluftvolumenstrom einen merklichen Einfluss auf die Wärmeverluste hat, wurde im autothermen Betrieb bei sonst gleicher Einstellung der Volumenstrom auf $3.000 \text{ m}_N^3/\text{h}$ erhöht und nach Erreichen des zyklisch-stationären Zustandes eine weitere Thermografie durchgeführt. Da sich die Infrarotbilder dieses dritten Betriebszustandes aber optisch kaum vom Betriebszustand 2 unterscheiden, wurde auf die Abbildung verzichtet.

Mit Hilfe der Software der Infrarotkamera wurden zunächst bei allen Einzelbildern die notwendigen Korrekturen (Emissionsgrad, Umgebungstemperatur) vorgenommen. Dann wurden die Referenzflächen eingezeichnet und die mittleren Oberflächentemperaturen bestimmt. Mit diesen Temperaturwerten und den Flächeninhalten der jeweiligen Anlagenteile wurden Wärmeübergangsberechnungen durchgeführt und so die nach außen abgegebenen Wärmeströme bestimmt. Bei den Berechnungen wurden Strahlung und Konvektion betrachtet, wobei die angepassten Emissionsgrade aus den IR-Aufnahmen berücksichtigt und die

Wärmeübergangskoeffizienten aus den entsprechenden Ansätzen in Abhängigkeit der Orientierung und Geometrie der Bauteile bestimmt wurden.

Tab. 4: Vergleich der mit Hilfe der Infrarot-Thermografie ermittelten Wärmeverluste mit den aus der Energiebilanz bestimmten Werten für drei verschiedene Anlagenzustände (gerundet auf 0,1 kW).

	Rück- seite	Deckel	Seiten- wand	Bypass	Klappen- kästen	Reingas- leitung	Kamin	Summe
<i>Betriebszustand 1: $V_{soll} = 2.000 \text{ m}_N^3/\text{h}$, $c_{soll} = 4 \text{ g/m}_N^3$, Flammenlosbetrieb</i>								
Konvektion	2,2	1,7	0,7	1,5	1,0	0,4	0,9	11,3
Strahlung	4,2	2,3	1,2	1,9	1,7	0,54	1,3	18,5
Q_k+Q_s	6,5	4,0	1,9	3,4	2,7	0,9	2,2	29,9
Wärmeverluste aus Energiebilanz								46,0
<i>Betriebszustand 2: $V_{soll} = 2.000 \text{ m}_N^3/\text{h}$, $T_{soll} = 875 \text{ }^\circ\text{C}$, Flammenlosbetrieb</i>								
Konvektion	1,7	1,4	0,5	1,3	0,5	0,6	0,9	9,2
Strahlung	3,2	1,9	0,9	1,5	0,9	0,8	1,2	14,4
Q_k+Q_s	4,9	3,2	1,4	2,8	1,5	1,4	2,1	23,7
Wärmeverluste aus Energiebilanz								36,1
<i>Betriebszustand 3: $V_{soll} = 3.000 \text{ m}_N^3/\text{h}$, $T_{soll} = 875 \text{ }^\circ\text{C}$, Flammenlosbetrieb</i>								
Konvektion	1,7	1,7	0,6	1,6	0,7	0,2	0,8	9,8
Strahlung	3,2	2,3	0,9	1,9	1,2	0,4	1,2	15,4
Q_k+Q_s	4,5	3,9	1,5	3,5	2,0	0,7	2,0	25,1
Wärmeverluste aus Energiebilanz								38,5

Tabelle 4 zeigt die ermittelten Wärmeverluste für die einzelnen Anlagenteile in den drei genannten Betriebszuständen und vergleicht diese mit den Werten, die sich aus der Energiebilanz ergeben.

Vergleicht man die Betriebszustände 1 (überautothermer Betrieb) und 2 (autothermer Betrieb), so wird deutlich, dass im überautothermen Betrieb die Wärmeverluste weitaus größer sind. Dies hängt mit den höheren Reaktorinnentemperaturen und den daraus resultierenden größeren Oberflächentemperaturen zusammen. Anhand der Zustände 2 und 3 kann der Einfluss des Volumenstroms beurteilt werden. Hier zeigt sich kein deutlicher Unterschied, d. h. durch verschiedene Strömungsgeschwindigkeiten beeinflusste Änderungen der Wärmeübertragung im Inneren der Anlage sind hier kaum relevant. Vergleicht man die konvektiven und radiativen Anteile der Wärmeverluste, so ergibt sich etwa ein Verhältnis von 60% Strahlung und 40% Konvektion.

Auffällig ist weiterhin die große Abweichung der Werte, die mit der Infrarot-Thermografie bestimmt wurden, zu jenen aus der Energiebilanz. Tendenziell führt die IR-Thermografie zu deutlich geringeren Werten mit einer mittleren Abweichung gegenüber der Energiebilanz von -34,7%.

Die folgenden Gründe werden hierfür als ursächlich angesehen:

- Annahme der Symmetrie möglicherweise zu ungenau.
- Räume zwischen den Regeneratoren nicht berücksichtigt.

- Mangelnde Berücksichtigung der kälteren Umgebung (Umgebungsluft, Hallenwände, Hallendach, andere Anlagen etc.) und des Strahlungsaustauschs (keine Einstrahlzahlen usw.)
- Möglicherweise ungenaue Bestimmung der mittleren Oberflächentemperaturen. (Es liegen keine Informationen darüber vor, wie der Mittelwert in der Auswertesoftware berechnet wird, ob als Temperaturmittelwert oder als strahlungseffektiver Mittelwert.)
- Mangelnde Kenntnis der An- und Umströmungsbedingungen zur Ermittlung der konvektiven Anteile.
- Fehler bei der Messung der Stoffströme und somit verfälschte Energiebilanz (unwahrscheinlich, da die Bilanz nur zwischen 0,5 % und max. 3 % Fehler aufweist).

In Anbetracht der deutlichen Abweichungen und der Genauigkeit der Energiebilanz scheint es tragfähiger zu sein, statt lokaler Wärmeverluste (IR-Thermografie) nur die globalen Wärmeverluste (Energiebilanz) für die notwendigen Vergleiche zu verwenden.

7.2 Messung der Temperaturprofile mittels Infrarot-Thermografie

Auch die Temperaturverteilungen am oberen Querschnitt der Regeneratoren wurden bei verschiedenen Betriebsbedingungen thermografiert. Diese Aufnahmen wurden in festen Zeitintervallen vorgenommen, um auch zeitliche Entwicklungen zu betrachten. Hierdurch sollte festgestellt werden, ob die Dynamik des Prozesses besondere Auswirkungen auf die Temperaturverteilungen hat.

Die Aufnahmen erfolgten durch die Schauglasstutzen, in die zuvor spezielle infrarotdurchlässige Zinksulfid-Gläser eingesetzt wurden. Der Transmissionsgrad der Scheiben ist aus Herstellerunterlagen bekannt, wurde aber zusätzlich experimentell validiert. Hierzu wurde eine beheizte und thermostatisierte Oberfläche ohne und mit Glas thermografiert und gleichzeitig die Temperatur an einem Referenzpunkt gemessen. Durch Vergleich der Temperaturwerte wurde zunächst der Emissionsgrad der Oberfläche bestimmt, dann der Transmissionsgrad so angepasst, dass sich eine gute Übereinstimmung ergab. Bei den Auswertungen der Bildserien wurden dann die entsprechenden Korrekturen vorgenommen.

In Abbildung 33 sind die Temperaturverteilungen der drei Regeneratoren zu markanten Zeitpunkten des Zyklus dargestellt. Durch den geringen Querschnitt der Schauglasarmaturen und den versetzten Einbau ist jedoch immer nur ein Ausschnitt der Regeneratoeroberfläche zu erkennen. Die Versuchsanlage wurde hierbei flammenlos bei einer Brennraumsolltemperatur von 850 °C und einem Abluftvolumenstrom von 2.000 m_N³/h betrieben.

Betrachtet man die Profile der außen liegenden Regeneratoren (1+3), so ist festzustellen, dass diese im Zentrum des Regenerators etwas niedrigere Temperaturen aufweisen als am Rand. Der mittlere Regenerator (2) ist demgegenüber etwas heißer und weist kaum Inhomogenitäten über dem sichtbaren Querschnitt auf.

Der Vergleich der einzelnen Zeitpunkte zeigt, dass am Ende des Reingastaktes die Regeneratoren am heißesten sind. Im Abluftbetrieb nimmt die Temperatur ab, weil die Regeneratoren von kalter Abluft durchströmt werden. Im daran anschließenden Spülluftbetrieb setzt sich die fallende Tendenz fort, da die Spülung mit Frischluft erfolgt, welche aus der Versuchshalle abgesaugt wird und demnach ebenfalls entsprechend kalt ist.

Fraglich ist, wodurch die kälteren Bereiche im Zentrum der äußeren Regeneratoren verursacht werden. Obschon beim Einbau der Speichermasse sehr darauf geachtet wurde, keine zu großen Spalte zwischen den Wabenkörpern zu haben (maximal im Bereich der Kanalweite), ist der wahrscheinlichste Erklärungsansatz eine ungleichmäßige Durchströmung der Regeneratoren. Wäre der Massenstrom in der Mitte des Regenerators größer, hätte dies lokal einen geringeren Abluftvorwärmgrad zur Folge. Das hieße, die Abluft würde weniger vorgewärmt und träte mit entsprechend niedrigerer Temperatur aus dem Regenerator aus. Der

Effekt würde sich zudem selbst verstärken, weil bei gleicher Druckdifferenz zwischen Regeneratorein- und –austritt eine niedrigere Temperatur zu einem höheren Massenstrom führt.

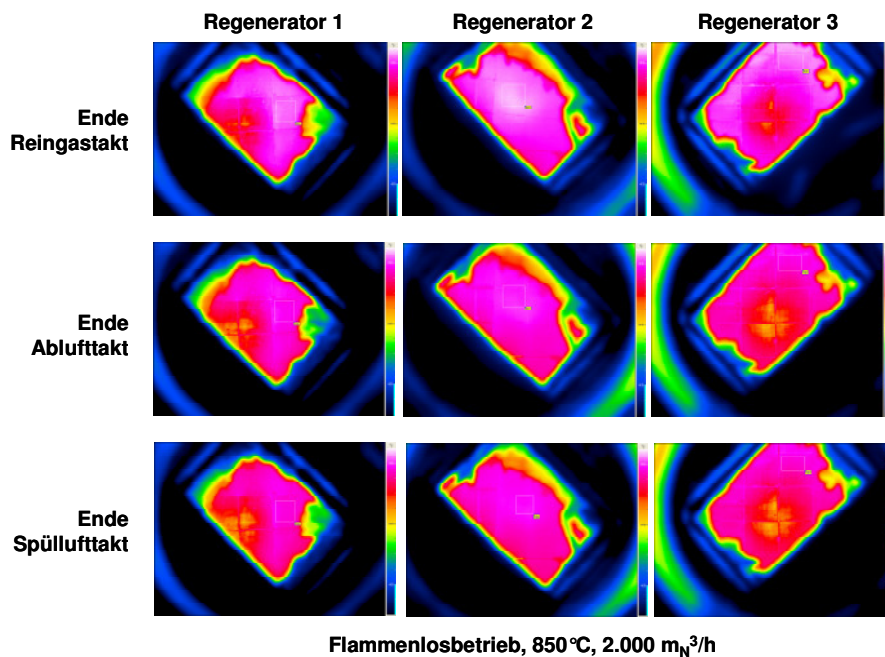


Abb. 33: Vergleich der Temperaturverteilungen am oberen Querschnitt der Regeneratoren zu unterschiedlichen Zeitpunkten des Zyklus.

Es wäre auch denkbar, dass die beiden äußeren Regeneratoren den zyklisch-stationären Zustand noch nicht vollkommen erreicht haben, und daher die oben gezeigten Bilder nur ein Übergangsphänomen darstellen. Jedoch wäre es dann realistischer, wenn die inneren Bereiche heißer wären als der Rand, denn auf Grund der Wärmeverluste wäre zu erwarten, dass sich der Regenerator im Zentrum schneller aufheizt als am Rand. Außerdem ist in der Regel auch anhand der Thermoelemente festzustellen, dass die äußeren Regeneratoren etwas kälter sind als der mittlere, und diese Temperaturmessstellen liegen genau auf der Mittelachse der Regeneratoren.

Einen weiteren Vergleich von Temperaturprofilen zeigt Abbildung 34. Hier sind die Verteilungen am Ende des Reingastaktes bei verschiedenen Versuchsbedingungen einander gegenübergestellt. In der Grundeinstellung wurde die Versuchsanlage flammenlos und temperaturgeregelt betrieben mit einer Brennraumsolltemperatur von 850 °C. Im oberen Fall betrug der Abluft-Normvolumenstrom 2.000 m_N³/h, im mittleren 1.000 m_N³/h und im unteren Fall ebenfalls 2.000 m_N³/h, wobei der Abluft aber 2 g/m_N³ Toluol zudosiert wurden.

Vergleicht man die beiden oberen Bildreihen, ist ersichtlich, dass sich die Verteilungen nicht erkennbar unterscheiden. Dies untermauert noch einmal die bereits oben genannte Feststellung, dass der Abluftvolumenstrom keinen merklichen Einfluss auf die Wärmeverluste hat.

Deutliche Unterschiede ergaben sich allerdings bei der Zugabe von Toluol zur Abluft. Hier ist insbesondere bei Regenerator 1, aber auch bei den beiden anderen Regeneratoren, ein Anstieg der Temperatur zu erkennen. Gleichzeitig werden die kälteren Bereiche im Zentrum der Regeneratoren 1 und 3 etwas kleiner.

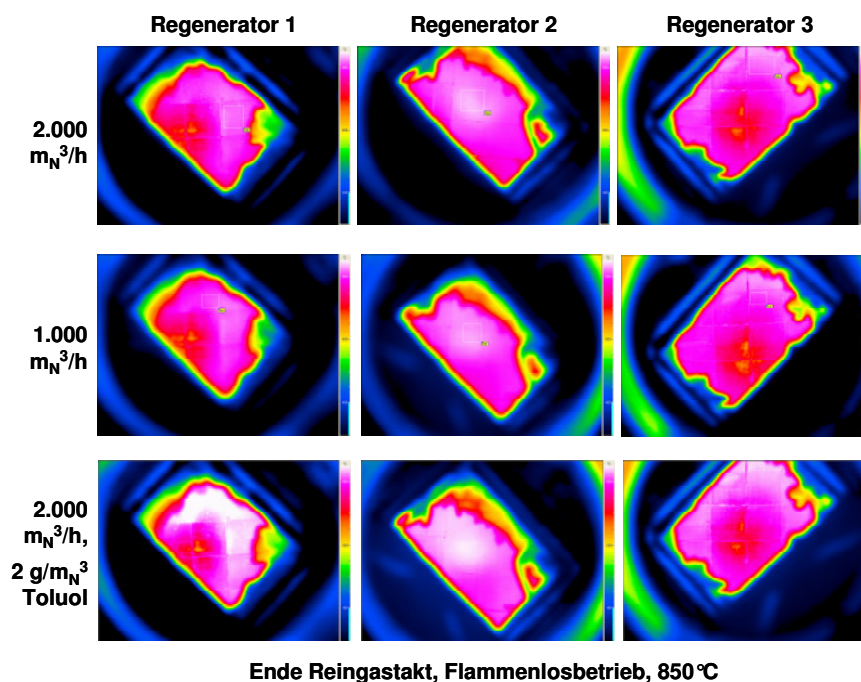


Abb. 34: Vergleich der Temperaturverteilungen am oberen Querschnitt der Regeneratoren bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen.

7.3 Abhängigkeit der autothermen Beladung vom Abluftvolumenstrom

Abbildung 35 zeigt die Ergebnisse einer Versuchsreihe, in der bei einer vorgegebenen Brennraumsolltemperatur von 850 °C der Abluftvolumenstrom variiert wurde. Auf der rechten Achse ist der im stationären Betrieb gemessene Erdgasvolumenstrom aufgetragen, auf der linken Achse die rechnerische Abluftbeladung, die sich ergibt, wenn der Erdgasmassenstrom ins Verhältnis zum Gesamtluftvolumenstrom gesetzt wird. Aufgetragen sind die Werte über dem Gesamtluftmassenstrom, welcher der Summe der Abluft-, Spülluft- und Sperrluftmassenströme entspricht. Es wird deutlich, dass der zuzuführende Erdgasstrom und damit die zuzuführende Brennstoffenthalpie mit abnehmendem Luftmassenstrom geringer wird, die Abluftbeladung aber ein Minimum erreicht und danach wieder ansteigt.

Die Verläufe lassen sich wie folgt erklären. Im stationären Betrieb deckt die zugeführte Energie gerade den Reingasverlust, also den Enthalpiestrom, der mit dem wärmeren Reingas aus der Anlage abgeführt wird (in der Feuerungstechnik auch als Abgasverlust bezeichnet), und die Transmissionswärmeverluste, welche über die Oberfläche der Anlage an die Umgebung abgegeben werden. Die Wärmeverluste hängen im Wesentlichen vom Temperaturverlauf im Inneren der Anlage ab. Da dieser aber nahezu unabhängig vom Abluftvolumenstrom ist, sind auch die Wärmeverluste weitgehend konstant. Es muss also immer eine konstante Mindestmenge an Erdgas zugeführt werden, um die Wärmeverluste zu decken. Da diese konstante Brennstoffmenge auf einen größer werdenden Luftvolumenstrom bezogen wird, ergibt sich eine geringer werdende Konzentration.

Der Abluftvorwärmgrad nimmt jedoch mit zunehmendem Abluftvolumenstrom ab, denn der Wärmeübergang ist bei Wabenkörpern weitgehend unabhängig von der Strömungsgeschwindigkeit und pro Abluftmengeneinheit steht weniger Wärmeübertragerfläche zur Verfügung. Ein abnehmender Vorwärmgrad ist gleichzusetzen mit einer ansteigenden Reingas-temperatur. Demnach nehmen bei steigendem Abluftvolumenstrom die Reingasverluste zu.

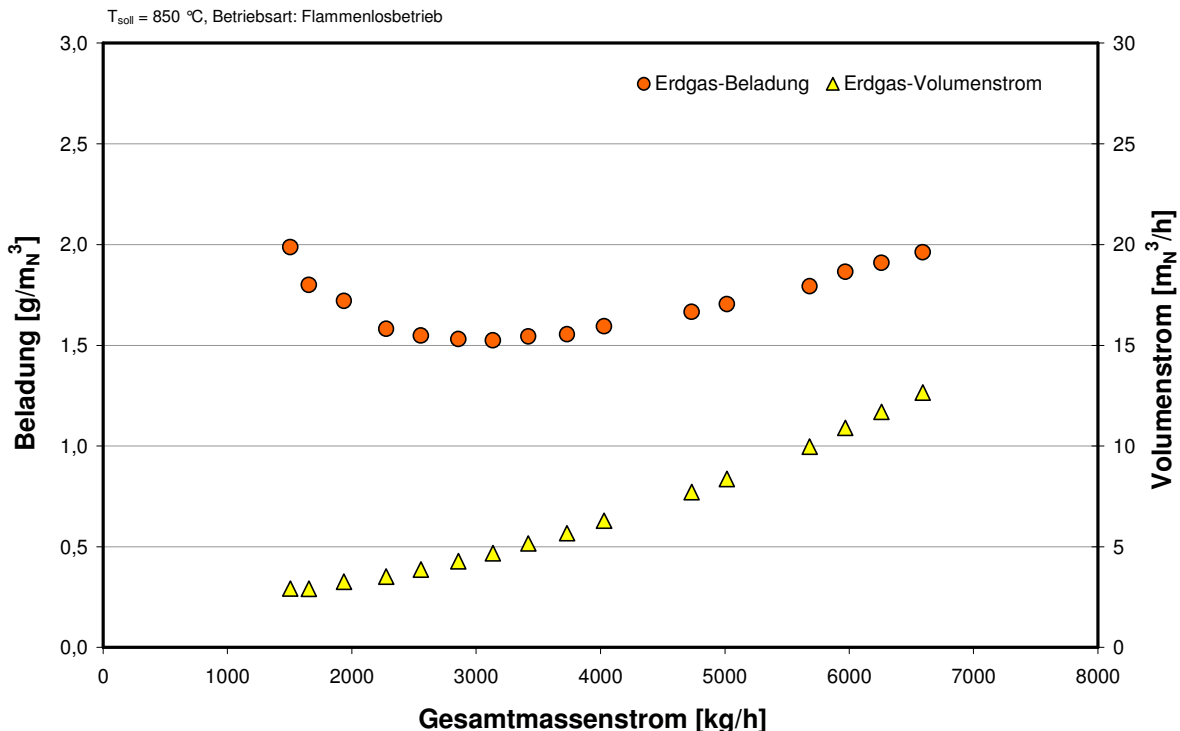


Abb. 35: Abhängigkeit der autothermen Erdgas-Beladung vom Abluftvolumenstrom (850 °C, Flammenlosbetrieb).

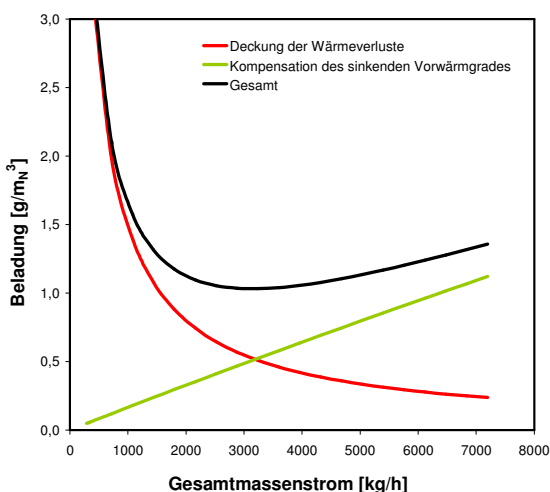


Abb. 36: Erklärung anhand vereinfachter Berechnung.

Dieses Verhalten kann auch anhand einer einfachen Wärmeübertragerberechnung nachvollzogen werden (Abb. 36). Hierzu bestimmt man aus dem vorgegebenen Abluftmassenstrom und den festgelegten Temperaturen am Ablufteintritt und im Brennraum die Temperatur, auf welche die Abluft durch den Wärmeübertrager vorgewärmt wird. Aus der Differenz zur Solltemperatur und den Wärmeverlusten, welche sich unter Annahme eines linearen Temperaturverlaufes berechnen lassen, kann der zuzuführende Brennstoffenthalpiestrom abgeschätzt werden. Diese Berechnung setzt voraus, dass sich unter den gegebenen Randbedingungen kein überautothermes Temperaturprofil einstellt.

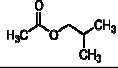



Neben dieser grundsätzlichen Abhängigkeit wurde der Einfluss weiterer Parameter experimentell überprüft (Solltemperatur, Betriebsart, Zykluszeit, Ablufttemperatur). Da sich hierbei jedoch überwiegend nur die zu erwartenden Zusammenhänge bestätigt haben, sollen die Ergebnisse an anderer Stelle dargestellt werden.

Grundsätzlich hat sich jedoch gezeigt, dass die autotherme Beladung mit höherer Betriebstemperatur und größerer Zykluszeit zunimmt und im Brennerbetrieb etwas größer ist, als im Flammenlosbetrieb. Mit höherer Ablufttemperatur nimmt die erforderliche Beladung ab.

7.4 Verhalten unterschiedlicher Lösemittel

Um im Rahmen dieses Projektes wenigstens ansatzweise zu evaluieren, inwiefern unterschiedliche Abluftinhaltsstoffe zur Ausprägung von überautothermen Temperaturprofilen neigen, wurden mehrere Versuche durchgeführt, bei denen der Abluft verschiedene Lösemittel als Reinstoffe zudosiert wurden. In Tabelle 5 sind einige Eigenschaften der eingesetzten Stoffe zusammengestellt.

Tab. 5: Stoffeigenschaften der eingesetzten Lösemittel und Brennstoffe.

Name	Abkürzung	Summenformel	Strukturformel	CAS-Registry-Nr.	Molare Masse		Heizwert Hi		Brennwert Hs		Flammpkt [°C]	Zündtemperatur [°C]
					[kg/mol]	[MJ/kg]	[MJ/mol]	[MJ/kg]	[MJ/mol]			
i-Butylacetat	IBA	CH ₃ COOCH ₂ CH(CH ₃) ₂		110-19-0	0,11616	28,9	3,357	31,0	3,600	18	420	
Methylethylketon	MEK	C ₄ H ₈ O		78-93-3	0,07211	31,9	2,303	34,2	2,465	-14,4	505	
Toluol	TOL	C ₇ H ₈		108-88-3	0,09214	41,0	3,781	42,5	3,916	4,4	535	
Methan	CH ₄	CH ₄		74-82-8	0,01604	49,9	0,800	55,5	0,891	-188	595	
Erdgas CUTEK	EG	Gemisch			0,01777	40,2	0,715	44,7	31,944			

Grundsätzlich wurden diese Versuche so realisiert, dass ausgehend vom stationären Flammenlosbetrieb unterschiedliche Lösemittelbeladungen eingestellt und über einen Zeitraum von mindestens 2 bis maximal 8 Stunden konstant beibehalten wurden. Somit konnte bei hohen Beladungen immer nur diagnostiziert werden, wann der Wechsel in den überautothermen Betrieb beginnt. Zum Erreichen der überautothermen zyklisch-stationären Zustände wäre die konstante Dosierung über mehrere Tage notwendig gewesen, worauf wegen des enormen Lösemittelverbrauchs verzichtet wurde.

Da bei geringen Lösemittelkonzentrationen das Temperaturprofil in den Regeneratoren nur wenig beeinflusst wird, konnte hier dennoch der stationäre Betrieb erreicht werden, sodass die Ergebnisse für einen qualitativen und quantitativen Vergleich ausreichen.

7.4.1 Versuche mit Toluol

Die sich einstellenden Temperaturprofile im zyklisch-stationären Zustand bei Dosierung unterschiedlicher Mengen an Toluol (TOL) zeigt Abbildung 37. Man erkennt, dass bei geringen Konzentrationen (0,5 g/m_N³ bzw. 1,0 g/m_N³) kein Unterschied zum reinen Erdgasbetrieb festzustellen ist. Bei 2,0 g/m_N³ wird das Temperaturprofil geringfügig breiter und nimmt im Maximum leicht zu. Bei 3,0 g/m_N³ ist bereits ein deutlich überautothermes Profil zu sehen, das sich bei längerer Dosierung noch weiter ausgeprägt hätte.

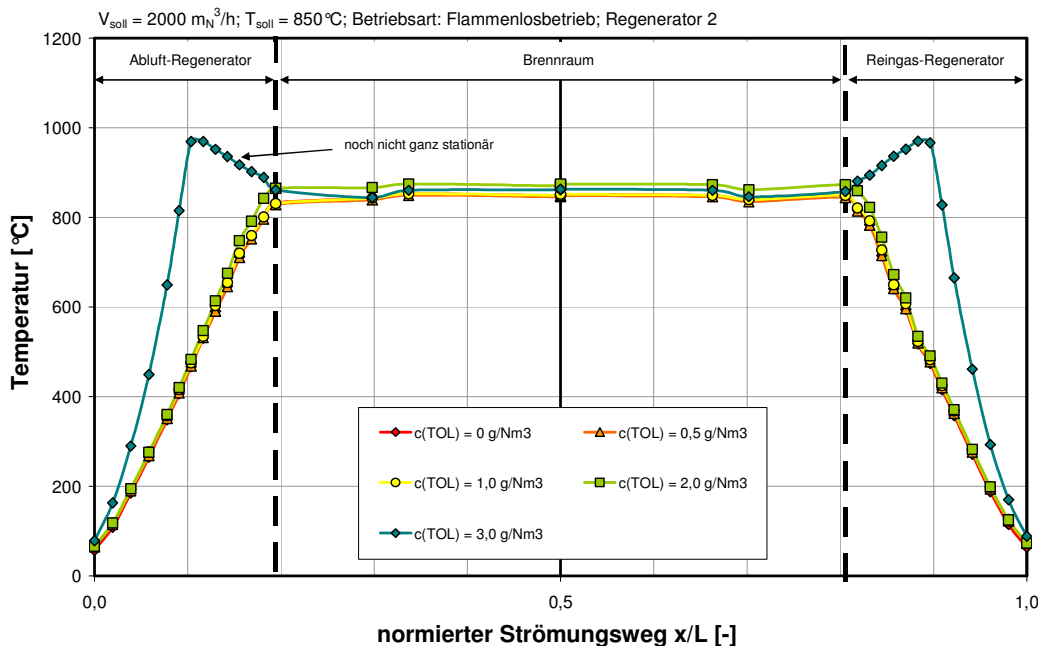


Abb. 37: Temperaturprofile bei Dosierung von unterschiedlichen Mengen Toluol (TOL).

Berechnet man aus dem jeweils zugeführten Erdgasstrom die Erdgas-Beladung und trägt diese über der Lösemittel-Beladung auf, kann mittels linearer Regression relativ genau die Konzentration bestimmt werden, bei der, ausgehend von den oben genannten Versuchsbedingungen (850 °C, 2000 m_N³/h), der autotherme Lösemittelbetrieb erreicht würde.

Wie aus Abbildung 38 ersichtlich ist, liegt diese für Toluol etwa bei 1,878 g/m_N³, für Erdgas bei 1,9 g/m_N³. Vergleicht man die zugeführten Verbrennungsenthalpieströme im reinen Lösemittelbetrieb und im reinen Erdgasbetrieb miteinander, so ergibt sich recht genau ein Verhältnis von eins.

$$\frac{c(TOL) \cdot V_N \cdot H_i(TOL)}{c(EG) \cdot V_N \cdot H_i(EG)} = \frac{1,878 \text{ g/m}_N^3 \cdot 41,0 \text{ MJ/kg}}{1,9 \text{ g/m}_N^3 \cdot 40,2 \text{ MJ/kg}} = 1,008 \approx 1$$

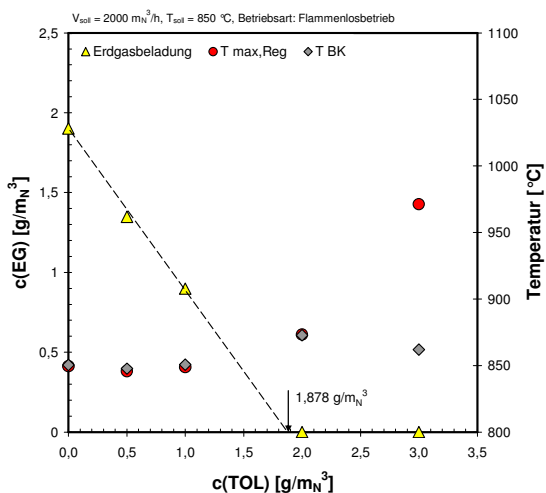


Abb. 38: Notwendige Erdgasbeladung und charakteristische Temperaturen bei Dosierung von unterschiedlichen Mengen Toluol.

Hieraus kann geschlossen werden, dass sich Toluol – zumindest im untersuchten Bereich – ähnlich verhält wie Erdgas und kein messbarer Einfluss der etwas niedrigeren Zündtemperatur vorliegt. Wäre dieser vorhanden, hätte man erwartet, dass der zugeführte Reaktionsenthalpiestrom im reinen Toluol-Betrieb größer gewesen wäre als im reinen Erdgasbetrieb.

Neben der Erdgasbeladung sind auch die Maximaltemperatur in den Regeneratoren und die Temperatur im Brennraum aufgetragen. Auch hieraus ist ersichtlich, dass bei einer Zufuhr von 2 g/m_N^3 Toluol bereits geringfügig überautothermer Betrieb vorliegt, da die Brennraumtemperatur von 850°C leicht überschritten wird. Bei weiterer Erhöhung der Toluol-Konzentration auf 3 g/m_N^3 bildet sich ein deutlich ausgeprägtes Temperaturmaximum in den Regeneratoren und die Brennraumtemperatur zeigt eine sinkende Tendenz.

7.4.2 Versuche mit Methylethylketon

Abbildung 39 zeigt die zyklisch-stationären Temperaturprofile bei Dosierung von Methylethylketon (MEK). Bei $2,0 \text{ g/m}_N^3$ ist hier noch kein Übergang in den überautothermen Betrieb zu erkennen, bei $3,0 \text{ g/m}_N^3$ ist dieser aber bereits deutlich ausgeprägt.

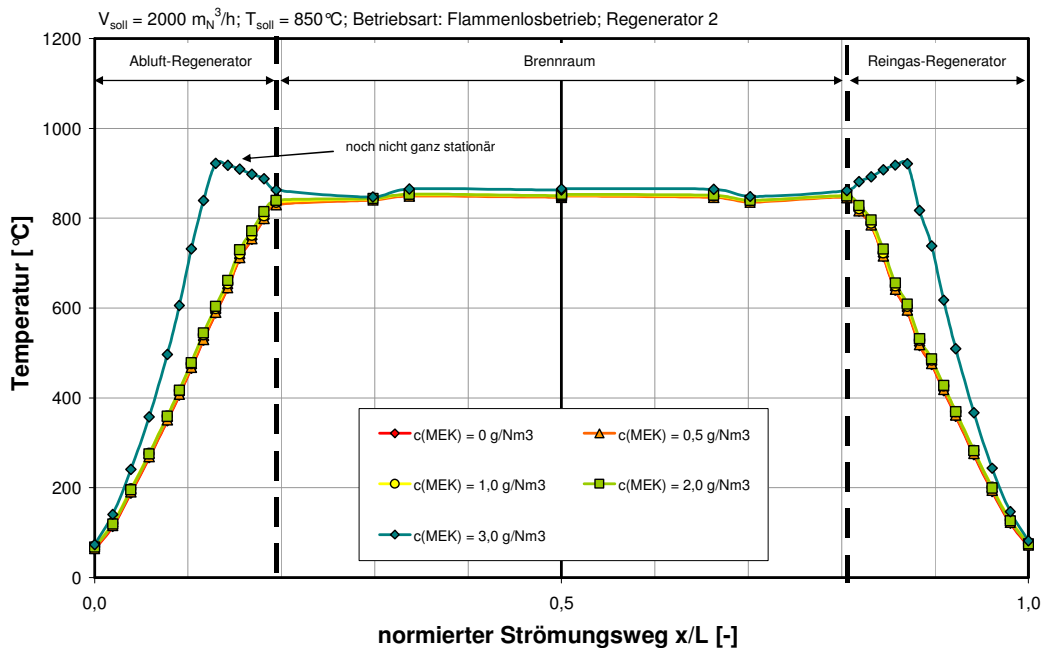


Abb. 39: Temperaturprofile bei Dosierung von unterschiedlichen Mengen Methylethylketon (MEK).

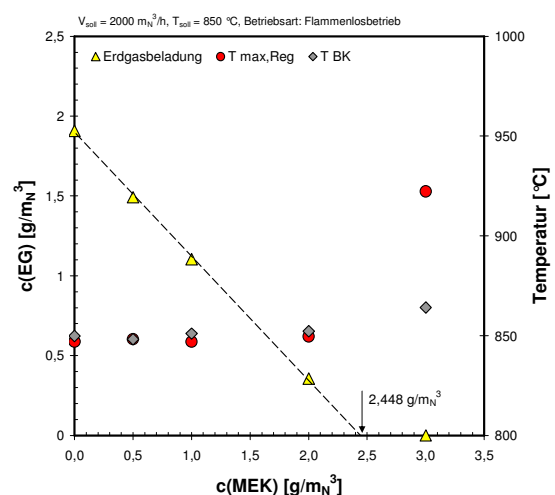


Abb. 40: Notwendige Erdgasbeladung und charakteristische Temperaturen bei Dosierung von unterschiedlichen Mengen Methylethylketon.

Die autotherme MEK-Konzentration beträgt ca. $2,448 \text{ g/m}_N^3$ (Abb. 40). Verglichen mit dem Verbrennungsenthalpiestrom im reinen Erdgasbetrieb entspricht dies ebenfalls nahezu einem Verhältnis von eins.

$$\frac{c(\text{MEK}) \cdot V_N \cdot H_i(\text{MEK})}{c(\text{EG}) \cdot V_N \cdot H_i(\text{EG})} = \frac{2,448 \text{ g/m}_N^3 \cdot 31,9 \text{ MJ/kg}}{1,9 \text{ g/m}_N^3 \cdot 40,2 \text{ MJ/kg}} = 1,022 \approx 1$$

Das Verhältnis weist zwar eine Abweichung von 2% auf, da diese jedoch im Bereich der Messungenauigkeiten liegt, kann nicht eindeutig beurteilt werden, ob diese Differenz durch die Oxidationskinetik des Lösemittels verursacht wird.

Die Abhängigkeit der charakteristischen Temperaturen entspricht den eben geschilderten Zusammenhängen. Bei einer MEK-Beladung von $2,0 \text{ g/m}_N^3$ arbeitet die Anlage noch im unterautothermen Bereich, bei $3,0 \text{ g/m}_N^3$ ist der Zustand bereits überautotherm.

7.4.3 Versuche mit Isobutylacetat

Betrachtet man die Temperaturprofile bei Dosierung von Isobutylacetat (iBA) (Abb. 41) im Vergleich zu denen von Toluol bzw. MEK, so fällt unmittelbar auf, dass hier bis zu einer Konzentration von $2,5 \text{ g/m}_N^3$ noch keine Veränderung gegenüber dem reinen Erdgasbetrieb auftritt. Erst ab einer iBA-Beladung von $3,0 \text{ g/m}_N^3$ beginnt das Temperaturprofil etwas breiter zu werden und in der Höhe etwas zuzunehmen.

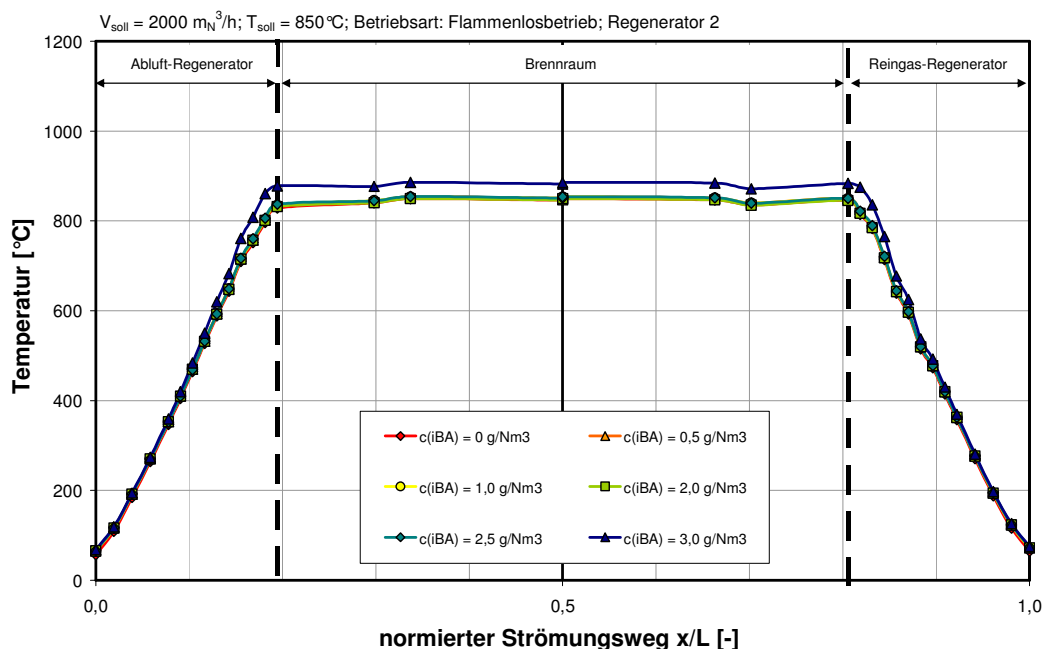


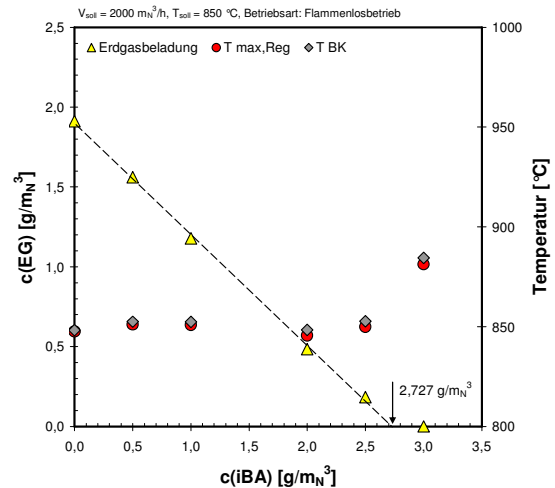
Abb. 41: Temperaturprofile bei Dosierung von unterschiedlichen Mengen Isobutylacetat (iBA).

Die autotherme Isobutylacetat-Konzentration beträgt ca. $2,727 \text{ g/m}_N^3$ (Abb. 42). Da Isobutylacetat einen niedrigeren Heizwert als MEK besitzt, ist die für den autothermen Betrieb notwendige Konzentration etwas höher. Dies wird auch anhand des Vergleichs der Reaktionseenthalpieströme deutlich:

$$\frac{c(\text{iBA}) \cdot V_N \cdot H_i(\text{iBA})}{c(\text{EG}) \cdot V_N \cdot H_i(\text{EG})} = \frac{2,727 \text{ g/m}_N^3 \cdot 28,9 \text{ MJ/kg}}{1,9 \text{ g/m}_N^3 \cdot 40,2 \text{ MJ/kg}} = 1,032 \approx 1$$

Die geringfügige Abweichung von etwa 3% kann auch hier durch die ungenaue Bestimmung der autothermen Lösemittelkonzentration verursacht sein. Über den Reaktionseenthalpiestrom zurückgerechnet müsste diese für ein Verhältnis von 1 bei $2,64 \text{ g/m}_N^3$ liegen. Es ist aber auch denkbar, dass sich hier die niedrigere Zündtemperatur auswirkt. Hierdurch wäre die Oxidation schneller abgeschlossen, sodass weniger Wärmeübertragerfläche zur Vorwärmung genutzt wird, und eine größere Temperaturdifferenz durch den Zusatzbrennstoff gedeckt werden muss.

Abb. 42: Notwendige Erdgasbeladung und charakteristische Temperaturen bei Dosierung von unterschiedlichen Mengen Isobutylacetat.



Berechnet man für die einzelnen Versuchseinstellungen, welcher Reaktionsenthalpiestrom durch die dosierten Lösemittel und den Zusatzbrennstoff zugeführt werden und bezieht diesen auf den Wärmekapazitätsstrom der insgesamt zugeführten Luftströme, erhält man die adiabate Temperaturdifferenz bei vollständigem Umsatz. Trägt man hierüber die charakteristischen Temperaturen auf, ergeben sich die in Abbildung 43 gezeigten Verläufe. Dabei ist in (a) nur die Verbrennungsenthalpie der Lösemittel, in (b) die Gesamtverbrennungsenthalpie zu Grunde gelegt. Zum Vergleich sind in Teilbild (b) zusätzlich Punkte für den reinen Erdgasbetrieb aus anderen Versuchen eingetragen.

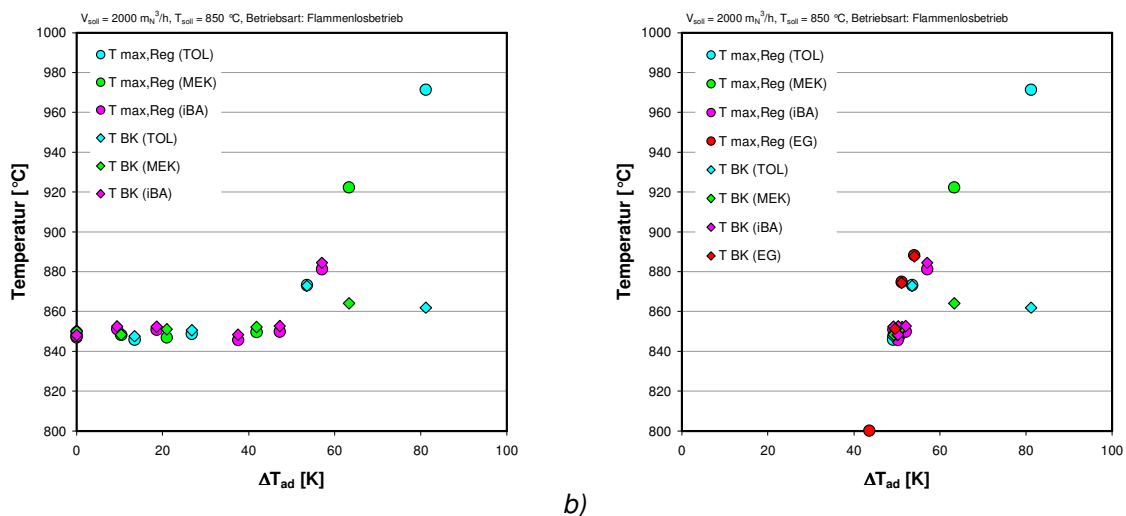


Abb. 43: Charakteristische Temperaturen in Abhängigkeit der adiabaten Temperaturdifferenz bei Dosierung verschiedener Lösemittel: (a) nur Lösemittel; (b) Lösemittel und Zusatzbrennstoff.

Demnach beträgt die auf den Gesamtluftstrom bezogene erforderliche adiabate Temperaturdifferenz für den autothermen Betrieb bei der gewählten Versuchseinstellung etwa 50 Kelvin. Ab einer Temperaturerhöhung von etwa 65 K haben sich bei Methylethylketon bereits deutliche Temperaturmaxima in den Regeneratoren ausgeprägt, die bei einer Temperaturerhöhung von etwa 80 Kelvin im Fall von Toluol deutlich zunehmen.

Im Vergleich zum reinen Erdgasbetrieb scheint der kombinierte Erdgas-/Lösemittelbetrieb bei gleichen adiabaten Temperaturdifferenzen zu geringfügig niedrigeren Maximaltemperaturen zu führen. Dies kann aber auch durch die begrenzte Dauer der Lösemittelversuche verursacht sein.

7.5 Überautothermer Betrieb

Der wesentliche Teil der experimentellen Untersuchungen widmete sich dem überautothermen Betrieb. Das Grundprinzip der Versuche besteht darin, ausgehend von einem bestimmten zyklisch-stationären Anlagenzustand die Abluftkonzentration sprunghaft zu erhöhen. Abbildung 44 zeigt beispielhaft ein entsprechendes Versuchsergebnis (1 min-Mittelwerte).

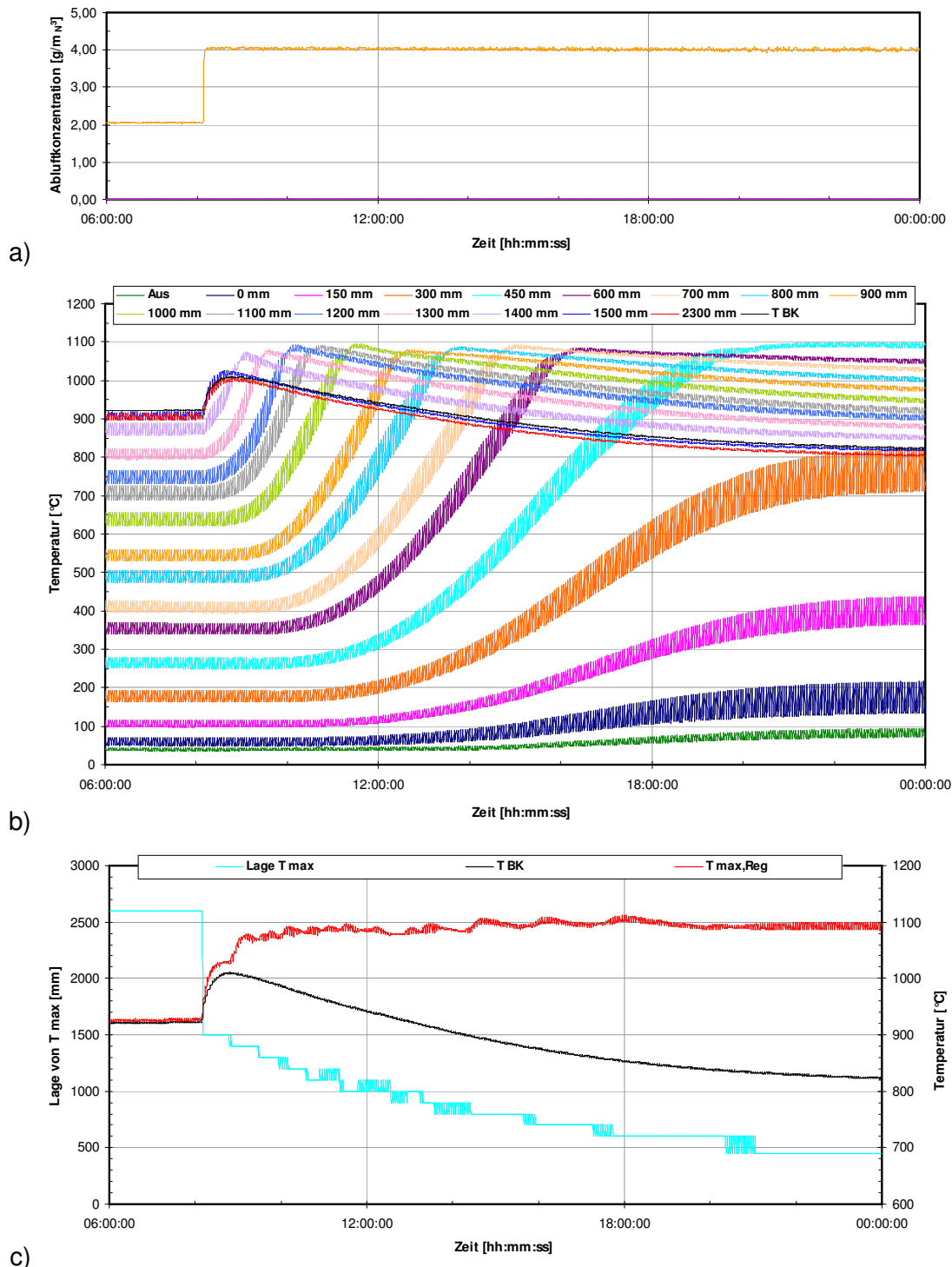


Abb. 44: Beispiel für den Übergang in den überautothermen Betrieb: (a) Beladungssprung; (b) Temperaturverläufe von Regenerator 1; (c) Verläufe der Brennraumtemperatur, der Maximaltemperatur und der Lage des Temperaturmaximums.

Hier wurde im Flammenlosbetrieb bei einem Abluftvolumenstrom von $2.000 \text{ m}_N^3/\text{h}$ die Erdgaskonzentration in der Abluft von $2,0 \text{ g/m}_N^3$ (entsprechend einer Brennraumtemperatur von ca. 920°C) auf 4 g/m_N^3 erhöht (a). Die Zykluszeit betrug 180 Sekunden.

Es wird deutlich, dass zunächst die Brennraumtemperatur und die Temperaturen in den oberen Bereichen der Regeneratoren (hier dargestellt die Verläufe von Regenerator 1) sehr stark ansteigen (b). Nach etwa einer Stunde übersteigt die erste Temperatur innerhalb des Regenerators die Brennraumtemperatur, die weiteren Messstellen folgen in Abständen von 1 bis ca. 3 Stunden. Das Temperaturmaximum wandert also in den Regenerator hinein. Nach insgesamt etwa 16 Stunden hat sich der neue zyklisch-stationäre Zustand eingestellt. Teilbild (c) stellt die Verläufe der Brennraumtemperatur, der Maximaltemperatur und der Lage des Temperaturmaximums (bezogen auf alle drei Regeneratoren) gegenüber. Anhand dieser Darstellung wird sehr deutlich, wie das Temperaturmaximum in den Regenerator hineinwandert und die Brennraumtemperatur absinkt.

Die zeitliche Entwicklung des Temperaturprofils ist in Abbildung 45 gezeigt. Aufgetragen sind die Temperaturen über dem normierten Strömungsweg im Zeitabstand von zwei Stunden. Nach dem Beladungssprung entstehen in den Regeneratoren zunächst recht steile Temperaturmaxima, die Temperaturen an den äußeren Flanken des Profils bleiben etwa gleich. Mit der Zeit werden die Maxima breiter und wandern in den Regenerator hinein. Hierbei wird der Temperaturanstieg bzw. -abfall steiler.

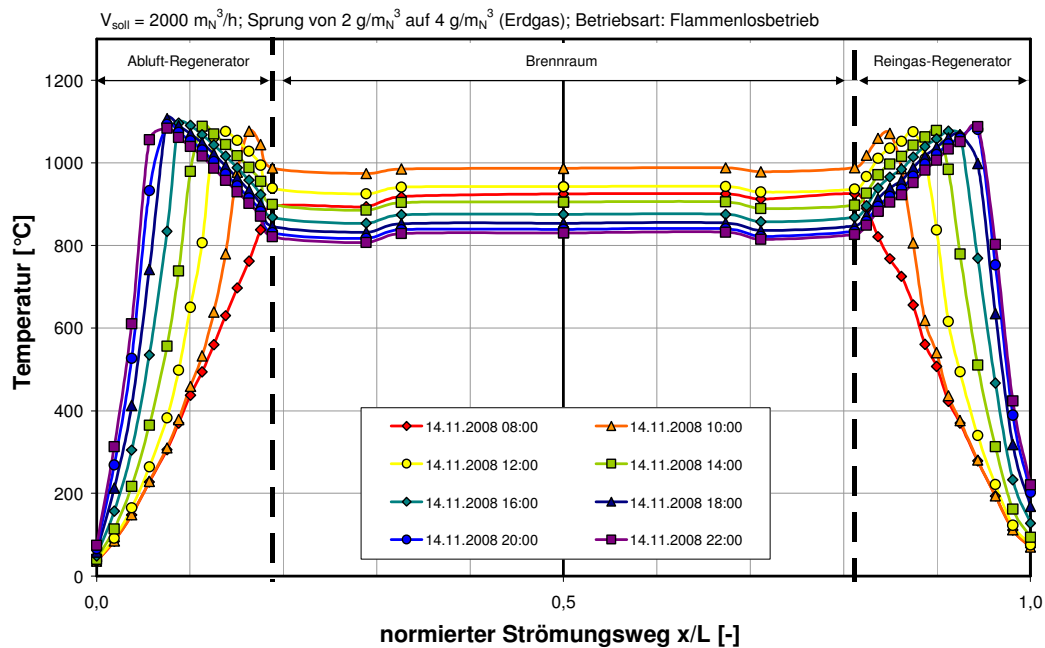
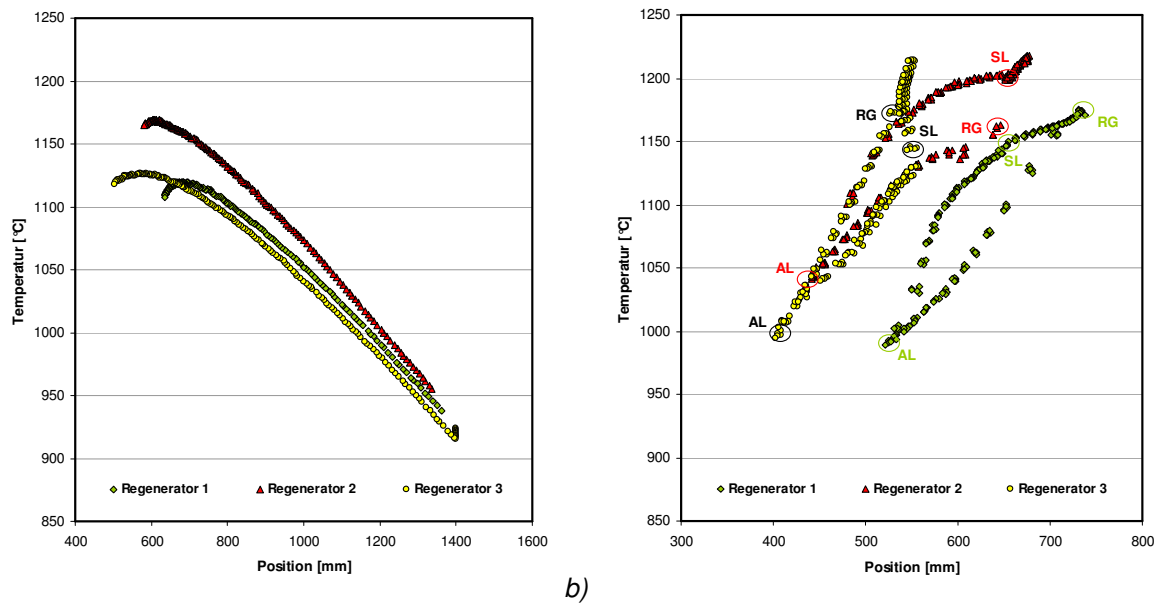


Abb. 45: Zeitliche Änderung des Temperaturprofils nach Erhöhung der Beladung von 2 g/m_N^3 auf 4 g/m_N^3 .

Trägt man für verschiedene Zeitpunkte die Lage und Höhe der Temperaturmaxima in den drei Regeneratoren gegeneinander auf, stellt man fest, dass die Höhe der Maximaltemperatur bei diesem Vorgang etwa linear ansteigt. Abbildung 46 (a) zeigt den Zusammenhang wobei 3-Minuten Mittelwerte zu Grunde gelegt wurden, was gerade den Zyklusmittelwerten entspricht. Da die Temperaturen nur an diskreten Positionen gemessen werden, wurden für die Zwischenpositionen die Werte mit einem Approximationsverfahren ermittelt. Dieses wird noch in Abschnitt 10.3.2 näher erläutert werden.



a) b)

Abb. 46: Wanderung der Temperaturmaxima in den Regeneratoren: (a) langfristig nach Auskopp-
lung (instationärer Betrieb); (b) kurzfristig während des Zyklus (zyklisch-stationärer Be-
trieb).

Neben dieser langfristigen Bewegung der Maximaltemperaturen innerhalb der Regeneratoren werden auch im Verlauf eines Zyklus kurzfristige Änderungen vollzogen (b). Dargestellt sind die rekonstruierten Momentanwerte für die Dauer von 5 Zyklen im Intervall von 4 Sekunden. Die Punkte, an denen die einzelnen Takte in den Regeneratoren beginnen, sind markiert. Die Verläufe der einzelnen Zyklen sind nahezu kongruent, was zeigt, dass der zyklisch-stationäre Zustand sehr gut erreicht gewesen ist.

Mit den Temperaturverläufen ändern sich auch die Gesamtverweilzeit und die lokale Verweilzeit. Dadurch wird ebenfalls beeinflusst, wie lange sich die zu oxidierenden Schadstoffe in Bereichen aufhalten, die ein für die Verbrennung ausreichend hohes Temperaturniveau haben. Um diesen Effekt zu veranschaulichen, wurde aus den gemessenen Temperaturen die Verweilzeit in den, den jeweiligen Temperaturen zugeordneten Anlagenabschnitten berechnet. Die berechneten Zeiten stellen zwar nur eine grobe Näherung dar, weil die unterschiedlichen Luftströme durch den Abluft- bzw. Reingasregenerator nicht berücksichtigt wurden, und der Brennraum so betrachtet wurde, als ob die Strömung immer durch die Regeneratoren 1 und 2 erfolgen würde, dennoch wird die grundsätzliche Auswirkung deutlich.

Aufgetragen ist in Abbildung 47 die Summenverweilzeit über der Temperatur. Offenbar wird trotz der stark unterschiedlichen Temperaturverläufe in diesem Fall die Gesamtverweilzeit kaum beeinflusst. Dies liegt daran, dass die kürzeren Verweilzeiten in den Regeneratoren durch die längere Verweilzeit im Brennraum kompensiert werden. Die Summenverweilzeit oberhalb der Oxidationstemperatur (z.B. 600°C) wird bei höherer Beladung sogar größer. Würde man jedoch den Temperatur-Verweilzeit-Verlauf, der oberhalb der Oxidationstemperatur liegt, integrieren, würde sich ein geringerer Wert ergeben. Wenn die Brennraumtemperatur soweit abnähme, dass sie die Oxidationstemperatur unterschreiten würde, wäre eine drastische Verkürzung dieser Verweilzeit die Folge. Allerdings ist dies ein eher theoretischer Fall, da dieser in der Praxis durch regelungs- oder sicherheitstechnische Maßnahmen verhindert würde.

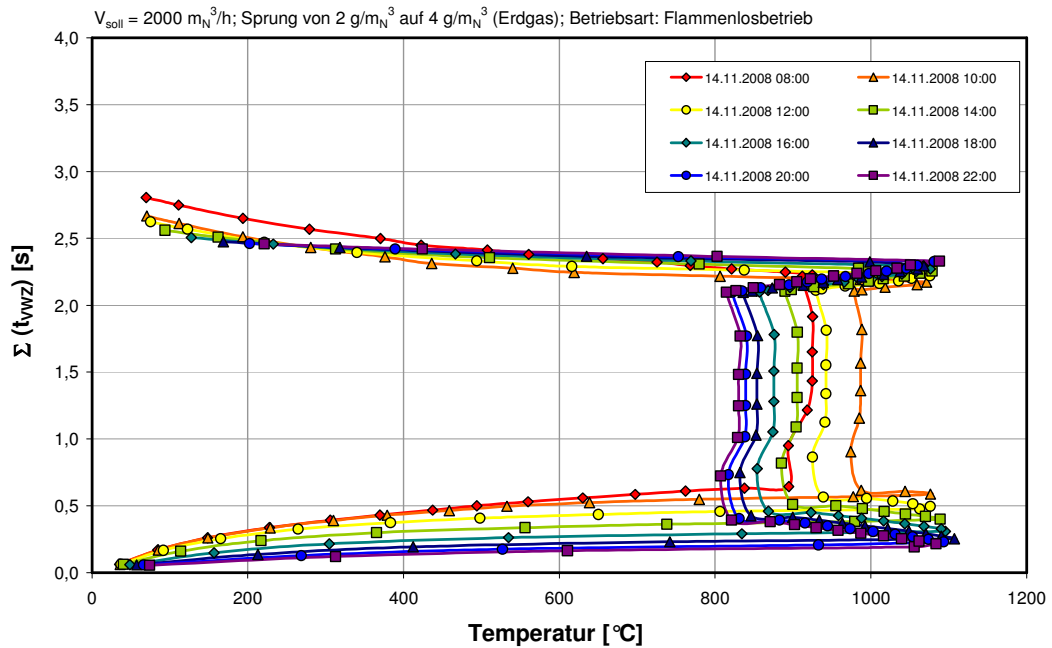


Abb. 47: Einfluss der Auskopplung auf die Verweilzeit (instationärer Betrieb).

Bei einer Erdgasbeladung von $6 \text{ g}/\text{m}_N^3$ beträgt die Maximaltemperatur (Abb. 48) ebenfalls ca. $1.100 \text{ }^\circ\text{C}$, allerdings wird diese schon zwischen den Messpositionen bei 150 mm und 300 mm erreicht. Die Brennraumtemperatur sank nach 22 Stunden bis auf $700 \text{ }^\circ\text{C}$ ab, was dazu führte, dass die Brennstoffzufuhr durch einen Sicherheitsbegrenzer für die Minimaltemperatur abgeschaltet wurde. Die Wanderungsgeschwindigkeit kann in diesem Fall nicht mit dem vorherigen Experiment verglichen werden, weil zu Beginn dieser Versuchseinstellung bereits ein überautothermes Temperaturprofil vorlag.

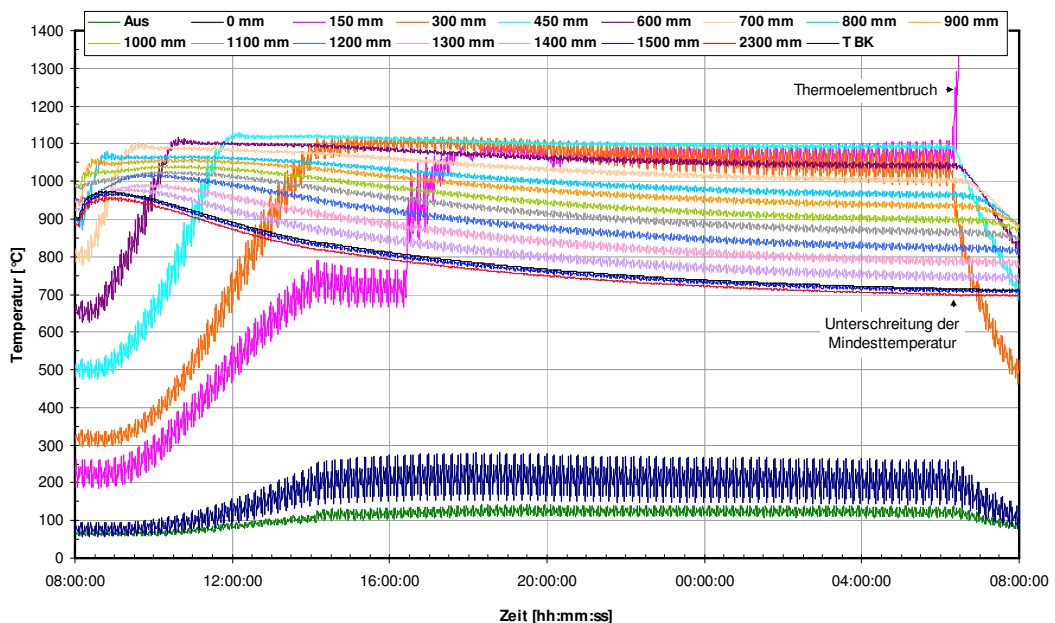


Abb. 48: Temperaturverläufe im Regenerator 3 nach einer Erhöhung der Beladung auf $6 \text{ g}/\text{m}_N^3$.

Anhand von Abbildung 49 wird neben der bereits mehrfach diskutierten zeitlichen Entwicklung auch deutlich, was für enorme Temperaturgradienten im überautothermen Betrieb erreicht werden können ($1100 \text{ }^\circ\text{C}$ innerhalb einer halben Wabenlage entsprechen mehr als $7.000 \text{ K}/\text{m}$). Dargestellt sind in diesem Fall die Temperaturprofile im Zeitabstand von 4 Stunden.

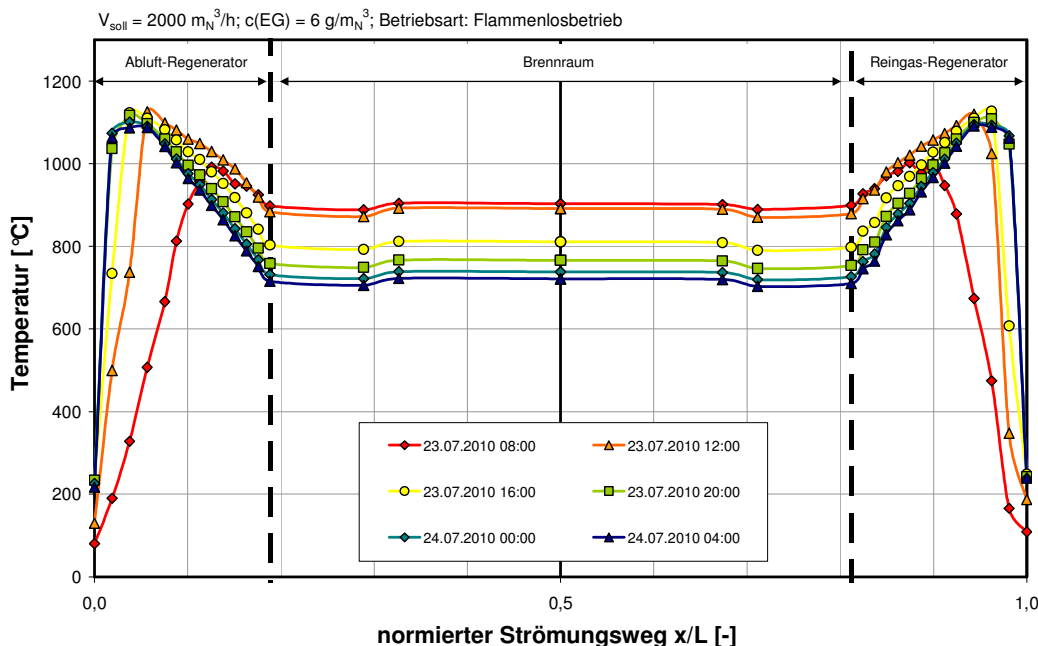


Abb. 49: Zeitliche Änderung des Temperaturprofils nach Erhöhung der Beladung auf 6 g/m_N^3 .

Durch die höheren Temperaturen im Regenerator und der dadurch verursachten größeren Strömungsgeschwindigkeit steigt der Druckverlust der Regeneratoren an. Recht deutlich wird dies am Verlauf des Spülluftvolumenstromes in Abbildung 50.

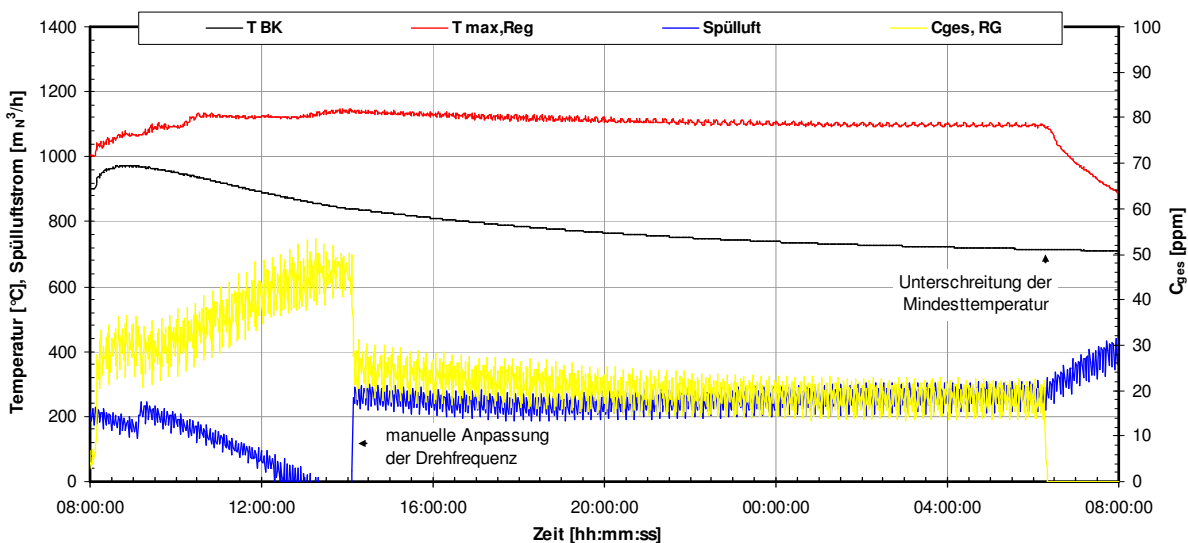


Abb. 50: Auswirkung des Beladungsprungs auf die C_{ges} -Konzentration im Reingas und den Spülluftstrom.

Das Spülluftgebläse wurde in diesem Versuch ungeregelt bei fester Drehfrequenz betrieben, die nach einer ersten Korrektur gegen 9:00 Uhr nicht mehr verändert wurde. Hingegen wurde der Abluftvolumenstrom geregelt, sodass durch den höheren Differenzdruck der Anlage der statische Abluftdruck und der statische Druck im Brennraum anstiegen. Bei gleichbleibendem Vordruck der Spülluft wurde somit auch die Druckdifferenz über dem Spülluftregenerator geringer und der Spülluftstrom nahm kontinuierlich ab. Dies führte weiter zu einem Anstieg der C_{ges} -Konzentration im Reingas. Das insgesamt relativ hohe Niveau der Gesamtkohlenstoffkonzentration ist nicht auf mangelnden Ausbrand zurückzuführen, sondern auf die unzureichende Spülwirkung bei dem geringen Spülluftstrom und der kurzen Umschaltzeit (60s). Auch ist bei der hohen Abluftbeladung der Klappenschlupf entsprechend größer. Ge-

gen 14:00 Uhr wurde die Drehfrequenz des Spülluftgebläses erhöht, sodass die Durchströmung wieder sichergestellt war und die Reingaskonzentrationen wieder abnahmen.

Die sprunghafte Reaktivierung der Spülluftzufuhr führte bei den Regeneratoren anscheinend dazu, dass der Temperaturanstieg in den unteren Bereichen gestoppt wurde. Bei den Regeneratoren 2 und 3 zeigten die Thermoelemente bei 150 mm einige Zeit danach einen extrem schnellen Anstieg der Temperatur (Abb. 48). Ob es sich hierbei tatsächlich um einen thermischen Effekt handelt oder um eine Beschädigung des Sensors durch thermische Spannungen, kann nicht abschließend beurteilt werden. Für einen realen Effekt spricht, dass die mittleren Messwerte nach dem Temperatursprung genau in dem Bereich liegen, der bei kontinuierlichem Anstieg der Temperatur erreicht worden wäre und auch die Schwankungsbreite gut mit derjenigen zu Beginn übereinstimmt. Dagegen spricht, dass die betroffenen Thermoelemente spätestens mit der Sicherheitsabschaltung tatsächlich beschädigt wurden.

Die bisher dargestellten Verläufe würden vermuten lassen, dass die Ausbildung eines überautothermen Temperaturprofils immer recht langsam vonstattengeht. Allerdings hängt dies sehr stark vom Brenn- bzw. Schadstoff, von seiner Konzentration und vom Anlagenbetriebspunkt ab. Die folgenden Beispiele zeigen, dass die Veränderungen bei hohen Beladungen sehr viel schneller ablaufen.

Abbildung 51 zeigt die Zeitverläufe der Temperaturen im Regenerator 1 nach einer Umstellung der Betriebsart von Brenner- auf Flammenlosbetrieb. Zuvor wurde die Anlage stationär bei einer Ablufttemperatur von 200 °C, einem Abluftnormvolumenstrom von 1.000 m_N³/h, einer Zykluszeit von 9 min und einer Solltemperatur von 950 °C betrieben.

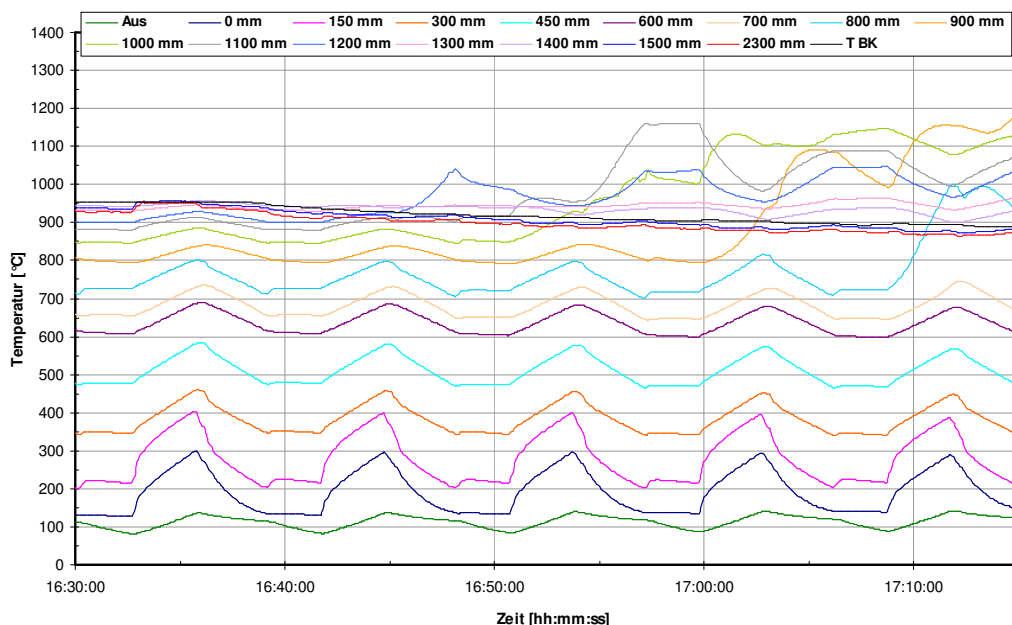


Abb. 51: Temperaturverläufe in Regenerator 1 beim Übergang vom Brennerbetrieb in den Flammenlosbetrieb bei einer Maximalbeladung von 19 g/m_N³ ($V_{AL} = 1.000 \text{ m}_N^3/\text{h}$; $T_{AL} = 200 \text{ °C}$; $T_{Soll} = 950 \text{ °C}$).

Es ist zu erkennen, dass nach der Umstellung die Brennraumtemperatur kontinuierlich abnimmt. Da in dieser Einstellung die Zufuhr von Erdgas über das Flammenlossystem anhand der Brennraumtemperatur geregelt wurde, wird die Erdgasmenge nach und nach erhöht (Abb. 52), bis nach etwa 25 Minuten die maximal mögliche Beladung bei maximal geöffnetem Regelventil von 19 g/m_N³ erreicht war. Diese extrem hohe Abluftbeladung (ca. 2/3 UEG) führte zu einer sehr raschen Ausbildung der Temperaturmaxima innerhalb weniger Zyklen.

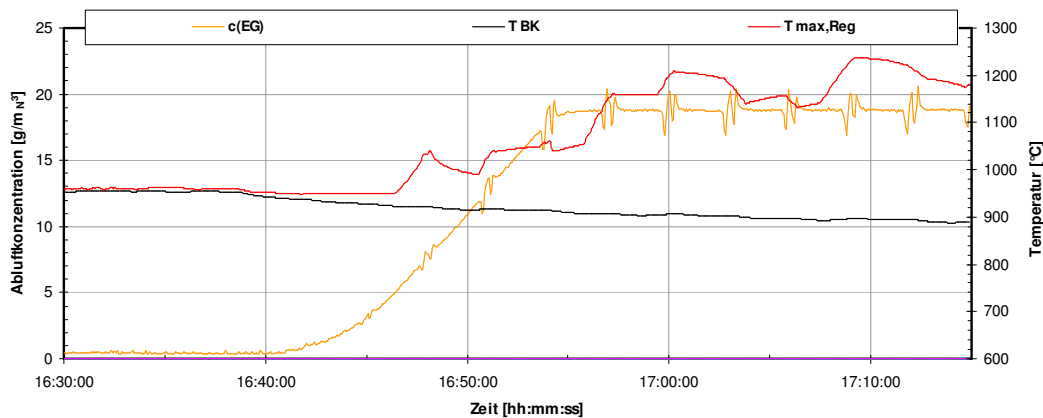


Abb. 52: Zeitverläufe der charakteristischen Temperaturen und der Erdgasbeladung beim Übergang vom Brennerbetrieb in den Flammenlosbetrieb ($V_{AL} = 1.000 \text{ m}_N^3/h$; $T_{AL} = 200 \text{ }^{\circ}C$; $T_{Soll} = 950 \text{ }^{\circ}C$).

Sowohl die zeitlichen Verläufe der Temperaturen an den einzelnen Messpositionen als auch die Entwicklung des Temperaturprofils (Abb. 53) zeigen, dass die Maximaltemperaturen unmittelbar in den Regeneratoren entstehen, ohne dass dies an einem Anstieg der Brennraumtemperatur erkennbar wäre.

Das Verhalten ist nicht durch eine schlechte Reglereinstellung begründbar, da der Versuch mit unterschiedlichen Reglereinstellungen wiederholt wurde. Es wird dadurch verursacht, dass – wie noch gezeigt werden wird – Betriebsbereiche existieren, in denen bestimmte Brennraumtemperaturen nicht zu erreichen sind.

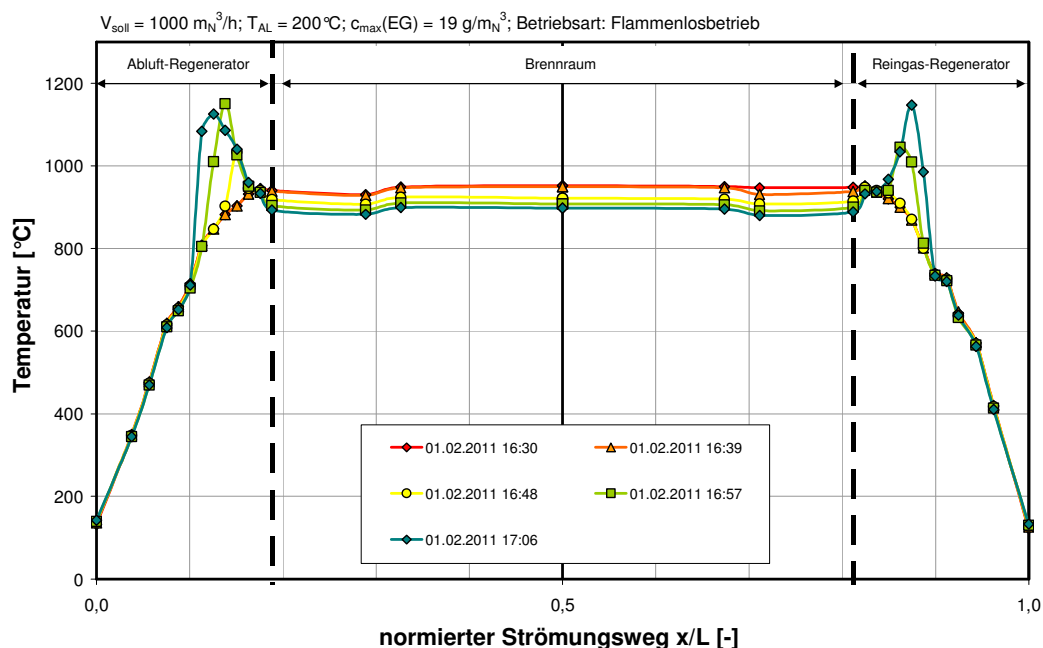


Abb. 53: Anfängliche Auswirkung von sehr hohen Beladungen auf das Temperaturprofil.

Ein ähnliches Ergebnis zeigen die folgenden Abbildungen. In diesem Fall wurde ausgehend vom temperaturgeregelten Flammenlosbetrieb mit einer Brennraumtemperatur von 850 $^{\circ}C$ und sonst gleichem Betriebszustand wie im vorangegangenen Beispiel die Solltemperatur auf 950 $^{\circ}C$ erhöht.

Zunächst steigen die Brennraumtemperatur und die Temperaturen an den oberen Enden der Regeneratoren bedingt durch die Sollwertänderung sprunghaft an (Abb. 54). Durch Regelung des Erdgasstromes wird danach die Solltemperatur im Brennraum recht gut eingehalten

(Abb. 55), wobei sich allerdings wieder Maximaltemperaturen in den Regeneratoren einstellen (Abb. 56). Bei konstanter Beladung würde nun die Brennraumtemperatur abnehmen. Da die Regelung dieser Abnahme entgegenwirkt, steigt die Abluftbeladung immer weiter an, bis gegen 20:15 Uhr die Maximalkonzentration von 19 g/m_N^3 erreicht ist. Da nun die Abnahme der Brennraumtemperatur nicht weiter verhindert werden kann, beginnt diese unmittelbar zu sinken, wobei der Sollwert von $950 \text{ }^\circ\text{C}$ unterschritten wird.

Da der Betrieb in diesem Fall unbeaufsichtigt verlief und nicht von Hand in den Betriebszustand eingegriffen wurde, führte die enorm hohe Beladung dazu, dass die Temperatur am unteren Ende der Regeneratoren bis auf etwa $1.100 \text{ }^\circ\text{C}$ anstieg und an den Reingasklappen Temperaturen von mehr als $400 \text{ }^\circ\text{C}$ erreicht wurden. Daher wurde die Versuchsanlage automatisch zwangsabgeschaltet.

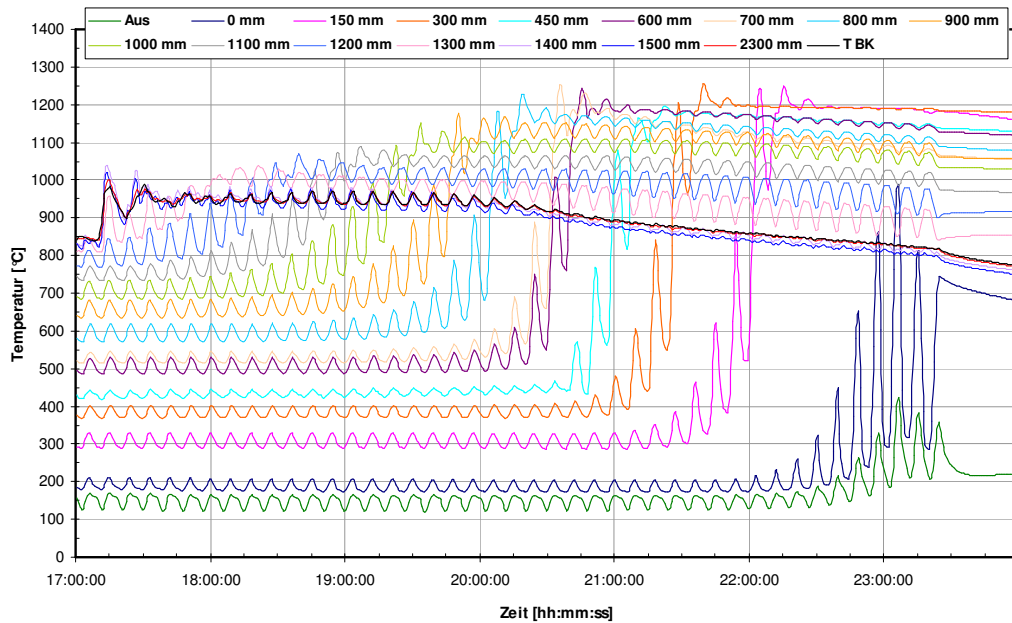


Abb. 54: Temperaturverläufe in Regenerator 2 nach einer Erhöhung der Solltemperatur von $850 \text{ }^\circ\text{C}$ auf $950 \text{ }^\circ\text{C}$ ($V_{AL} = 1.000 \text{ m}_N^3/\text{h}$; $T_{AL} = 200 \text{ }^\circ\text{C}$; $c_{max} = 19 \text{ g/m}_N^3$).

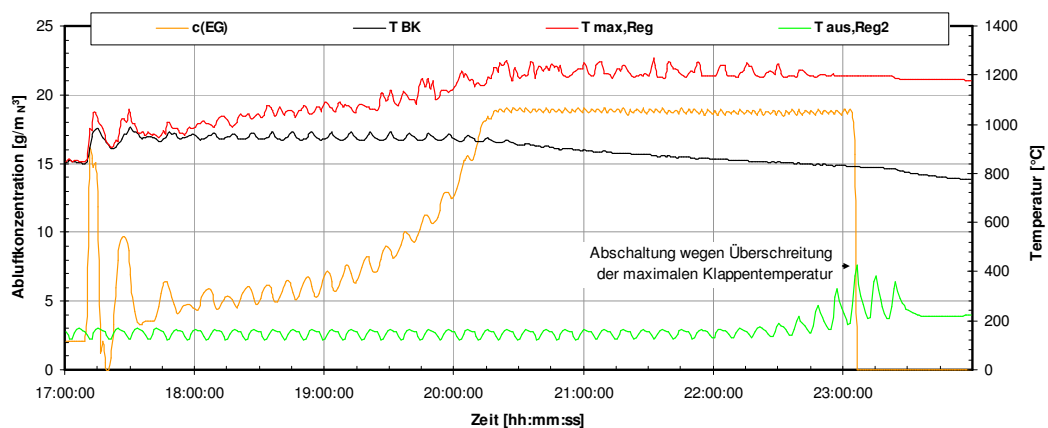


Abb. 55: Zeitverläufe der charakteristischen Temperaturen und der Erdgasbeladung nach einer Erhöhung der Solltemperatur von $850 \text{ }^\circ\text{C}$ auf $950 \text{ }^\circ\text{C}$ ($V_{AL} = 1.000 \text{ m}_N^3/\text{h}$; $T_{AL} = 200 \text{ }^\circ\text{C}$; $c_{max} = 19 \text{ g/m}_N^3$).

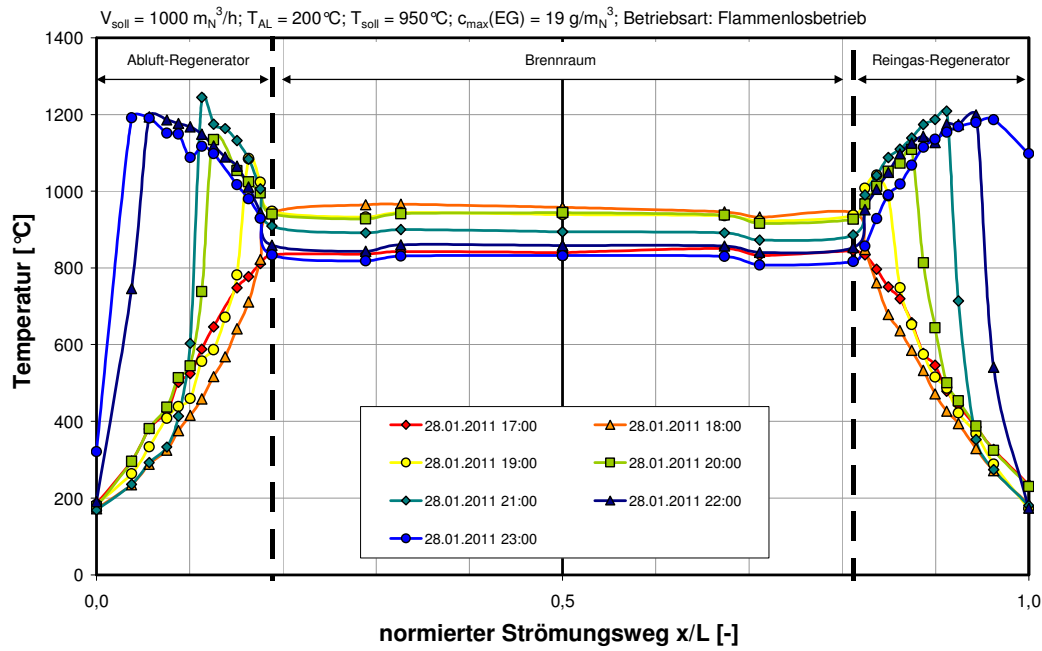


Abb. 56: Langfristige Auswirkung von sehr hohen Beladungen auf das Temperaturprofil.

Vergleicht man die bisher gezeigten Ergebnisse des überautothermen Betriebs untereinander, wird deutlich, dass die Geschwindigkeit, mit der sich die Temperaturmaxima ausbilden, die Geschwindigkeit mit der die Maxima durch die Regeneratoren wandern sowie die erreichten Endpositionen der Maxima deutlich von der Beladung abhängen. Die Höhe der Maximaltemperaturen wird demgegenüber bei gleichem Brennstoff nur wenig durch die Abluftkonzentration beeinflusst.

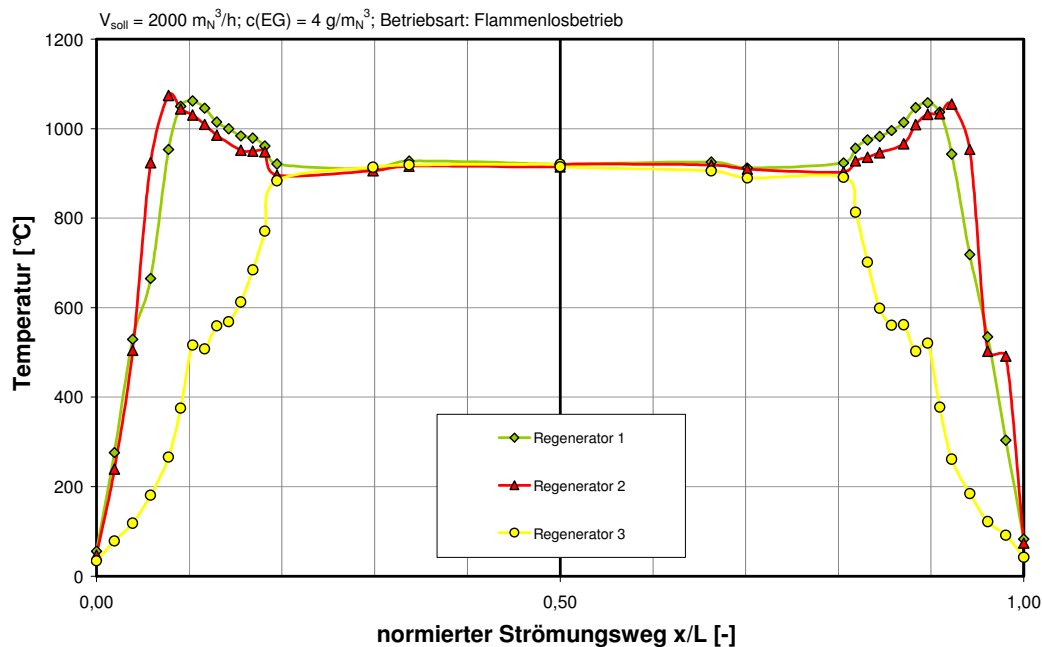


Abb. 57: Unsymmetrische Temperaturprofile in den drei Regeneratoren.

Neben den zuvor dargestellten weitgehend symmetrischen Temperaturprofilen wurden auch unsymmetrische Verläufe beobachtet. Ein Beispiel zeigt Abbildung 57, in der die Temperaturprofile in den drei Regeneratoren einander gegenübergestellt sind. Obwohl hierbei die gleichen Versuchsbedingungen vorlagen wie bei Abbildung 45 ($2.000 \text{ m}_N^3/\text{h}$, $4 \text{ g}_{\text{Erdgas}}/\text{m}_N^3$, *Flammenlosbetrieb*) wurde im Brennraum nur eine Minimaltemperatur von ca. $920 \text{ }^\circ\text{C}$ er-

reicht. Dies ist dadurch zu erklären, dass sich der charakteristische überautotherme Temperaturverlauf nur bei den Regeneratoren 1 und 2 ausgebildet hat, während Regenerator 3 ein Profil zeigt, welches für den autothermen Betrieb typisch ist. Es ist daher davon auszugehen, dass Regenerator 3 die Brennraumtemperatur auf seinem Niveau stabilisiert.

Dieses Ergebnis veranschaulicht die Problematik nur exemplarisch, da in den durchgeführten Versuchen deutlich wurde, dass die Ungleichverteilung unspezifisch ist und nicht nur bei Regenerator 3, sondern auch bei den Regeneratoren 1 und 2 auftreten kann. Da dieses Verhalten mit Hinblick auf die Zielsetzung des Vorhabens ungünstig und so an der Versuchsanlage zuvor noch nie aufgetreten war, wurden zahlreiche weitere Versuche darauf verwandt, die genaue Ursache zu ermitteln.

Zunächst wurde davon ausgegangen, dass die Ungleichverteilung durch geringe Unterschiede der Umschaltzeiten hervorgerufen wird (z. B. bedingt durch abweichende Klappenstellzeiten). Nach dahingehender Überprüfung des SPS-Programms und Optimierung der Klappenstellzeiten (Abb. 58) zeigte sich aber bei der Versuchswiederholung keine Besserung.

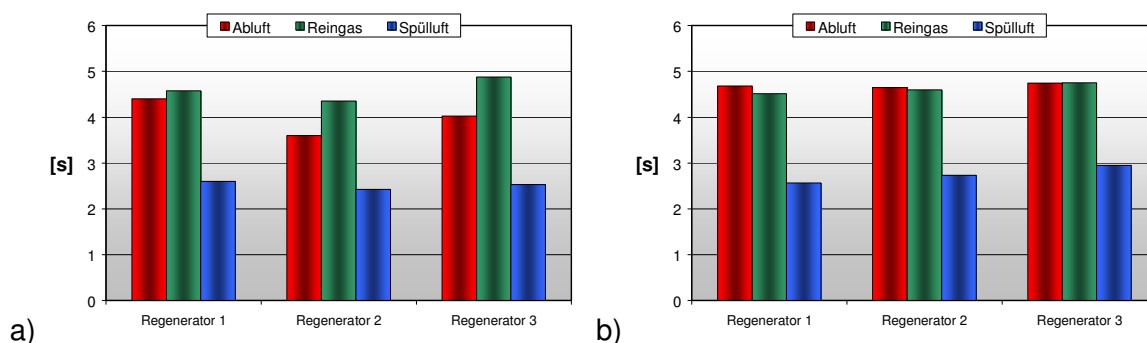


Abb. 58: Schließzeit der Klappen: (a) Ausgangszustand; (b) nach Optimierung.

Auch die Vermutung ungleichmäßiger Durchströmung auf Grund geänderter Druckverhältnisse konnte durch Experimente bei verschiedenen Volumenströmen falsifiziert werden. Ebenso ein Einfluss der Zykluszeit.

Um die Klappendichtheit zu überprüfen, wurde der Reingaskanal nach jedem Klappenkasten mit einem Stutzen zum Anschluss eines Gasanalysators ausgerüstet und dort die Gesamtkohlenstoffkonzentration mittels FID gemessen (Abb. 59). Die Messungen deuten darauf hin, dass die Abluftklappen der Regeneratoren nicht vollkommen dicht schließen. Ein Teilstrom der Abluft würde dann unmittelbar ins Reingas übertreten, ohne an der Reaktion teilzunehmen, d. h. ein Teil der Reaktionsenthalpie wird an der Anlage vorbeigeführt. Eine Abschätzungsrechnung ergibt, dass der Leckvolumenstrom maximal in der Größenordnung von $20 \text{ m}_N^3/\text{h}$ liegen würde (20 ppm Konzentrationsdifferenz, bei $c_{AL}=2.000\text{ppm}$; $V_{AL}=2.000 \text{ m}_N^3/\text{h}$). Der fehlende Reaktionsenthalpiestrom würde dann 400 W betragen, was verglichen mit dem insgesamt zugeführten Strom an latenter chemischer Enthalpie von 40 kW vernachlässigbar klein scheint. Weiterhin war anhand der Messungen davon auszugehen, dass es bei der Umschaltung vom Reingas in den Ablufttakt durch verfrühtes Öffnen der jeweiligen Reingasklappe zu einem kurzzeitigen Abluft-Reingas-Kurzschluss kommt (Umschaltspitzen). Die Klappensteuerung wurde deshalb dahingehend optimiert.

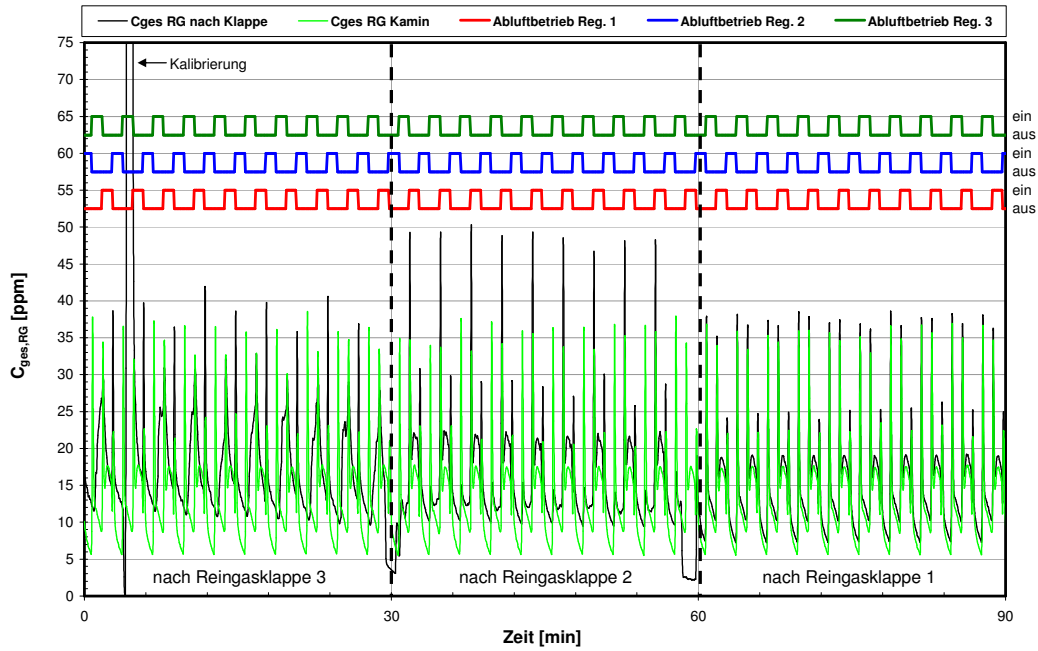


Abb. 59: Überprüfung der Klappendichtheit durch Messung der C_{ges} -Konzentration nach den einzelnen Reingasklappen.

Um die Stabilität des überautothermen Temperaturprofils weiter zu untersuchen, wurde ein Langzeitversuch durchgeführt, in dem nach einem Beladungssprung von $1,75 \text{ g/m}_N^3$ auf $3,5 \text{ g/m}_N^3$ Erdgas bei einem Abluftnormvolumenstrom von $2.000 \text{ m}_N^3/\text{h}$ die Versuchsanlage über sieben Tage hinweg stationär betrieben wurde. Abbildung 60 zeigt hieraus einen Ausschnitt von 3 Tagen als 5 min-Mittelwerte.

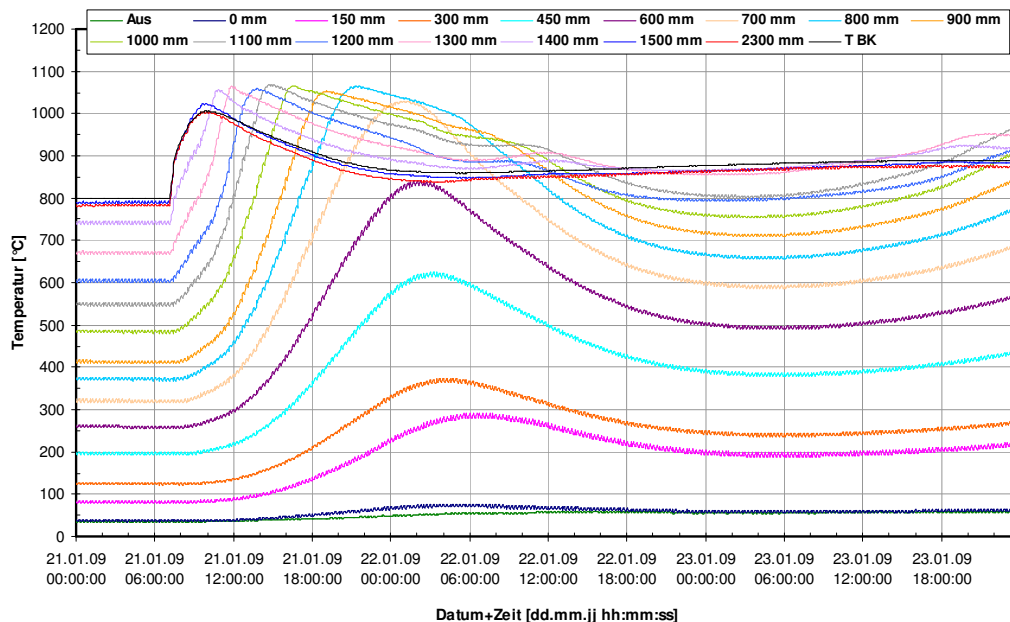


Abb. 60: Beispiel für langfristig oszillierende Temperaturprofile (Regenerator 3).

Hierbei zeigte sich, dass im dritten Regenerator das Temperaturmaximum zunächst ähnlich schnell in den Regenerator hineinwanderte, wie in den beiden anderen Regeneratoren. Nach etwa 18 Stunden verschob sich das Maximum jedoch wieder in Richtung Brennraum, wobei die Maximaltemperatur schnell abnahm. Nach weiteren 24 Stunden begann der Regenerator wieder leicht überautotherm zu werden, erreichte aber das erste Niveau nicht mehr. Gleich-

zeitig bewegte sich das Temperaturmaximum im ersten Regenerator geringfügig nach oben (Abb. 61).

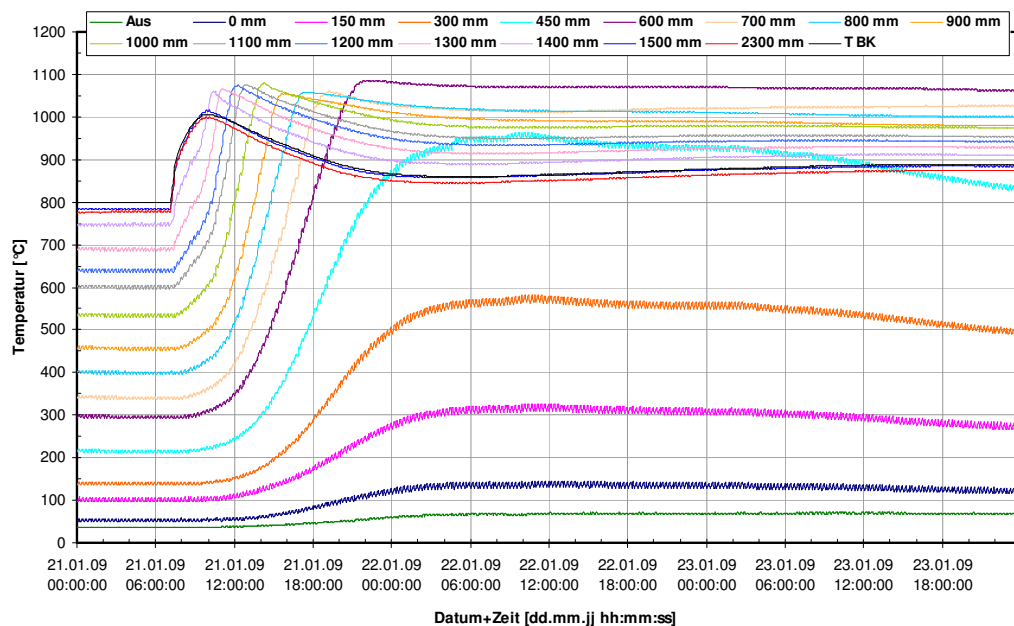


Abb. 61: Beispiel für langfristig oszillierende Temperaturprofile (Regenerator 1).

Über ähnliche Oszillationen des Temperaturprofils wurde von *Rehacek* [132] bzw. *Eigenberger* [133] im Zusammenhang mit katalytischen Festbettreaktoren berichtet (Abb. 62). Sie werden dort auf asymmetrische Akkumulation der freigesetzten Reaktionswärme in den Speicherbetten zurückgeführt. Diese tritt nach Meinung der Autoren nur in bestimmten Bereichen der Zykluszeit auf und wird durch das komplexe Zusammenspiel von Reaktionskinetik und Wärmeübertragung verursacht.

Periode

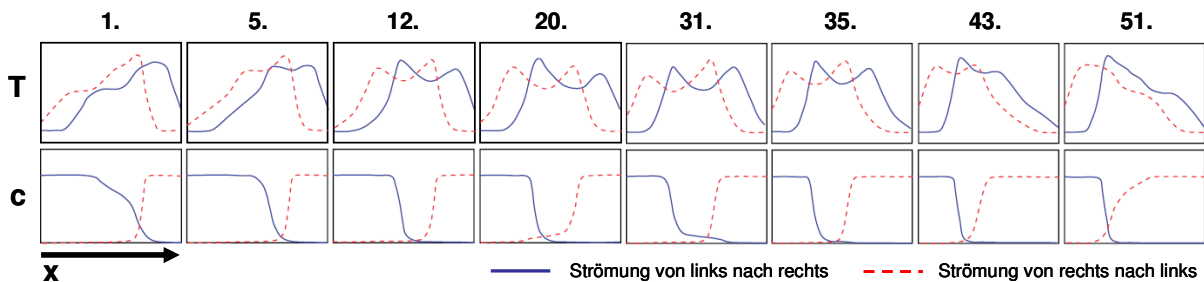


Abb. 62: Quasi-periodische Oszillationen in einem Strömungsumkehrreaktor mit Wärmeverlusten durch die Wand (Profile vor der Strömungsumkehr, entnommen aus [133])

Bei den bisher gezeigten Ergebnissen zum überautothermen Betrieb handelte es sich überwiegend um Versuche, bei denen sprunghafte Beladungsänderungen aufgegeben wurden. Darüber hinaus wurden auch einige Experimente mit kontinuierlich schwankender Abluftkonzentration durchgeführt. Im folgenden Beispiel wurde die Erdgas-Konzentration in der Abluft geregelt und mit Hilfe eines Sinusgenerators zwischen 2 g/m_N^3 und 4 g/m_N^3 mit einer Periodendauer von 4 Stunden variiert. Da die Minimal- und Maximalkonzentration höher sind als im autothermen Betrieb erforderlich ergibt sich hier insgesamt überautothermes Verhalten. Die Temperaturen an den einzelnen Messstellen schwanken zeitlich mit derselben Periodendauer wie die Eintrittskonzentration (Abb. 63), jedoch mit einem Zeitversatz von wenigen Minuten (im Bereich des Brennraums) bis zu etwa einer halben Periodendauer (an den unteren Enden, vgl. z.B. Messposition bei 300mm), d.h. die Maxima und Minima der Verläufe

werden etwas später erreicht. Weiter nimmt die Amplitude der Temperaturschwingungen zu den unteren Enden der Regeneratoren hin ab (Abb. 64).

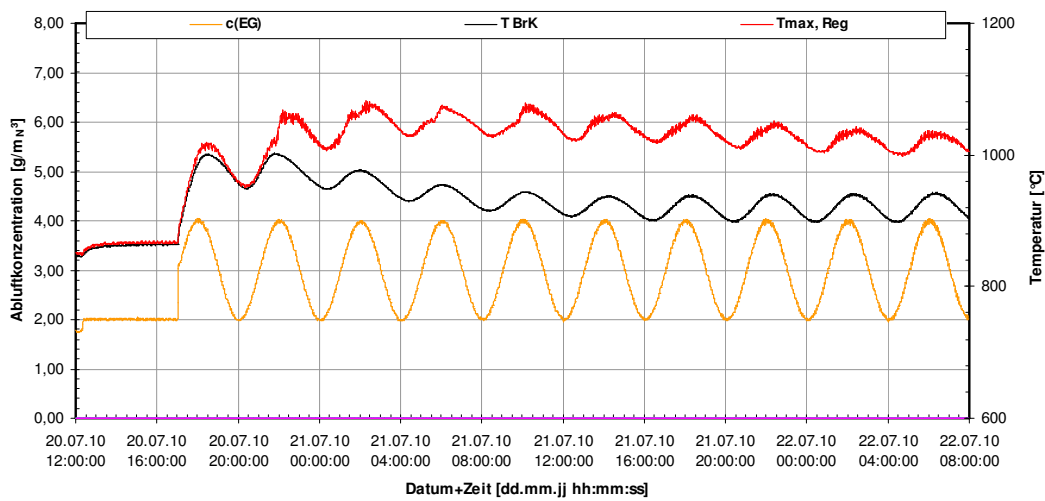


Abb. 63: Zeitverläufe der charakteristischen Temperaturen und der Erdgasbeladung bei schwankender Konzentration.

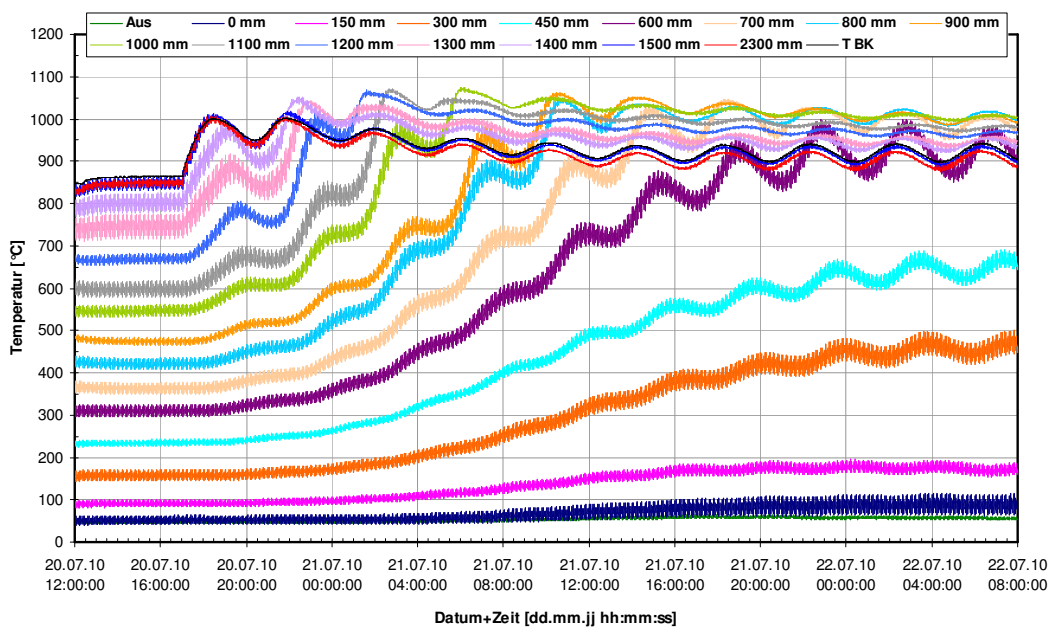


Abb. 64: Zeitverläufe der Temperaturen in Regenerator 2 bei schwankender Beladung.

Vergleicht man das langfristig gemittelte Temperaturprofil, das sich bei schwankender Konzentration einstellt, mit dem Profil bei einer stationären Beladung von 3 g/m_N^3 , stellt man eine nahezu vollständige Übereinstimmung fest (Abb. 65). Im stationären Fall betrug die Mittelungszeit 2 Stunden, im periodischen Fall wurde über 4 Stunden gemittelt, um wenigstens zwei Konzentrationszyklen zu erfassen. Es sollte jedoch nicht davon ausgegangen werden, dass das Temperaturprofil bei schwankenden Konzentrationen immer im Mittel gerade dem stationären Profil bei der mittleren Beladung entspricht. Bei kurzen Periodendauern und Konzentrationen im autothermen bis überautothermen Bereich ist dies sicherlich wahrscheinlich. Als Gegenbeispiel kann man jedoch einen einfachen Fall angeben. Angenommen die Konzentration wird in Form eines Rechtecksignals variiert, wobei die maximale Konzentration doppelt so hoch wie die Beladung im autothermen Betrieb gewählt wird und die Minimalkonzentration gerade Null beträgt. Obwohl die mittlere Abluftbeladung dann gerade der autothermen Konzentration entspricht, lässt sich immer eine Grenzperiodendauer finden, sodass

am Ende der Halbwelle ohne Beladung die Regeneratoren so weit ausgekühlt sind, dass eine Rückkehr zum gezündeten Zustand nicht mehr möglich ist.

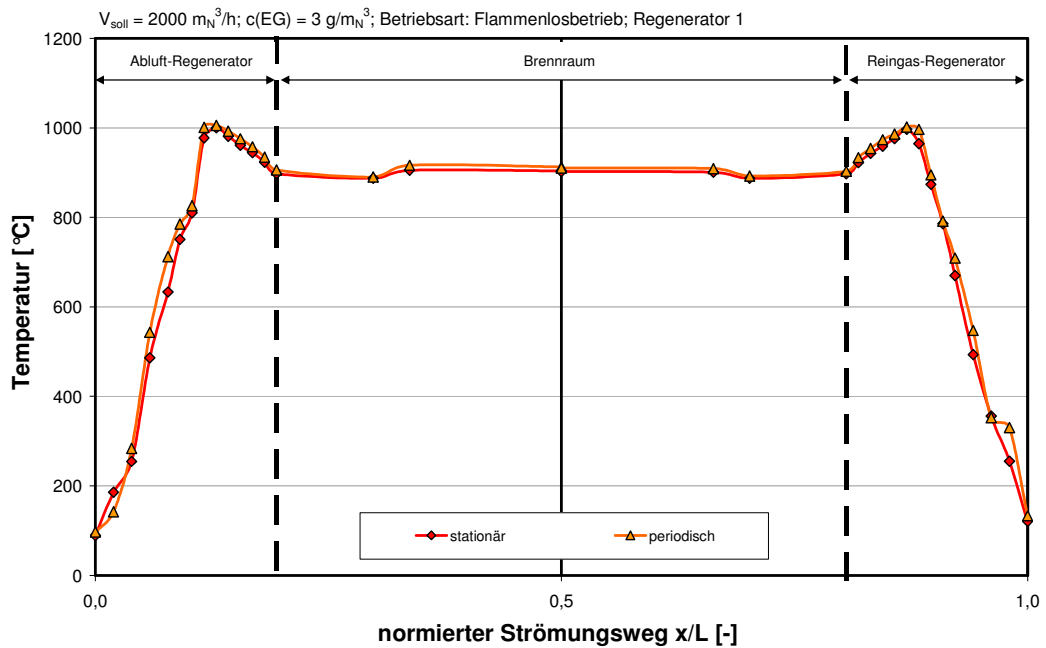


Abb. 65: Vergleich der Temperaturprofile bei stationärer und mittlerer Beladung mit 3 g/m_N^3 .

Auch für den periodischen Fall wurde genauer ausgewertet, welche Verläufe die Maximaltemperaturen örtlich und zeitlich durch den Regenerator nehmen (Abb. 66). Dargestellt sind die approximierten, zyklusgemittelten Höhen und Positionen der Temperaturmaxima in den drei Regeneratoren über einen Zeitraum von 12 Stunden. Der dargestellte Zeitraum bildet 3 Perioden der sinusförmig schwankenden Eintrittskonzentration ab, was sich in drei zyklischen Bewegungen der Temperaturmaxima niederschlägt. Da der zyklisch-stationäre Zustand noch nicht vollkommen erreicht war, sind die Zyklen nicht deckungsgleich.

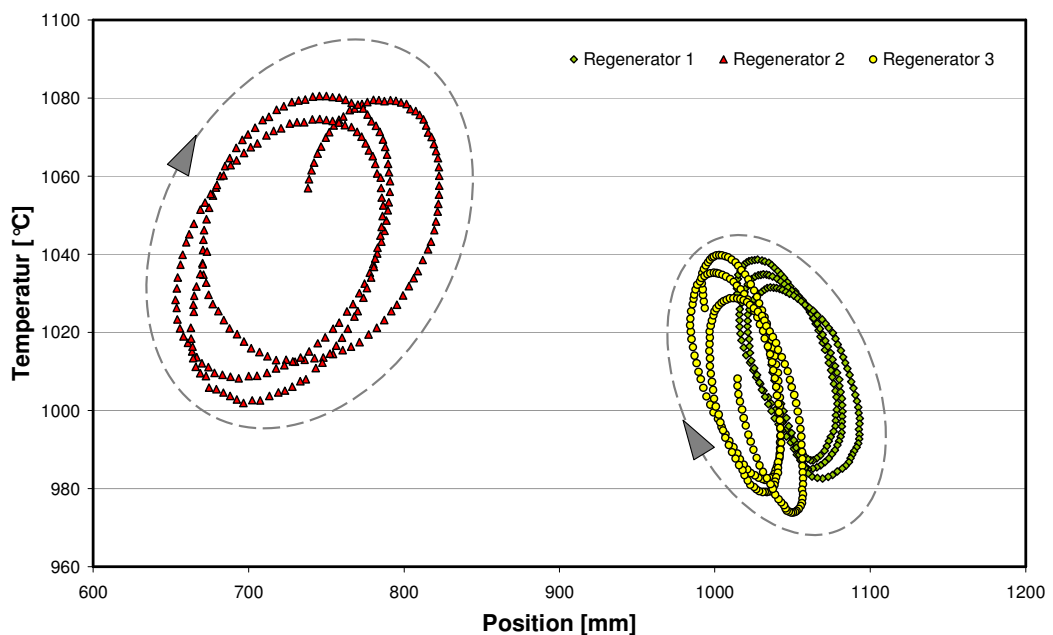


Abb. 66: Langfristige Wanderung der Temperaturmaxima bei zyklisch schwankender Beladung.

7.6 Einfluss der Reingasauskopplung

Die in diesem Abschnitt geschilderten Versuche mit Reingasauskopplung hatten zum Ziel, einige Betriebsaspekte näher zu untersuchen. Als Bypassanteil wird hier der Massenstrom durch den Bypass im Verhältnis zum Gesamtreingasstrom am Kamin bezeichnet, entsprechend der Definition in Abschnitt 5.2.

Die Änderungen der Temperaturen an den einzelnen Messpositionen nach dem Öffnen des Heißgasbypass zeigt Abbildung 67. Dargestellt sind die Zyklusmittelwerte des Regenerators 1 über eine Zeit von 2 Tagen. Im stationären Ausgangszustand (Abluftvolumenstrom 2.000 m_N³/h, Erdgas-Beladung 4 g/m_N³, Zykluszeit 180 s) wurde das Bypassventil von Hand auf eine Sollstellung von 10% eingestellt. Bei dieser Stellung wurde ein Teilstrom von 7% bis 10% bezogen auf den Reingasstrom nach dem Bypass aus dem Brennraum herausgeführt (Abb. 68).

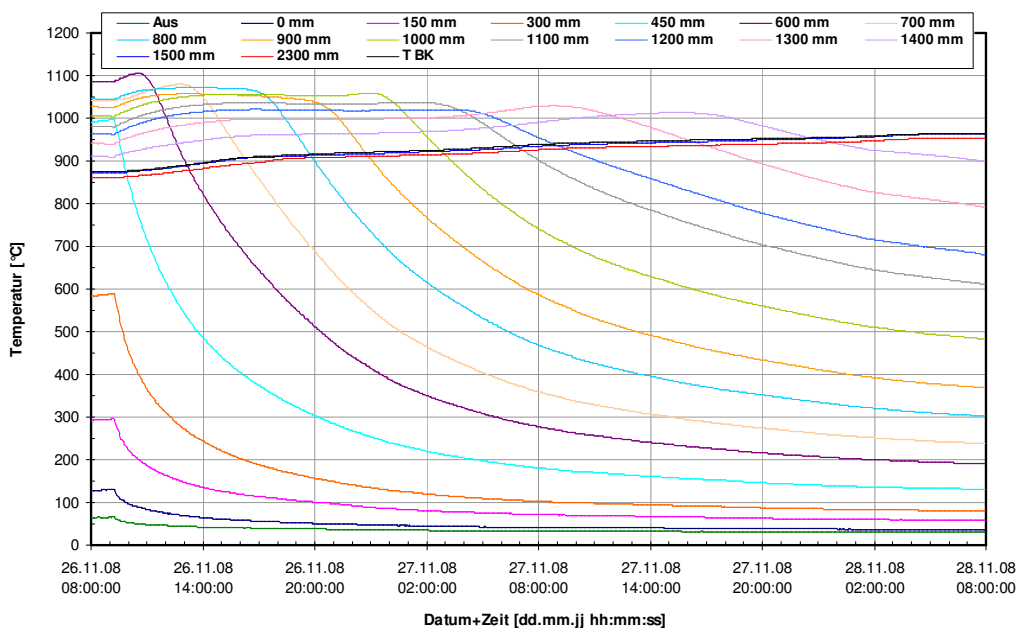


Abb. 67: Zeitverläufe der Temperaturen in Regenerator 1 nach Öffnung des Bypass.

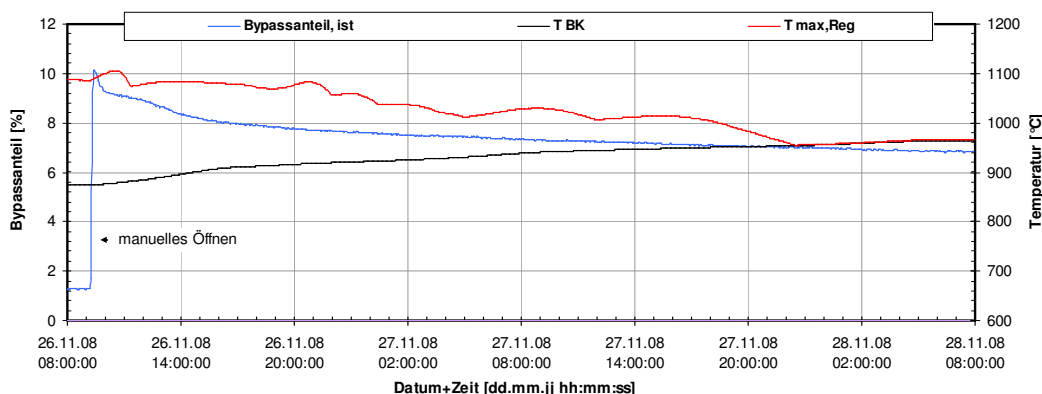


Abb. 68: Zeitverläufe der charakteristischen Temperaturen und des Bypassanteils nach Öffnung des Bypass.

Sofort nach dem Öffnen des Bypass nehmen die Temperaturen unterhalb des Temperaturmaximums ab, diejenigen oberhalb zu. Auch die Brennraumtemperatur steigt unmittelbar an. Durch die niedrigeren Temperaturen im Regenerator nimmt der Druckverlust ab. Da der Abluftvolumenstrom über die Drehfrequenz des Gebläses geregelt wurde, wird auch der Brennraumdruck geringer, und damit die Druckdifferenz über dem Bypassventil. Hierdurch nimmt

der Bypassmassenstrom mit der Zeit ab. Bei dieser geringfügigen Auskopplung hat das Temperaturmaximum nach etwa 33 Stunden den Brennraum erreicht.

Auch anhand der zeitlichen Entwicklung des Temperaturprofils, dargestellt in Abbildung 69 im Zeitabstand von 8 Stunden, kann man gut erkennen, wie das Temperaturmaximum mit abnehmender Geschwindigkeit in Richtung Brennraum wandert und dabei in seiner Höhe abnimmt. Das Temperaturmaximum im Reingasregenerator ist in diesem Fall nicht genau lokalisierbar, da defekte Thermoelemente aus der Darstellung herausgenommen wurden.

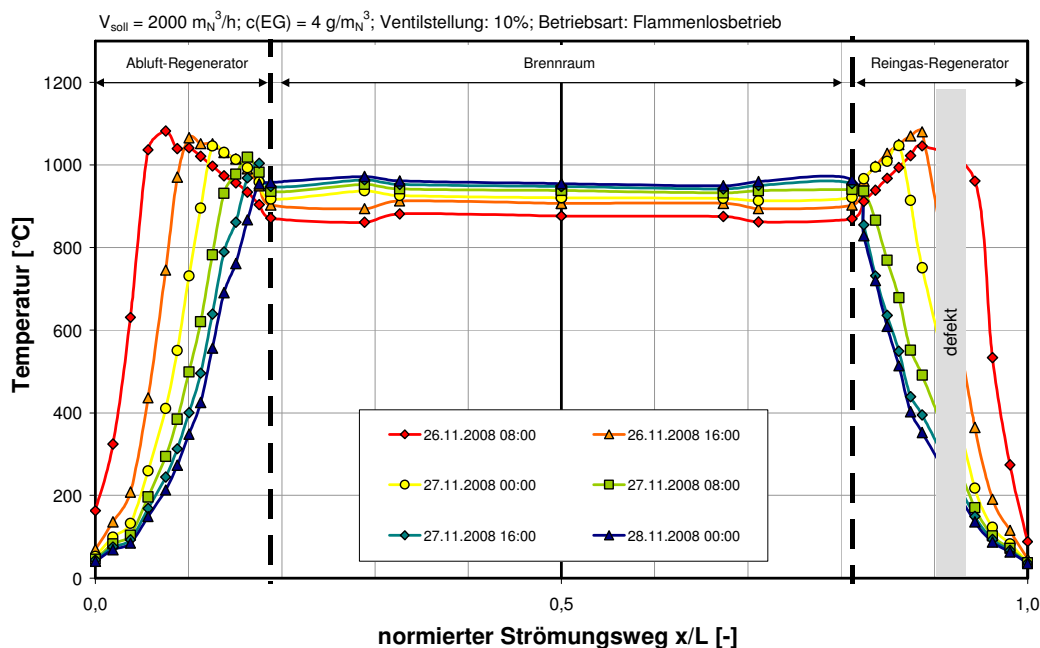


Abb. 69: Auswirkung der Heißgasauskopplung auf das Temperaturprofil im Regenerator (instationärer Betrieb).

Weiter ist zu erkennen, dass die Form des Temperaturprofils von einem nahezu linearen Verlauf mit steilem Temperaturanstieg an den unteren Enden der Regeneratoren in einen stark gekrümmten Verlauf übergeht, der sich durch einen sehr flachen Temperaturanstieg in den unteren Bereichen auszeichnet. Dieser gekrümmte Verlauf wird dadurch verursacht, dass durch die Wärmeabfuhr aus dem Brennraum ein Ungleichgewicht der Massen- und Enthalpieströme herbeigeführt wird. Dies ist in der Rekuperator-Analogie, wie bereits beschrieben, gleichbedeutend mit einem Wärmekapazitätsstromverhältnis kleiner eins.

Die Temperaturprofile, die sich im zyklisch-stationären Betrieb bei unterschiedlich großem Bypassanteil einstellen, sind in Abbildung 70 gezeigt. Auch hier wurde der Auskopplungsanteil ausgehend vom stationären Anfangszustand (2.000 m_N³/h, 4 g_{Erdgas}/m_N³, Zykluszeit 180 s) durch manuelle Einstellung der Ventilposition variiert und jeweils im neuen stationären Zustand über ein Auswertintervall von 1 bis 2 Stunden gemittelt. Zu den einzelnen Profilen ist der Bypassanteil angegeben, der aus dem Reingasmassenstrom und dem aus der Energiebilanz ermittelten Bypassmassenstrom berechnet wurde.

Es zeigt sich erneut das bereits bekannte Verhalten. Die Temperaturmaxima werden zum Brennraum hin verschoben, was mit einem Anstieg der Brennraumtemperatur verbunden ist. Hat die maximale Temperatur den Brennraum erreicht, nimmt mit weiterer Erhöhung des Bypassanteils die Höhe des Maximums ab. Im Betrieb mit Auskopplung weisen die Temperaturprofile einen stark gekrümmten exponentiellen Verlauf auf, was die Rekuperator-Analogie so ebenfalls voraussagt (vgl. Abb. 16). Dies bedeutet, dass bei Reingasauskopplung nicht nur ein Teil des momentan zugeführten Enthalpiestromes über den Bypass abgeführt wird, sondern zusätzlich der Wärmespeicher entladen wird.

Durch die gekrümmten Temperaturprofile im Betrieb mit Auskopplung erhöht sich die Gesamtverweilzeit und die Aufenthaltszeit im heißen Bereich wird verringert (Abb. 71). Dies könnte sich eventuell nachteilig auf den Umsatz der Schadstoffe auswirken.

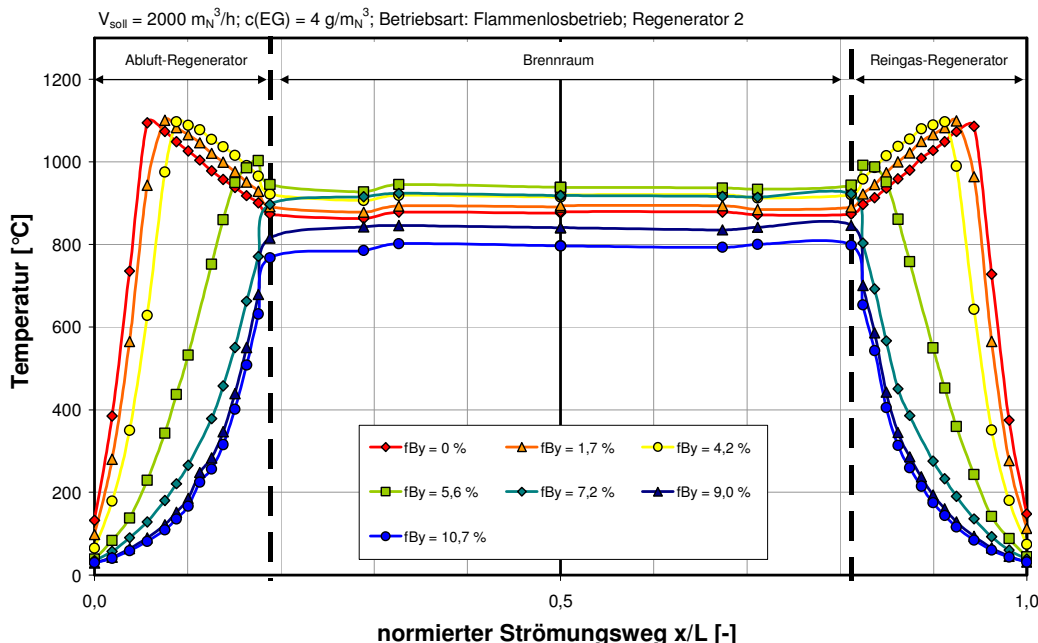


Abb. 70: Zyklisch-stationäre Temperaturprofile bei unterschiedlichem Bypassanteil.

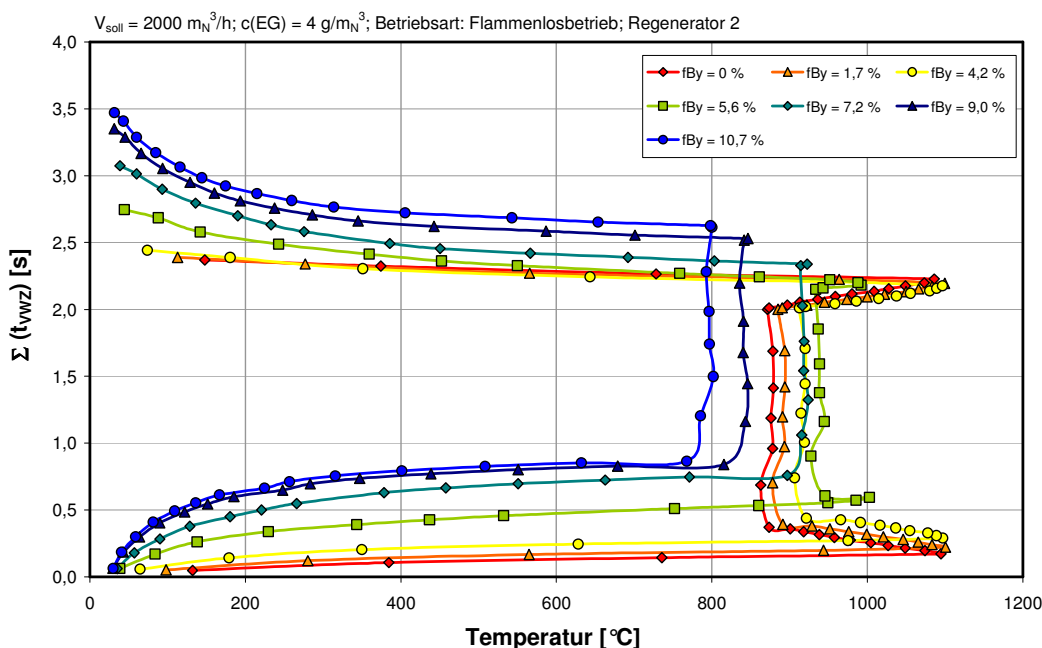


Abb. 71: Auswirkung der Auskopplung auf die Verweilzeit.

Um zu überprüfen, ob mit dem Heißgas unverbrannte Kohlenwasserstoffe aus dem Brennraum herausgeführt werden, wurden während dieser Versuche zeitgleich die Gesamtkohlenstoffkonzentrationen vor und nach der Beimischung des Heißgasstromes zum Reingas gemessen. Zusätzlich wurde der Kohlenmonoxidgehalt vor der Mischstelle analysiert. Die entsprechenden Ergebnisse sind in Abbildung 72 zu sehen, wobei neben der mittleren Konzentration auch die jeweilige Schwankungsbreite abzulesen ist.

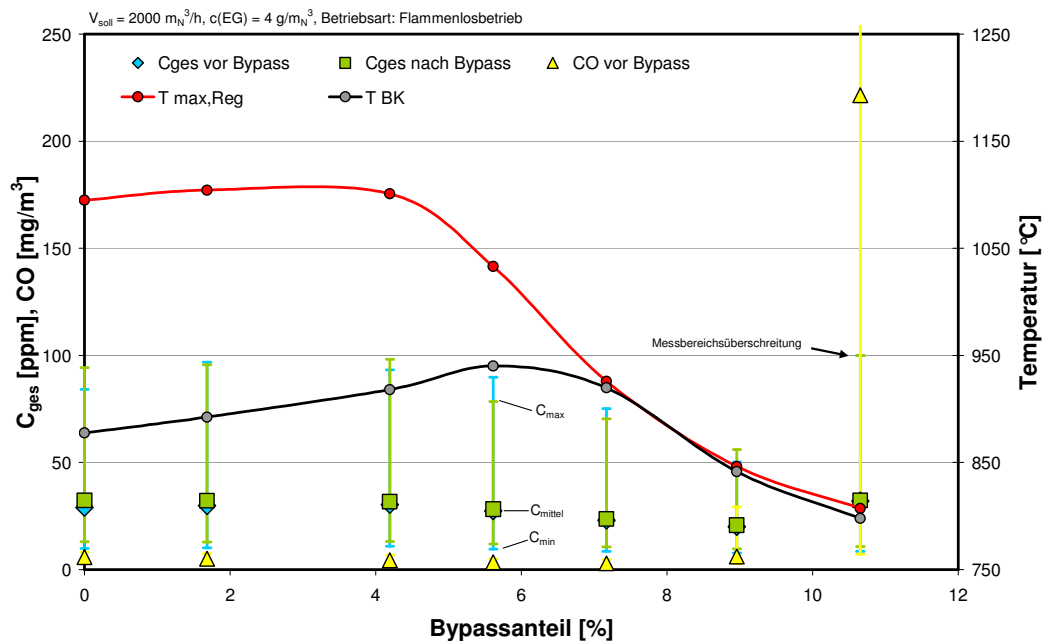


Abb. 72: Reingaskonzentrationen vor und nach Bypass sowie charakteristische Temperaturen in Abhängigkeit des Bypassanteils.

Betrachtet man die C_{ges} -Reingaskonzentrationen (FID) vor und nach der Beimischung des Reingasanteils aus dem Brennraum, wird deutlich, dass keine relevanten Unterschiede festzustellen sind. Die etwas geringeren Schwankungsbreiten der Konzentration nach dem Bypass sind möglicherweise darauf zurückzuführen, dass dieser Detektor mit einem zwei Meter längeren Messgasschlauch angeschlossen gewesen ist, und durch das größere Volumen die Konzentrationsdynamik gedämpft wurde. Auch unterschiedliche Ansprechzeiten der beiden Analysatoren können dafür ursächlich sein. Im Vergleich mit dem üblichen Grenzwert von 20 mg/m_N^3 sind die C_{ges} -Gehalte insgesamt zu hoch (zwischen 32 und 52 mg/m_N^3), was auf die Undichtigkeiten an den Abluftklappen zurückgeführt werden kann. Auch ist bei einer Spülzeit von 60 Sekunden und einem Spülluft-Normvolumenstrom von ca. $200 \text{ m}_N^3/\text{h}$ die Spülwirkung relativ gering, was recht hohe Umschaltspitzen bewirkt.

Die leichte Abnahme des C_{ges} -Gehaltes mit steigender Auskopplung bei tendenziell sinkender Temperatur kann nicht unmittelbar erklärt werden. Zumal, wie oben gezeigt wurde, die Verweilzeit bei höheren Temperaturen geringer wird. Dieser Effekt ist eher die Folge einer niedrigeren Druckdifferenz zwischen Abluftseite und Reingasseite (siehe Abb. 73).

Da der Abluftvolumenstrom geregelt wird, sinkt der statische Abluftvordruck und die Druckdifferenz an den fluiddynamischen Dichtungen wird geringer. Durch die geänderten Druckverhältnisse steigen die Spülluft- und Sperrluftvolumenströme geringfügig an. Hierdurch werden zum einen die Spülwirkung verbessert, zum anderen die Leckageströme über die Umschaltklappen reduziert und zum dritten das Reingas durch die gestiegenen Sperrluft-Teilströme, die auf den Reingasseiten der Klappe austreten, verdünnt. Dies würde auch die ganz geringfügige Abnahme der CO-Konzentration erklären, die nicht Leckage bedingt sein kann. Die plötzlich ansteigenden C_{ges} - und CO-Konzentrationen bei einem Bypassanteil von 10,7% werden im Gegensatz dazu durch die absinkende Reaktionstemperatur von ca. 800 °C verursacht.

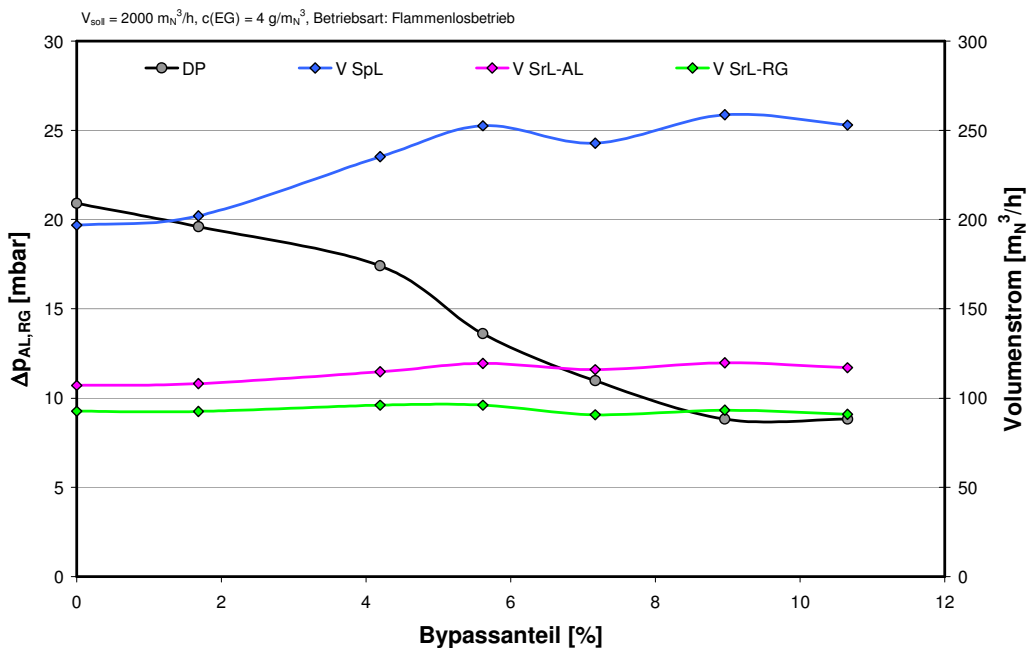


Abb. 73: Druckdifferenz zwischen Abluft und Reingas, Spülluft- und Sperrluftströme in Abhängigkeit des Bypassanteils.

In einem späteren Versuch wurde zusätzlich überprüft, ob im Auskopplungsbetrieb eventuell unverbrannte Verbindungen in Form von CO aus dem Brennraum ins Reingas geführt werden. Dazu wurde die gleiche Versuchsgrundeinstellung gewählt, wie im vorangegangenen Beispiel ($V_{AL} = 2.000 \text{ m}_N^3/\text{h}$, $c_{Erdgas} = 4 \text{ g/m}_N^3$), allerdings waren die Spül- und Sperrluftströme etwas größer ($V_{SpL} \approx 280 \text{ m}_N^3/\text{h}$, $V_{SrL-AL} \approx 166 \text{ m}_N^3/\text{h}$, $V_{SrL-RG} \approx 190 \text{ m}_N^3/\text{h}$). Des Weiteren wurden einige Zeit zuvor die Umschaltklappen erneuert. Das Bypassventil wurde hierbei von Hand so eingestellt, dass ein Massenstrom von 275 kg/h ausgekoppelt wurde, was einem Bypassanteil von etwa 8% entspricht.

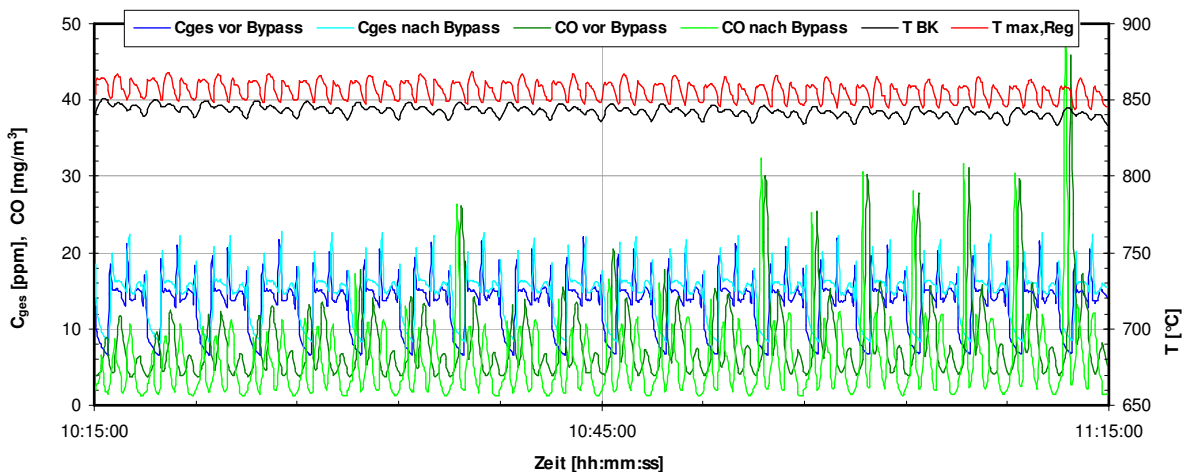


Abb. 74: Zeitliche Verläufe der charakteristischen Temperaturen und der Reingaskonzentrationen vor und nach Bypass.

Die gemessenen Konzentrationen sind neben den charakteristischen Temperaturen in Abbildung 74 als Zeitverläufe dargestellt. In Tabelle 6 finden sich zudem die Mittelwerte und Schwankungsbreiten der Konzentrationen. Es wird deutlich, dass weder die Gesamtkohlenstoffkonzentration noch der Kohlenmonoxidgehalt an den beiden Messstellen deutlich voneinander abweichen. Die Differenzen liegen im Bereich der Messgenauigkeit, insbesondere bei den CO-Analysatoren, die am unteren Ende ihres Messbereiches arbeiten (0 - 1.000

mg/m³ vor Bypass, 0 - 2.000 mg/m³ nach Bypass). Auch nach einer Vertauschung der Analysatoren konnten übereinstimmende Messwerte festgestellt werden. Insgesamt ist auffällig, dass die C_{ges}-Gehalte auf deutlich niedrigerem Niveau liegen, als im vorangegangenen Beispiel, sodass im Mittel 23 mg/m³ erreicht werden. Dies kann auf die neuen Luftklappen und die etwas größeren Spül- und Sperrluftströme zurückgeführt werden. Die im Verlauf der Zeit zunehmenden Umschaltspitzen der CO-Konzentration werden durch die fallende Tendenz der Temperatur verursacht.

Tab. 6: Vergleich der gemessenen Reingaskonzentrationen vor und nach Bypass.

	Komponente	Einheit	Mittel	Min	Max
Vor Bypass	C _{ges}	[ppm]	13,1	6,5	21,8
	O ₂	[Vol.-%]	20,1	20,0	20,3
	CO ₂	[Vol.-%]	0,3	0,2	0,3
	CO	[mg/m ³]	8,0	3,7	45,9
Nach Bypass	C _{ges}	[ppm]	14,4	8,2	22,8
	CO	[mg/m ³]	5,7	1,2	50,4

Da, wie sich beim Test der Drehklappe gezeigt hat, bei einem Absperrorgan im heißen Bypass nicht unbedingt von absoluter Dichtheit ausgegangen werden kann, stellt sich die Frage, welche Auswirkungen ein Leakagestrom im unterautothermen Betrieb auf den Brennstoffbedarf hat.

Um diesen Zusammenhang zu ermitteln, wurde im temperaturgeregelten Flammenlosbetrieb das Tellerventil im Bypass geringfügig geöffnet und der Erdgasstrom bestimmt, der zur Aufrechterhaltung der Solltemperatur notwendig ist. Abbildung 75 zeigt die zugehörigen Ergebnisse. Bei vollständig geschlossenem Bypass wird bei einem Abluftvolumenstrom von 2.000 m³/h und einer Solltemperatur von 850 °C ein Erdgasstrom von 4,84 m³/h zugeführt. Bei einer Leckrate von 0,8% des Gesamtreingasstromes erhöht sich der zuzuführende Gasstrom auf 5,52 m³/h, was einer Erhöhung des Primärenergiebedarfes von 14% entspricht. Bei einer größeren Leckrate von 2,8% erhöht sich dieser Wert auf 6,48 m³/h, entsprechend einer Erhöhung von 34%.

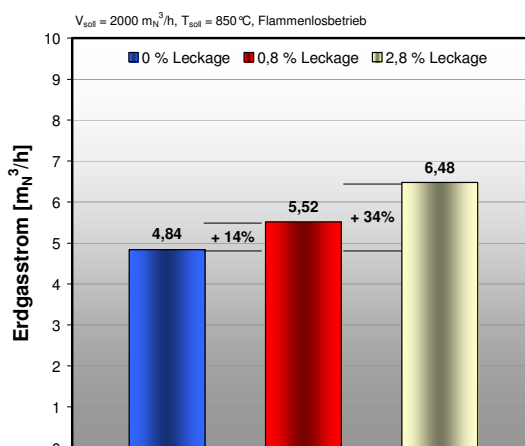


Abb. 75: Einfluss der Dichtheit des Bypassventils auf den Brennstoffbedarf im autothermen Betrieb (Messung).

Wie bereits in Abschnitt 5.2 beschrieben hängt der für den autothermen Betrieb notwendige Reaktionswärmestrom vom Abluftvorwärmgrad ab. Es gilt die Proportionalität

$$\dot{Q}_{R,autotherm} \sim 1 - \eta_V \quad (\text{Gl. 7.27})$$

mit der Definition des Abluftvorwärmgrades entsprechend Gl. 5.13 und 5.14.

Der Mehrbedarf bei geöffnetem oder undichtem Bypass im Vergleich zum Betrieb ohne Auskopplung ist daher durch das Verhältnis

$$\frac{1 - \eta_V(f_{By})}{1 - \eta_V(f_{By} = 0)} - 1 \quad (\text{Gl. 7.28})$$

gegeben. Stellt man dieses in Abhängigkeit des Bypassanteils und der *Stanton*-Zahl bez. auf Reingas dar, erhält man Abbildung 76.

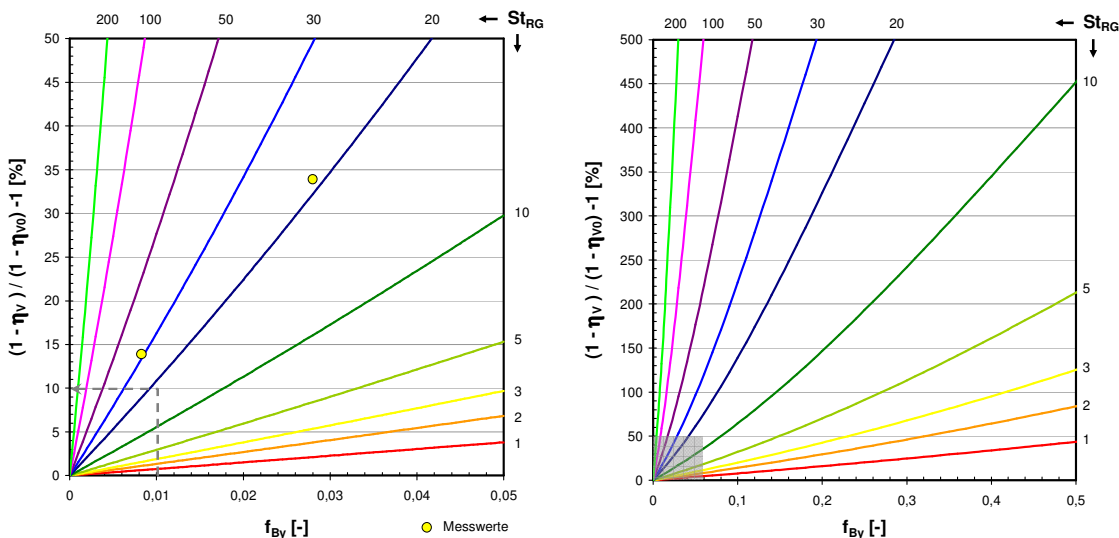


Abb. 76: Einfluss des Bypassanteils auf den Brennstoffbedarf im autothermen Betrieb.

Ist der Abluftvorwärmgrad bei geschlossenem Bypass bekannt, kann die *Stanton*-Zahl ermittelt werden aus

$$f_{By} = 0 : \quad \eta_{V,0} = \frac{St_{RG}}{1 + St_{RG}} \Rightarrow St_{RG} = \frac{\eta_{V,0}}{1 - \eta_{V,0}} \quad (\text{Gl. 7.29})$$

Geht man von einer Leckrate bzw. einem Bypassanteil von $f_{By} = 0,01$ und einem Abluftvorwärmgrad von $\eta_V = 0,95$ aus, so beträgt der über den Bypass verlorene Enthalpiestrom ca. 10% des autothermen Energiebedarfs.

Die anhand der Messungen ermittelten Werte sind ebenfalls in Abbildung 76 eingetragen. Demnach scheint die *Stanton*-Zahl mit steigendem Bypassanteil abzunehmen, was gleichbedeutend ist mit einem kleineren mittleren Wärmeübergangskoeffizienten. Allerdings gilt die oben dargestellte Abschätzung nur für den adiabaten Fall, wohingegen die Versuche mit Wärmeverlusten behaftet sind.

Bei größerem Bypassanteil kann der abgeführte Enthalpiestrom den autothermen Energiebedarf um ein vielfaches übersteigen. Dies ist kein Widerspruch, sondern liegt daran, dass das Verhältnis in Bezug auf den Energiebedarf ohne Auskopplung definiert wurde. Der reale autotherme Energiebedarf mit Auskopplung von Heißgas ist demgegenüber deutlich größer.

Diese Betrachtungen machen deutlich, dass in der Praxis unbedingt auf eine möglichst hohe Dichtigkeit des Bypasses zu achten ist. Höchstens in Fällen, in denen der mit der Reingaskopplung verbundene Gewinn (Nutzung als Prozesswärme, Minderung des Brennstoffbedarfes durch Erhöhung der Brennräumtemperatur mittels Auskopplung) den im unterautothermen Betrieb mit der Undichtigkeit verbundenen Verlust überwiegt, ist diese Anforderung von geringerer Bedeutung.

8 Vereinfachte thermochemische Modellierung

Ein Ziel des Projektes war auch, zu evaluieren, inwieweit es möglich ist, das beschriebene Anlagenverhalten mit Hilfe eines Prozessmodells zu regeln. Da das detaillierte, instationäre Berechnungsmodell der CUTEC wegen der enormen Rechenzeiten hierzu nicht geeignet ist, wurde ein vereinfachtes Modell entwickelt, das als Grundlage einer modellbasierten Regelung verwendet werden kann. Es geht von der Regenerator-Rekuperator-Analogie aus und bildet dadurch die zyklisch-stationären Endzustände ab. Daher ist es in der Lage, die Lösung innerhalb weniger Sekunden zu berechnen, und somit sowohl für eine modellbasierte Regelung als auch für systematische Parametervariationen sehr gut geeignet. Trotz der Vereinfachungen konnte eine gute Übereinstimmung mit Messergebnissen erzielt werden.

8.1 Beschreibung des Modells

Die vollständige Beschreibung des entwickelten Modells würde an dieser Stelle zu weit führen. Stattdessen werden nur seine Grundzüge beschrieben. Die Veröffentlichung der Einzelheiten wird jedoch zu einem späteren Zeitpunkt erfolgen (vgl. Abschnitt 16.2).

Um das stationäre Rekuperatorsystem mathematisch zu beschreiben, wird es entlang des Strömungsweges in einzelne definierte Volumenabschnitte unterteilt (sog. Zellen), die durch Stoff- und Energieströme miteinander im Austausch stehen (Finite-Volumen-Methode, Abb. 77). Die so erhaltenen Bilanzräume können mit Hilfe von Massen- und Energiebilanzen beschrieben werden.

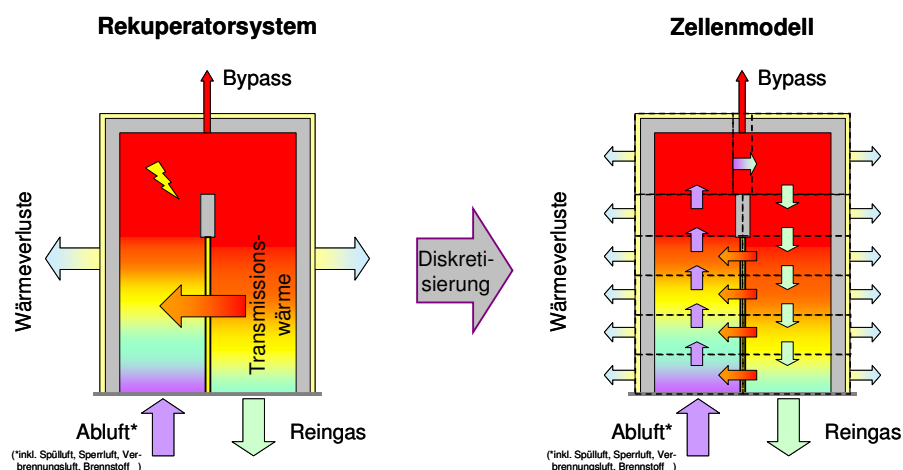


Abb. 77: Diskretisierung des Rekuperatorsystems mittels finiter Volumina.

Um ein einheitliches Bilanzierungsschema (Abb. 78) zu erhalten und somit die einheitliche mathematische Beschreibung zu ermöglichen, ist es günstig, neben dem Ein- und Austritt der Abluft in allen Zellen einen weiteren Austritt vorzusehen, über den ein Teilmassenstrom abgeführt werden kann. Aus diesen Zellen lässt sich das in Abbildung 77 dargestellte Rekuperatorsystem zusammensetzen.

Es wird, wie bereits erwähnt, von einem stationären System ausgegangen. Daher werden auch die Bilanzgleichungen in ihrer stationären Form betrachtet, d. h. die zeitlichen Ableitungen sind gleich Null. Der jeweilige Austrittszustand kann somit unmittelbar aus der Bilanz berechnet werden. Da es sich um ein gekoppeltes System handelt, bei dem eine Änderung auf der einen Seite (beispielsweise im Reingasregenerator) auf die andere Seite (den Abluftregenerator) zurückwirkt (z. B. durch einen veränderten Transmissionswärmestrom), wird das System iterativ gelöst. Hierzu wird von einem vorgegebenen Anfangszustand aus die Berechnung sukzessive wiederholt, bis das gewählte Fehlermaß eine festgelegte Abbruchschranke unterschreitet. Als Fehlermaß kann z. B. die euklidische Norm der Temperaturän-

derungen oder der Betrag des relativen Fehlers der Gesamtenergiebilanz herangezogen werden.

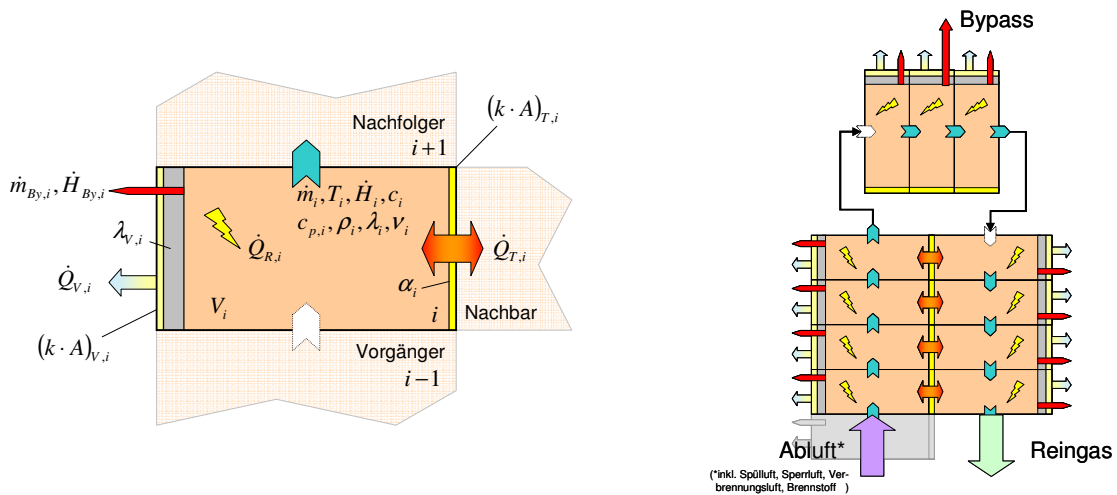


Abb. 78: Bilanzierungsschema einer einzelnen Zelle und Verschaltung zum Rekuperatormodell.

Weiterhin wurde die Beschreibung durch folgende Annahmen vereinfacht:

- die Bilanzräume werden als ideale Rührkessel betrachtet, d. h. innerhalb der Zellen liegen keine räumlichen Verteilungen der Bilanzierungsgrößen vor,
- die intensiven Zustandsgrößen auf den Kontrollvolumenrändern der Austrittsseite stimmen mit den Größen im Inneren der Zellen überein (sog. Upstream-Discretization).

Der Massenstrom am Austritt einer Zelle ergibt sich aus der Massenbilanz um das Kontrollvolumen:

$$\dot{m}_i = \dot{m}_{i-1} - \dot{m}_{By,i} \quad (\text{Gl. 8.30})$$

Da die kinetische und potentielle Energie des strömenden Fluides bei den hier vorliegenden Temperaturen und Drücken um Größenordnungen kleiner sind als seine Enthalpie, werden diese vernachlässigt. Aus der Energiebilanz folgt daher der Enthalpiestrom des austretenden Mediums als

$$\dot{H}_i = \dot{H}_{i-1} + \dot{Q}_{R,i} + \dot{Q}_{T,i} + \dot{Q}_{S,i} - \dot{Q}_{V,i} - \dot{H}_{By,i} \quad (\text{Gl. 8.31})$$

Die in den Modellgleichungen enthaltenen Stoffeigenschaften wurden in Abhängigkeit der absoluten Temperatur als Polynome approximiert. Aus dem Enthalpiestrom kann die Austrittstemperatur unmittelbar berechnet werden, sofern man annimmt, dass die spezifische Wärmekapazität über den Bereich der Temperaturänderung konstant ist, was bei kleinen Temperaturänderungen zulässig ist.

$$T_i = \frac{\dot{H}_i}{\dot{m}_i \cdot c_p(T_i)} \quad (\text{Gl. 8.32})$$

Zur besseren Verständlichkeit wurde auf einen Index, der die Iterationsstufe bezeichnet, verzichtet. Bei allen Gleichungen, in denen eine Größe auf der linken und rechten Seite enthalten ist, ist daher von einer (globalen) Iteration auszugehen. D. h. in die Gleichung wird immer der Wert des letzten Berechnungsdurchgangs eingesetzt und aus ihr der Wert für den neuen Durchgang berechnet.

Für die Temperatur im Zentrum der Zelle wird der arithmetische Mittelwert zwischen der Ein- und Austrittstemperatur verwendet.

Der in der Energiebilanz enthaltene Reaktionswärmestrom folgt aus

$$\dot{Q}_{R,i} = V_i \cdot \sum_j r_{i,j} \cdot H_{u,j} \quad (\text{Gl. 8.33})$$

worin V_i das Kontrollvolumen, $r_{i,j}$ die Reaktionsrate und $H_{u,j}$ den mittleren, molaren Heizwert der in der Abluft enthaltenen brennbaren Komponente j darstellen. Die Reaktionsrate ergibt sich mit dem Arrhenius-Ansatz und unter Annahme einer Reaktion erster Ordnung aus

$$r_{i,j} = k_{R,j} \cdot e^{\frac{-E_{a,j}}{RT_i}} \cdot c_{i,j} \quad (\text{Gl. 8.34})$$

Die hierfür benötigten kinetischen Daten stellen Parameter dar, die anhand von Messungen anzupassen sind.

Aus der stationären Stoffbilanz ergibt sich die Austrittskonzentration des Kontrollvolumens als

$$c_{i,j} = \frac{c_{i-1,j}}{\left(\frac{T_i}{T_{i-1}} + \frac{V_i}{\dot{V}_i} \cdot k_{R,j} \cdot e^{\frac{-E_{a,j}}{RT_i}} \right)} \quad (\text{Gl. 8.35})$$

Der Volumenstrom am Austritt der Zelle ergibt sich aus dem Massenstrom und der jeweiligen Dichte. Die Dichte wird aus der Zustandsgleichung des idealen Gases berechnet, wobei der Einfachheit halber davon ausgegangen wird, dass der Druck in allen Zellen gleich dem Standard-Druck ist ($p = 101325 \text{ Pa}$). Diese Vereinfachung beruht darauf, dass die Volumenänderung des Gases auf Grund der Temperaturänderung um ein Vielfaches größer ist, als die Änderung durch den statischen Druck¹.

Auch die Volumenexpansion des Fluides durch nicht isomolare Reaktionen wird vernachlässigt, was auf Grund der geringen Konzentrationen sicherlich statthaft ist.

Der innerhalb einer Zelle über die Zwischenwand des Rekuperatorsystems übertragene Wärmestrom folgt aus der stationären Wärmeleitungsgleichung

$$\dot{Q}_{T,i} = (k \cdot A)_T \cdot (T_n - T_i) \quad (\text{Gl. 8.36})$$

Hierin stellt A_T die Wärmeübertragungsfläche innerhalb der Zelle dar, kann also mit der Oberfläche der Keramik innerhalb dieses Kontrollvolumens gleichgesetzt werden. T_n ist die Temperatur der jeweils benachbarten Zelle. Der Wärmedurchgangskoeffizient k_T kann aus den Wärmeübergangskoeffizienten auf beiden Seiten, den Stoffeigenschaften und den geometrischen Abmessungen der Speichermasse berechnet werden.

Der an die Umgebung abgegebene Transmissionswärmestrom wird ebenfalls aus der stationären Wärmeleitungsgleichung berechnet

$$\dot{Q}_{V,i} = (k \cdot A)_V \cdot (T_i - T_U) \quad (\text{Gl. 8.37})$$

wobei k_V den Wärmedurchgangskoeffizienten und A_V die Fläche der Außenwand des Regenerators in dieser Zelle darstellt. T_U ist die Umgebungstemperatur, die hier für alle Zellen als konstant und einheitlich angenommen wird.

¹ Ungefähre Größenordnung: $\Delta V_T / V = (1273 \text{ K} - 273 \text{ K}) / 273 \text{ K} \approx 4$; $\Delta V_P / V = (1010 \text{ mbar} - 1000 \text{ mbar}) / 1010 \text{ mbar} \approx 0,01$

Um das System vollständig zu beschreiben, ist neben den Modellgleichungen die Festlegung von Rand- und Anfangsbedingungen erforderlich. Die Randbedingungen (Abluftmassenstrom, Ablufttemperatur und Abluftzusammensetzung, Bypassmassenstrom, Umgebungstemperatur) entsprechen den jeweiligen Betriebsbedingungen. Als Anfangstemperaturprofil kann z.B. der Verlauf verwendet werden, der sich im adiabaten Fall aus den Berechnungsgleichungen des Rekuperators ergibt.

Bei den benötigten Modellparametern handelt es sich überwiegend um Größen, die sich aus dem Anlagenaufbau ergeben (V, A_T, A_V), die messtechnisch erfasst werden können bzw. durch Auslegungspunkte vorgegeben sind ($\dot{m}_{AL}, T_{AL}, \dot{m}_{BY}$), die in Tabellenwerken nachgeschlagen (c_p, λ, ν, H_u) oder aus den bekannten Größen berechnet werden können. Die Zusammensetzung der Abluft ist meist nicht vollständig bekannt, sodass diese im Auslegungsfall vorgegeben, oder anhand gemessener Hauptkomponenten festgelegt werden muss.

Mit der größten Unsicherheit behaftet sind die kinetischen Parameter der chemischen Reaktionen. Insbesondere dadurch, dass diese nicht in Form von Elementarreaktionen, sondern als Globalreaktionen beschrieben werden. Zwar gibt es auch hier einige Quellen, aus denen man die Daten entnehmen kann [134, 135], jedoch gelten diese in der Regel nur für die Bedingungen, unter denen sie ermittelt wurden. Eine Extrapolation auf andere Gaszusammensetzungen oder Reaktoren ist meist nicht möglich. Daher sollten solche Parameter nicht angewendet werden, ohne die Gültigkeit zu überprüfen oder sie vorher anhand einiger Messungen zu validieren.

Die Berechnung der Verbrennung mit Mechanismen aus Elementarreaktionen ist zwar in Einzelfällen möglich (z.B. für Methan), wäre hier aber viel zu rechenintensiv. Außerdem sind die Mechanismen für die Oxidation anderer Stoffe (z.B. Lösemitteln) und komplexen Gemischen nur in Einzelfällen bekannt [136-147].

8.2 Anpassung des Modells an die Daten der Technikumsanlage

Die RNV-Anlage im Technikum der CUTEC besteht aus drei Regeneratoren, von denen immer ein Regenerator von Abluft, ein anderer von Reingas durchströmt wird. Der dritte Regenerator wird gespült. Da der Spülluftregenerator im Rekuperatormodell nicht berücksichtigt werden kann, wird der Spülluftstrom zum Abluftvolumenstrom hinzuaddiert. Von den Spülluftströmen auf der Abluft- und Reingasseite werden diejenigen Anteile berücksichtigt, die mit dem Abluft- oder Spülluftpfad eingetragen werden. Vom übrigen Teil wird angenommen, dass er ins Reingas übertritt, ohne am Prozess teilzuhaben. Brenner- und Flammenlosbetrieb sind derzeit ebenfalls nicht speziell berücksichtigt. Beide Erdgasströme werden zusammengefasst und hieraus die Abluftbelastung bestimmt.

Je nachdem, welche Regeneratoren sich im Abluft- und Reingasbetrieb befinden, legt die Luft einen unterschiedlich langen Strömungsweg zurück (der Weg durch die Regeneratoren 1 und 2 ist kürzer als durch die Regeneratoren 1 und 3). Dadurch wären je nach Schaltzustand verschieden große Außenflächen und Brennraumvolumina zu berücksichtigen. Dies wird bisher vernachlässigt, obgleich denkbar wäre, die Diskretisierung je nach Strömungszustand anzupassen. Stattdessen wird die Anlage so betrachtet, als ob es sich um eine 2-Turm-Anlage handeln würde. Da an der realen Anlage immer alle drei Regeneratoren Wärme an die Umgebung abgeben, besteht die Möglichkeit die größere Außenfläche als virtuelle Wärmeverluste zu berücksichtigen. Diese werden zwar bei den Energiebilanzen der einzelnen Zellen berücksichtigt, nicht aber bei der Berechnung der jeweiligen Temperatur.

Die technischen und geometrischen Daten der Regeneratoren, des Brennraumes und ihrer Isolierung wurden bereits in Abschnitt 6 genannt und wurden im Modell entsprechend berücksichtigt, dabei wurden die Freiborde über den Regeneratoren mit dem Brennraum zusammengefasst.

Jeder Regenerator wird durch 100 Zellen, der Brennraum durch 101 Zellen angenähert, wobei sich in der Mitte des Brennraumes der Bypass befinden soll.

Das Berechnungsmodell wurde mit Hilfe einer kommerziellen Entwicklungsumgebung in der Programmiersprache C++ implementiert und eine unter Microsoft Windows® lauffähige Anwendung entwickelt. Eine Schnittstelle zur Steuerung der Technikumsanlage ermöglicht den zyklisch-stationären Endzustand anhand der aktuellen Messdaten online zu berechnen.

8.3 Validierung

Das Berechnungsmodell wurde lange Zeit parallel zum Versuchsbetrieb mit aktuellen Randbedingungen ausgeführt und fortwährend verbessert. Es hat sich hierbei gezeigt, dass im reinen Erdgasbetrieb die Vorhersagen des zyklisch-stationären Endtemperaturprofils recht genau zutreffen. In Abbildung 79 sind beispielhaft zwei Vergleiche für den autothermen und überautothermen Fall dargestellt (a+b).

Auch der Verlauf der im autothermen Betrieb notwendigen Erdgasbeladung und der sich dabei ergebenden Reingastemperatur in Abhängigkeit des Abluftvolumenstroms konnte gut reproduziert werden (c). Insofern ist davon auszugehen, dass die Simulationsergebnisse zumindest tendenziell mit dem realen Anlagenverhalten der Technikumsanlage übereinstimmen.

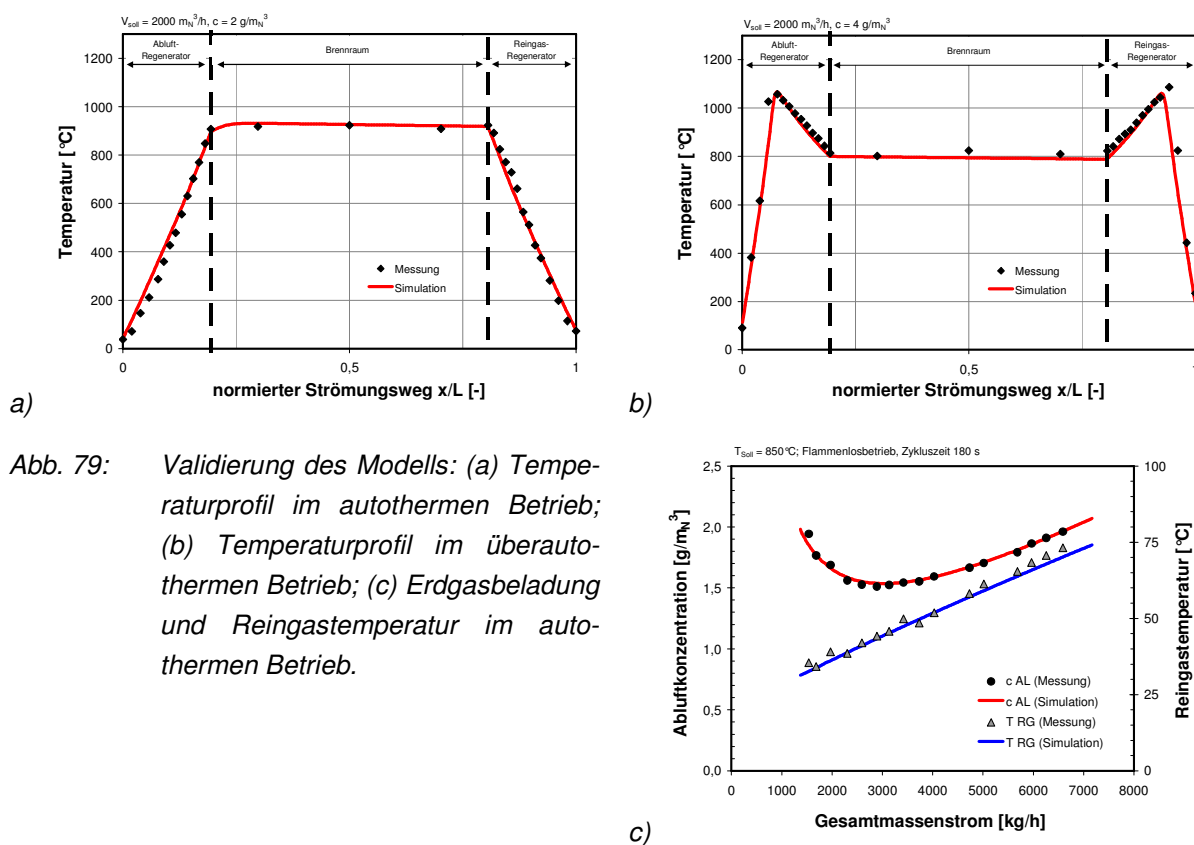


Abb. 79: Validierung des Modells: (a) Temperaturprofil im autothermen Betrieb; (b) Temperaturprofil im überautothermen Betrieb; (c) Erdgasbeladung und Reingastemperatur im autothermen Betrieb.

8.4 Simulationsergebnisse

Um die Erfahrungen aus dem Versuchsbetrieb zu ergänzen, wurden mit dem vereinfachten Modell zusätzlich Simulationen durchgeführt. Die Berechnungen haben den enormen Vorteil, dass die Auswirkung einer Parameteränderung sofort sichtbar wird und dadurch breitere Parameterbereiche in kürzerer Zeit abgedeckt werden können. Auch erlaubt ein Modell Größen unabhängig voneinander zu ändern, die in der Wirklichkeit voneinander abhängen oder Werte zu variieren, die in der Natur nicht beeinflussbar sind.

Insgesamt wurden während der Projektlaufzeit ca. 30.000 Parametervariationen durchgerechnet, was nur durch Teilautomatisierung der Simulation und Auswertung möglich war. Im Folgenden werden insbesondere die Ergebnisse dargestellt, die zu einem besseren Verständnis des Anlagenverhaltens beitragen.

Die verwendeten Grundparameter, die bei den Berechnungen zu Grunde gelegt wurden, sind in Tabelle 7 genannt. Davon abweichende Einstellungen sind im Folgenden angegeben.

Tab. 7: Grundparameter der Simulationen.

Größe	Wert	Einheit
Abluftmassenstrom	0,7	kg/s
Ablufttemperatur	25	°C
Heizwert des Modellschadstoffs	50	MJ/kg
Molare Masse des Modellschadstoffs	0,016	kg/mol
Bypassanteil f_{By}	0	%
Wärmedurchgangskoeffizient k_V	0	W/m²K
Stoßzahl der Reaktionskinetik k_R	1,0e+10	1/s
Aktivierungsenergie der Reaktionskinetik E_a	180.000	J/molK

8.4.1 Einfluss der Abluftkonzentration

In Abbildung 80 (a) ist gezeigt, wie sich die Schadstoffkonzentration auf das Temperaturprofil auswirkt, wenn der Regenerator als adiabat betrachtet wird, also keine Wärmeverluste auftreten. Man erkennt, dass bei höheren Konzentrationen die Reaktor Temperatur steigt und sich ein ausgeprägtes Temperaturplateau einstellt. Dieses Verhalten ist grundsätzlich bekannt und wurde so auch mit dem detaillierten, dynamischen Simulationsmodell festgestellt. Unter den hier gewählten Bedingungen (Apparate- und Stoffdaten, Simulationsparameter, Kinetik) wurde eine Grenzkonzentration von $0,8 \text{ g/m}_N^3$ ermittelt. Bei geringeren Konzentrationen bricht das Temperaturprofil in der Simulation zusammen. Dies ist dadurch zu erklären, dass die adiabate Temperaturdifferenz nicht mehr ausreicht, um den Abluftmassenstrom bis auf Zündtemperatur aufzuheizen. Die Maximaltemperatur in diesem Fall beträgt ca. 715°C und liegt damit tatsächlich in einem Bereich, in dem auch die Technikumsanlage nicht mehr betreibbar ist. Mit steigender Konzentration steigt die Reingasaustrittstemperatur an, was sich so auch aus der adiabaten Temperaturerhöhung ergibt.

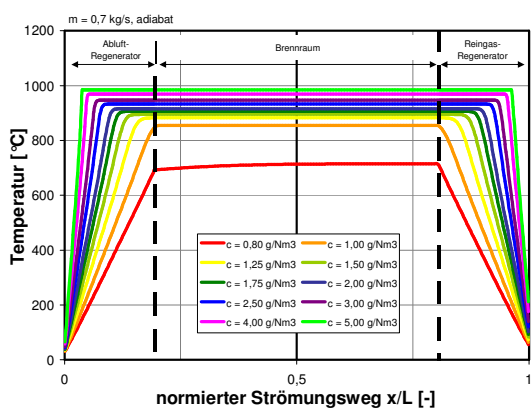


Abb. 80: Abhängigkeit des Temperaturprofils von der Anfangskonzentration des Schadstoffs (adiabat).

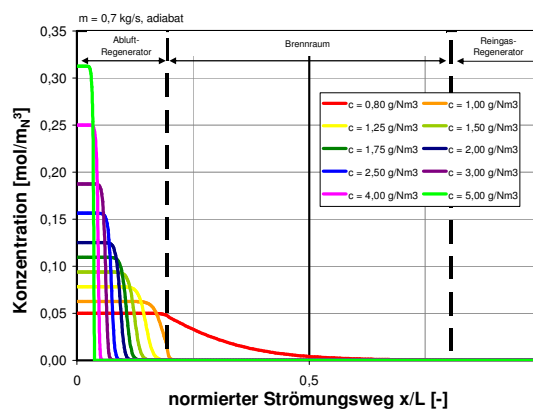


Abb. 81: Abhängigkeit des Konzentrationsprofils von der Anfangskonzentration des Schadstoffs (adiabat).

Die zugehörigen Verläufe der Schadstoffkonzentration sind in Abbildung 81 aufgetragen, wobei diese – zur besseren Vergleichbarkeit – jeweils auf den Normzustand umgerechnet worden sind. Es ist zu sehen, dass bei höheren Konzentrationen die Oxidation örtlich früher einsetzt und der vollständige Umsatz früher abgeschlossen ist. Bei der genannten Grenzkonzentration ist gut zu erkennen, dass der chemische Umsatz erst im Brennraum beginnt und bis zum Anfang des Reingasregenerators nicht vollständig abgeschlossen ist. Der Zusammenbruch des Temperaturprofils in der Simulation ist dadurch erklärbar.

Auf Grund der angenommenen Reaktionskinetik (1. Ordnung) würde man davon ausgehen, dass bei höheren Konzentrationen ein merklicher Umsatz schon bei geringeren Temperaturen stattfindet. Trägt man aber die örtlichen Konzentrationsverläufe über den an den jeweiligen Orten herrschenden Temperaturen auf (Abb. 82), so wird deutlich, dass bei den vorgegebenen kinetischen Parametern die Zündung, anscheinend unabhängig von der Eintrittskonzentration, zwischen 600 °C und 700 °C beginnt.

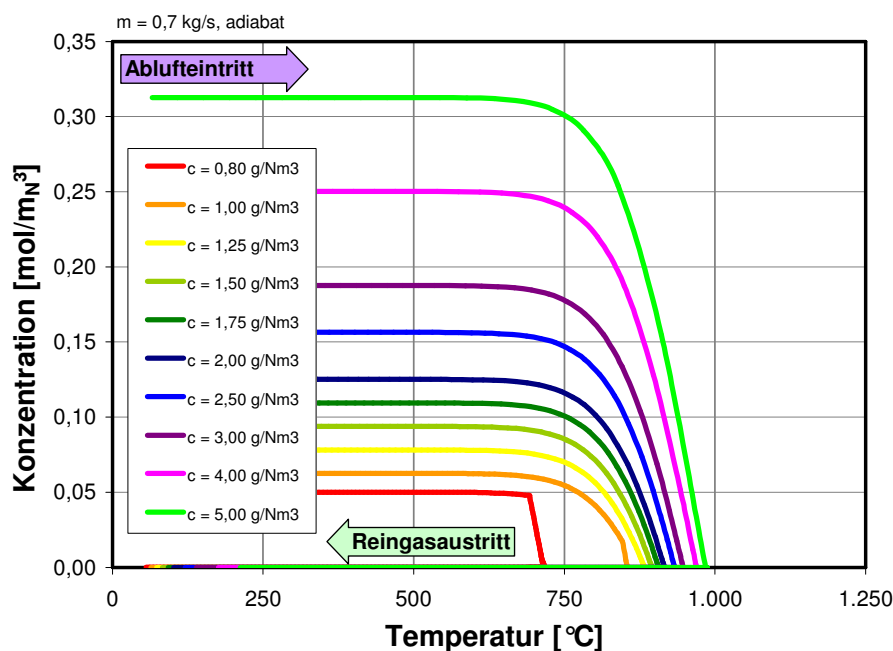


Abb. 82: Verlauf der Schadstoffkonzentration dargestellt über der örtlichen Reaktortemperatur (adiabat).

Wie bereits geschildert, haben schon geringe Wärmeverluste einen großen Einfluss auf das Temperaturprofil. Daher werden nachfolgend, im Vergleich zu den schon beschriebenen Simulationen mit adiabatem Reaktor, die entsprechenden Ergebnisse gezeigt, wenn Wärmeverluste vorliegen. Der Wärmeverlustkoeffizient wurde dabei mit $0,5 \text{ W/m}^2\text{K}$ angenommen.

Abbildung 83 zeigt wieder den Einfluss der Eintrittskonzentration. Man erkennt, dass sich bei höheren Konzentrationen statt eines Temperaturplateaus zwei Maxima innerhalb der Regeneratoren herausbilden und im Brennraum ein lokales Temperaturminimum vorliegt. Das vereinfachte Modell zeigt also, mit den an anderer Stelle beschriebenen Ergebnissen der detaillierten, dynamischen Simulation und der Versuche tendenziell eine gute Übereinstimmung.

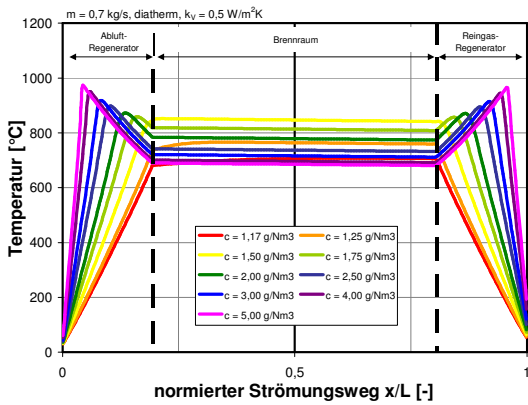


Abb. 83: Abhängigkeit des Temperaturprofils von der Anfangskonzentration des Schadstoffs (diatherm).

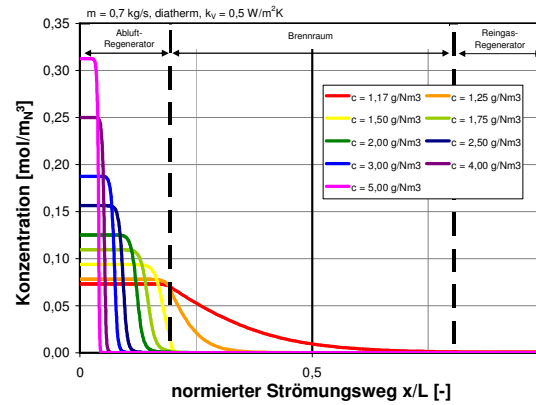


Abb. 84: Abhängigkeit des Konzentrationsprofils von der Anfangskonzentration des Schadstoffs (diatherm).

Der Vergleich der Konzentrationsverläufe (Abb. 84) mit denen im adiabaten Fall bringt kaum neue Erkenntnisse. Zu beachten ist hier allerdings, dass im diathermen Fall die Eintrittskonzentration nicht unter 1,17 g/m_N³ verringert werden konnte, ohne dass der Reaktor verlöscht. Die Differenzbelastung zum adiabaten Fall wird benötigt, um die Wärmeverluste zu decken. Die Maximaltemperatur in diesem Grenzfall beträgt 707°C und stimmt somit fast mit der Grenztemperatur im adiabaten Fall überein.

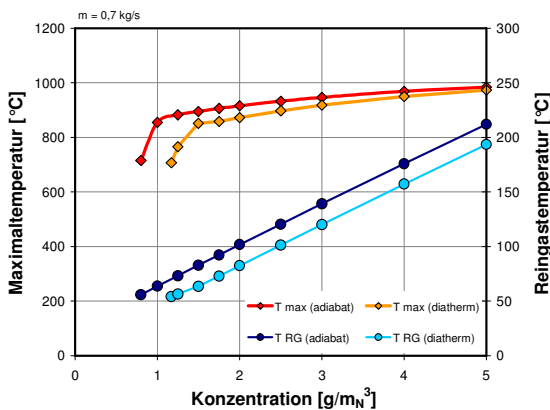


Abb. 85: Vergleich der Abhängigkeiten der Reingas- und Maximaltemperaturen von der Abluftbelastung im adiabaten und diathermen Fall.

Die Reingastemperatur steigt in beiden Fällen linear an, allerdings ist die Temperatur im diathermen Fall wegen der Wärmeverluste geringer (Abb. 85). Die Verläufe verlaufen weitgehend parallel. Das bedeutet, dass die Wärmeverluste etwa konstant sind und kaum vom Temperaturprofil abhängen. Die Verläufe der Maximaltemperatur steigen in den Bereichen, in denen die Oxidation überwiegend im Brennraum erfolgt, zunächst steil an. Ab einer Maximaltemperatur von ca. 850°C werden die Verläufe flacher und die Maximaltemperatur nimmt mit steigender Belastung weniger stark zu. Weiter ist festzustellen, dass sich die Verläufe im diathermen und adiabaten Fall bei größeren Konzentrationen immer weiter annähern.

Der Vergleich der adiabaten und diathermen Fälle zeigt weiter, dass die Gefahr einer Unterschreitung der Brennraumsolltemperatur im überautothermen Betrieb potentiell dann gegeben ist, wenn die Maximaltemperatur schon in den Regeneratoren erreicht wird (im adiabaten Fall gekennzeichnet durch ein Temperaturplateau). Daher ist es ausreichend bei den folgenden Parametervariationen nur den adiabaten Fall zu betrachten.

8.4.2 Einfluss des Abluftmassenstromes

Ein wesentlicher Betriebs- und Auslegungsparameter von RNV-Anlagen ist der zu behandelnde Abluftmassenstrom. Abbildung 86 zeigt dessen Einfluss auf das Temperaturprofil im Reaktor. Es wird deutlich, dass die Reingasaustrittstemperatur (bei $x/L = 1$) unabhängig vom Massenstrom ist. Da keine Wärmeverluste berücksichtigt wurden und die adiabate Temperaturerhöhung nicht vom Massenstrom abhängt, war dies zu erwarten. Bei größeren Massenströmen wird das Temperaturprofil flacher.

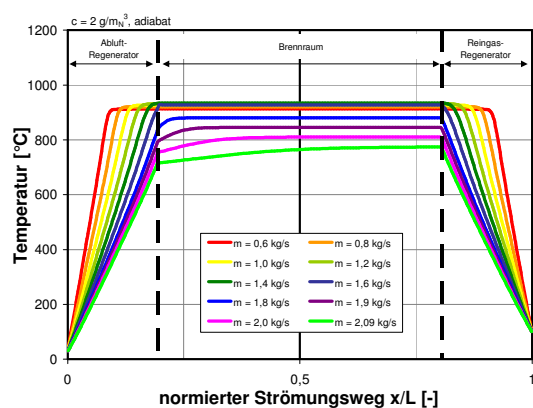


Abb. 86: Abhängigkeit des Temperaturprofils vom Abluftmassenstrom (adiabat).

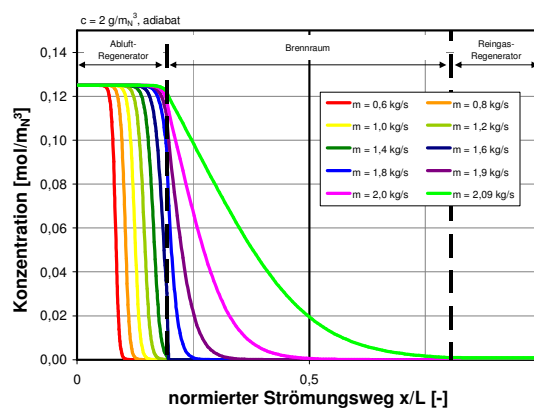


Abb. 87: Abhängigkeit des Konzentrationsprofils vom Abluftmassenstrom (adiabat).

Eine erste Begründung findet sich darin, dass bei gleichem übertragenen Wärmestrom (k_T und A_T sind etwa konstant, die Temperaturdifferenz zwischen $x/L = 0$ und $x/L = 1$ ist identisch) der Temperaturanstieg geringer wird, je größer der vorzuwärmende Massenstrom ist. Eine weitere Begründung ist in der niedrigeren Verweilzeit zu sehen. Betrachtet man vereinfacht einen isothermen Reaktor, so ist die Reaktionsrate (dc/dt) bei konstanter Eintrittskonzentration ebenfalls konstant. Stellt man sich einen mitfahrenden Beobachter vor, so legt dieser bei einem größeren Massenstrom innerhalb einer festgelegten Zeitspanne einen größeren Weg zurück. Bei konstanter Reaktionsrate ist dies offensichtlich gleichbedeutend damit, dass ein längerer Strömungsweg benötigt wird, um die gleiche Konzentrationsänderung zu durchlaufen ($dc/dx = dc/dt \cdot dt/dx$). Die Konzentrationsprofile verschieben sich somit in Strömungsrichtung (Abb. 87). Bei geringerer Konzentrationsänderung wird aber an einem gegebenen Ort bezogen auf den Massenstrom auch eine geringere spezifische Reaktionsenthalpie freigesetzt, was mit einer geringeren Temperaturerhöhung durch die Reaktion einhergeht. Mit steigendem Massenstrom nimmt die Maximaltemperatur zunächst geringfügig zu. Wird die Maximaltemperatur erst im Brennraum erreicht (im Beispiel bei etwa 1,6 kg/s), wird diese mit steigendem Massenstrom schnell geringer. Als Grenzfall wurde ein Massenstrom von 2,09 kg/s ermittelt, bei größeren Massenströmen wird kein gezündeter Zustand mehr erreicht. Es ist zu erkennen, dass in diesem Fall die Konzentration nicht bis auf Null absinkt, also Unverbrannte im Reingas enthalten sind.

8.4.3 Einfluss der Ablufttemperatur

In den bisherigen Ergebnissen wurde die Temperatur der Abluft immer mit 25°C angenommen. Stammt bei industriellen Nachverbrennungsanlagen die Abluft aus einem thermischen Prozess, z.B. Lacktrocknern, Beschichtungsöfen oder Brennprozessen, liegen oftmals höhere Eintrittstemperaturen vor. Daher wurde auch dieser Parameter anhand von Simulationen untersucht (Abb. 88 + 89).

Die Abluftbeladung beträgt in diesen Fällen 0,84 g/m³, was der Konzentration entspricht, die für den gezündeten Zustand bei einer Ablufteintrittstemperatur von 0°C mindestens erforderlich ist. Mit steigender Eintrittstemperatur nimmt zunächst auch die Maximaltemperatur zu und das Temperaturprofil verschiebt sich nach oben. Sobald die Maximaltemperatur bereits im Regenerator erreicht wird, bleibt die Höhe des Maximums konstant und das Profil wird breiter. Der Anstieg der Reingastemperatur verläuft parallel zum vorgegebenen Anstieg der Ablufteintrittstemperatur, da die Abluftbeladung und damit die adiabate Temperaturdifferenz konstant ist.

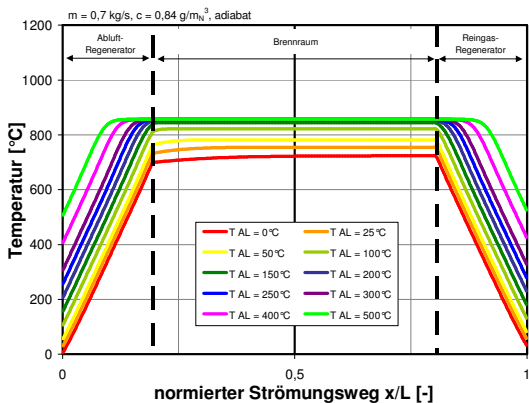


Abb. 88: Abhängigkeit des Temperaturprofils von der Ablufttemperatur (adiabat).

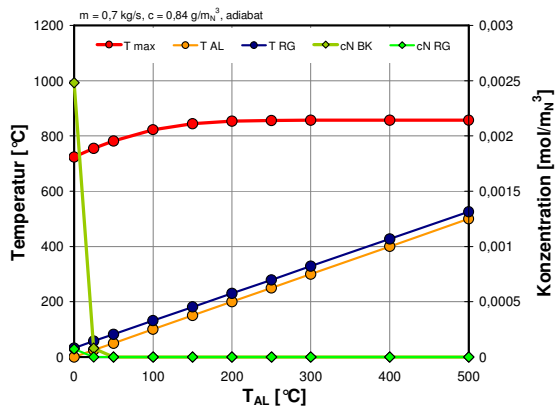


Abb. 89: Abhängigkeit des Konzentrationsprofils von der Ablufttemperatur (adiabat).

8.4.4 Einfluss des Heizwertes der Abluftinhaltsstoffe

Unterschiedliche Abluftschadstoffe weisen unterschiedliche Heizwerte auf. Höhere Heizwerte haben vergleichbare Auswirkungen auf das Temperaturprofil wie höhere Konzentrationen (Abb. 90). Auch dies ist einleuchtend, da der wesentliche Parameter für den Temperaturanstieg die adiabate Temperaturerhöhung ist. Diese ist proportional dem Produkt aus Konzentration und Heizwert.

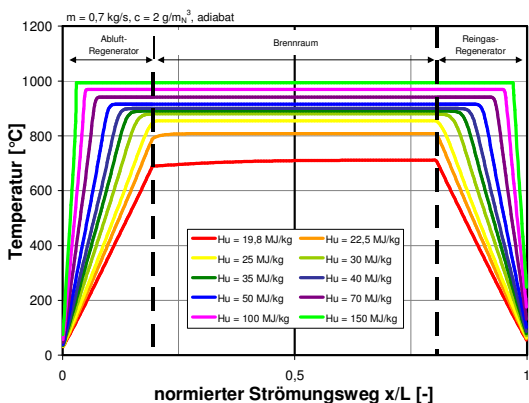


Abb. 90: Abhängigkeit des Temperaturprofils vom Heizwert des Schadstoffs (adiabat).

Vergleicht man die adiabaten Temperaturdifferenzen der Grenzfälle bei Variation der Konzentration und des Massenstromes ergibt sich ein Verhältnis von

$$\frac{\Delta T_{ad,c}}{\Delta T_{ad,m}} = \frac{0,8 \text{ g/m}_N^3 \cdot 50 \text{ MJ/kg}}{2,0 \text{ g/m}_N^3 \cdot 19,8 \text{ MJ/kg}} = 1,01.$$

Die notwendige adiabate Temperaturdifferenz zum Erhalt des gezündeten Zustands ist demnach bei geringerer Konzentration geringfügig größer. Dies liegt am Einfluss der Konzentration auf die Reaktionskinetik, da die Reaktionsgeschwindigkeit bei geringeren Konzentrationen abnimmt. Die adiabate Temperaturdifferenz muss daher geringfügig größer sein, damit der Umsatz bis zum Brennraum so weit abgeschlossen ist, dass der gezündete Zustand aufrecht erhalten bleibt.

8.4.5 Einfluss der Oxidationskinetik der Abluftinhaltsstoffe

Verschiedene Abluftschadstoffe können sich in ihrem Oxidationsverhalten, also ihrer Reaktionskinetik, unter Umständen deutlich unterscheiden. Um diese Abhängigkeit zu untersuchen, wurden bei ansonsten gleichen Parametern die kinetischen Daten der chemischen Reaktion variiert. Wie Abbildung 91 zeigt, erhöht sich mit der Aktivierungsenergie die Maximaltemperatur.

Da der Anstieg der Temperaturprofile im Wesentlichen durch die adiabate Temperaturerhöhung und die Wärmeübertragungsgrößen k_T und A_T bestimmt wird, und diese konstant sind, weisen alle Profile den gleichen Anstieg auf. Ist der Schadstoff vollständig reagiert und die gesamte Reaktionsenthalpie freigesetzt, bleibt, sofern keine Wärmeverluste oder sonstigen Wärmequellen vorliegen, die Temperatur so lange konstant, bis die der Reingasseite gegenüberliegende Ablufttemperatur geringer ist als diejenige des Reingases.

Bei geringer Aktivierungsenergie ist die Reaktion schon nach einem kurzen Teil des Strömungsweges abgeschlossen, sodass sich ein breites, aber niedrigeres Temperaturplateau ergibt. Bei höheren Aktivierungsenergien ist die Reaktionsrate geringer, weshalb ein längerer Strömungsweg benötigt wird, bis der Umsatz vollständig erfolgt ist. So lange steigt das Temperaturprofil mit gleichbleibender Steigung an.

Auch die Stoßzahl k_R beeinflusst die Reaktionsgeschwindigkeit. Hier ist die Abhängigkeit des Temperaturprofils allerdings gerade umgekehrt (Abb. 92). Je größer die Stoßzahl gewählt wird, desto größer ist bei gleicher Konzentration und Temperatur die Reaktionsrate. Demnach ist bei größeren Stoßzahlen die Reaktion früher abgeschlossen und es kommt zur frühzeitigen Bildung eines relativ niedrigen Temperaturplateaus. Bei geringeren Werten steigt die Maximaltemperatur an.

Da eine niedrige Aktivierungsenergie und große Stoßzahl mit einer niedrigen Zündtemperatur in Zusammenhang stehen, kann daraus geschlossen werden, dass bei Stoffen mit niedriger Zündtemperatur die Neigung zu pseudo-unterautothermen Zuständen ausgeprägter sein wird, als bei solchen mit hoher Zündtemperatur.

Weiter machen die Abbildungen anschaulich, dass eine fest vorgegebene Brennraumsolltemperatur, ohne Berücksichtigung der Art und des Oxidationsverhaltens der Schadstoffe, offensichtlich wenig sinnvoll ist. Schließlich kann bei Stoffen mit schneller Oxidationskinetik der Umsatz schon bei deutlich niedrigeren Temperaturen abgeschlossen sein.

8.4.6 Einfluss der Wärmeverluste

In Abbildung 93 ist der Einfluss des Wärmeverlustkoeffizienten auf das Temperaturprofil veranschaulicht. Ohne Wärmeverluste ($k_v = 0 \text{ W/m}^2\text{K}$) ergibt sich das schon in Abbildung 80 gezeigte Temperaturplateau. Mit zunehmenden Wärmeverlusten prägt sich das Temperaturminimum im Brennraum immer mehr aus, die Maxima nehmen demgegenüber deutlich geringer ab. Außerdem ist eine leichte Verschiebung der Temperaturmaxima zum Brennraum hin zu verzeichnen. Die zugehörigen Konzentrationsverläufe (Abb. 94) zeigen, dass sich die Reaktionszone, bedingt durch den etwas flacheren Temperaturanstieg im Abluftregenerator, leicht verschiebt.

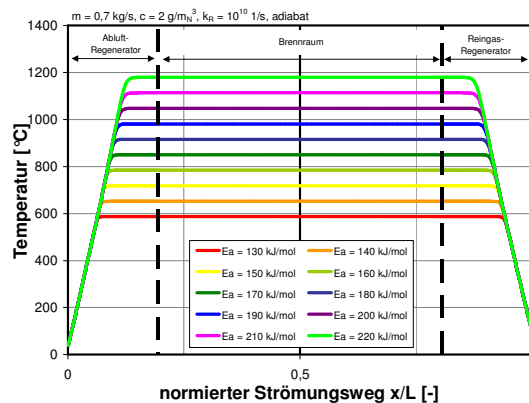


Abb. 91: Abhängigkeit des Temperaturprofils von der Aktivierungsenergie (adiabat).

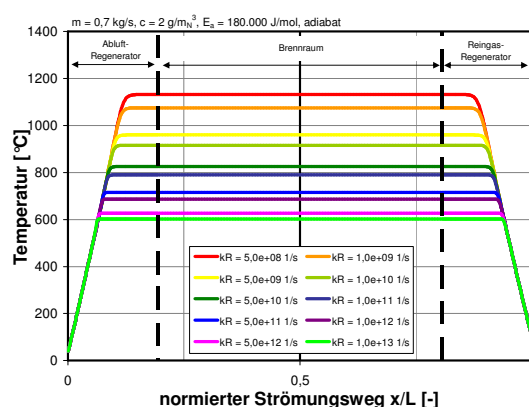


Abb. 92: Abhängigkeit des Temperaturprofils von der Stoßzahl (adiabat).

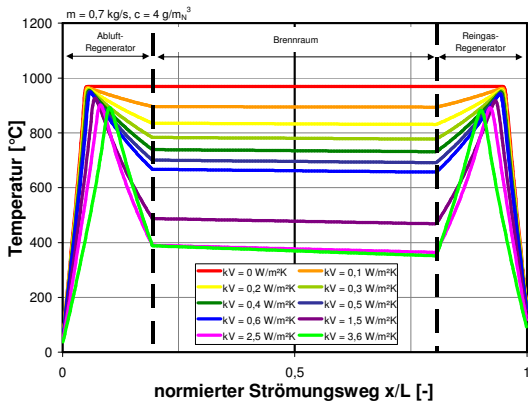


Abb. 93: Abhängigkeit des Temperaturprofils vom Wärmeverlustkoeffizienten k_V .

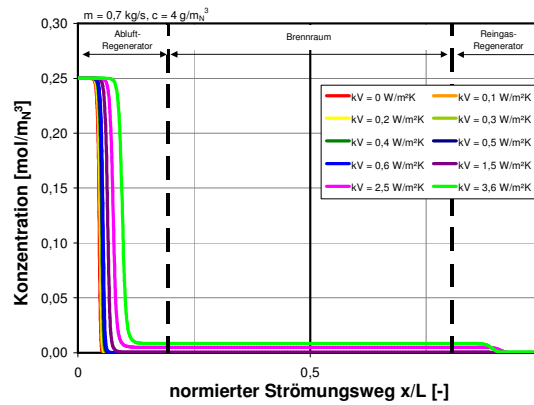


Abb. 94: Abhängigkeit des Konzentrationsprofils vom Wärmeverlustkoeffizienten k_V .

Als Grenzfall sind hier die Profile für einen Wärmeverlustkoeffizienten von $3,6 \text{ W/m}^2\text{K}$ gezeigt. Da die Temperatur im Abluftregenerator in diesem Fall auf Grund der großen Wärmeverluste nach Erreichen des Maximums sehr stark abfällt, reicht die zur Verfügung stehende Verweilzeit innerhalb des Regenerators nicht zur vollständigen Oxidation der Schadstoffe aus. Stattdessen wird die Reaktion bei Unterschreiten der bereits angesprochenen Zündtemperatur sozusagen „eingefroren“ und läuft erst weiter ab, nachdem diese Temperatur im Reingasregenerator wieder überschritten ist. Bei größeren Wärmeverlusten ($k_V > 3,604 \text{ W/m}^2\text{K}$) zeigten die Simulationen keinen gezündeten Zustand mehr.

Abbildung 95 stellt noch einmal den Zusammenhang zwischen den charakteristischen Temperaturen und dem Wärmeverlustkoeffizienten heraus. Maximal- und Reingastemperatur nehmen etwa linear mit steigenden Wärmeverlusten ab, die Brennraumtemperatur jedoch überproportional.

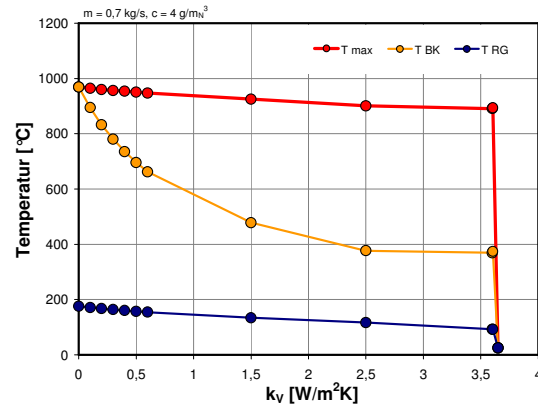


Abb. 95: Abhängigkeit der charakteristischen Temperaturen vom Wärmeverlustkoeffizienten k_V .

8.4.7 Einfluss der Wärmeübertragung

Bei den vorhergehenden Ergebnissen wurde der Transmissionswärmestrom durch die Rekuperatorfläche mit dem berechneten Wärmedurchgangskoeffizienten ermittelt. Dieser ergibt sich, wie bereits beschrieben, aus den berechneten Wärmeübergangskoeffizienten auf der Abluft- und Reingasseite sowie der Dicke und der Wärmeleitfähigkeit der Trennwand. Hierbei werden die Wärmeübergangskoeffizienten mit lokalen Stoffeigenschaften berechnet. Um dennoch den Einfluss des Wärmedurchgangskoeffizienten zu veranschaulichen, wurde in den unten dargestellten Simulationen jeweils mit einem konstanten Wert gerechnet.

Betrachtet man ein einzelnes Temperaturprofil, wird zunächst einmal deutlich, dass der Temperaturanstieg- bzw. -abfall in Richtung Brennraum flacher wird (Abb. 96). Dies rührt daher, dass pro Temperaturdifferenz und Fläche zwar die gleiche Wärmemenge übertragen wird, diese jedoch durch die mit der Temperatur ansteigende Wärmekapazität eine geringere Temperaturänderung zur Folge hat. Mit berechneten Wärmeübergangskoeffizienten verläuft die Krümmung gerade umgekehrt, da hier der bessere Wärmeübergang bei höheren Temperaturen den Einfluss der Wärmekapazität überwiegt.

Im Vergleich der Profile wird deutlich, dass die Maximaltemperatur und die Breite des Temperaturplateaus mit größerem Wärmedurchgangskoeffizienten (gleichbedeutend mit einem zunehmenden Abluftvorwärmgrad) zunehmen. Bei diesen Simulationen war ein Mindestwert von $8,97 \text{ W/m}^2\text{K}$ notwendig, um den Reaktor im gezündeten Zustand zu halten.

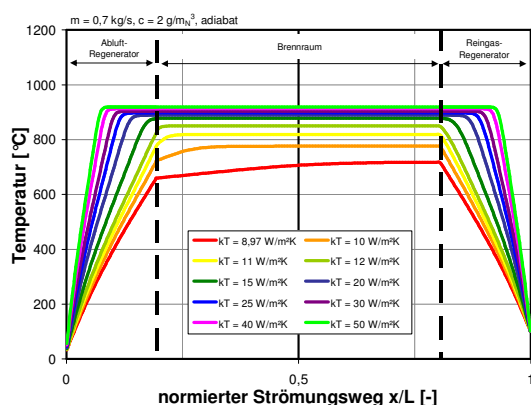


Abb. 96: Abhängigkeit des Temperaturprofils vom Wärmedurchgangskoeffizienten k_T .

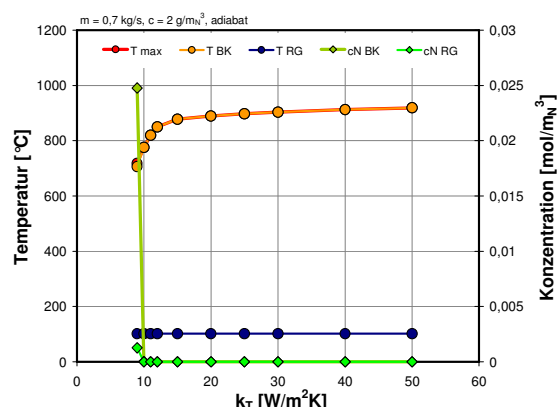


Abb. 97: Abhängigkeit der charakteristischen Temperaturen und Konzentrationen vom Wärmedurchgangskoeffizienten k_T .

In Abbildung 97 sind die charakteristischen Temperaturen und Konzentrationen in Abhängigkeit des vorgegebenen Wärmedurchgangskoeffizienten aufgetragen. Es ist erkennbar, dass die Maximaltemperatur in dem Bereich, in dem das Maximum noch im Brennraum erreicht wird, etwa linear und recht steil ansteigt. Sobald die Maximaltemperatur in den Regeneratoren vorliegt und sich ein Temperaturplateau ausbildet, führt eine Vergrößerung des Wertes hingegen kaum noch zu einer Erhöhung der Temperatur. Die Verbesserung der Wärmeübertragung durch den größeren Wärmedurchgangskoeffizienten wird in diesem Bereich weitgehend dadurch aufgezehrt, dass die Wärme übertragende Fläche geringer wird.

Im Grenzfall für den minimalen Wärmedurchgangskoeffizienten ist die Temperatur im Brennraum geringfügig kleiner als die maximale Temperatur. Die Oxidation ist somit bis zum Brennraum noch nicht vollständig abgeschlossen, was auch anhand der Konzentration deutlich wird.

8.4.8 Einfluss der Reingasauskopplung

Da der Reingasauskopplung im Rahmen dieses Projektes eine besondere Bedeutung zukommt, wurde diese sehr ausführlich mit Hilfe von Simulationen untersucht. Schon anhand der Berechnungsergebnisse konnten einige Aspekte herausgearbeitet werden, die bei der späteren Konzipierung und Anwendung der Regelungsstrategie zu beachten waren.

Die Auswirkung der Reingasauskopplung beim adiabaten Reaktor ist in Abbildung 98 für eine konstante Beladung von 4 g/m_N^3 dargestellt. Das ausgebildete Temperaturplateau wird mit zunehmendem Bypassanteil zunächst immer schmaler und nimmt dann, nach Überschreiten eines bestimmten Auskopplungsanteils, deutlich in seiner Höhe ab.

Der maximal mögliche Bypassanteil betrug im Grenzfall 18,2%. Eine weitere Erhöhung des Anteils führte in der Simulation unmittelbar zum Zusammenbruch des Temperaturprofils bzw. zur trivialen Lösung, bei der die Temperatur überall gleich der Eintrittstemperatur ist. Mit zunehmendem Bypassanteil geht die Form der Temperaturprofile immer mehr von einem linearen in den exponentiellen Verlauf über, was so auch in den Experimenten festgestellt wurde (vgl. Abschnitt 5.6). Während bei geringem Bypassanteil das Temperaturprofil nur wenig beeinflusst wird, wird mit zunehmendem Anteil die Auswirkung immer größer, z.B. hat eine Änderung des Bypassanteils von 10% auf 12,5% eine größere Auswirkung als eine Erhöhung von 2,5% auf 5%.

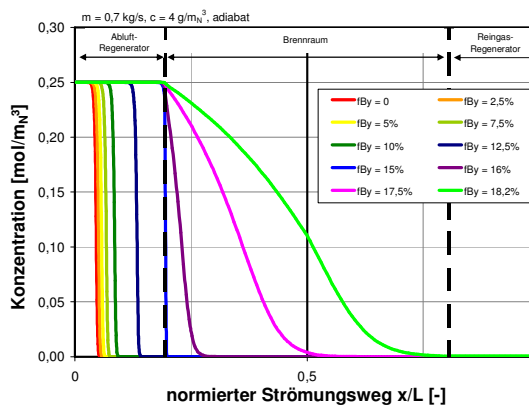
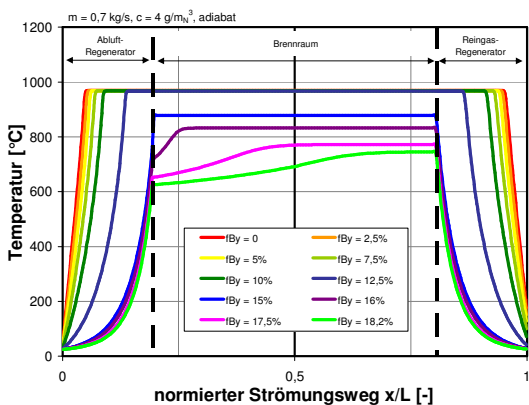


Abb. 98: Abhängigkeit des Temperaturprofils vom ausgekoppelten Reingasanteil (adiabat).

Abb. 99: Abhängigkeit des Konzentrationsprofils vom ausgekoppelten Reingasanteil (adiabat).

Die entsprechenden Konzentrationsverläufe zeigt Abbildung 99. Bedingt durch die flacher ansteigenden Temperaturprofile verschiebt sich der Reaktionsbereich zum Brennraum hin, bis er schließlich erst dort beginnt. Im Brennraum selbst verlaufen die Konzentrationsprofile deutlich flacher, was mit dem langsameren Temperaturanstieg (fehlende Transmissionswärme) verbunden ist. Es ist weiterhin ersichtlich, dass ab einem Bypassanteil von ca. 17,5 % die Reaktion bis zur Mitte des Brennraums ($x/L = 0,5$) nicht ganz abgeschlossen ist. Da in der gewählten Diskretisierung an dieser Stelle der Bypass positioniert ist, wird also ein Teil der Reaktionsenthalpie ungenutzt aus dem Prozess abgeführt.

Betrachtet man im adiabaten Fall die Auswirkung der Reingasauskopplung auf die Brennraumtemperatur (Temperatur an der Stelle $x/L = 0,5$), so wird deutlich, dass diese zunächst konstant bleibt, dann aber eine rasche Abnahme zeigt (Abb. 100). Weiterhin veranschaulicht die Graphik, dass bei überschreiten eines bestimmten Bypassanteils unverbrannte Schadstoffe aus dem Prozess herausgeführt werden können.

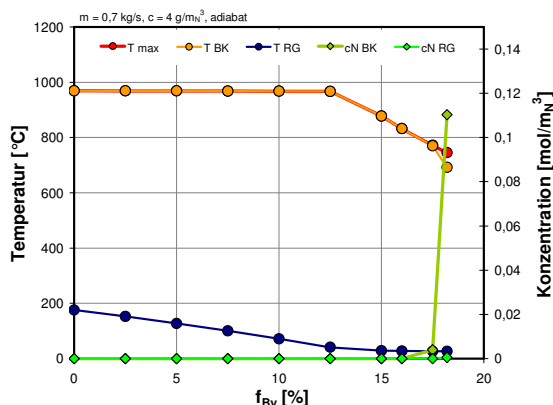


Abb. 100: Abhängigkeit der charakteristischen Temperaturen und Konzentrationen vom ausgekoppelten Reingasanteil (adiabat).

Zum Vergleich zeigen die Abbildungen 101 + 102 die Verhältnisse für den diathermen Fall. Durch die Heißgasauskopplung verschieben sich die Temperaturmaxima in Richtung des Brennraumes, wobei die Brennraumtemperatur im Gegensatz zu den adiabaten Berechnungen ansteigt (Abb. 100). Bei einem Bypassanteil von ca. 12,1 % ist die maximale Brennraumtemperatur erreicht. Eine weitere Steigerung des Bypassmassenstroms führt zu einer raschen Abnahme der Temperatur. Der maximal abführbare Anteil betrug in diesem Beispiel etwa 16,6 %. Auch das vereinfachte Modell ist demnach sehr gut in der Lage, das experimentell und mit Hilfe des detaillierten Modells ermittelte Anlagenverhalten zu reproduzieren.

Trägt man für diese Ergebnisse die charakteristischen Temperaturen über dem ausgekoppelten Anteil auf (Abb. 102), so wird sehr deutlich, wie die Temperatur im Brennraum mit steigender Auskopplung bis zu einem Maximalwert ansteigt, danach aber rapide abfällt. Dies ist bei der Regelung des Bypasses unbedingt zu beachten. Des Weiteren muss beachtet werden, dass durch die Auskopplung die erforderliche Oxidationstemperatur nicht unterschritten wird, da sonst unverbrannte Bestandteile ins Reingas gelangen könnten.

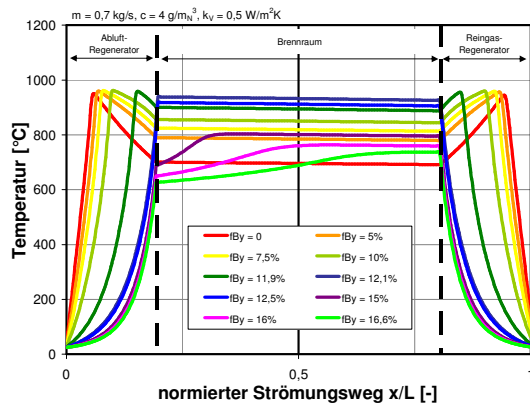


Abb. 101: Abhängigkeit des Temperaturprofils vom ausgekoppelten Reingasanteil (diatherm).

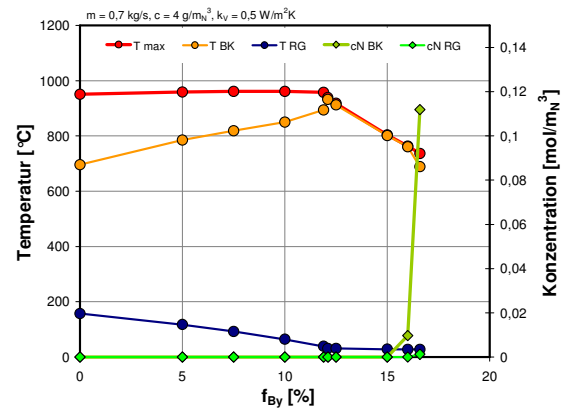


Abb. 102: Abhängigkeit der Brenraumtemperatur (T bei $x = 0,5$) vom ausgekoppelten Reingasanteil (diatherm).

Um diese Zusammenhänge noch etwas detaillierter zu untersuchen, wurde in weiteren Simulationen zu verschiedenen Eintrittskonzentrationen der Bypassanteil feinstufig variiert. Zu den einzelnen Berechnungspunkten wurden die Brenraumtemperatur und der Flächeninhalt des Temperaturprofils ermittelt und in Abhängigkeit des Bypassanteils aufgetragen. Die Analyse des Flächeninhaltes wurde durchgeführt, da eine profilbasierte Regelung anhand dieser Größe als mögliche Strategie vorgesehen war. In einem anderen Projekt wurden zuvor hiermit gute Erfahrungen gemacht [148].

Bei den nachfolgenden Ergebnissen wurde bei einem konstanten Abluftmassenstrom von $0,7 \text{ kg/s}$ die Konzentration von Erdgas in der Abluft variiert (von $1,8 \text{ g/m}_N^3$ bis 10 g/m_N^3 in $0,1 \text{ g/m}_N^3$ Schritten) und bei jeder Konzentration der Bypassanteil solange erhöht, bis der Reaktor verloschen war. Die Schrittweite, mit welcher der Bypassanteil inkrementiert wurde, wurde hierbei so gesteuert, dass die maximale Änderung der Brenraumtemperatur zwischen zwei Ergebnissen maximal ca. $2,5 \text{ K}$ betrug. Als Heizwert des Brennstoffs wurde hierbei mit $40,2 \text{ MJ/kg}$ gerechnet, was dem Wert des Erdgases entspricht, das bei der Versuchsanlage eingesetzt wird.

Einige dieser Ergebnisse sind in Abbildung 103 für den adiabaten Fall dargestellt. Es ist wieder zu sehen, dass bei steigender Auskopplung die Brenraumtemperatur zunächst näherungsweise konstant bleibt. Dies ist der Bereich, in dem das (im adiabaten Fall entstandene) Temperaturplateau durch die Auskopplung schmaler wird. Ab einem bestimmten Bypassanteil nimmt die Brenraumtemperatur etwa mit linearem Verlauf ab, wobei die Steigung bei kleineren Konzentrationen größer ist. In diesem Bereich hat das Temperaturmaximum den Brennraum erreicht und wird durch weitere Auskopplung in seiner Höhe reduziert. Bei hohen Konzentrationen gibt es einen weiteren charakteristischen Punkt, ab dem die Temperatur sehr steil abfällt. Ab hier werden die brennbaren Bestandteile der Abluft bis zum Heißgasaustritt nur noch unvollständig oxidiert, sodass ein Teil der Reaktionsenthalpie über den Bypass abgeführt und insgesamt weniger Energie freigesetzt wird.

Die zugehörigen Verläufe der Flächeninhalte der jeweiligen Temperaturprofile zeigt Abbildung 104. Bei höheren Konzentrationen ist auch der Flächeninhalt des Temperaturprofils größer, da diese mit höheren Maximaltemperaturen verbunden sind. Bei steigender Auskopplung nimmt der Flächeninhalt zunächst nur schwach ab (etwa trapezförmiges Temperaturprofil mit abnehmender Flankensteigung). Durch den zunehmend exponentiellen Verlauf des Temperaturprofils im Regenerator bei steigendem Bypassanteil wird der Flächeninhalt des Profils deutlich reduziert. Verbunden mit der etwa linearen Abnahme der Brenraumtemperatur nimmt auch der Flächeninhalt etwa linear ab. Im Vergleich der Verläufe für die Temperaturen und die Flächeninhalte erkennt man, dass der Flächeninhalt dort am stärksten abnimmt, wo die Temperaturverläufe eine Diskontinuität aufweisen.

8 Vereinfachte thermochemische Modellierung

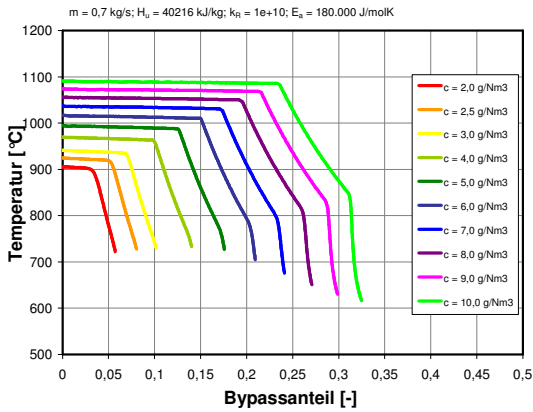


Abb. 103: Berechnete Abhängigkeit der Brennraumtemperatur vom Bypassanteil und der Beladung (adiabat).

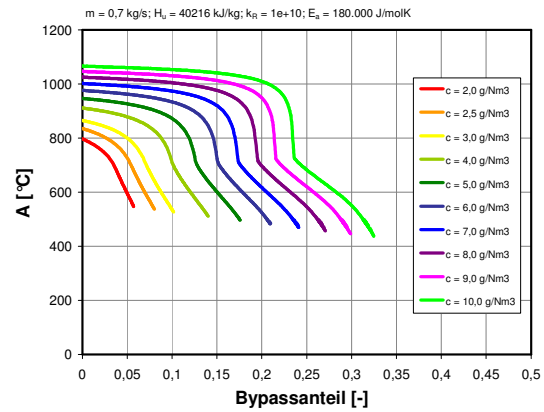


Abb. 104: Berechnete Abhängigkeit des Flächeninhaltes des Temperaturprofils vom Bypassanteil und der Beladung (adiabat).

Die Abbildungen 105 und 106 zeigen die entsprechenden Verläufe für den Fall mit Wärmeverlusten. Die niedrige Brennraumtemperatur bei ausgeprägten überautothermen Temperaturprofilen in den Regeneratoren (bei kleinem Bypassanteil) ist deutlich zu erkennen. Wird der Bypassmassenstrom erhöht, steigt die Brennraumtemperatur zunächst bis zum Erreichen der maximalen Temperatur an und nimmt dann – wie im adiabaten Fall – etwa linear ab. Sobald der Umsatz der brennbaren Bestandteile bis zum Brennraum nicht mehr vollständig erfolgt, sinkt auch hier die Brennraumtemperatur sehr schnell.

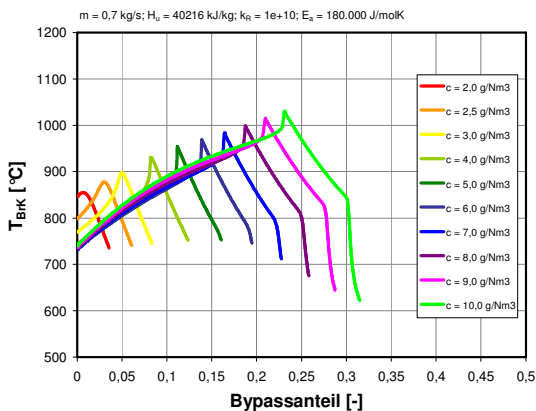


Abb. 105: Berechnete Abhängigkeit der Brennraumtemperatur vom Bypassanteil und der Beladung (diatherm).

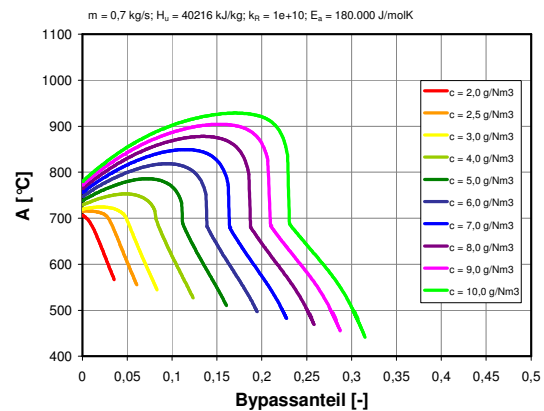


Abb. 106: Berechnete Abhängigkeit des Flächeninhaltes des Temperaturprofils vom Bypassanteil und der Beladung (diatherm).

Betrachtet man hierzu wieder die Abhängigkeit des Flächeninhaltes (Abb. 106), so erkennt man, dass im diathermen Fall geringfügige Auskopplung mit einem Anstieg des Flächeninhaltes verbunden ist. Ansonsten stimmen die Verläufe mit dem adiabaten Fall überein.

Um den Einfluss der Wärmeverluste auf den Zusammenhang zwischen Brennraumtemperatur und Bypassanteil deutlich zu machen, wurden weitere Simulationen, wie oben beschrieben, durchgeführt, wobei allerdings der Wärmeverlustkoeffizient variiert wurde. Die Abluftbeladung wurde in diesen Fällen auf 4 g/m_N^3 gesetzt (Abb. 107). Drei Effekte werden hieran deutlich (Diagramm (a)). Zum einen wird die Brennraumtemperatur ohne Auskopplung durch höhere Wärmeverluste erniedrigt, wie bereits gezeigt wurde, zum anderen wird die mögliche Maximaltemperatur vermindert. Die wesentlichste Auswirkung ist aber, dass der maximal mögliche Bypassanteil, oder der Anteil, bei dem gerade die Maximaltemperatur im Brenn-

raum erreicht wird, bei höheren Wärmeverlusten deutlich reduziert wird. Dabei scheint eine lineare Abhängigkeit zum Wärmeverlustkoeffizienten zu bestehen (b).

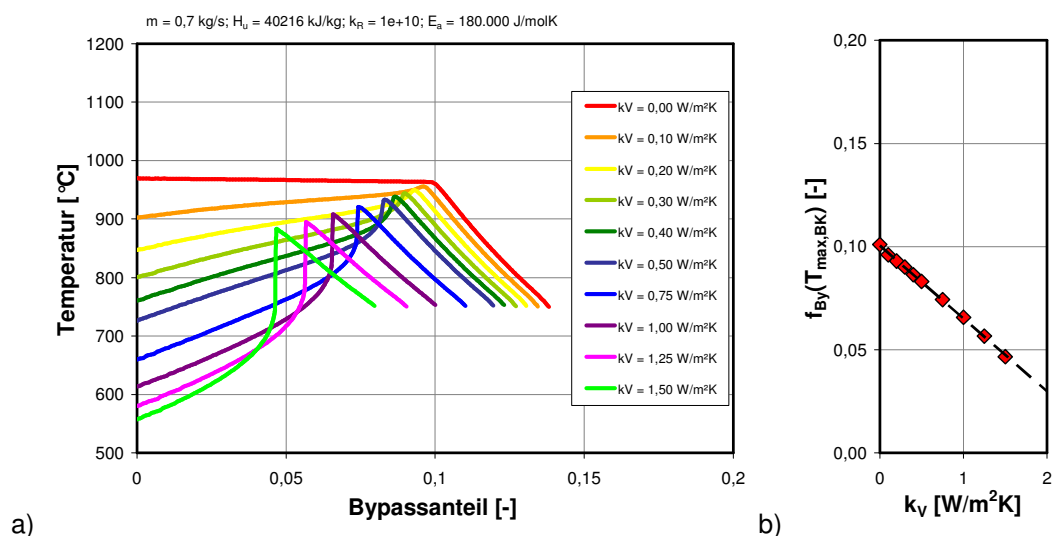


Abb. 107: Berechnete Abhängigkeit der Brennraumtemperatur vom Bypassanteil und den Wärmeverlusten: (a) Einfluss der Auskopplung auf die Temperatur im Brennraum; (b) Abhängigkeit des Bypassanteils, bei dem die maximale Temperatur erreicht wird vom Wärmeverlustkoeffizienten.

8.4.9 Grenzen des autothermen Betriebs

Zum Abschluss dieses Kapitels soll nun betrachtet werden, wie sich die einzelnen Betriebsbereiche voneinander abgrenzen lassen. Um dieser Frage nachzugehen, wurde in Abhängigkeit des Abluftmassenstromes und der Solltemperatur iterativ die Abluftbeladung berechnet, die notwendig ist, um die vorgegebene Solltemperatur zu erreichen. Im Gegensatz zur Praxis wurde hier jedoch für den Vergleich zwischen Ist- und Sollwert die Maximaltemperatur des Profils zu Grunde gelegt und nicht die Temperatur im Brennraum.

Als Stoffdaten des Abluftschadstoffes wurden die Werte des an der Technikumsanlage eingesetzten Erdgases verwendet, für die kinetischen Parameter wurden Werte eingesetzt, die anhand von Messwerten (vgl. Abb. 79) angepasst worden waren ($k_R = 6,3 \cdot 10^9 s^{-1}$; $E_a = 188.500 J/mol$). Außerdem wurden die Simulationen mit einer feineren Auflösung ausgeführt (300 Zellen in den Regeneratoren und 301 Zellen im Brennraum), da sich gezeigt hatte, dass hierdurch der berechenbare Bereich bei sehr kleinen oder sehr großen Massenströmen erweitert werden konnte.

Die Berechnungen erfolgten iterativ indem bei einem vorgegebenen Massenstrom die Eintrittskonzentration so lange variiert wurde, bis die berechnete Maximaltemperatur um weniger als 1 °C von der vorgegebenen Solltemperatur abwich oder 20.000 Iterationen erreicht waren. Die ermittelte Konzentration entspricht also gerade der autothermen Beladung bezogen auf diese Temperatur.

Bei niedrigen Solltemperaturen entsprechen die Verläufe in Abbildung 108 sehr gut dem bereits in Abbildung 35 gezeigten Zusammenhang. Mit abnehmendem Massenstrom nimmt die notwendige Beladung zunächst ab, weil der Vorwärmgrad zunimmt (mehr Wärmeübertragungsfläche pro Abluftmasseneinheit). Nach Durchlaufen eines Minimums steigt die erforderliche Konzentration sehr rasch an, da sich hier die Wärmeverluste verstärkt auswirken. Geringere Massenströme als ca. 450 kg/h führten bei den Berechnungen zu Gleitkommatafeln (Überlauf- und Bereichsfehler) und konnten daher nicht simuliert werden.

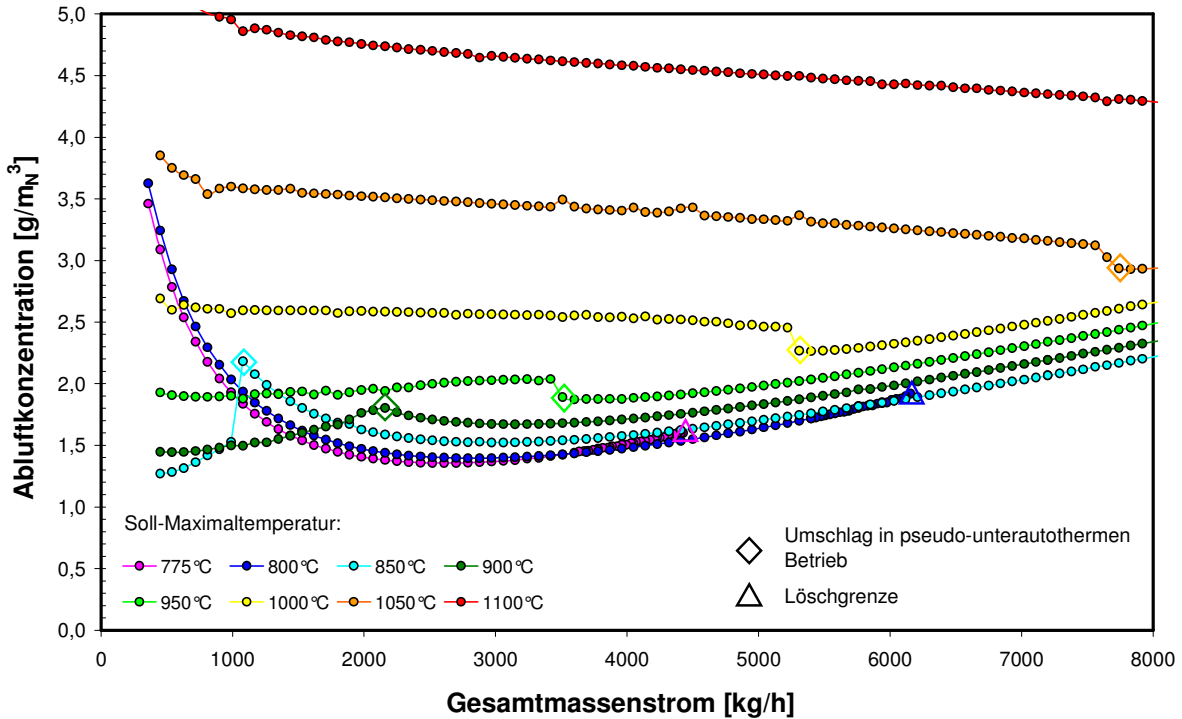


Abb. 108: Erforderliche Abluftbeladung zum Erreichen einer bestimmten Solltemperatur in Abhängigkeit des Abluftmassenstroms.

Erhöht man bei einer gegebenen Solltemperatur den Abluftmassenstrom, wird an einem gewissen Punkt die Löschgrenze des Reaktors erreicht. Die freigesetzte Reaktionswärme reicht dann nicht mehr aus, um die Transmissionswärme- und Reingasverluste zu decken und die Abluft bis auf die Reaktorzündtemperatur vorzuwärmen. Auffällig ist weiter, dass in diesen Bereichen die erforderliche Abluftbeladung teilweise größer ist als sie bei einer höheren Solltemperatur wäre (z.B. für $T_{\text{soll}} = 775^\circ\text{C}$ zwischen 3.500 und 4.500 kg/h, bzw. bei $T_{\text{soll}} = 800^\circ\text{C}$ zwischen ca. 5.700 und 6.200 kg/h). Dies kommt dadurch zu Stande, dass bei der niedrigeren Temperatur ein Teil des Erdgases unverbrannt bleibt.

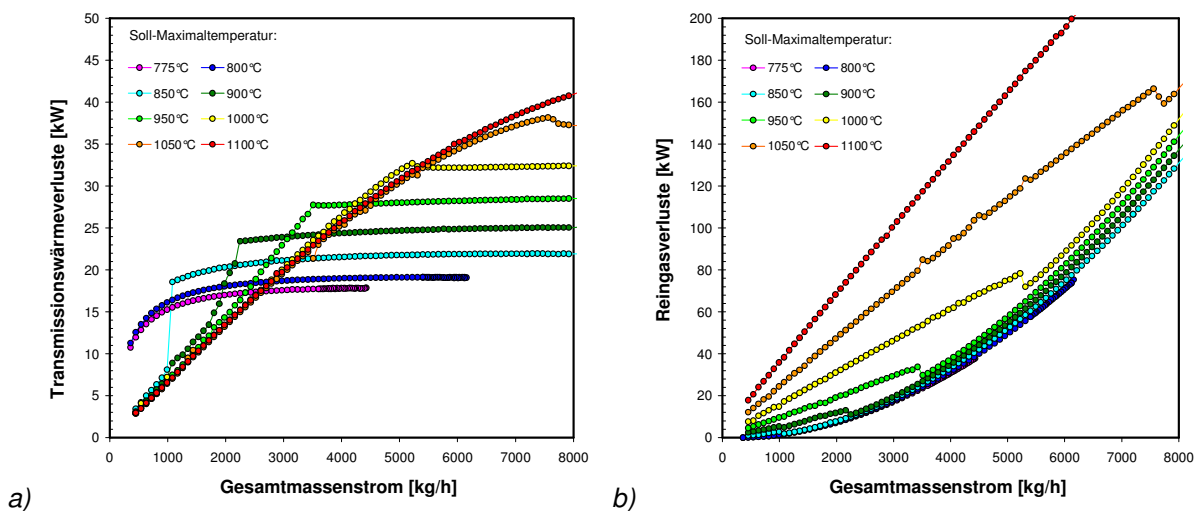


Abb. 109: Wärmeverluste in Abhängigkeit der Solltemperatur und des Abluftmassenstroms: (a) Transmissionswärmeverluste; (b) Reingasverluste.

Bei höheren Solltemperaturen gibt es im jeweiligen Verlauf einen weiteren markanten Umschlagspunkt, der den Übergang in den pseudo-unterautothermen Betriebsbereich markiert,

also den Bereich in dem Temperaturmaxima innerhalb der Regeneratoren auftreten und die Brennraumtemperatur demgegenüber abnimmt. Hier ist zu bemerken, dass bei niedrigen Solltemperaturen die notwendige Beladung mit geringeren Massenströmen abnimmt, bei hohen Solltemperaturen zunimmt. Dies hängt damit zusammen, dass die Transmissionswärmeverluste im pseudo-unterautothermen Betrieb niedriger werden (geringerer Mittelwert des Temperaturprofils), die Reingaswärmeverluste zunehmen (steigende Reingastemperatur wegen geringerer aktiver Wärmeübertragerfläche) und bei niedrigen Temperaturen die Transmissionswärmeverluste die Reingaswärmeverluste überwiegen (Abb. 109).

Abbildung 110 zeigt noch einmal die mit den Daten der Technikumsanlage berechnete Abhängigkeit der notwendigen Beladung von der Solltemperatur für einen größeren Abluftmassenstrombereich. Die einzelnen Betriebsbereiche sind schematisch veranschaulicht. Bei sehr hohen Massenströmen und/oder niedrigen Solltemperaturen erlischt der Reaktor. Je höher der Massenstrom ist umso höher muss die Betriebstemperatur sein, damit der Reaktor im gezündeten Zustand verbleibt.

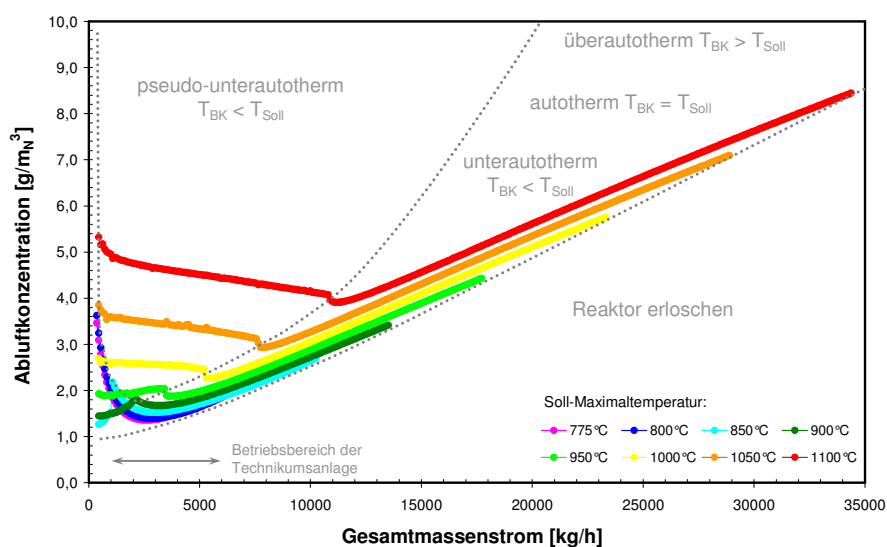


Abb. 110: In Abhängigkeit des Massenstroms, der Beladung bzw. der Temperatur mögliche Betriebsbereiche.

Erstaunlich ist, dass obwohl die Technikumsanlage für einen Abluftvolumenstrom von $3.000 \text{ m}_N^3/\text{h}$ ausgelegt ist, was inklusive der Spül- und Sperrluftströme etwa 4.600 kg/h entspricht, es den Simulationen zu Folge theoretisch möglich wäre, diese bei entsprechend hoher Temperatur auch beim achtfachen Massenstrom zu betreiben. Da dies etwa den 64-fachen Druckverlust zur Folge hätte und die Strömungsgeschwindigkeit bis zu 70 m/s betragen würde, dürfte aber der Bereich in der Praxis – auch wegen der zu erwartenden Geräuschentwicklung - kaum relevant sein.

Weiter fällt auf, dass der Bereich, in dem Temperaturmaxima in den Regeneratoren entstehen und pseudo-unterautotherme Zustände auftreten, relativ groß ist. Im Gebiet dazwischen hängt die Klassifizierung, ob bei einer gegebenen Abluftbeladung unterautothermer, autothermer oder überautothermer Betrieb vorliegt, von der jeweiligen Solltemperatur ab. Verglichen mit den anderen beiden Gebieten ist dieser Bereich, der in der Praxis als Normalfall betrachtet wird, relativ schmal. Insbesondere wenn man sich auf den eigentlichen Betriebsbereich der Technikumsanlage beschränkt.

Der Ausschnitt für den Betriebsbereich der Technikumsanlage ist in Abbildung 111 dargestellt. Der eigentliche Auslegungsbereich reicht von etwa 2.000 kg/h bis 4.600 kg/h, die Anlage kann aber auch bei etwas größeren oder kleineren Massenströmen betrieben werden. Das schraffierte Gebiet grenzt den Betriebsbereich ein, in dem die Maximaltemperatur im Brennraum vorliegt. Den Simulationen zu Folge könnten bereits bei Beladungen zwischen ca. $1,8 \text{ g/m}_N^3$ und $2,1 \text{ g/m}_N^3$ pseudo-unterautotherme Zustände auftreten, was verglichen mit den experimentellen Erfahrungen etwas zu niedrig erscheint. Allerdings wurde experimentell tatsächlich bestätigt, dass an der linken Grenze des Betriebsbereiches bei einer Solltemperatur von 900°C autothermer Betrieb noch möglich ist, bei einer Solltemperatur von 950°C aber nicht mehr. Die Versuche diesen Punkt zu erreichen, wobei im Flammenlosbetrieb die Gaszufuhr anhand der Brennraumtemperatur geregelt wurde, wurden bereits in Abschnitt 7.5 (Abb. 54 bis 56) gezeigt. In allen Fällen wurde das Erdgas-Regelventil vollständig geöffnet, sodass Beladungen bis 19 g/m_N^3 erreicht wurden, was in einem Fall sogar zur Übertemperaturabschaltung führte. Die Ursache hierfür ist, dass autothermer Betrieb in Bezug auf die Brennraumtemperatur hier physikalisch nicht möglich ist. Eine Brennraumtemperatur von 950°C ist bei diesem geringen Volumenstrom an der Technikumsanlage mit Erdgas als Brennstoff nicht erreichbar.

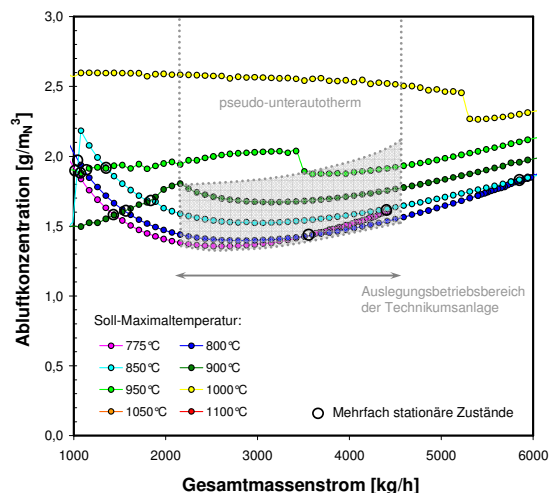


Abb. 111: Mögliche Betriebsbereiche der Technikumsanlage.

Da die Skalierung in Abbildung 111 schon bei relativ niedrigen Konzentrationen endet ist der pseudo-unterautotherme Bereich tatsächlich sehr viel größer. Wie bei der Darstellung der Versuche gezeigt wurde, ist stationärer Betrieb mit einer Beladung von 6 g/m_N^3 möglich, sodass der Bereich mindestens zweieinhalbmal so groß ist. Dieser Bereich stellt also bei der Technikumsanlage im jetzigen Zustand viel eher den Normalfall dar.

Noch ein weiteres Faktum ist in der Abbildung dargestellt. Die berechneten Zusammenhänge weisen an mehreren Stellen Schnittpunkte auf. Das heißt bei einem gegebenen Massenstrom und einer festgelegten Abluftkonzentration sind mehrere Maximaltemperaturen möglich. Man bezeichnet dies in der chemischen Reaktionstechnik als mehrfach stationäre Zustände. Trägt man in Abhängigkeit der Temperatur in einer Kurve auf, wie viel Reaktionswärme freigesetzt wird und in einer anderen wie groß die Wärmeverluste sind, können die beiden Kurven mehrere Schnittpunkte aufweisen. Welcher der stationären Betriebspunkte sich einstellt, hängt dann von der Vorgeschichte des Prozesses ab. Wie zu sehen ist, finden sich den Simulationen zu Folge auch im Normalbetriebsbereich der Technikumsanlage zwei solcher Punkte, die allerdings nur bei sehr geringer Temperatur erreicht werden können und mit einem großen unverbrannten Anteil einhergehen.

9 Vereinfachte Erklärung des Anlagenverhaltens

Trotz der vorangegangenen, umfangreichen Ausführungen ist vielleicht noch nicht ganz verständlich geworden, wodurch das beschriebene Anlagenverhalten konkret zu Stande kommt. Daher soll dieses vor den weiteren Darstellungen zunächst anhand einer vereinfachten Betrachtung verdeutlicht werden, die ähnlich bereits bei anderen Autoren beschrieben wurde [81, 149].

Wie anfangs beschrieben, wird eine RNV-Anlage oftmals stark vereinfacht als ein voneinander unabhängiges System aus einem Wärmeübertrager (Regenerator) und einem Reaktor (Brennraum) verstanden, wobei der Wärmeübertrager ausschließlich der Vorwärmung der Abluft und der Rückgewinnung der Reingasenthalpie dient und nur der Reaktor für die Oxidation der Abluftinhaltsstoffe verantwortlich ist.

Für den autothermen Betrieb müssen zwei Bedingungen erfüllt sein: zum einen muss die mit der Abluft zugeführte Verbrennungsenthalpie groß genug sein, um den Prozess aufrecht erhalten zu können, zum anderen muss die Reaktoreintrittstemperatur so hoch sein, dass die Oxidation auch in Gang gesetzt wird und es zur Freisetzung der eingetragenen Verbrennungswärme kommt.

Die Temperatur, bei der dies der Fall ist, wird im Allgemeinen als Zündtemperatur bezeichnet. Es ist jedoch darauf hinzuweisen, dass es sich hierbei um eine system- und betriebspezifische Temperatur handelt, die unter anderem vom Anlagenaufbau, von der Abluftzusammensetzung und vom Abluftmassenstrom abhängt. Sie darf nicht mit der Zündtemperatur eines Einzelstoffes verwechselt werden, die nach festgelegten Prüfverfahren ermittelt wird.

Geht man von einem wärmedichten System aus, bei dem Abluft und Reingas die gleichen Wärmekapazitätsströme aufweisen, so ergibt sich der im Rekuperator übertragene Wärmestrom aus

$$\dot{Q}_T = k_T \cdot A_T \cdot \Delta T_{ad} \quad (\text{Gl. 9.38})$$

und die Temperaturdifferenzen zwischen Ein- und Austritt auf der Abluft- und Reingasseite aus

$$T_{AL,a} - T_{AL,e} = T_{RG,e} - T_{RG,a} = \frac{k_T \cdot A_T}{\dot{W}} \cdot \Delta T_{ad} = St \cdot \Delta T_{ad} \quad (\text{Gl. 9.39})$$

Demzufolge gilt für den Fall, in dem am Reaktoreintritt gerade die Zündtemperatur erreicht wird

$$\Delta T_{ad,autotherm} = \frac{T_Z - T_{AL,e}}{St} \quad (\text{Gl. 9.40})$$

Das heißt, die für den autothermen Betrieb erforderliche adiabate Temperaturerhöhung ist genau die Temperaturdifferenz, bei der die Abluftvorwärmtemperatur gerade der Zündtemperatur entspricht. Dieser Zustand ist im linken Teilbild von Abbildung 112 veranschaulicht.

Es sei erwähnt, dass der Begriff „autothermer Betrieb“ in diesem Fall im eigentlichen Wortsinn verwendet wird, nämlich als Betriebszustand, der durch die Freisetzung der zugeführten Verbrennungswärme aufrecht erhalten wird. Dies beinhaltet keinerlei Aussage über die Höhe der Verbrennungstemperatur oder darüber, ob diese höher oder niedriger als eine vorgegebene Solltemperatur ist.

Setzt man vollständigen Umsatz voraus, so wird mit jeder Erhöhung der Abluftbeladung – also im überautothermen Betrieb – auch die Temperaturdifferenz am Reaktor entsprechend vergrößert. Verdoppelt man beispielsweise die Abluftbeladung, wird auch die Temperaturdifferenz zweimal so groß. Da die Temperaturerhöhung, welche die Abluft innerhalb des Wärmeübertragers erfährt, der adiabaten Temperaturdifferenz proportional ist, würde dies –

wenn man bei der bisherigen Systemvorstellung bleibt – dazu führen, dass sich auch diese Differenz verdoppeln würde. Die Abluft würde dann beispielsweise statt von 25°C auf 725°C nun von 25°C auf 1425°C vorgewärmt (berechnet man auf diese Weise die Abluftvorwärmtemperatur in RNV-Anlagen, erhält man schnell Werte von 10.000°C und mehr).

Im realen Anlagenverhalten stellt sich dies aber so nicht ein. Durch die größere Vorwärmung wird die spezifische Zündtemperatur bereits innerhalb des Abluft führenden Regenerators erreicht, sodass die Verbrennungswärme bereits dort freigesetzt wird (rechtes Teilbild in Abb. 112). Hierdurch wird schon im Regenerator die Temperaturdifferenz zwischen Abluft und Reingas überwunden, sodass im Rest des Rekuperators keine Wärme mehr übertragen werden kann und die Temperatur im weiteren Verlauf konstant bleibt.

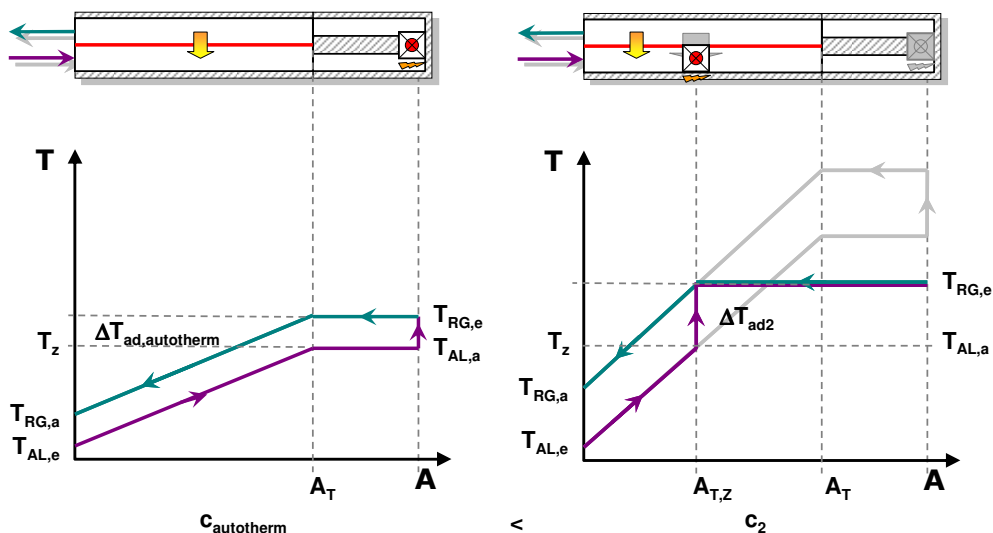


Abb. 112: Vereinfachte Erklärung der entstehenden Temperaturplateaus.

Die einfache Modellvorstellung ist offensichtlich in der Annahme falsch, dass Oxidation und Wärmeübertragung räumlich voneinander getrennt stattfinden. Vielmehr finden die Vorgänge je nach Oxidationsverhalten der Abluftbestandteile in einem mehr oder weniger breiten Bereich der Regeneratoren überlagert statt. In der erweiterten Modellvorstellung wird dies angenähert dadurch repräsentiert, dass der Regenerator durch zwei Rekuperatoren mit einem zwischengeschalteten Reaktor abgebildet wird, wobei die Position des Reaktors und folglich die Flächenanteile der beiden Wärmeübertrager nicht festgelegt sind, sondern von der Konzentration, dem Oxidationsverhalten und der Wärmeübertragung abhängen.

Unter der Annahme, dass die Zündtemperatur unabhängig von der Beladung ist, kann auch die Lage dieser Zündzone abgeschätzt werden. Aus

$$T_Z = T_{AL,e} + \frac{k_T \cdot A_T}{\dot{W}} \cdot \Delta T_{ad,autotherm} = T_{AL,e} + \frac{k_T \cdot A_{T,Z}}{\dot{W}} \cdot \Delta T_{ad} \tag{Gl. 9.41}$$

folgt

$$A_{T,Z} = A_T \cdot \frac{\Delta T_{ad,autotherm}}{\Delta T_{ad}} \tag{Gl. 9.42}$$

Dies bedeutet, dass die gesamte Wärmeübertragerfläche nur etwa zur Hälfte zur Abluftvorwärmung genutzt wird, wenn die adiabate Temperaturdifferenz doppelt so hoch ist, wie im autothermen Betrieb erforderlich. Mit steigender Beladung verkürzt sich die Vorwärmzone und die Reaktionszone wandert in den Regenerator hinein (Abb. 113). Die Ausbildung des Temperaturplateaus bei hohen Konzentrationen im adiabaten Fall ist damit erklärt.

Es bleibt noch zu erläutern, wodurch die starke Abnahme der Brennraumtemperatur im überautothermen Betrieb verursacht wird.

Wie zuvor bereits gezeigt wurde, stellt sich dieser Effekt nur ein, wenn Wärmeverluste auftreten und er nimmt mit höheren Wärmeverlusten zu. Auf den ersten Blick erscheint es unrealistisch, dass die Wärmeverluste eine solch merkbare Auswirkung auf den Temperaturverlauf haben, ist doch der Transmissionswärmestrom, der an die Umgebung abgegeben wird weit aus geringer, als der Wärmestrom der im Inneren konvektiv übertragen wird. Allerdings gilt es zwei Fakten zu bedenken. Zum einen liegen die Wärmeverluste in der Größenordnung des Enthalpiestromes, der mit dem Schad- oder Brennstoff zuzuführen ist, was anhand einer Energiebilanz um das Gesamtsystem leicht nachvollzogen werden kann. Zum anderen werden in einem Wärmeübertrager nicht nur positive Temperaturdifferenzen übertragen, sondern auch negative.

Diese Überlegung kann anhand von Abbildung 114 erläutert werden, in der die erweiterte Modellvorstellung noch einmal veranschaulicht ist. Betrachtet man das Gesamtsystem zunächst als wärmedicht, ergibt sich wieder ein Verlauf, bei dem die Temperatur zunächst linear ansteigt bis die Zündtemperatur erreicht ist. Durch die (gedacht) punktuelle Freisetzung der Reaktionswärme erfolgt ein Temperatursprung, woraufhin die Temperatur bis zum Wiedereintritt in den ersten Rekuperator konstant bleibt.

Lässt man im nächsten Gedankenschritt Wärmeverluste vom Brennraum an die Umgebung zu, so ist die Temperatur des Reingases bei Austritt aus dem Brennraum niedriger als an seinem Eintritt. Die gleiche Temperaturdifferenz liegt aber auch am zweiten Wärmeübertrager vor, sodass in diesem wieder Wärme übertragen werden kann. Weil jedoch die Reingastemperatur niedriger ist als die Ablufttemperatur erfolgt der Wärmetransport im zweiten Rekuperator in umgekehrter Richtung.

Die Maximaltemperatur ist in dieser Analogie festgelegt durch die Zündtemperatur und den Temperatursprung im Reaktor. Daher führt die negative Temperaturdifferenz zu einer Abnahme der Brennraumtemperatur. Das aus dem Reaktor strömende Reingas wird durch das kältere Reingas aus dem Brennraum gewissermaßen zwischengekühlt.

Unter den vorgenannten Vereinfachun-

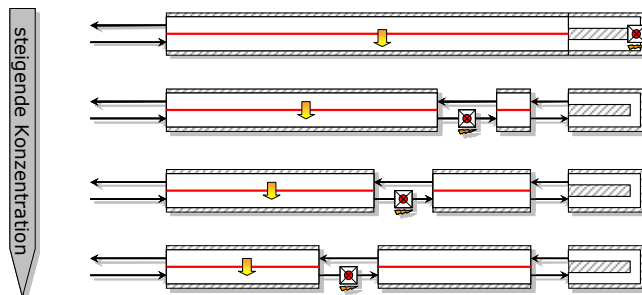


Abb. 113: Verbessertes einfaches Ersatzmodell.

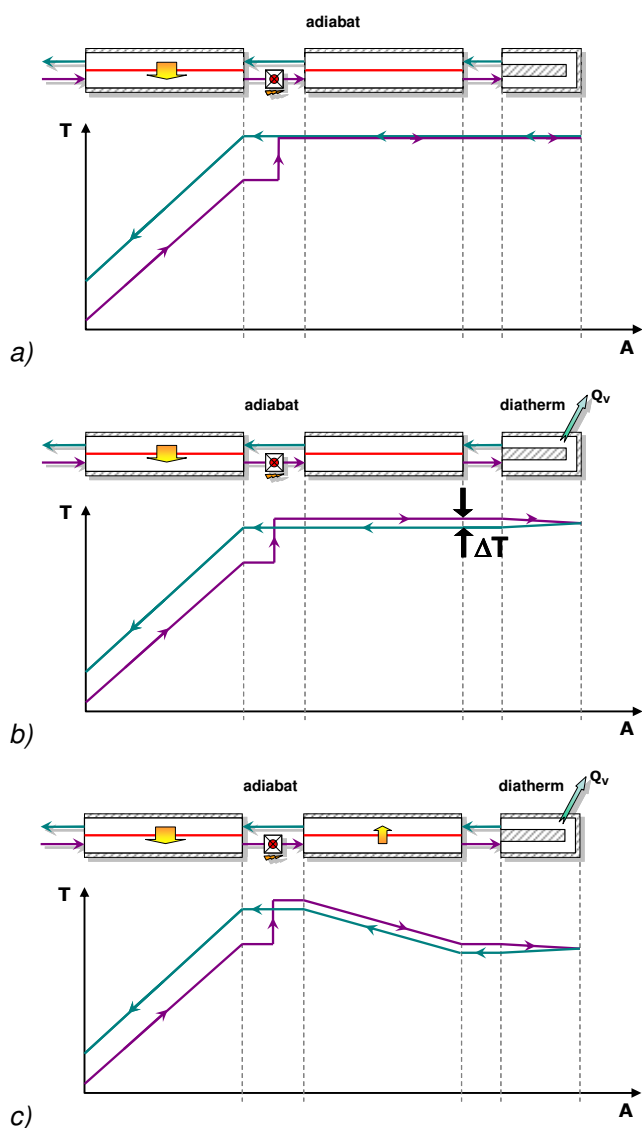


Abb. 114: Vereinfachte Erklärung des Temperatureinbruchs im Brennraum.

gen lässt sich nun auch ungefähr die Höhe des Temperatureinbruchs abschätzen. Die ungefähre Maximaltemperatur im überautothermen Betrieb ergibt sich aus der angenäherten Zündtemperatur (Abluftvorwärmtemperatur im autothermen Betrieb) und der adiabaten Temperaturdifferenz

$$T_{max} = T_Z + \Delta T_{ad} \quad (\text{Gl. 9.43})$$

Die Temperaturdifferenz zwischen Brennraumaus- und -eintritt erhält man aus den Wärmeverlusten

$$\Delta T_{BR} = \frac{\dot{Q}_{V,BK}}{\dot{W}} = \frac{k_V \cdot A_{V,BK} \cdot (T_{BK} - T_U)}{\dot{W}} \quad (\text{Gl. 9.44})$$

Der im zweiten Rekuperator übertragene Wärmestrom beträgt demnach (ohne Auskopplung)

$$\dot{Q}_{T,WT2} = k_T \cdot A_{T,WT2} \cdot \Delta T_{BK} = k_T \cdot (A_T - A_{T,Z}) \cdot \Delta T_{BK} \quad (\text{Gl. 9.45})$$

oder nach Einsetzen

$$\dot{Q}_{T,WT2} = k_T \cdot A_T \cdot \left(1 - \frac{\Delta T_{ad,autotherm}}{\Delta T_{ad}} \right) \cdot \frac{k_V \cdot A_{V,BK} \cdot (T_{BK} - T_U)}{\dot{W}} \quad (\text{Gl. 9.46})$$

Wird die Maximaltemperatur als festgelegt und unabhängig von den Wärmeverlusten betrachtet, ergibt sich andererseits die Brennraumtemperatur aus

$$T_{BR} = T_{max} - \frac{\dot{Q}_{T,WT2}}{\dot{W}} \quad (\text{Gl. 9.47})$$

Setzt man Gl. 8.46 ein und löst nach der gesuchten Brennraumtemperatur auf, erhält man

$$T_{BR} = \frac{T_{max} + St \cdot \left(1 - \frac{\Delta T_{ad,autotherm}}{\Delta T_{ad}} \right) \cdot St_V \cdot T_U}{1 + St \cdot \left(1 - \frac{\Delta T_{ad,autotherm}}{\Delta T_{ad}} \right) \cdot St_V} \quad (\text{Gl. 9.48})$$

mit

$$St = \frac{k_T \cdot A_T}{\dot{W}} \quad \text{und} \quad St_V = \frac{k_V \cdot A_{V,BK}}{\dot{W}}$$

Bezieht man die Übertemperatur des Brennraumes gegenüber der Umgebung auf die Übertemperatur des Temperaturmaximums gegenüber Umgebung, ergibt sich das Verhältnis

$$\frac{T_{BK} - T_U}{T_{max} - T_U} = \frac{1}{1 + St \cdot \left(1 - \frac{\Delta T_{ad,autotherm}}{\Delta T_{ad}} \right) \cdot St_V} \quad (\Delta T_{ad} \geq \Delta T_{ad,autotherm}) \quad (\text{Gl. 9.49})$$

Der Zusammenhang ist in Abbildung 115 aufgetragen. Der Temperatureinbruch ist demnach umso größer je größer die Stanton-Zahl des Wärmeübertragers bzw. der Abluftvorwärmgrad ist (also bei größerem Wärmedurchgangskoeffizienten, größerer Wärmeübertragerfläche und geringerem Abluftmassenstrom), je größer der zugeführte Reaktionswärmestrom gegenüber dem autothermen Bedarf ist, je größer die spezifischen Wärmeverluste sind (St_V , bei größerem Wärmeverlustkoeffizienten, größerer Außenfläche und geringerem Abluftmassenstrom) und je höher die Ablufteintrittstemperatur ist (entsprechend Gl. 9.41 + 9.43). Die Abschätzung steht daher in guter Übereinstimmung zu den bisherigen Ergebnissen. Die Abhängig-

keit zeigt auch, dass das Verhalten bei kleineren Anlagen und im Teillastbetrieb in besonderem Maße zu erwarten ist.

Da bei dieser Abschätzung das Zündverhalten der Abluft weitgehend unberücksichtigt bleibt, stellt sie nur eine grobe Näherung dar. Zur genaueren Bestimmung des Zündverhaltens wiederum müssten entweder der chemische Reaktionsmechanismus und die kinetischen Parameter oder eine experimentell validierte Globalkinetik bekannt sein.

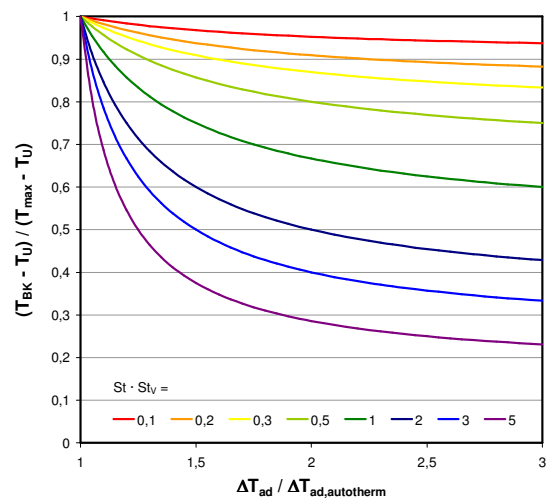


Abb. 115: Abschätzung des Temperatureinbruchs im Brennraum

10 Entwicklung des Regelungskonzeptes

Die dargestellten Versuchs- und Simulationsergebnisse haben gezeigt, dass es durch geregelte Auskopplung von Heißgas aus dem Brennraum möglich ist, den unerwünschten Zuständen im überautothermen Betrieb entgegenzuwirken. In diesem Abschnitt werden die Grundzüge der entwickelten Regelungsstrategie, die grundsätzlichen Varianten sowie die Einbindung der Regelung in die vorhandene Steuerung erläutert.

10.1 Mögliche Regler-Eingangsgrößen

Wie die vorangegangenen Analysen verdeutlicht haben, hängt die Ausprägung des Temperatureinbruchs im Brennraum neben apparativen Größen

- Vorwärmgrad,
- Wärmeverluste

und stofflichen Größen

- Heizwerte der Abluftinhaltsstoffe,
- Oxidationskinetik

auch von betrieblichen Größen

- Abluftmassenstrom,
- Ablufteintrittstemperatur,
- Konzentrationen der Abluftinhaltsstoffe,
- Bypassanteil

ab.

Weiter wurde deutlich, dass der überautotherme Betrieb, in dem potentiell die Gefahr eines Temperatureinbruchs gegeben ist, sich in Veränderungen folgender Größen auswirkt

- Maximaltemperatur,
- Brennraumtemperatur,
- Reingastemperatur,
- Druckverlust.

Weil die Brennraumtemperaturabnahme umso größer ist, je größer die Maximaltemperaturen sind und je weiter diese auseinander liegen, sollte ein Signal, anhand dessen die Regelung der Bypassklappe erfolgt, folgende Eigenschaften besitzen:

- Wenn das Temperaturmaximum im Brennraum liegt und die Temperatur den Sollwert unterschreitet, sollte das Signal kleiner oder gleich Null sein.
- Wenn das Temperaturmaximum im Brennraum liegt, die Temperatur den Sollwert überschreitet und kein Zusatzbrennstoff zugeführt wird, sollte das Signal größer als Null sein.
- Wenn zwei Temperaturmaxima vorhanden sind, sollte das Signal deutlich größer als Null sein.
- Beim Auftreten von zwei Temperaturmaxima sollte das Signal proportional dem Abstand der Maxima und der Differenz zur Brennraumtemperatur (respektive ihrem Sollwert) sein.

Bei störgrößenfreiem Anlagenbetrieb sind theoretisch folgende Größen denkbar, welche die oben genannten Anforderungen erfüllen:

- Maximaltemperaturen in den Regeneratoren bzw. im Brennraum,

- Reingastemperatur,
- Anlagendruckverlust,
- Abluftzusammensetzung.

Die Regelung des genannten Anlagenverhaltens allein anhand der Brennraumtemperatur ist nicht ausreichend, da je nach Art und Konzentration der zugeführten Abluftschadstoffe sowie des Anlagenbetriebspunktes sich die Temperaturmaxima innerhalb der Regeneratoren ausbilden können, ohne dass dies in einem Anstieg der Brennraumtemperatur erkennbar ist.

10.1.1 Regelung anhand der Abluftzusammensetzung

Die Abluftzusammensetzung ist in den meisten Fällen weitgehend unbekannt. Besteht die Abluft jedoch aus nur wenigen Hauptkomponenten und liegen Messwerte ihrer Konzentrationen vor, kann der Bypass anhand der Eintrittskonzentrationen geregelt werden.

Hierzu ist aus den Konzentrationen, den Heizwerten der Komponenten und der aktuell gemessenen Ablufteintrittstemperatur die adiabate Temperaturdifferenz zu ermitteln. Weiter muss bekannt sein, ab welcher adiabaten Temperaturdifferenz die Ausbildung von Temperaturmaxima in den Regeneratoren bei der jeweiligen Anlage erfolgt und wie weit der Bypass geöffnet werden muss, um dies zu unterbinden. Dies könnte anhand von einigen Referenzpunkten bei der Inbetriebnahme ermittelt oder im Rahmen einer kontinuierlichen Anlagenoptimierung eingestellt werden.

Da bei der Ausbildung des überautothermen Temperaturprofils jedoch auch die Verbrennungskinetik der Abluftkomponenten eine wesentliche Rolle spielt, kann die beschriebene Methodik im wesentlichen dann eingesetzt werden, wenn ein einzelner Abluftbestandteil das Oxidationsverhalten bestimmt oder sich die Hauptbestandteile nicht wesentlich in ihrem Verbrennungsverhalten unterscheiden. Ist dies nicht der Fall, ist die beschriebene Vorgehensweise zwar grundsätzlich anwendbar, aber deutlich aufwendiger bei der Ermittlung der Referenzpunkte. Diese müssen dann nicht nur die Bypassstellung in Abhängigkeit der adiabaten Gesamttemperaturdifferenz abbilden, sondern in Abhängigkeit der adiabaten Temperaturdifferenzen aller Bestandteile mit unterschiedlichem Verhalten.

Ist beispielsweise nur ein bestimmender Abluftinhaltsstoff vorhanden, genügen zwei Referenzpunkte, um eine linearisierte „Kennlinie“ zu ermitteln, und die Stellgröße (Stellung der Bypassklappe) hängt nur von einem Parameter ab (Konzentration der Hauptkomponente). Sind zwei bestimmende Abluftbestandteile vorhanden, werden bereits vier Referenzpunkte benötigt, um ein lineares (bzw. planares) Kennfeld zu generieren. Die Bypassstellung hängt dann von beiden Konzentrationen ab. Bei drei bestimmenden Konzentrationen wären entsprechend acht Punkte notwendig, für ein parabolisches Kennfeld bereits 27 (für jede Komponente 3 Variationen).

Dieses Verfahren setzt allerdings zum einen voraus, dass die Ablufthauptkomponenten über lange Zeit dieselben bleiben, zum anderen, dass sich das Wärmeübertragungsverhalten innerhalb der RNV-Anlage langfristig nicht verändert.

10.1.2 Regelung anhand des Anlagendruckverlustes

Da bei der Ausbildung von Maximaltemperaturen in den Regeneratoren ihr Druckverlust steigt, ist theoretisch denkbar, diesen Wert zur Regelung des Bypass zu verwenden. Allerdings bilden sich in der Praxis oftmals unsymmetrische Temperaturverteilungen in den einzelnen Speicherbetten aus, was eine eindeutige Zuordnung zwischen dem Istwert des Differenzdruckes und dem Sollwert der Bypassstellung schwierig erscheinen lässt. Des Weiteren wird die Druckdifferenz durch zahlreiche Störgrößen beeinflusst (Volumenstrom, Temperatur und Dichte der Abluft, Brennraumsolltemperatur, Beschädigungen der Speichermasse, Belagsbildung), sodass diese Möglichkeit in der Praxis nicht zielführend sein dürfte.

10.1.3 Regelung anhand der Reingastemperatur

Die Regelung anhand der Temperatur des austretenden Reingases bzw. der Temperaturdifferenz zwischen Reingas und Abluft scheint aus thermodynamischen Gesichtspunkten zunächst die richtige Möglichkeit zu sein. In der Tat ist auch festzustellen, dass die Reingastemperatur nahezu linear mit der Ablufteintrittskonzentration ansteigt, und eine Proportionalität zur Maximaltemperatur bzw. im pseudo-unterautothermen Betrieb zur Temperaturdifferenz zwischen der Maximaltemperatur und der Brennraumtemperatur vorliegt.

Die Bypassstellung könnte demnach anhand einer Solltemperaturdifferenz geregelt werden.

Gegen den Einsatz dieser Methode spricht jedoch, dass die Reingastemperatur auf Grund der großen thermischen Trägheit der Systeme nur sehr langsam auf Änderungen an der Eintrittsseite anspricht. Auch kann bei gleicher Temperaturdifferenz zwischen Aus- und Eintritt nicht eindeutig beurteilt werden, ob der Betrieb wirklich überautotherm ist, sprich, ob Temperaturmaxima in den Regeneratoren vorliegen. Dies hängt nämlich zusätzlich von der Ablufteintrittstemperatur und vom Oxidationsverhalten der Abluftbestandteile ab. Sind diese Einflussgrößen etwa konstant, ist diese Methodik aber grundsätzlich anwendbar.

Besteht ein Nebenziel der Bypassregelung darin, möglichst viel Wärme auszukoppeln, um diese in einem gekoppelten Prozess zu nutzen, erscheint dieses Verfahren ebenfalls wenig geeignet, da sich gezeigt hat, dass bei hohem Bypassanteil die Temperaturdifferenz zwischen Reingas- und Abluft bis auf Null abnehmen kann.

Weiter kann es auch ohne Auskopplung bei hoher Ablufttemperatur vorkommen, dass durch die unvermeidbaren Wärmeverluste die Reingasaustrittstemperatur niedriger ist als die Ablufteintrittstemperatur.

10.1.4 Regelung anhand der Maximaltemperatur

Die zuvor genannten Möglichkeiten weisen alle mehr oder weniger starke Störgrößeneinflüsse auf, weshalb nicht unter allen Umständen sicher beurteilt werden kann, ob in einem gegebenen Betriebszustand tatsächlich ein Anlagenverhalten auftritt, dass durch Auskopplung von Reingas korrigiert werden muss. Dies kann nur anhand des tatsächlichen Temperaturprofils beurteilt werden, weshalb diese Vorgehensweise hier gewählt wurde.

Für den wirklichen Temperaturverlauf liegen zwar in der Praxis nur wenige punktuelle Messwerte vor (Ablufteintritt, Brennraum, Reingasaustritt), aber es wird im Folgenden gezeigt, dass sich mit nur geringem Mehraufwand Aussagen erzielen lassen, die den realen Verhältnissen sehr nahe kommen.

10.2 Grundkonzept und Reglerintegration

Wie zuvor erläutert wurde, basiert das Grundkonzept der Regelung auf der Auswertung und Bewertung des aktuellen Temperaturprofils. Zunächst wurden hinsichtlich der Bewertung des Profils zwei Ansätze verfolgt: zum einen die Regelung anhand des Flächeninhaltes des Temperaturprofils, zum anderen die Regelung anhand der Maximaltemperatur.

Die Idee, die Regelung anhand der Fläche, welche vom Temperatur-Ortsverlauf eingeschlossen wird, durchzuführen, basierte darauf, dass im Rahmen eines anderen Projektes hiermit gute Erfahrungen erzielt wurden [148]. Der Grundgedanke besteht darin, aus einem Vergleich zwischen dem aktuell gemessenen Profil und einem idealen Solltemperaturprofil eine Größe zu gewinnen, welche der Ausprägung des überautothermen Zustandes proportional ist.

Wie die Versuche gezeigt haben, ist der Temperaturanstieg in den Regeneratoren im autothermen Betrieb ohne Auskopplung nahezu linear, sodass es vernünftig erschien, als ideales Temperaturprofil einen trapezförmigen Verlauf anzunehmen (Abb. 116 (a)). Dieser kann konstruiert werden, in dem man die Temperatur im Abluftregenerator ausgehend von der Ablufteintrittstemperatur linear bis zur Brennraumsolltemperatur ansteigen lässt, im Brennraum die Solltemperatur beibehält und im Reingasregenerator die Temperatur linear bis auf

die Reingasaustrittstemperatur abnehmen lässt. Bei Kenntnis der geometrischen Verhältnisse kann dementsprechend leicht auch der Flächeninhalt bestimmt werden, der von diesem Verlauf eingefasst wird.

Der für die Regelung erforderliche Soll-Istwert-Vergleich könnte dann anhand des gemessenen und des idealisierten Profils, beispielsweise wie in Teilbild (b) dargestellt, erfolgen.

Der zweite untersuchte Ansatz basiert auf einem direkten Vergleich der Maximaltemperatur und der Brennraumsolltemperatur.

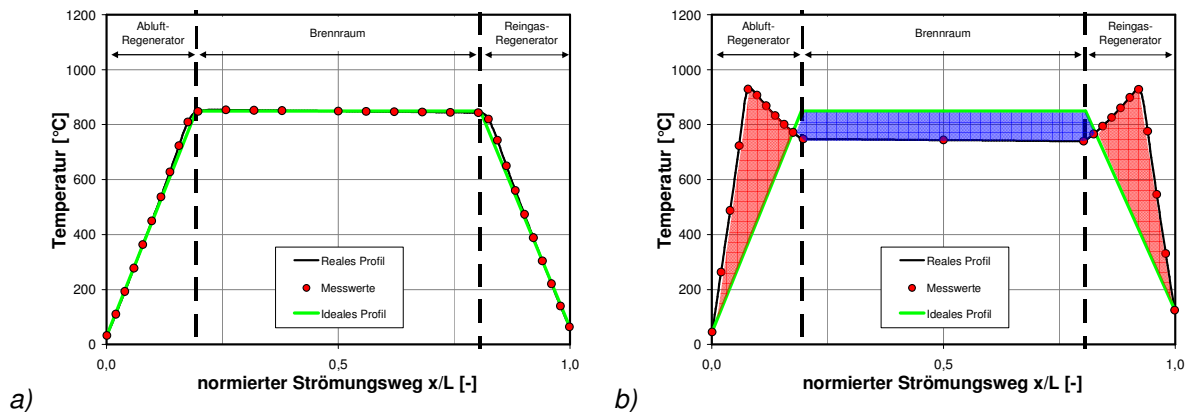


Abb. 116: Flächenbasierte Regelung: (a) idealisiertes Profil; (b) Flächenvergleich.

Prinzipiell sind mehrere Möglichkeiten denkbar, wie der zu entwickelnde Regler aufgebaut werden kann.

Der gängigste Weg in der Praxis ist es, die Regelung unmittelbar in das Steuerungsprogramm zu integrieren, und mit Hilfe der in der Programmierumgebung vorhandenen Regelungsblöcke aufzubauen. Dies hat den Vorteil, dass ohne zusätzliche Definition von Speicherblöcken auf die bereits definierten Variablen (Mess-, Regel- und Stellgrößen, Sollwerte, usw.) zugegriffen werden kann und die speicherprogrammierbare Steuerung (SPS) auch bei Ausfall des Leitrechners sicher weiterläuft (Abb. 117 (a)).

Diese Vorgehensweise hätte jedoch während der Entwicklungsarbeiten einige Nachteile gehabt. Im Verlauf des Projektes wurden an den verschiedenen Schritten der Regelung (Vorverarbeitung, Profilbildung, Profilauswertung, Regelungsfunktion usw.) immer wieder Änderungen und Optimierungen vorgenommen. Diese innerhalb der SPS umzusetzen, hätte einen deutlich höheren Aufwand bedeutet. Auch wären einige der getesteten Methoden für eine Implementierung in der SPS zu komplex gewesen.

Da für die Evaluierung einer modellbasierten Regelung ohnehin die Anbindung einer externen Anwendung notwendig gewesen ist, wurden von vornherein alle wesentlichen Verarbeitungsschritte ausgelagert und in einer von der SPS unabhängig laufenden Anwendung implementiert (Abb. 117 (b)).

Diese wird mit Hilfe des OPC-Protokolls (Object Linking and Embedding for Process Control) an die SPS gekoppelt. Hierzu wurde auf dem Leitrechner ein OPC-Server eingerichtet, der auf die Daten der Steuerung zugreifen und an angemeldete OPC-Clients übermitteln kann. In umgekehrter Richtung können Clients Daten an den Server senden, die dann an die SPS weitergeschickt werden.

Um aus der externen Anwendung auf dieses Übertragungsprotokoll zugreifen zu können, wurde in der objektorientierten Programmiersprache C++ ein OPC-Client implementiert, der die benötigten Funktionen (ermitteln der verfügbaren Variablen, Zuordnung der Variablen zu den internen Ein- und Ausgangsgrößen, Schreiben, Lesen, usw.) bereitstellt.

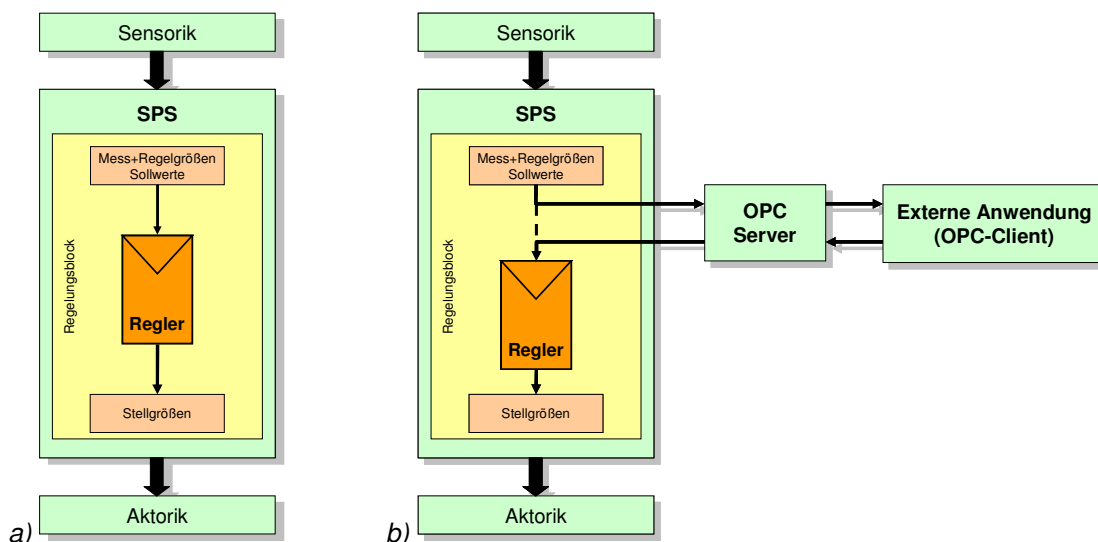


Abb. 117: Reglerintegration: (a) interne Regelung; (b) externe Anwendung mit interner Nachregelung.

Der gesamte Signalfluss des Regelungskonzeptes in seiner Endausbaustufe ist etwas komplexer (Abb. 118). Der aktuelle Anlagenzustand wird durch die Sensorik erfasst. Deren Ausgangsgrößen (Drücke, Thermospannungen) werden mit Wandlern in elektrische Signale (0 bis 10V, 4 bis 20mA) umgewandelt und über entsprechende Anschaltbaugruppen der SPS verfügbar gemacht.

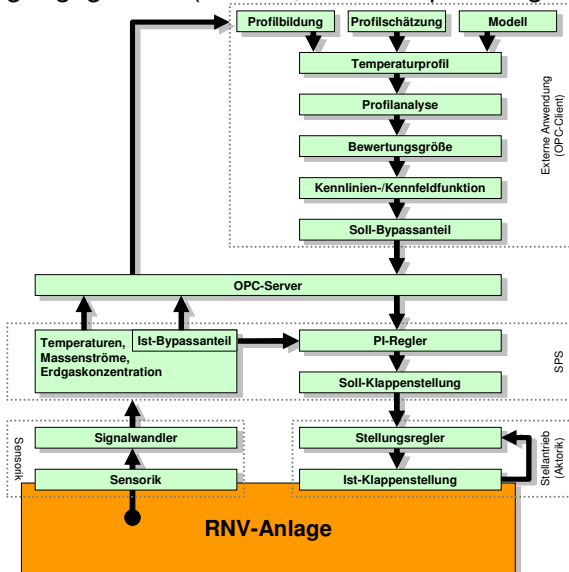


Abb. 118: Gesamtschema des Regelungskonzeptes

Innerhalb der SPS werden die elektrischen Signale in physikalische Größen umgerechnet und hieraus die verfahrenstechnischen Parameter ermittelt. Ein Teil der verfahrenstechnischen Größen wird über den OPC-Server der externen Anwendung bereitgestellt. Dort kann mit drei verschiedenen Verfahren, die in den nächsten Absätzen erläutert werden, aus den Daten das Temperaturprofil generiert werden. Das ermittelte Temperaturprofil wird bewertet (z.B. durch Vergleich der Maximaltemperatur mit der Brennraumsolltemperatur) und so eine Größe erzeugt, welche die Grundlage der eigentlichen Regelung ist (z.B. relative Temperaturabweichung). Bei den ersten Implementierungen wurde diese Bewertungsgröße unmittelbar als Soll-Bypassanteil verwendet. Es zeigte sich jedoch, dass das Reglerverhalten verbessert werden kann, wenn die Bewertungsgröße zuvor mit einem Kennfeld korrigiert wird. Der ermittelte Soll-Bypassanteil wird über den OPC-Server an die SPS übermittelt und dort von einem nachgeschalteten PI-Regler eingeregelt. Der Regler selbst gibt als Stellgröße die Sollstellung der Bypassklappe aus. Diese wird von der internen Positionsregelung des Stellantriebs eingestellt. Durch die Änderung der Klappenstellung wird schließlich der Bypassstrom beeinflusst und somit letztlich auch der aktuelle Temperaturverlauf.

10.3 Reglervarianten

Wie eben beschrieben beruht das Grundkonzept der entwickelten Regelung auf der Bewertung des gemessenen Temperaturprofils.

Dieses Verfahren hat allerdings den Nachteil, dass verhältnismäßig viele Messstellen erforderlich sind (5 bis 10 je Regenerator), was bei Großanlagen eine umfangreiche Erweiterung notwendig machen (Anbringen von Stützen, Einbau und Anschluss der Sensoren, Erweiterung und Anpassung der Messwerterfassung und der Steuerung usw.) und somit zu einem erhöhten Investitions- und Wartungsaufwand führen würde. Daher war von vorneherein beabsichtigt, im Rahmen des Projektes auch zu überprüfen, ob und inwiefern es möglich ist, mit einer geringeren Anzahl von Sensoren auszukommen.

Zusätzlich wurde evaluiert, ob das entwickelte vereinfachte thermochemische Modell als Grundlage einer modellbasierten prädiktiven Regelung geeignet ist.

10.3.1 Regelung anhand des gemessenen Temperaturprofils

Die Technikumsanlage ist in jedem Regenerator mit 15 Thermoelementen ausgestattet, aus deren Messwerten sich das Temperaturprofil im Reaktor recht genau bestimmen lässt. Das bekannte Temperaturprofil kann daher unmittelbar ausgewertet und eine Größe zur zielgerichteten Regelung des Bypasses bestimmt werden (z.B. Flächeninhalt, Maxima).

10.3.2 Regelung anhand ausgewählter Messstellen

Bei der Regelung anhand ausgewählter Messstellen wird zunächst aus den gemessenen Temperaturen an festgelegten Positionen (Stützstellen) das Temperaturprofil approximiert und dieses für die Bewertung des Ist-Zustandes herangezogen.

Daher ist die Qualität des angenäherten Profils von tragender Bedeutung für die Funktion der Regelung insgesamt. Hierbei ist jedoch nicht entscheidend, ob der reale Temperaturverlauf an allen Punkten genau vorhergesagt wird. Es ist ausreichend, wenn die Methode korrekt vorhersagt, ob bei dem gegebenen Zustand Temperaturmaxima in den Regeneratoren vorliegen oder nicht.

Es wurden zahlreiche Ansätze zur Approximation des Temperaturprofils entwickelt, implementiert und überprüft. Die Überprüfung wurde zunächst anhand von simulierten Temperaturprofilen durchgeführt. Bei grundsätzlicher Eignung wurden die Methoden zusätzlich im laufenden Versuchsbetrieb oder mit aufgezeichneten Messdaten getestet.

Die einzelnen Verfahren unterschieden sich stark im Rechenaufwand und der Zahl der benötigten Stützstellen. Allerdings stellte sich insgesamt heraus, dass die komplexeren Methoden (z.B. durchgehende oder stückweise Polynome höherer Ordnung, die mit der Methode der kleinsten Quadrate an die Stützstellen angepasst werden) eher weniger geeignet sind, als die einfachen Ansätze. Des Weiteren wird die direkte Implementierung der verwickelteren Verfahren innerhalb einer SPS kaum möglich sein, da hierbei relativ komplexe Algorithmen z.B. zur Matrizeninversion benötigt werden.

Daher werden im Folgenden nur die einfacheren Methoden ausführlicher dargestellt. Um aber einen grundsätzlichen Vergleich zu ermöglichen, werden auch einige Ergebnisse der anderen Verfahren gezeigt.

Wie sich bei den Vergleichen gezeigt hat, sind mindestens vier Stützstellen erforderlich, um den Temperaturverlauf in einem Regenerator anzunähern. Da normalerweise sowohl die Brennraumtemperatur als auch die Ablufteintritts- und Reingasaustrittstemperaturen bekannt sind, werden je Regenerator nur zwei zusätzliche Messstellen benötigt. Um die Ausbildung eines Maximums in diesem Regenerator möglichst früh zu erkennen, sollte eine der Messstellen in der oberen Wabenlage, die andere im unteren Bereich angebracht werden. Der Einfluss der Messpositionen auf die Approximationsgüte wurde zwar ebenfalls untersucht, hat aber kaum einen Einfluss. Es gibt immer Fälle, in denen die eine Festlegung besser geeignet ist als die andere und umgekehrt. Eine Anordnung, bei welcher der Abstand zwischen den unteren beiden Messpunkten größer ist als der zwischen den beiden oberen, hat sich bewährt und führte zumindest subjektiv zu besseren Ergebnissen.

Basierend auf den bisherigen Erfahrungen wird daher empfohlen, die obere Messstelle in der Mitte der obersten Wabenlage, die untere am Ende der untersten Lage zu installieren. Bei Schüttgutregeneratoren demnach etwa 300mm vom unteren und 150mm vom oberen Rand der Schüttung entfernt. Bei der Installation der Messfühler sollte außerdem darauf geachtet werden, dass diese weit genug in den Regeneratorquerschnitt hineinreichen (am besten bis zur Mittelachse), damit die Gefahr von Fehlinterpretationen durch Messung von Randgängigkeiten vermindert wird.

10.3.2.1 Lineare Approximation

Wie die experimentellen Ergebnisse gezeigt haben, verläuft der Temperaturanstieg im Regenerator, wenn kein Reingas aus dem Brennraum ausgekoppelt wird, nahezu linear. Dementsprechend sollte sich ein Temperaturmaximum im überautothermen Betrieb recht gut bestimmen lassen, wenn man durch je zwei der vier Stützstellen eine Gerade legt und ihren Schnittpunkt bestimmt.

Aus den beiden Gleichungen der Geraden

$$\begin{aligned} G_1(x) &= a \cdot x + b \\ G_2(x) &= A \cdot x + B \end{aligned} \tag{Gl. 10.50}$$

und den Bedingungen für die vier bekannten Stützstellen kann der Schnittpunkt berechnet werden. Es ergibt sich

$$a = \frac{T_2 - T_1}{x_2 - x_1}; \quad b = T_1 - a \cdot x_1 \tag{Gl. 10.51}$$

$$A = \frac{T_4 - T_3}{x_4 - x_3}; \quad B = T_3 - A \cdot x_3 \tag{Gl. 10.52}$$

$$x_S = \frac{B - b}{a - A}; \quad T_S = a \cdot x_S + b \quad (a < A; \quad x_2 < x_S < x_3) \tag{Gl. 10.53}$$

Schnittpunkte, welche den Informationsgehalt der bekannten Stützstellen ergänzen können, ergeben sich nur, wenn die Geraden nicht parallel sind und der Schnittpunkt zwischen den beiden inneren Messstellen liegt. In allen anderen Fällen kann das Profil recht gut dadurch angenähert werden, dass man die mittleren beiden Stützstellen linear verbindet.

In Abbildung 119 sind beispielhaft drei Fälle gezeigt. Die Lage der Stützstellen im Fall (a) ist charakteristisch für den überautothermen Betrieb ohne oder mit geringer Auskopplung, (b) für den überautothermen Betrieb mit mittlerem Bypassmassenstrom und (c) für einen hohen Bypassanteil oder den autothermen bzw. unterautothermen Betrieb.

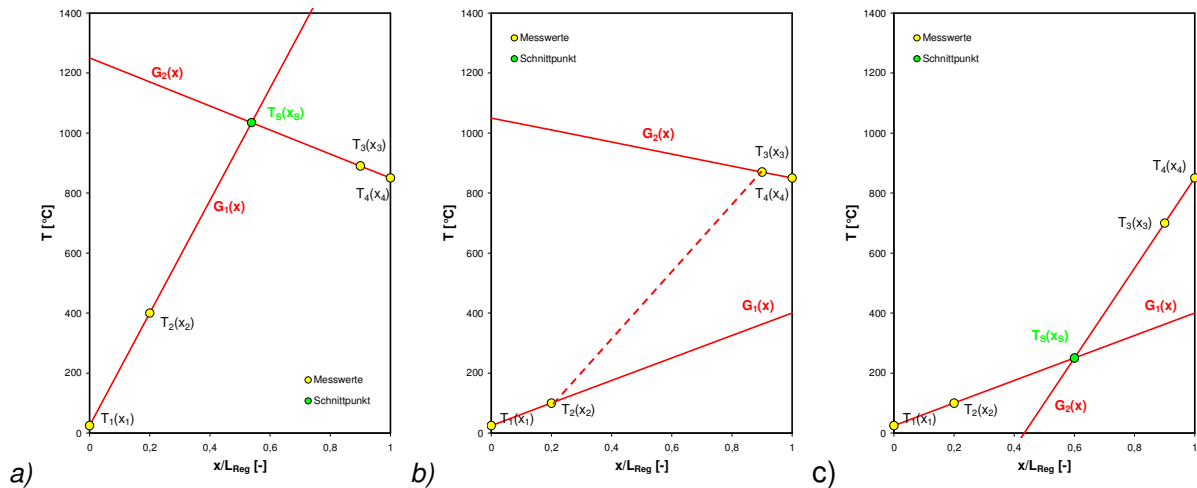


Abb. 119: Lineare Approximation des Temperaturprofils: (a) überautothermer Betrieb; (b) überautothermer Betrieb mit mittlerem Bypassanteil; (c) autothermer oder unterautothermer Betrieb oder überautothermer Betrieb mit hoher Reingasauskopplung.

10.3.2.2 Exponentielle Approximation

Da die Temperaturverläufe bei höherer Auskopplung von Reingas in einen gekrümmten Verlauf übergehen, wurden in einem zweiten Ansatz die beiden Abschnitte des Temperaturprofils durch Exponentialfunktionen angenähert.

Mit den Ansätzen

$$E_1(x) = a \cdot e^{b \cdot x} \quad (\text{Gl. 10.54})$$

$$E_2(x) = A \cdot e^{B \cdot x}$$

für die beiden Abschnitte ergibt sich nach Einsetzen der Bedingungen für die vier Stützstellen

$$b = \frac{\ln \frac{T_1}{T_2}}{x_2 - x_1}; \quad a = \frac{T_1}{e^{b \cdot x_1}} \quad (\text{Gl. 10.55})$$

$$B = \frac{\ln \frac{T_3}{T_4}}{x_4 - x_3}; \quad A = \frac{T_3}{e^{B \cdot x_3}} \quad (\text{Gl. 10.56})$$

und hieraus der Schnittpunkt

$$x_s = \frac{\ln \frac{a}{A}}{B - b}; \quad T_s = a \cdot e^{b \cdot x_s} \quad (b \diamond B; x_2 < x_s < x_3) \quad (\text{Gl. 10.57})$$

Diese Methode ist etwas besser geeignet, den Temperaturverlauf bei Auskopplung wiederzugeben, überschätzt aber im Betrieb ohne Heißgasausschleusung die Höhe des Temperaturmaximums recht stark (Abb. 120).

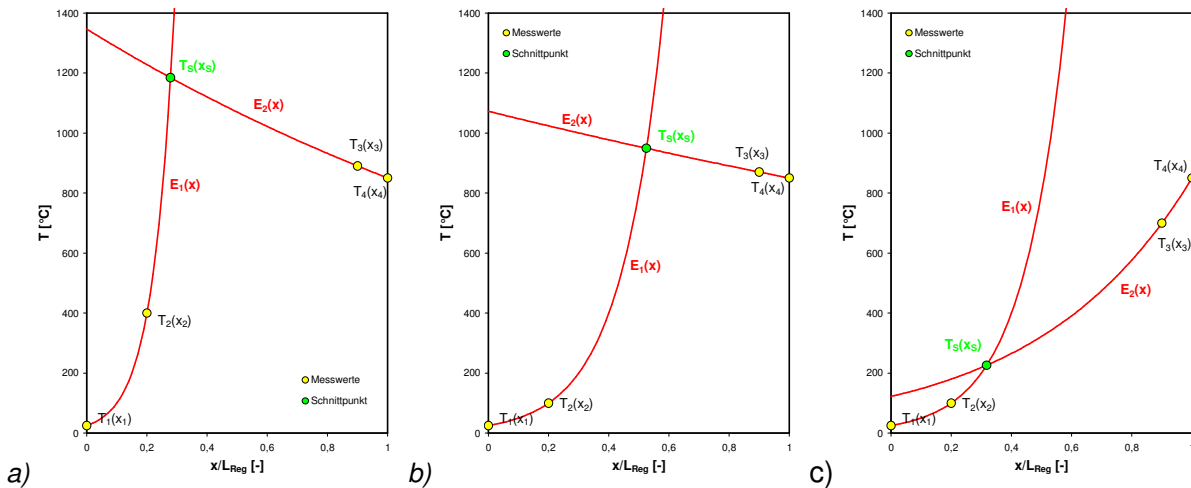


Abb. 120: Exponentielle Approximation des Temperaturprofils: (a) überautothermer Betrieb; (b) überautothermer Betrieb mit mittlerem Bypassanteil; (c) autothermer oder unterautothermer Betrieb oder überautothermer Betrieb mit hoher Reingasauskopplung.

10.3.2.3 Approximation mit Rekuperator-Ansatz

Aus den Gleichungen, die den Gegenstromrekuperator beschreiben, können auch Zusammenhänge für die Temperaturverläufe auf der Abluft- oder Reingasseite in Abhängigkeit des Ortes oder der Fläche hergeleitet werden.

Wählt man für die beiden Abschnitte die ähnlich geformten Ansätze

$$R_1(x) = a + b \cdot \left(1 - e^{\mu \cdot St \cdot \frac{x}{L}}\right) \quad (\text{Gl. 10.58})$$

$$R_2(x) = A + B \cdot \left(1 - e^{\mu \cdot St \cdot \frac{x}{L}}\right) \quad (\text{Gl. 10.59})$$

erhält man nach Einsetzen der Nebenbedingungen

$$b = \frac{T_1 - T_2}{e^{\mu \cdot St \cdot \frac{x_2}{L}} - e^{\mu \cdot St \cdot \frac{x_1}{L}}}; \quad a = T_1 - b \cdot \left(1 - e^{\mu \cdot St \cdot \frac{x_1}{L}}\right) \quad (\text{Gl. 10.60})$$

$$B = \frac{T_3 - T_4}{e^{\mu \cdot St \cdot \frac{x_4}{L}} - e^{\mu \cdot St \cdot \frac{x_3}{L}}}; \quad A = T_3 - b \cdot \left(1 - e^{\mu \cdot St \cdot \frac{x_3}{L}}\right) \quad (\text{Gl. 10.61})$$

und damit für den Schnittpunkt

$$x_s = \frac{L}{\mu \cdot St} \ln \left[1 - \frac{(a - A)}{(B - b)}\right]; \quad T_s = a + b \cdot \left(1 - e^{\mu \cdot St \cdot \frac{x_s}{L}}\right) \quad (\text{Gl. 10.62})$$

$$(\mu > 0; b > B; x_2 < x_s < x_3)$$

Um diese Methode in der Praxis einzusetzen, müssen die Regeneratorlänge L , der aktuelle Bypassanteil μ , und die momentane Stanton-Zahl $St = k_T \cdot A_T / \dot{W}_{RG}$ bekannt sein. Dies ist dann recht gut möglich, wenn der Wärmedurchgangskoeffizient nicht von der Strömungsgeschwindigkeit abhängt, also insbesondere bei Wabenkörpern mit engem Kanalquerschnitt.

Man kann dann den Wärmedurchgangskoeffizienten bzw. näherungsweise bei nicht zu großem Bypassanteil auch die *Stanton*-Zahl als konstant annehmen. Ist die Strömungsunabhängigkeit nicht gegeben, muss dies entsprechend berücksichtigt werden.

Das Verfahren kann auch eingesetzt werden, wenn kein Heißgas ausgekoppelt wird, indem man den Minimalwert des eingesetzten Bypassanteils begrenzt (z.B. $\mu = 0,001$).

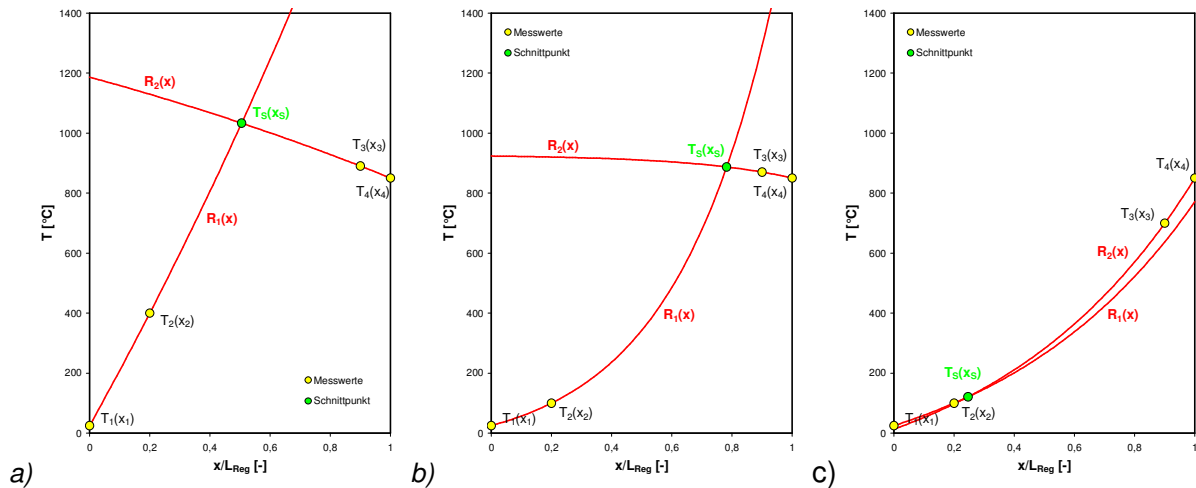


Abb. 121: Approximation des Temperaturprofils mit Rekuperatoransatz: (a) überautothermer Betrieb; (b) überautothermer Betrieb mit mittlerem Bypassanteil; (c) autothermer oder unterautothermer Betrieb oder überautothermer Betrieb mit hoher Reingasauskopplung.

Da der gewählte Ansatz bei kleinem Bypassanteil in einen linearen Verlauf übergeht, bei höherem Bypassanteil der reale Zusammenhang aber besser wiedergegeben wird (Abb. 121), zeigt diese Methode meist die beste Übereinstimmung mit dem gemessenen Temperaturverlauf.

Dem steht jedoch der Nachteil gegenüber, dass die Methode nicht mehr ohne genaue Kenntnis des Anlagenaufbaus und des momentanen Betriebszustandes eingesetzt werden kann.

10.3.2.4 Vergleich der Approximationsmethoden

Die zuvor dargestellten Näherungsverfahren erheben keinen Anspruch auf Vollständigkeit oder Exaktheit. Es sind sicherlich noch weitere Methoden denkbar, die gegebenenfalls zu besseren Vorhersagen führen. Sie zeichnen sich aber dadurch aus, dass sie leicht nachzuvollziehen und einfach zu implementieren sind und dadurch auch in der Praxis recht problemlos angewandt werden können.

Einen unmittelbaren Vergleich verschiedener Approximationsverfahren anhand von beispielhaften Temperaturprofilen zeigt Abbildung 122. Neben den ausführlich beschriebenen Methoden sind auch die Ergebnisse gezeigt, die man erhält, wenn man an die bekannten Stützstellen stückweise Polynome zweiten und dritten Grades approximiert (Fehlerquadratminimierung). Fall (a) zeigt ein Temperaturprofil, das für den autothermen Betrieb charakteristisch ist. Bis auf die Approximation mit Exponentialfunktionen stimmen alle Verläufe recht genau mit dem realen Profil überein. Aber auch die Exponentialannäherung sagt kein falsches Temperaturmaximum voraus. Fall (b) ist für den geringfügig überautothermen Betrieb kennzeichnend. Hier zeigt sich bereits, dass die approximierten Polynome den realen Verlauf oftmals unzureichend wiedergeben. Die Annäherungen mit Hilfe von Geraden und Rekuperatoransätzen sind in diesem Fall nahezu exakt, wohingegen die Exponentialfunktion zwar ein Temperaturmaximum vorhersagt, dieses aber stark überschätzt. Im deutlich überautothermen Betrieb (c) sagen alle Verfahren Temperaturmaxima in den Regeneratoren voraus. Obwohl die Exponentialnäherung das Maximum nun etwas weniger überzeichnet, sind doch die Geraden- und Rekuperatornäherungen besser. Im überautothermen Betrieb mit gering-

fügender Auskopplung (d) zeigt sich, dass die lineare Approximation bereits etwas schlechter vorhersagt als der Rekuperatoransatz. Bei etwas höherem Bypassanteil (e) wirkt sich dies noch stärker aus. Wird die Reingasauskopplung weiter erhöht, bis keine Temperaturmaxima in den Regeneratoren mehr vorhanden sind, fallen wieder alle Methoden recht nahe zusammen. Auch hier wird kein falsches Temperaturmaximum in den Regeneratoren vorhergesagt.

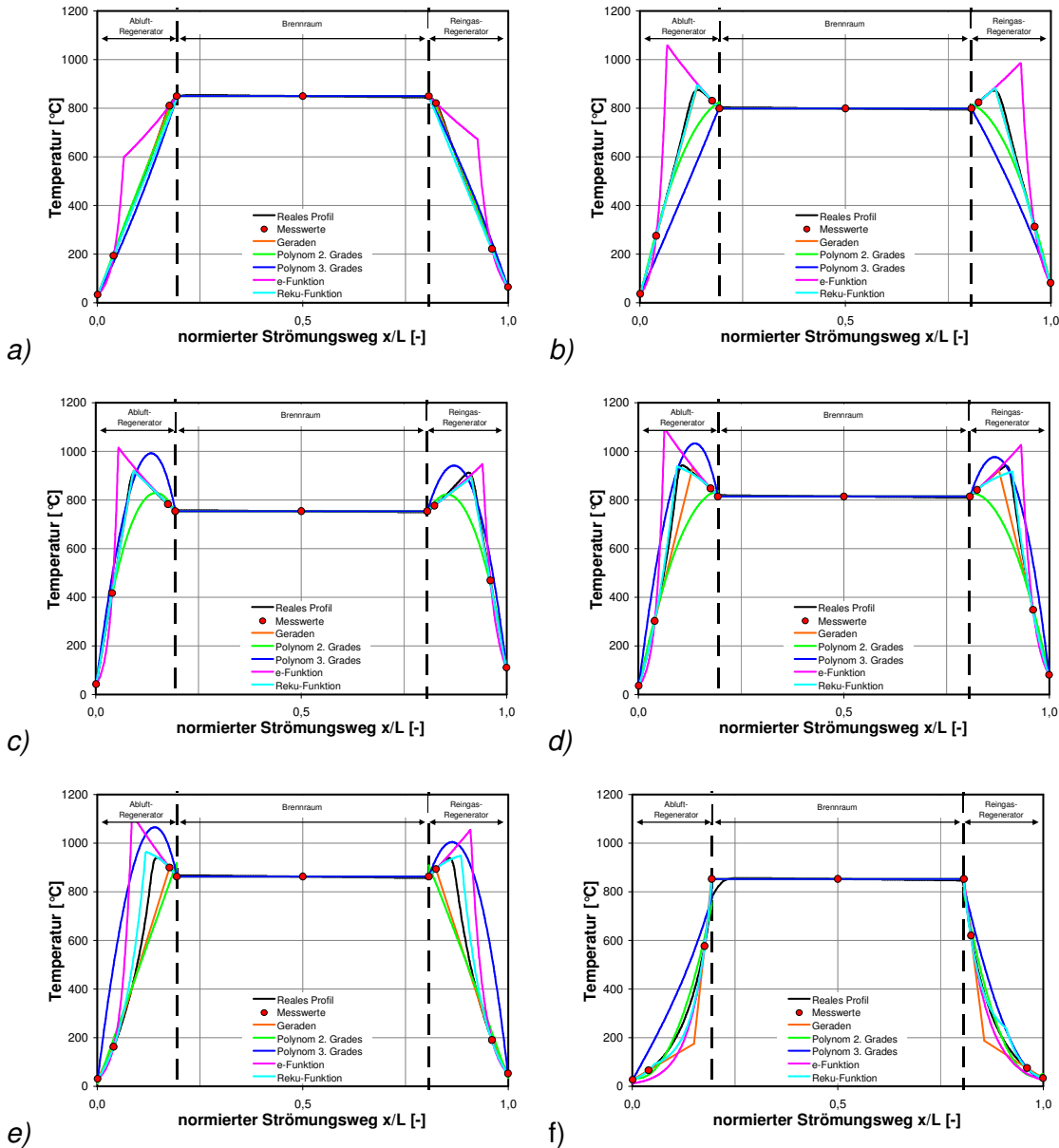


Abb. 122: Vergleich verschiedener Approximationsmethoden: (a) autothermer Betrieb; (b) leicht überautothermer Betrieb; (c) stark überautothermer Betrieb; (d) überautothermer Betrieb mit geringer Auskopplung von Reingas; (e) überautotherm mit mittlerem Auskopplungsanteil; (f) überautotherm mit hohem Bypassanteil.

Neben den punktuellen stationären Vergleichen wurden die Methoden auch anhand von gemessenen und aufgezeichneten zeitabhängigen Messdaten validiert. Ein Beispiel zeigt Abbildung 123. Verglichen wird der Flächeninhalt des längennormierten Temperaturprofils der sich aus den Messwerten ergibt mit demjenigen, den man aus der Geradenapproximation erhält.

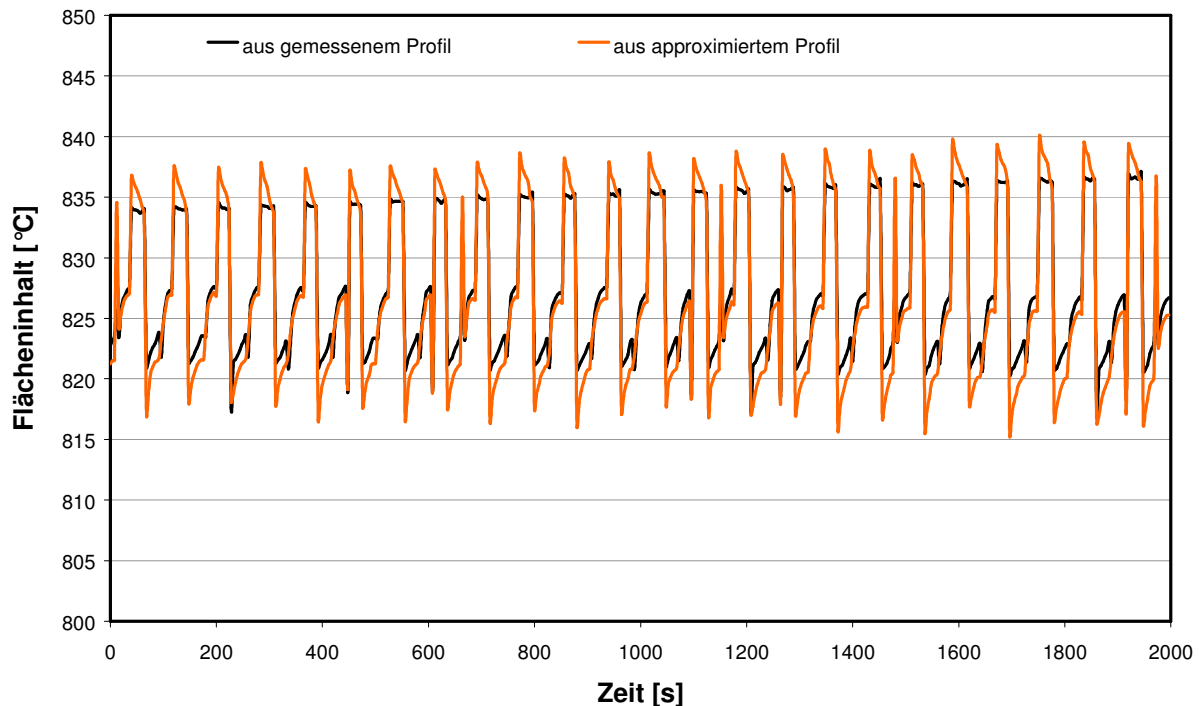


Abb. 123: Vergleich des gemessenen und durch Geraden approximierten Flächeninhaltes.

10.3.3 Modellbasierte prädiktive Regelung

Die dritte Variante, um aus aktuellen Messwerten ein Temperaturprofil zu erzeugen, das angenähert dem realen Verlauf entspricht, besteht darin, dass vereinfachte thermochemische Modell mit dem Prozess zu koppeln.

Hierzu werden die aktuellen Messdaten (Temperaturen, statische und dynamische Drücke der Abluft-, Spülluft und Sperrluftströme, Erdgasvolumenstrom, Lösemittelmassenströme usw.) mittels OPC an die externe Anwendung übertragen, dort die aktuellen Randbedingungen für das Simulationsmodell ermittelt und entsprechend gesetzt und die Simulation ausgeführt.

Das Modell berechnet somit das Temperaturprofil, das sich im zyklisch-stationären Zustand einstellen würde, wenn die momentanen Randbedingungen ausreichend lange konstant bleiben würden. Der Zeithorizont der Vorhersage (Prädiktion) ist dementsprechend lang (bei großen Änderungen der Randbedingungen mehrere Stunden) aber man erhält keine Aussage darüber, auf welchem Weg (Trajektorie) der neue Zustand erreicht wird, also über die durchlaufenen Zwischenzustände. Dies ist jedoch nicht erforderlich, da auch der vorhergesagte Endzustand alleine eine zusätzliche Information darstellt, die zum Vorteil der Regelung eingesetzt werden kann.

Wie noch gezeigt werden wird, lässt sich diese Methode im Technikum bereits realisieren. In der Praxis wird sie jedoch kaum einsetzbar sein, da die Zusammensetzung und Oxidationskinetik der Abluft meist unbekannt sind.

Hier wurde das entwickelte Stufenmodell zur Berechnung verwendet. Man könnte aber auch aus den Rekuperatorgleichungen selbst den zyklisch-stationären Zustand berechnen, wenn man eine geeignete Formulierung für die erreichte Maximaltemperatur im Regenerator in Abhängigkeit der Abluftzusammensetzung und ihrer Verbrennungskinetik zur Verfügung hat.

10.4 Test anhand von Simulationsrechnungen

Bisher wurde dargelegt wie das Verhalten im überautothermen Betrieb zu Stande kommt, welche Faktoren darauf einwirken, wie die Regelung grundsätzlich aufgebaut ist und wie sie in die Steuerung der Technikumsanlage integriert wurde.

Es bleibt noch zu klären, wie sich aus dem auf irgendeine Art gegebenen Temperaturprofil eine Bewertungsgröße erzeugen lässt, die zur Regelung des unerwünschten Anlagenverhaltens herangezogen werden kann.

Weiter oben wurde vorgeschlagen hierzu entweder den Flächeninhalt zu verwenden, der vom Temperaturprofil eingeschlossen wird, oder eine charakteristische Temperatur. Auch andere Bewertungsgrößen wären denkbar (Temperaturanstieg, Temperaturdifferenz, Abstand der Temperaturmaxima, Flächeninhalt der zwischen den Temperaturmaxima und dem Brennraum eingeschlossen wird u.ä.) werden hier aber nicht weiter untersucht.

Es stellt sich die Frage, ob die Regelung anhand des Flächeninhaltes oder anhand der Maximaltemperatur sinnvoller ist. Um dies einschätzen zu können, wurden zahlreiche Simulationsrechnungen durchgeführt, in denen bei einem vorgegebenen Abluftmassenstrom die Abluftbeladung variiert wurde. Zu jeder Beladung wurde außerdem der Bypassanteil feinstufig verändert und die Ergebnisse ausgewertet. Zwar wurden bei diesen Berechnungen nur zwei der zahlreichen Einflussgrößen geändert, dennoch sind die Grundaussagen richtig, da die anderen Parameter zu ähnlichen Auswirkungen führen (vgl. Abschnitt 8.4).

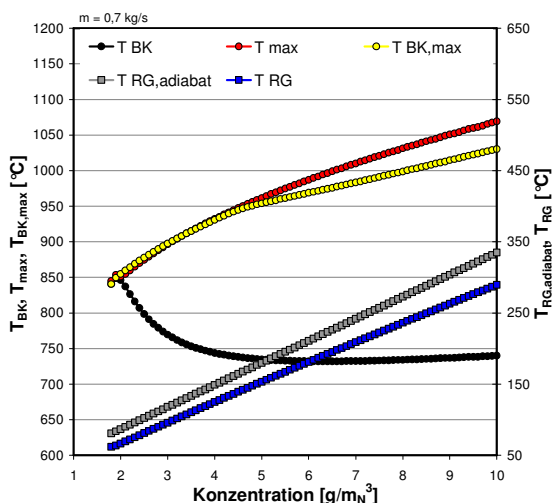


Abb. 124: Berechnete Abhängigkeit verschiedener Temperaturen von der Konzentration.

Abbildung 124 zeigt die berechnete Abhängigkeit einiger Temperaturen von der Abluftbeladung. Auch hier ist deutlich zu sehen, dass bei höherer Beladung (im überautothermen Betrieb) die Brennraumtemperatur im zyklisch-stationären Zustand ohne Auskoppelung abnimmt. Im zeitlichen Verlauf (von der Aufgabe eines Konzentrationssprungs bis zum Erreichen des neuen zyklisch-stationären Zustandes) steigt zwar die Brennraumtemperatur oft zunächst an bevor sie sich auf dem niedrigeren Temperaturniveau stabilisiert, dies muss aber nicht in allen Fällen gegeben sein. Es ist denkbar, dass bei Stoffen mit sehr niedriger Zündtemperatur die Temperaturmaxima unmittelbar innerhalb der Regeneratoren ausgebildet werden, ohne dass sich dies in einem markanten Anstieg der Brennraumtemperatur bemerkbar macht. Daher sollte von einer Regelung auf Basis der Brennraumtemperatur eher Abstand genommen werden.

Die Maximaltemperatur des Temperaturprofils nimmt dagegen mit höherer Konzentration stetig zu, weshalb sie für Regelungszwecke geeigneter scheint.

Ebenfalls aufgetragen ist das bei einer bestimmten Abluftbeladung durch die Reingasauskopplung erreichbare Maximum der Brennraumtemperatur ($T_{BK,max}$). Hier zeigt sich, dass diese Maximaltemperatur relativ genau mit der Maximaltemperatur des Temperaturprofils ohne Auskopplung (T_{max}) übereinstimmt. Die Unterschreitung des Verlaufs von T_{max} ab Konzentrationen von $4,5 \text{ g/m}_N^3$ hängt vermutlich mit dem veränderten Wärmekapazitätsstromverhältnis bei Auskopplung zusammen. Da bei höheren Konzentrationen mehr Reingas ausgekoppelt werden kann bis das Temperaturmaximum den Brennraum erreicht, weicht das Wärmekapazitätsstromverhältnis weiter von eins ab, und der Wirkungsgrad des Wärmeübertragers wird schlechter.

Um auch die Tauglichkeit des Flächeninhaltes des Temperaturprofils als Reglereingangsgröße zu eruieren, ist dieser in Abbildung 125 ebenfalls in Abhängigkeit der Konzentration aufgetragen. Die Skalierung der Ordinate ist absichtlich genauso gewählt wie bei der oben dargestellten Temperaturabhängigkeit, um die Diagramme leichter vergleichen zu können. Es wird deutlich, dass die Abhängigkeit des Flächeninhaltes (diatherm) weitaus geringer ist als bei der Temperatur und im überautothermen Bereich offenbar ein linearer Zusammenhang zwischen Konzentration und Flächeninhalt besteht. Der steigende Flächeninhalt durch die höhere Maximaltemperatur bei zunehmenden Konzentrationen wird demnach größtenteils durch die Abnahme der Brennraumtemperatur (Wärmeverluste) kompensiert. Dies wird durch den Vergleich des diathermen Flächeninhaltes mit dem adiabaten untermauert. Ebenfalls dargestellt ist der Flächeninhalt des angenommenen idealen Temperaturverlaufs (trapezförmiges Profil zwischen Ablufteintritts-, Brennraumsoll- und Reingasaustrittstemperatur). Dieser steigt linear an, da sich bei höheren Konzentrationen die Reingasaustrittstemperatur erhöht.

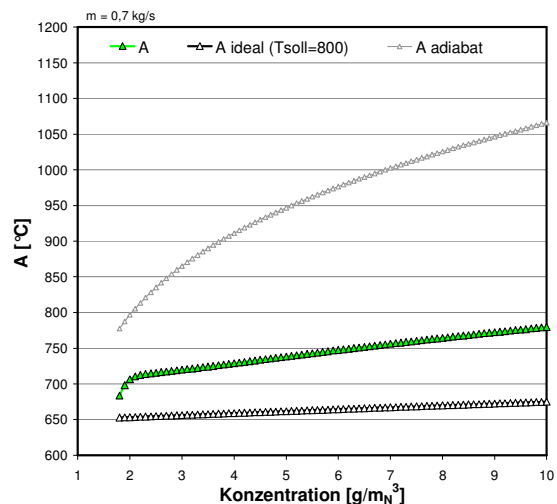


Abb. 125: Berechnete Abhängigkeit des realen und idealen Flächeninhaltes des Temperaturprofils von der Konzentration.

Zur Regelung des Bypassmassenstromes ist wie bei jedem Regler ein Soll-Istwert-Vergleich erforderlich. Legt man sich auf den Flächeninhalt als Rückführgröße fest (Istwert), kann durch Vergleich mit dem Flächeninhalt des idealen Profils (Sollwert) anhand einer festgelegten Reglerfunktion unmittelbar der Stellwert (Stellung des Bypassventils) ermittelt bzw. der Soll-Massenstrom durch den Bypass als Führungsgröße für die Nachregelung berechnet werden.

Wählt man die Brennraumtemperatur oder die Maximaltemperatur des Temperaturprofils als Regelgröße, kann diese mit der Solltemperatur verglichen werden.

In beiden Fällen ist eine Proportionalität notwendig, damit sichergestellt ist, dass eine größere Regeldifferenz zu einer erhöhten Reingasauskopplung führt und eine geringere bzw. negative Regeldifferenz eine Verringerung des Bypassanteils bewirkt.

In Abbildung 126 ist in Abhängigkeit der Konzentration die Abweichung vom Sollwert dargestellt, die sich im zyklisch-stationären Zustand ohne Auskopplung von Reingas ergeben würde. Demnach scheint die Maximaltemperatur im Regenerator für die Regelung des Bypasses eher geeignet zu sein, da hier die Proportionalität ausgeprägter ist.

Betrachtet man noch einmal wie die zyklisch-stationäre Brennraumtemperatur bei festen Randbedingungen vom Bypassanteil abhängt (Abb. 127), so erkennt man, dass je nach Wahl des Sollwertes bis zu zwei Punkte vorliegen, an denen die Brennraumtemperatur die

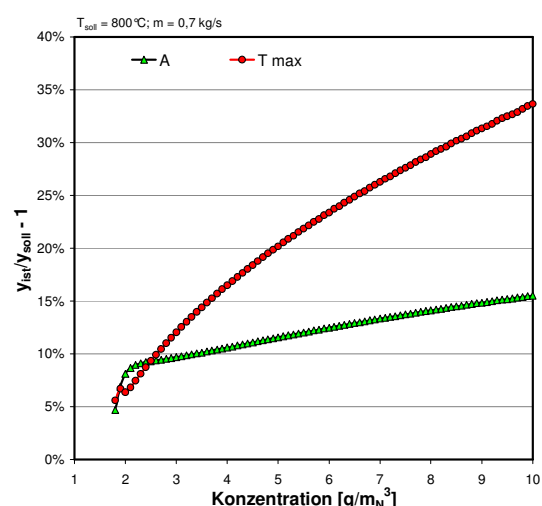


Abb. 126: Vergleich der berechneten relativen Abweichung des Flächeninhaltes und der Maximaltemperatur vom Sollwert in Abhängigkeit der Konzentration.

sen Sollwert erreicht. Am ersten Punkt (bei geringerer Auskopplung) liegt im Regenerator noch eine Temperatur vor, die höher ist als die Solltemperatur. Dieser Punkt existiert nur im deutlich überautothermen Betrieb mit ausgeprägten Maxima. Der zweite Punkt definiert die maximale Auskopplung, die möglich ist, ohne den Sollwert zu unterschreiten. Dieser Punkt existiert immer dann, wenn mindestens eine Temperatur vorliegt, die höher ist als die Solltemperatur.

Im deutlich überautothermen Betrieb wird bei steigender Auskopplung noch ein weiterer markanter Punkt durchlaufen. Hier wird im Brennraum gerade die maximal mögliche Temperatur erreicht.

Die Punkte (1) und (2) definieren also einen Arbeitsbereich, innerhalb dessen die Anforderung, die Solltemperatur einzuhalten, immer erfüllt ist. Die Strategie, welcher der Arbeitspunkte mit Hilfe der Regelung eingestellt werden soll, hängt ab von der Zielsetzung. Soll mit Hilfe des Bypasses nur dafür gesorgt werden, dass im überautothermen Betrieb die Solltemperatur im Brennraum nicht unterschritten wird, so reicht die geringere Auskopplung aus, um dieses Ziel zu erreichen. Kann und soll aber die ausgekoppelte Reingasenthalpie zur Prozesswärmeerzeugung genutzt werden, so ist es sinnvoller, den zweiten Punkt einzuregulieren, da hier der maximal (ohne Solltemperaturunterschreitung) mögliche Bypassenthalpiestrom abgeführt wird.

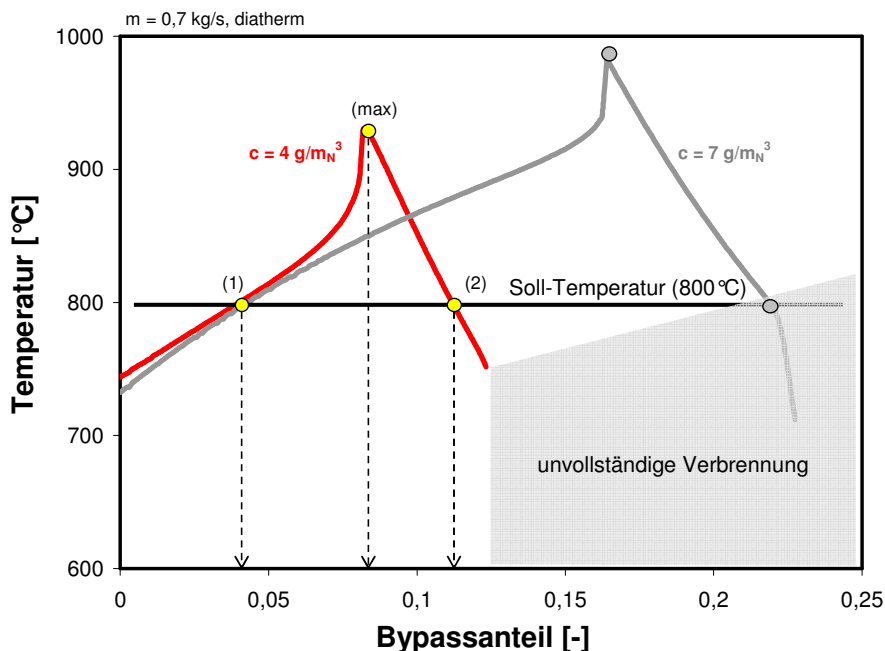


Abb. 127: Charakteristischer Verlauf der Brennraumtemperatur in Abhängigkeit der Reingasauskopplung und markante Punkte, die den Arbeitsbereich definieren.

Im Zusammenhang mit Abbildung 105 ist im zweiten Fall unbedingt darauf zu achten, dass dieser Arbeitspunkt nicht in dem Bereich liegt, in dem im Regenerator keine vollständige Verbrennung mehr erfolgt (bei den berechneten Verläufen z. B. bei einer Solltemperatur von 800°C und Konzentrationen oberhalb von ca. 7 g/mN³).

Abbildung 128 (a) zeigt die Abhängigkeit des geschilderten Arbeitsbereiches von der Konzentration beispielhaft für eine Solltemperatur von 800°C. Der Arbeitsbereich wird demnach bei höheren Konzentrationen immer breiter. Bei Konzentrationen kleiner als 2,5 g/mN³ ist Punkt (1) nicht mehr vorhanden. Der Arbeitsbereich hängt neben der Konzentration auch von der Solltemperatur ab. Wie anhand von Teilbild (b) deutlich wird, wird der Arbeitsbereich bei höheren Solltemperaturen schmaler.

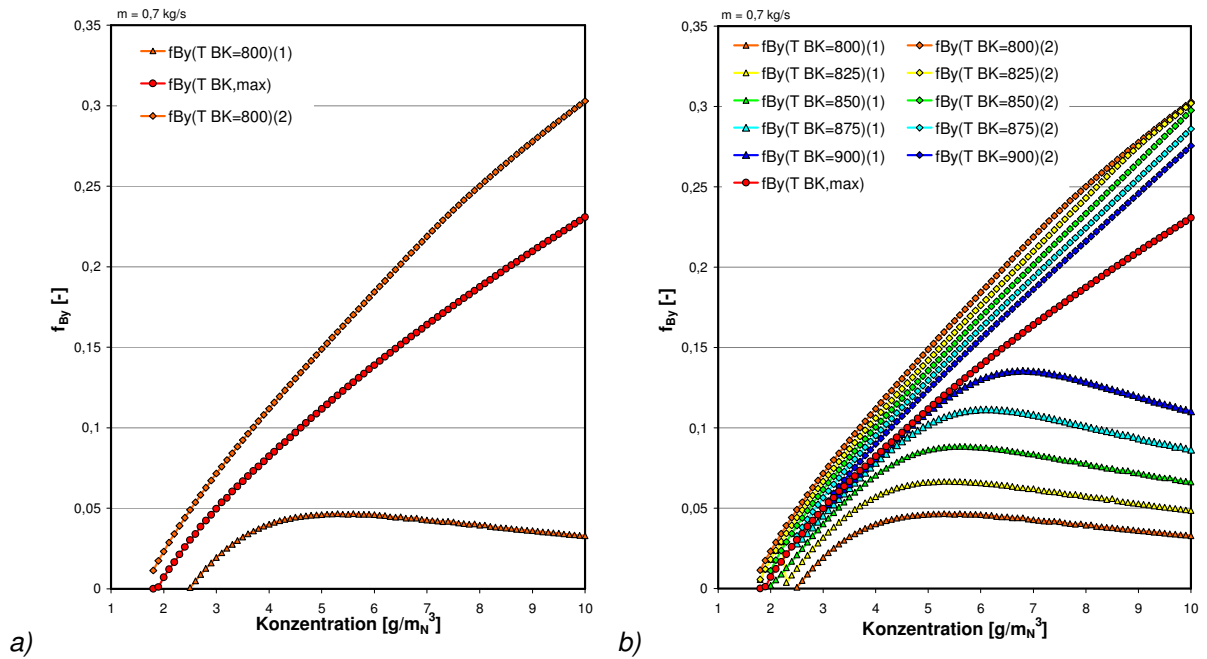


Abb. 128: Arbeitsbereich für die Regelung der Brenraumtemperatur durch Auskopplung von Reingas in Abhängigkeit der Konzentration: (a) Solltemperatur 800 °C; (b) Solltemperaturen 800 °C, 825 °C, 850 °C, 875 °C, 900 °C.

Auch diese Betrachtungen sind nur von beispielhafter Natur, weshalb die Absolutwerte nicht überbewertet werden sollten. Sie sollen lediglich der Veranschaulichung prinzipieller Zusammenhänge bzw. relativen Vergleichen dienen.

11 Test und Optimierung der Regelung an der Versuchsanlage

An der Technikumsanlage wurden verschiedene Regelungsansätze und –strategien implementiert und im Versuchsbetrieb getestet. Auf Grund der begrenzten Entwicklungszeit und dem hohen Entwicklungs- und Versuchsaufwand konnte allerdings – obwohl wünschenswert – nicht so vorgegangen werden, dass alle Ansätze und Varianten bis zum Optimum weiterentwickelt und einem abschließenden Vergleichstest unterzogen wurden. Stattdessen flossen die Erfahrungen aus den Tests der ersten Konzepte unmittelbar in die Umsetzung der folgenden Verfahren ein.

Auch mögen vielleicht dem einen oder anderen Leser die nachfolgenden Ausführungen im Lichte der vorstehenden Betrachtungen weniger zielgerichtet erscheinen. Dies ist jedoch darauf zurückzuführen, dass die Arbeiten nicht wie hier dargestellt sukzessive aufeinander aufbauend ausgeführt werden konnten, sondern vielmehr parallel mit einigen Rückschritten abgearbeitet werden mussten.

Der regelungstechnische Experte wird eventuell die eingesetzten Methoden als recht rudimentär empfinden, da die Kybernetik sicherlich ausgereifere Verfahren anzubieten hat. Dem ist allerdings zu entgegnen, dass die wenigsten Anlagenhersteller über spezialisierte Regelungstechnikabteilungen verfügen. Vielmehr werden die Regelungsalgorithmen in Zusammenarbeit von Verfahrenstechnik-Ingenieuren und Leittechnikern entwickelt und implementiert. Auch wird diesen Arbeiten im Vergleich zu Planung, Konstruktion, Fertigung, Bau und Inbetriebnahme eher eine untergeordnete Bedeutung beigemessen.

Während beispielsweise die Anlagenauslegung oftmals speziell an den jeweiligen Anwendungsfall angepasst wird, wird zur Regelung und Steuerung des Prozesses meist ein bestehendes Paket verwendet, das weitgehend adaptiert und lediglich in Teilen abgeändert wird. Man sollte dies auch nicht negativ bewerten, da dieses Vorgehen den fehlerfreien Anlagenbetrieb ja grundsätzlich gewährleistet. Allerdings sind diese Zusammenhänge bei der Entwicklung des Regelungsverfahrens zu berücksichtigen, wenn eine zügige Umsetzung in der Praxis ermöglicht werden soll.

Es wurde daher insgesamt großen Wert darauf gelegt, ein Verfahren zu entwickeln, das verhältnismäßig einfach, für den Praktiker gut nachvollziehbar und aus verfahrenstechnischer Sicht verständlich ist.

Die grundlegenden Entwicklungs- und Optimierungsschritte wurden anhand von Experimenten durchgeführt, bei denen durch sprunghafte Erhöhung der Ablufteintrittskonzentration Randbedingungen eingestellt wurden, die ohne Gegenmaßnahme zu einem überautothermen Betriebszustand führen würden.

Abschließend wurde das Regelungsverhalten bei schwankender Beladung analysiert und davon ausgehend wurden weitere Verbesserungen erarbeitet.

11.1 Versuche mit Konzentrationssprung

In den nachfolgend dargestellten Versuchen wurde jeweils ausgehend vom zyklisch-stationären autothermen Betrieb die Erdgasbeladung in der Abluft, welche mit dem Flammenlossystem genau eingeregelt werden kann, sprunghaft erhöht, indem eine höhere Sollkonzentration vorgegeben wurde. Durch die Konzentrationsregelung (PI-Regler) ist zwar eine gewisse Verzugszeit vorhanden (1 bis 2 Minuten), allerdings ist diese im Vergleich zur Reaktionszeit des Systems so gering, dass dies vernachlässigt werden kann. Gleichzeitig wurde die Bypassregelung aktiviert, sodass sauber zwischen autothermem Betrieb ohne Regelung und überautothermem Betrieb mit Regelung unterschieden werden kann. Danach wurde die Sprungantwort des Systems in der Regel bis zum neuen zyklisch-stationären Zustand aufgezeichnet und ausgewertet. Im Vergleich dazu wurde das Reglerverhalten anhand von Simulationsrechnungen bewertet.

11.1.1 Regelung anhand des Temperaturprofils

Im ersten Ansatz wurde die Abweichung der Fläche des aktuell gemessenen Temperaturprofils von der Fläche des Idealprofils unmittelbar als Sollwert für den Bypassanteil verwendet. Das bedeutet, es werden 10 Prozent des Reingases ausgekoppelt, wenn der gemessene Flächeninhalt 10 Prozent größer ist als der Flächeninhalt des (angenommenen) idealen Temperaturverlaufs.

$$f_{By,Soll} = 1 - \frac{A_{ideal}}{A_{Profil}} \quad (\text{Gl. 11.63})$$

Der zeitliche Verlauf der geregelten Sprungantwort ist in Abbildung 129 gezeigt. Um die Bewertung des Verhaltens zu vereinfachen, wurden nur die wesentlichen Größen (Brennraumtemperatur, Maximaltemperatur, Soll-Bypassanteil und Ist-Bypassanteil) dargestellt. Die scharfe Spitze des Ist-Bypassanteils zu Beginn des Versuchs rührt daher, dass der Bypass von Hand geöffnet und geschlossen wurde, um die Funktionsfähigkeit sicherzustellen.

Es ist bemerkenswert, dass bereits mit diesem einfachen Ansatz eine Unterschreitung der Brennraumsolltemperatur wirkungsvoll verhindert werden kann. Festzustellen ist allerdings auch, dass eine bleibende Regelabweichung bestehen bleibt und der Regler sehr langsam reagiert. Die Reaktionszeit von etwa einer Stunde bis zur maximalen Öffnung ist dadurch begründet, dass sich erst eine Temperaturprofilabweichung ausbilden muss, bevor diese gemessen werden und der Regler entgegenwirken kann. Dies ist naturgemäß bei Regeneratoren ein träger Prozess.

Auch der umgekehrte Konzentrationssprung am Ende des Versuchs wurde zunächst gut ausgeregelt bis eine Ventilblockade aufgetreten ist. Wie in Abschnitt 6.3 bereits erwähnt wurde, führte die thermische Ausdehnung der Bypassstrecke gelegentlich dazu, dass sich die Endposition bei geschlossenem Ventil im Heißzustand leicht gegenüber der im kalten Zustand verschob. Der Stellantrieb versucht jedoch bei entsprechendem Sollwert diese Position zu erreichen, was dazu führt, dass der Motor durch einen Grenzmomentschalter dauerhaft außer Betrieb gesetzt wird. Diese Störung muss erst manuell quitiert werden, bevor der Antrieb weiterarbeitet. Nach dem Entstören des Antriebs wurde der Bypass noch einmal im Handbetrieb geöffnet und geschlossen, wobei die Endlage wieder erreicht werden konnte.

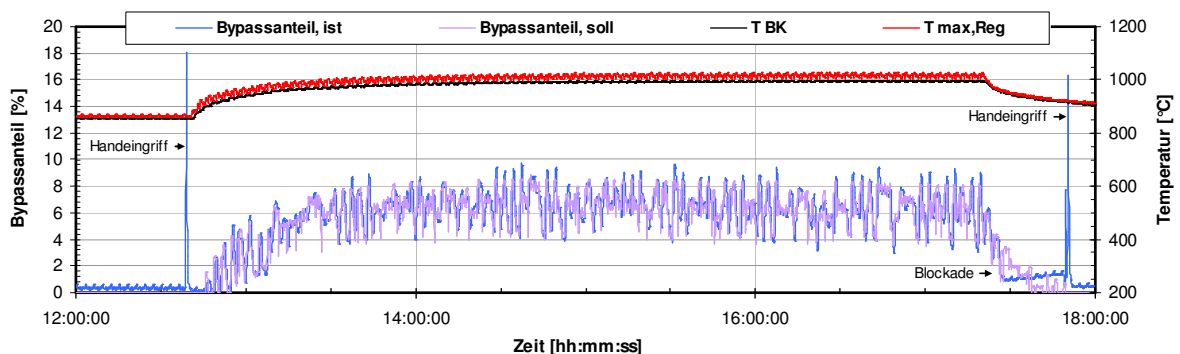


Abb. 129: *Geregelter Betrieb in Abhängigkeit der Abweichung des gemessenen Temperaturprofils vom Idealprofil nach einem Beladungssprung von 2 g/m_N^3 auf 4 g/m_N^3 (Erdgas) bei einem Volumenstrom von $2000 \text{ m}_N^3/\text{h}$ und einer Solltemperatur von $850 \text{ }^\circ\text{C}$.*

Die bleibende Regelabweichung erklärt sich bereits aus der Regelungsfunktion, denn diese ergibt nur für Regeldifferenzen ungleich Null einen von Null verschiedenen Sollwert für den Bypassanteil.

Der erreichte Arbeitspunkt im stationären Zustand kann auch anhand der Simulationsergebnisse nachvollzogen werden. Berechnet man für eine Konzentration von 4 g/m_N^3 in Abhängigkeit des eingestellten Bypassanteils die Abweichung des Flächeninhaltes, ergibt sich der in Abbildung 130 gezeigte Verlauf. Da im eingeschwungenen Zustand der Sollwert gleich

dem Istwert ist, kann der Arbeitspunkt als Schnittpunkt der Geraden durch den Ursprung mit der Steigung 1 ($y(x) = x$) mit dem berechneten Verlauf bestimmt werden. Der Simulation zufolge müsste der Bypassanteil im Arbeitspunkt bei etwa 7% liegen, was recht gut mit dem Versuchsergebnis übereinstimmt

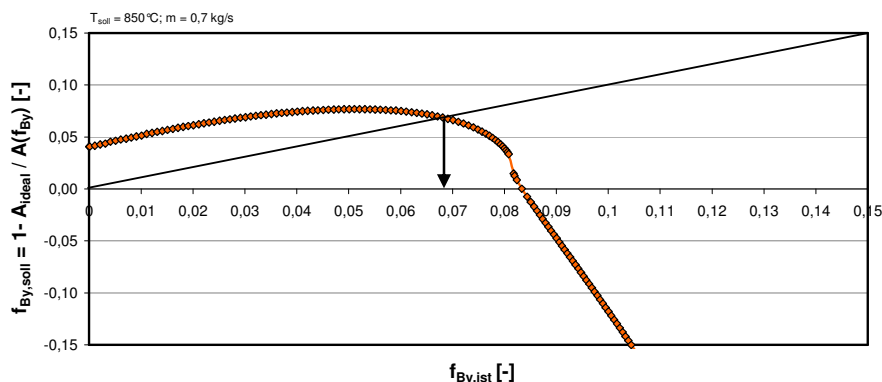


Abb. 130: Veranschaulichung des erreichten Arbeitspunktes anhand der für diesen Fall simulierten Regelungsfunktion.

11.1.2 Modellbasierte Regelung bzw. Steuerung

Im zweiten Ansatz wurde experimentell überprüft, ob die Regelung auf Basis des vereinfachten thermochemischen Modells grundsätzlich möglich ist. Das Berechnungsmodell wurde dabei online mit den aktuellen Messdaten (Abluftvolumenstrom, Ablufttemperatur, Erdgasbeladung) gespeist und anhand der aktuellen Randbedingungen das Temperaturprofil berechnet. Der Ist-Bypassanteil wurde nicht rückgekoppelt, sodass das Modell immer das Profil errechnet, das sich im zyklisch-stationären Zustand ohne Auskopplung einstellen würde. Anhand dieses Profils wurde die Abweichung zum Idealprofil bestimmt und dieser Wert als Soll-Bypassanteil verwendet.

$$f_{By,Soll} = 1 - \frac{A_{ideal}}{A_{Modell}(f_{By} = 0)} \tag{Gl. 11.64}$$

Da der Ist-Bypassanteil nicht als Randbedingung an das Modell übertragen wurde, liegt hier eigentlich kein geregelter Betrieb, sondern gesteuerter Betrieb vor.

Die Sprungantwort (Abb. 131) zeigt, dass die Reaktionszeit des Bypasses (Zeit von der Aufgabe des Konzentrationssprungs bis zum ersten Öffnen des Ventils) deutlich kürzer ist. Bis auf die Verzugszeit der Beladungsregelung, die Rechenzeit des Modells und die Stellzeit des Ventils erfolgt die Reaktion eigentlich gleichzeitig mit der Vorgabe des Konzentrations-sprungs.

Die Unterschreitung der Solltemperatur gegen Ende des Versuchs zeigt, dass der Bypassanteil, der sich aus dem Vergleich der zu Grunde gelegten Flächeninhalte ergibt, etwas zu groß war. Trotz der schnellen Ansprechzeit und einer eigentlich zu großen Auskopplung wird dennoch die Solltemperatur relativ lange Zeit überschritten. Dies deutet darauf hin, dass die örtliche Temperaturänderungsgeschwindigkeit auf Grund der chemischen Reaktionen größer ist, als diejenige durch Auskopplung von Reingas.

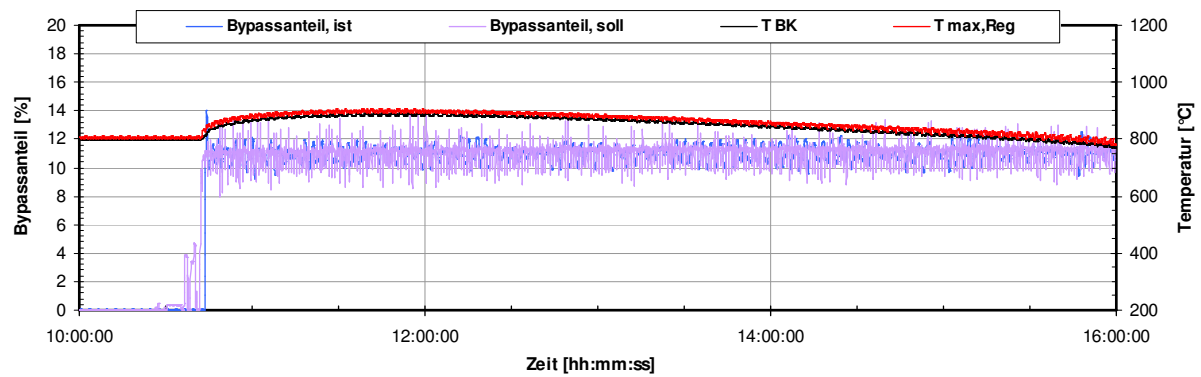


Abb. 131: Modellbasierter gesteuerter Betrieb (ohne Rückkopplung des Ist-Wertes) in Abhängigkeit der Abweichung des berechneten Temperaturprofils vom Idealprofil nach einem Beladungssprung von $1,7 \text{ g/m}_N^3$ auf $3,5 \text{ g/m}_N^3$ (Erdgas) bei einem Volumenstrom von $2000 \text{ m}_N^3/\text{h}$ und einer Solltemperatur von $800 \text{ }^\circ\text{C}$.

11.1.3 Regelung anhand der Temperatur

Da wie oben beschrieben die Temperatur eine stärkere Abhängigkeit von der Konzentration aufweist als der Flächeninhalt des Temperaturprofils, wurde überprüft, ob der einfache Abweichungsansatz angewandt auf die Ist- und Solltemperatur im Brennraum

$$f_{By,Soll} = 1 - \frac{T_{soll}}{T_{BK}} \quad (\text{Gl. 11.65})$$

ein besseres Ergebnis zeigt. Das Versuchsergebnis ist in Abbildung 132 zu sehen. Auch hier wurde zu Beginn der Bypass wieder kurz manuell geöffnet und geschlossen. Man erkennt, dass der Bypass etwas schneller öffnet und eine geringere bleibende Regelabweichung erreicht wird als bei der flächenbasierten Regelung. Im sich einstellenden stationären Zustand wird ein Arbeitspunkt erreicht, bei dem der Bypassanteil ca. 8% beträgt.

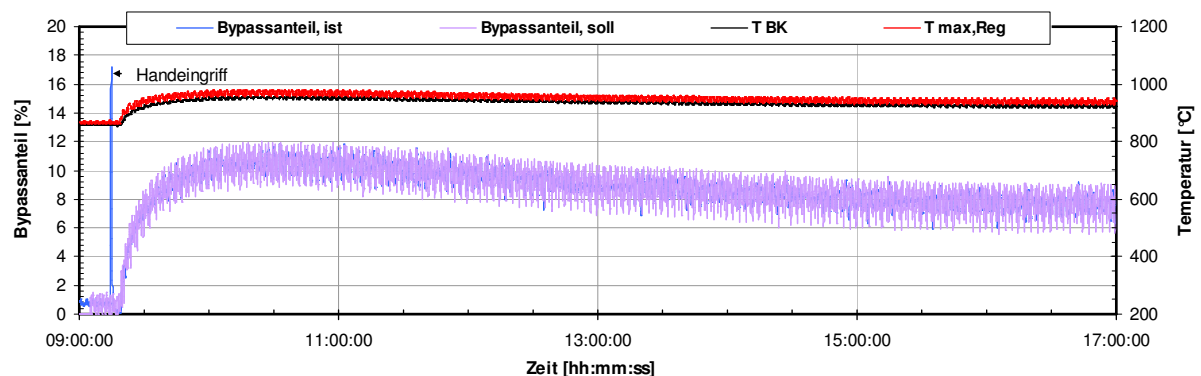


Abb. 132: Geregelter Betrieb in Abhängigkeit der Brennraumtemperatur nach einem Beladungssprung von 2 g/m_N^3 auf 4 g/m_N^3 (Erdgas) bei einem Volumenstrom von $2000 \text{ m}_N^3/\text{h}$ und einer Solltemperatur von $850 \text{ }^\circ\text{C}$.

Auch für diesen Fall wurde der erreichte Arbeitspunkt anhand von Simulationsrechnungen nachvollzogen (Abb. 133), wobei sich eine gute Übereinstimmung zeigte.

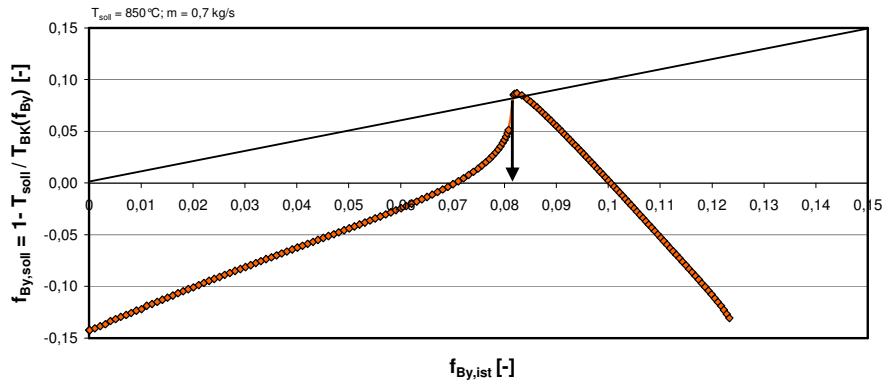


Abb. 133: Veranschaulichung des erreichten Arbeitspunktes anhand der für diesen Fall simulierten Regelungsfunktion.

Da die Zeit bis zum Erreichen des neuen stationären Zustandes sehr groß ist (bei den gezeigten Versuchen etwa 2 bis 4 Stunden), stellt sich die Frage, wie die Einschwingzeit verkürzt werden kann.

Um dies zu klären, wurde gleichzeitig mit dem Konzentrationsprung der Bypass von Hand so eingestellt, dass der ausgekoppelte Anteil ca. 25% betrug, also deutlich höher als zum Erreichen der Solltemperatur notwendig und im stationären Betrieb möglich wäre. An den Verläufen der charakteristischen Temperaturen (Abb. 134) erkennt man, dass diese nur noch wenig überschwingen und recht schnell (bereits nach etwa 45 Minuten) wieder ihren Sollwert erreichen. Es ist also im Übergangszeitraum möglich, deutlich mehr Reingas auszukoppeln als im zyklisch-stationären Zustand und die Einschwingzeit wird dadurch stark verkürzt.

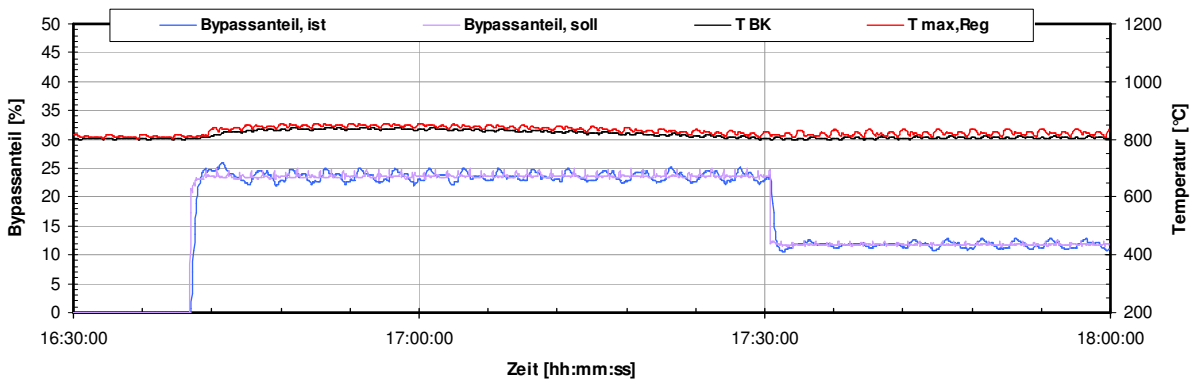


Abb. 134: Auskopplung im Handbetrieb nach einem Beladungssprung von $1,7 \text{ g/m}_N^3$ auf $3,5 \text{ g/m}_N^3$ (Erdgas) bei einem Volumenstrom von $2000 \text{ m}_N^3/\text{h}$ und einer Solltemperatur von 800 °C .

11.1.4 Regelung anhand der Temperatur mit modellbasierter Prädiktion

Nachdem in den bisher gezeigten Versuchen erste Erfahrungen mit den einzelnen Methoden gewonnen werden konnten, wurde versucht, diese so zu kombinieren, dass sich die spezifischen Vorteile gegenseitig ergänzen.

Um der zuvor geschilderten Tatsache der verkürzten Einschwingzeit bei vergrößerter Reingasauskopplung Rechnung zu tragen, wurde der einfache lineare Ansatz durch die empirische Funktion

$$f_{By,Soll} = 0,75 \cdot \sqrt{\frac{T_{soll}}{T} - 1} \quad (\text{Gl. 11.66})$$

ersetzt.

Wie in Abbildung 135 zu sehen, liefert dieser Ansatz bei geringen Abweichungen größere Werte als der lineare Ansatz, insbesondere bei Abweichungen die nahe Null liegen. Würde ausgehend von einem Bypassanteil im eingeschwungenen Zustand von 10% die Regelabweichung bei der Linearfunktion 10% betragen, so wird bei der Wurzelfunktion eine Abweichung von nur 1,8% erreicht. Dies könnte auch mit der Linearfunktion durch Vergrößerung der Steigung erzielt werden (im Beispiel 5,6), dann würde man aber bei größeren Abweichungen sehr große Bypassanteile erhalten (z. B. 50% bei einer Abweichung vom Sollwert von nur 9%).

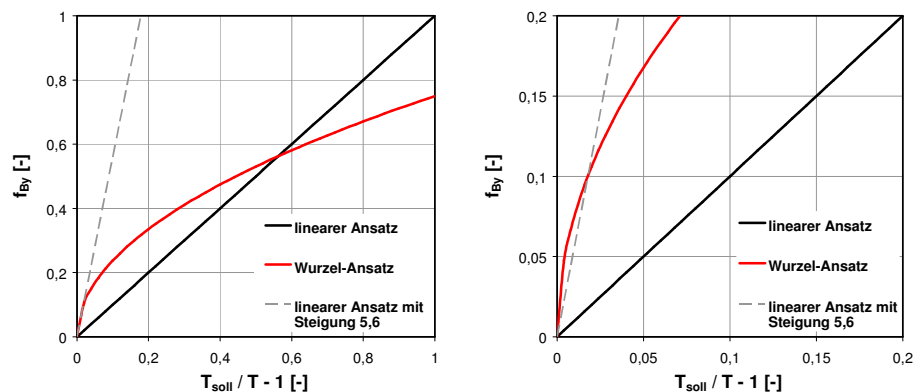


Abb. 135: Vergleich zwischen linear- und Wurzel-Ansatz.

Zusätzlich wurde das vereinfachte Modell als prädiktives Element in die Regelung integriert, indem die Ist-Temperatur zur Bestimmung der Abweichung anhand folgender Regeln ausgewählt wurde:

<u>Wahl der Temperatur zur Bestimmung der Abweichung:</u>	
wenn Ist-Temperatur im Brennraum größer als Soll-Temperatur	$T = \max(T_{\text{Profil,max}}, T_{\text{Modell,max}})$
wenn Ist-Temperatur im Brennraum kleiner als Soll-Temperatur	$T = \min(T_{\text{Profil,max}}, T_{\text{Modell,max}})$
wenn Modell keine realistische Lösung liefert	$T = T_{\text{Profil,max}}$

Die letzte der Auswahlregeln ist erforderlich, weil das Modell nur Aussagen über den zyklisch-stationären Zustand liefert. Wird, um schneller zu reagieren, der Bypassanteil weiter erhöht als im stationären Zustand möglich ist, berechnet das Modell die triviale Lösung bei der die Regeneratortemperatur überall gleich der Ablufteintrittstemperatur ist (ungezündeter Zustand). Es soll an dieser Stelle vermerkt werden, dass die Fallunterscheidung statt anhand der Brennraumtemperatur besser anhand der maximalen Temperatur des Profils getroffen werden sollte. Da sich in den hier durchgeführten Versuchen der Konzentrationssprung aber immer auch zunächst in einem Anstieg der Brennraumtemperatur äußert, ist dies in diesen Fällen letztlich gleichbedeutend.

In Abbildung 136 ist das Ergebnis des Tests der kombinierten Regelung dargestellt. Man erkennt, dass zu Beginn des Regelvorgangs der Bypassanteil unmittelbar auf etwa (11..12)% ansteigt. Dies ist der vom Modell vorausgesagte Wert. Da die Temperatur weiterhin vom Sollwert abweicht und größer ist als die vom Modell berechnete, wird der Bypass weiter geöffnet. Das Modell berechnet nun keine realistischen Lösungen mehr, sodass die Regelung im Weiteren ausschließlich anhand des Temperaturprofils erfolgt. Entsprechend des Wurzelansatzes wird der Bypassanteil bis auf etwa 20% erhöht. Sobald die Temperatur sinkt, wird der Bypass nach und nach geschlossen. Im Bereich von ca. 12% Auskopplung erhält das Modell dann wieder realistische Ergebnisse, die in Zukunft wegen des hohen By-

passanteils eine Sollwertunterschreitung voraussagen. Da in diesem Bereich (ab. ca. 13:00 Uhr) die Brennraumtemperatur (bedingt durch die zyklische Betriebsweise) immer wieder kurzzeitig die Solltemperatur unterschreitet, tritt die zweite Auswahlregel in Kraft und anhand dieser vorhergesagten Temperatur wird der neue geringere Sollwert bestimmt. Der Bypass wird nun entsprechend des Sollwertes weiter geschlossen, sodass das Modell in Zukunft wieder eine höhere Maximaltemperatur voraussagt. Ist die Brennraumtemperatur höher als der Sollwert, wird der Bypass wieder etwas weiter geöffnet. Diese Abfolge wird im Folgenden wiederholt durchlaufen, wodurch die starken Schwankungen zwischen Soll- und Istwert zu Stande kommen.

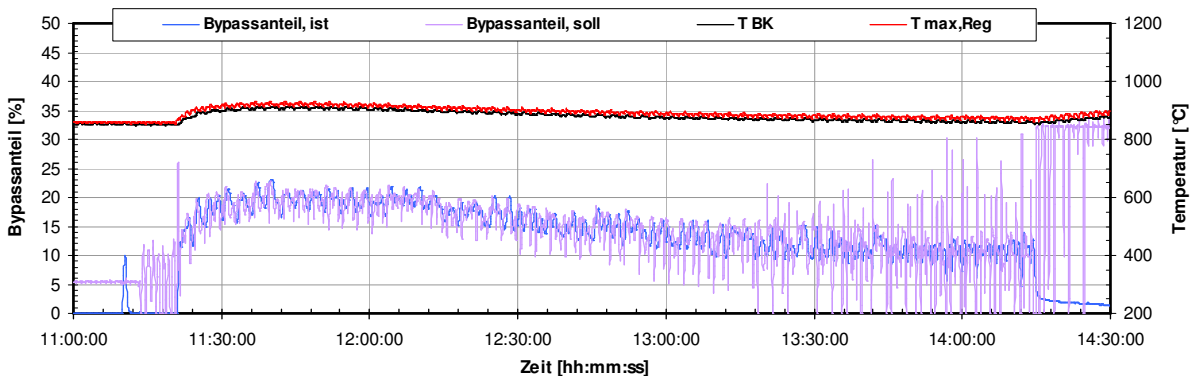


Abb. 136: Geregelter Betrieb in Abhängigkeit der gemessenen / berechneten Maximaltemperatur (Wurzel-Funktion) nach einem Beladungssprung von 2 g/m_N^3 auf 4 g/m_N^3 (Erdgas) bei einem Volumenstrom von $2000 \text{ m}_N^3/\text{h}$ und einer Solltemperatur von $850 \text{ }^\circ\text{C}$.

Die bleibende Regelabweichung ist sehr gering, was durch die große Steigung der Wurzelfunktion im Bereich nahe Null bedingt ist. Der erreichte Arbeitspunkt ist in Abbildung 137 wieder auf Basis der Simulationsergebnisse veranschaulicht.

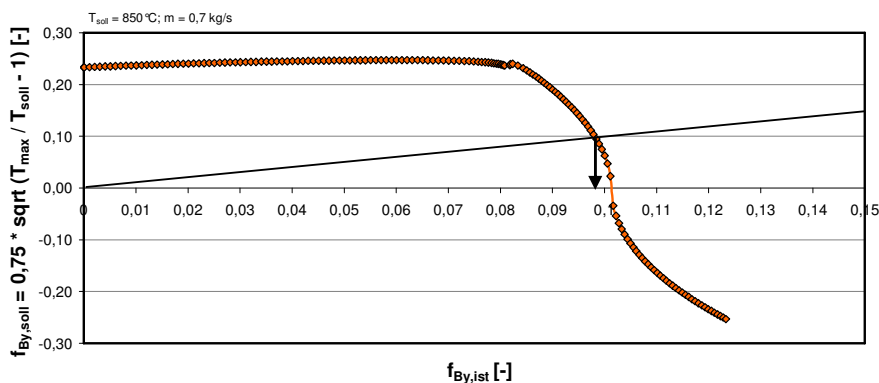


Abb. 137: Veranschaulichung des erreichten Arbeitspunktes anhand der für diesen Fall simulierten Regelungsfunktion.

11.1.5 Optimierung des Arbeitspunktes

Die zuvor dargestellten Regelungsfunktionen haben alle den Nachteil einer bleibenden Regelabweichung im stationären Arbeitspunkt. Dies ist durch die Struktur der Funktionen bedingt, in die der Istwert nicht eingeht, d. h. der Bypass-Sollwert weicht nur von Null ab, wenn eine Regelabweichung vorhanden ist.

Dieser Nachteil lässt sich beheben, in dem man die Regelungsfunktion so konstruiert, dass bei einer Regelabweichung von Null der Sollwert gleich dem Istwert wird. Im ersten Ansatz wurde hierzu eine lineare Funktion mit variabler Steigung getestet

$$f_{By,soll} = m \cdot \frac{y}{y_{soll}} \cdot \left(\frac{f_{By,ist}}{m} + 1 \right) - m \quad (\text{Gl. 11.67})$$

wobei im Versuch eine Steigung von $m = 2$ verwendet wurde.

Setzt man in Gleichung 11.67 die Beziehung $y = y_{soll} + \Delta y$ ein, so erhält man nach Umformung

$$f_{By,soll} = f_{By,ist} + (m + f_{By,ist}) \cdot \frac{\Delta y}{y_{soll}}. \quad (\text{Gl. 11.68})$$

Hieran ist zu erkennen, dass es sich bei der Regelungsfunktion um eine Geradenschar handelt, deren Steigung mit zunehmendem Istwert des Bypassanteils größer wird.

Der Verlauf der Funktion ist in Abbildung 138 für verschiedene Istwerte des Bypassanteils (von 0 bis 0,5) gezeigt. Nimmt man beispielsweise an, dass der Bypass geschlossen ist und eine Temperaturabweichung von +20 K vorliegt, so wird aus der Funktion ein Bypass-Sollwert von 0,05 ermittelt. Wäre dieser Bypassanteil erreicht, so würde bei gleicher Temperaturabweichung der neue Sollwert 0,1 betragen usw. Sobald der Ist-Bypassanteil ausreichend groß ist, dass sich eine Regelabweichung von Null eingestellt hat ($y = y_{soll}$, Schnittpunkt mit der Ordinate), bleibt der Sollwert gleich dem Istwert. Erst wenn die Solltemperatur erneut unter- oder überschritten wird ergibt sich wieder ein neuer Soll-Bypassanteil.

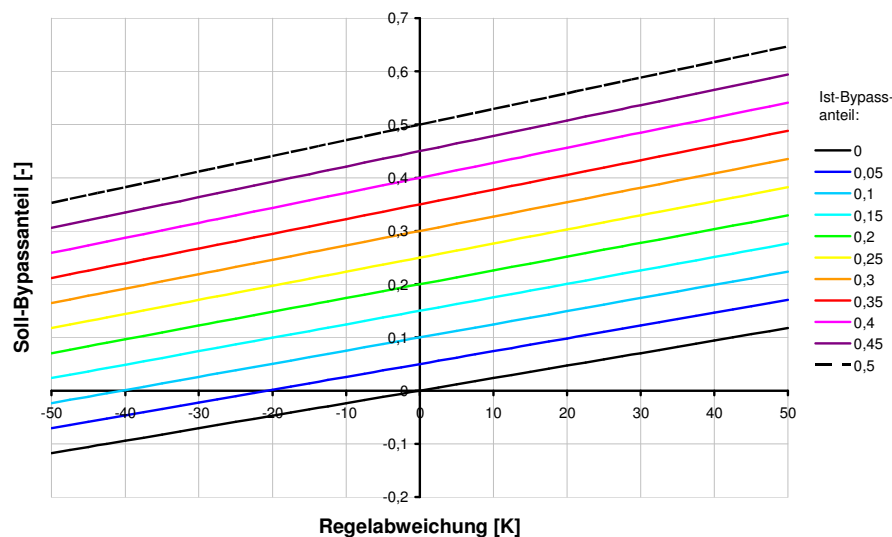


Abb. 138: Darstellung der linearen Regelungsfunktion.

Das Ergebnis des hierzu durchgeführten Sprungversuchs ist in Abbildung 139 gezeigt, wobei der Zeitraum von 9:15 Uhr bis 10:00 Uhr den ersten Einregelvorgang darstellt. Auch hier wurde das Modell als prädiktives Element beibehalten und die Regeltemperatur anhand der oben genannten Regeln ausgewählt.

Zunächst einmal ist am Versuchsergebnis zu erkennen, dass der gesamte Einschwingvorgang weniger als 60 Minuten dauert und die Solltemperatur weitaus weniger überschritten wird, als in den bisherigen Versuchen zum Regelbetrieb. Dies kommt dem Versuch im Handbetrieb schon recht nahe und stellt gegenüber den Anfangsversuchen eine enorme Verbesserung dar, die mit der erhöhten Auskopplung einhergeht (maximaler Bypassanteil hier bis zu 35%).

Wie zu sehen ist, wurde anhand der Regelungsfunktion ein höherer Sollwert vorgegeben als der Istwert, der erreicht wurde. Dies lag daran, dass die Drehklappe im Bypass von Hand angedrosselt war, um den Stellbereich des Tellerventils zu erweitern. Weiterhin fällt auf, dass

der Bypass ebenso schnell wie er nach einer Solltemperaturüberschreitung geöffnet wurde, nach einer Temperaturunterschreitung wieder geschlossen wird. Dies hängt zum einen mit der Form der Regelungsfunktion zusammen, zum anderen mit der Auswahl der Regeltemperatur anhand der genannten Fallunterscheidungen.

Besonders hinzuweisen ist darauf, dass ein stationärer Regelbetrieb hier auf Grund der bereits genannten Probleme mit der Ventilmechanik nicht erreicht werden konnte.

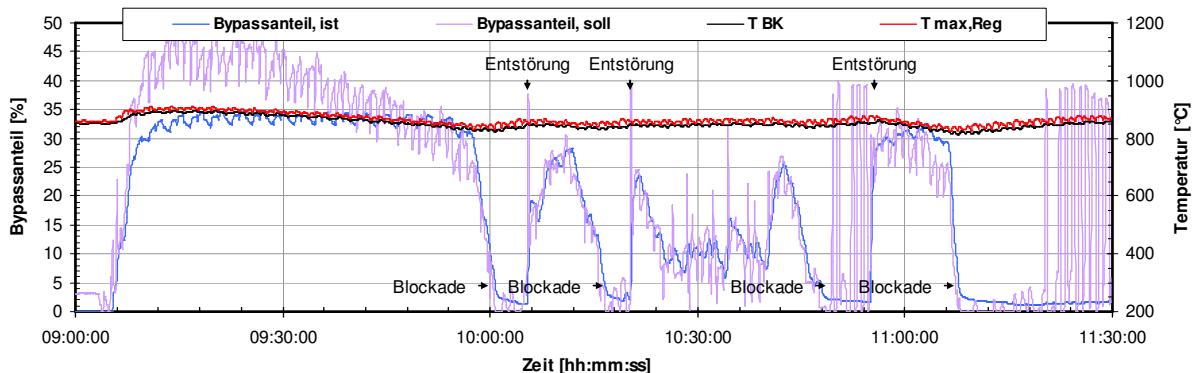


Abb. 139: Geregelter Betrieb in Abhängigkeit der gemessenen / berechneten Maximaltemperatur (Linear-Funktion) nach einem Beladungssprung von 2 g/m_N^3 auf 4 g/m_N^3 (Erdgas) bei einem Volumenstrom von $2000 \text{ m}_N^3/\text{h}$ und einer Solltemperatur von $850 \text{ }^\circ\text{C}$.

Grundsätzlich kann jedoch festgehalten werden, dass der Versuch erfolgreich verlaufen ist. Zum einen konnte die bleibende Regelabweichung mit Hilfe der angepassten Linearfunktion beseitigt werden, zum anderen wurde das Überschwingen der Temperatur minimiert und die Reaktionszeit verkürzt.

Zur Veranschaulichung des Regelvorgangs sind in Abbildung 140 die zeitabhängigen Werte der Regelabweichung und des Ist-Bypassanteils in das Diagramm der Regelungsfunktion eingetragen (zur besseren Nachvollziehbarkeit als 1 min-Mittelwerte). Gut zu erkennen sind die Begrenzung des Bypassstromes bei etwa 35% und das etwa spiralförmige Hinlaufen auf den neuen Arbeitspunkt, während dem die Regelabweichung immer geringer wird.

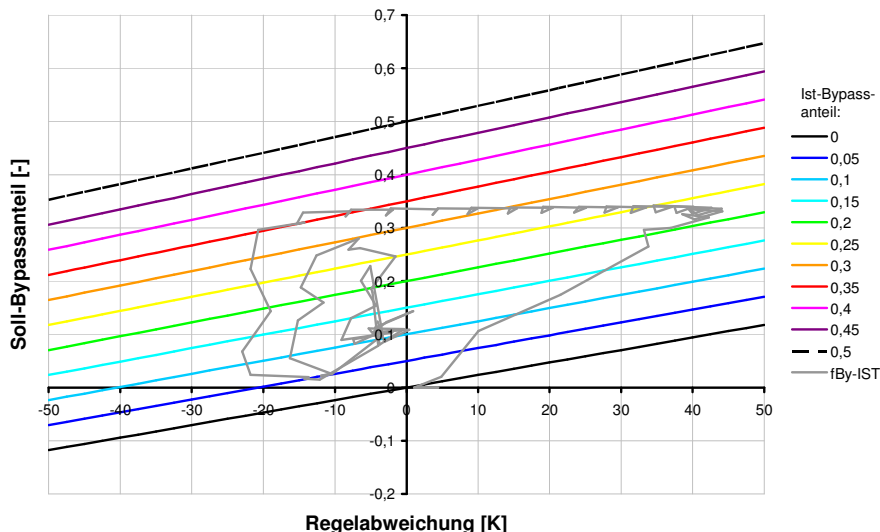


Abb. 140: Verlauf des Regelungsvorgangs mittels Linear-Funktion, dargestellt anhand der zeitabhängigen Regelabweichung und dem Ist-Wert des Bypassanteils (Zeitraum 9:00 – 10:40 Uhr, 1 min Mittelwerte).

Die erwähnte Eigenschaft der oben genannten Linearfunktion, dass die Steigung bei höheren Istwerten des Bypassanteils größer wird, ist sicherlich zunächst einmal positiv. Ist der Bypass bereits geöffnet, kann hierdurch bei gleichen Regelabweichungen schneller reagiert werden, was insbesondere in der Umgebung des Arbeitspunktes sinnvoll ist. Andererseits ist der Bypassanteil durch einen Minimal- und Maximalwert begrenzt, wobei der Maximalwert technisch festgelegt sein kann (weil bei einer gegebenen Druckdifferenz zwischen Brennraum und Kamin auf Grund des Gesamtdruckverlustes in der Bypassstrecke nicht mehr Reingas durch den Bypass gefördert werden kann) oder regelungstechnisch begrenzt werden sollte (z.B. um zu hohe Reingastemperaturen zu vermeiden).

Es scheint daher günstig, die Regelungsfunktion so zu konstruieren, dass diese bei teilweise geöffnetem Bypass in der Umgebung des Arbeitspunktes steil verläuft und flacher wird, wenn sich der Istwert dem Minimal- oder Maximalwert nähert.

Eine Funktion die diese Anforderungen recht gut erfüllt ist eine Sigmoid-Funktion (sigmoid = s-förmig). Mit dem Ansatz

$$f_{By,soll} = f_{By,max} \left/ \left[1 + \exp \left(- \frac{10}{\Delta y_{max}} \cdot (y - y_{soll}) + \Delta \right) \right] \right. \quad (\text{Gl. 11.69})$$

und der Bedingung

$$f_{By,soll}(y - y_{soll} = 0) = f_{By,ist} \quad (\text{Gl. 11.70})$$

erhält man

$$\Delta = \ln \left(\frac{f_{By,max} - f_{By,ist}}{f_{By,ist}} \right) \text{ für } f_{By,ist} > 0 \text{ bzw.} \quad (\text{Gl. 11.71})$$

$$\Delta = 5 \text{ für } f_{By,ist} = 0 \quad (\text{Gl. 11.72})$$

Bei der ersten experimentellen Überprüfung dieses Ansatzes traten bei der Auswertung dieser Funktion immer Gleitkomma-Fehler auf, wenn der maximale Bypassanteil erreicht wurde oder überschritten wurde. Dies wurde durch die Logarithmusfunktion verursacht, die für Werte kleiner gleich Null nicht definiert ist. Daher wurde die Funktion um einen Sicherheitsfaktor s erweitert

$$f_{By,soll} = s \cdot f_{By,max} \left/ \left[1 + \exp \left(- \frac{10}{\Delta y_{max}} \cdot (y - y_{soll}) + \Delta \right) \right] \right. \quad (\text{Gl. 11.73})$$

$$\Delta = \ln \left(\frac{f_{By,max}/s - f_{By,ist}}{f_{By,ist}} \right) \quad (\text{Gl. 11.74})$$

und dafür ein Wert von 0,9 vorgegeben.

Der Verlauf dieser Funktion ist in Abbildung 141 dargestellt. Er kann mit Hilfe von zwei Faktoren angepasst werden: Δy_{max} bestimmt die Breite der Regelabweichung, die bis zum vollständigen Öffnen bzw. Schließen des Bypasses erforderlich ist (im Beispiel 42,5 K entsprechend 5% Abweichung bei 850 °C), $f_{By,max}$ bestimmt den maximalen Auskopplungsanteil.

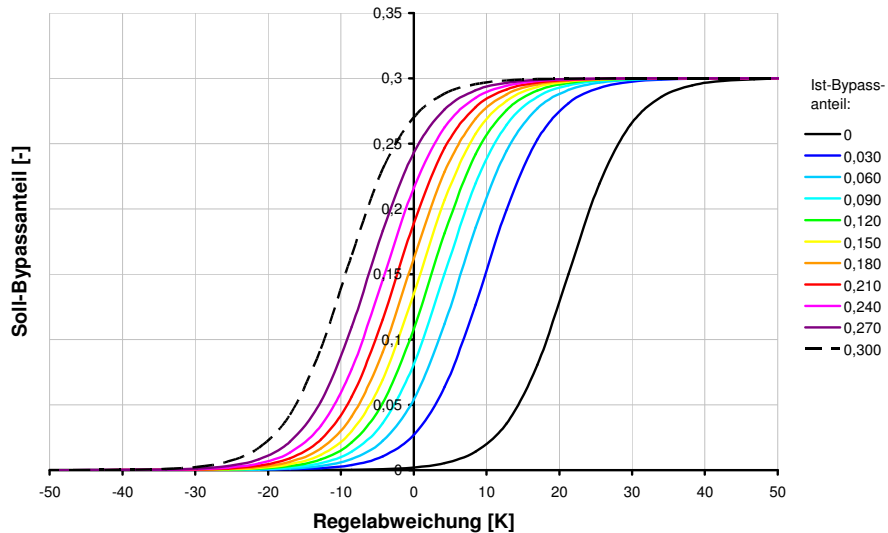


Abb. 141: Darstellung der sigmoiden Regelungsfunktion.

Auch dieses Kennfeld wurde im Versuchsbetrieb getestet, wobei die Soll- und Istwerte der Brennraumtemperatur (ohne Modell) zur Berechnung der Abweichung verwendet wurden. Das Ergebnis des Regelungsvorgangs zeigt Abbildung 142. Es ist deutlich zu sehen, dass nach dem Konzentrationsprung der Auskopplungsanteil sehr schnell bis auf den vorgegebenen Maximalwert von 30% ansteigt. Durch den hohen Bypassstrom wird die Abweichung von der Solltemperatur verringert und die Einschwingzeit verkürzt. Festzustellen ist auch, dass der Bypass beginnt zu schließen, sobald sich der Istwert der Brennraumtemperatur dem Sollwert nähert. Die Änderung des Bypassstromes ist dabei zu Beginn recht stark und wird mit zunehmender Annäherung an die Solltemperatur immer geringer.

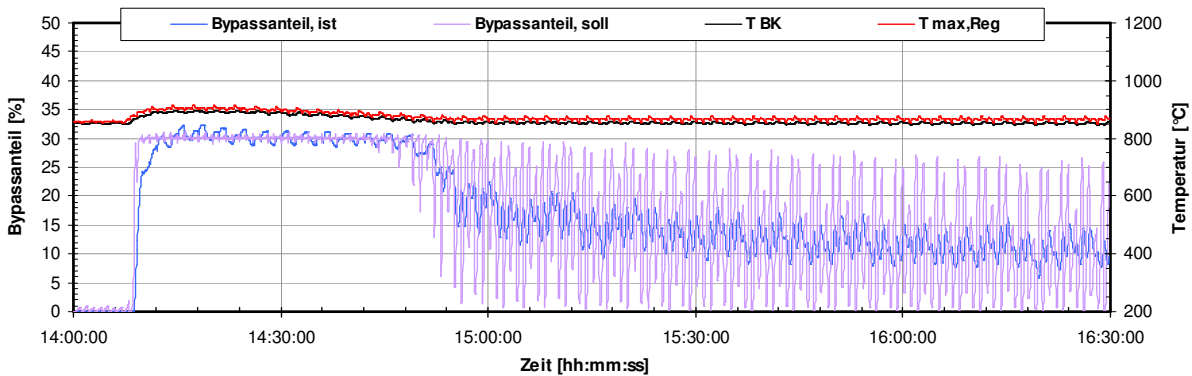


Abb. 142: Geregelter Betrieb in Abhängigkeit der Abweichung der Brennraumtemperatur von der Soll-Temperatur (Sigmoid-Funktion) nach einem Beladungssprung von 2 g/m_N^3 auf 4 g/m_N^3 (Erdgas) bei einem Volumenstrom von $2000 \text{ m}_N^3/\text{h}$ und einer Solltemperatur von $850 \text{ }^\circ\text{C}$.

Abbildung 143 dokumentiert wieder den Verlauf des Regelungsvorgangs anhand der Regelabweichung und dem Ist-Bypassanteil. Die große Änderung zu Beginn des Regelungsvorgangs und das langsame Annähern an den neuen Arbeitspunkt sind gut zu erkennen.

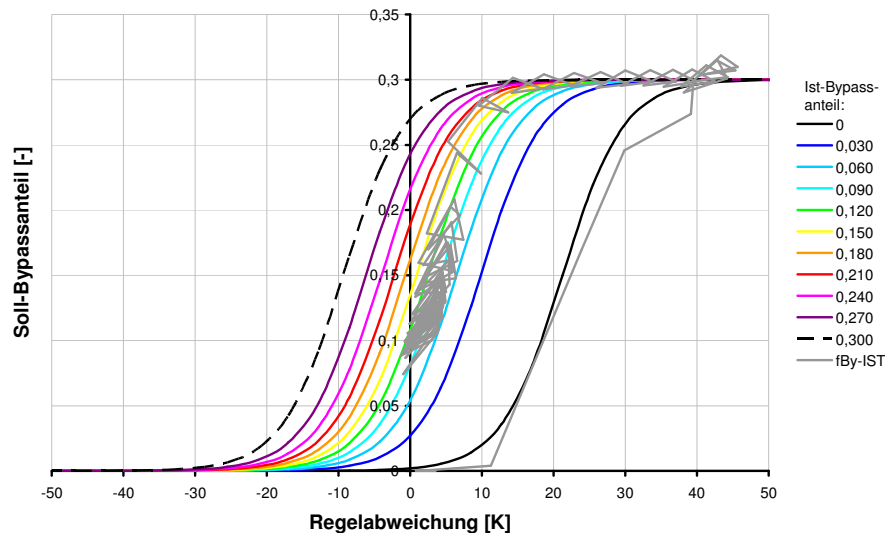


Abb. 143: Verlauf des Regelungsvorgangs mittels Sigmoid-Funktion, dargestellt anhand der zeitabhängigen Regelabweichung und dem Ist-Wert des Bypassanteils (Zeitraum 14:00 – 16:30 Uhr, 1 min Mittelwerte).

Anmerkung: Wie erst im Nachhinein bemerkt wurde, führte der Faktor s dazu, dass die Forderung keine bleibende Regelabweichung zu haben bei obiger Formulierung nicht mehr erfüllt war. Es lässt sich aber leicht eine etwas andere Gleichung finden, die dies gewährleistet (siehe Anhang).

11.2 Versuche mit schwankenden Konzentrationen

Die Auswirkung einer schwankenden Abluftbeladung im ungeregelten überautothermen Betrieb ist bereits in Abschnitt 7.5 dargestellt worden. Nun wird gezeigt, wie sich die Bypassregelung unter diesen Bedingungen (sinusförmige Erdgasbeladung zwischen 2 und 4 g/m³, Periodendauer 4 Stunden, Abluftvolumenstrom 2.000 m³/h, reiner Flammenlosbetrieb) verhält.

Im gezeigten Fall (Abb. 144) wurde der Bypass anhand der Maximaltemperatur (mit Modellprädiktion) unter Benutzung der Sigmoid-Funktion geregelt. Im Vergleich zu den Ergebnissen der Sprungversuche fällt auf, dass zwar bei steigender Erdgas-Beladung fast keine Überschreitungen der Brennraumsolltemperatur mehr auftreten ($T_{\text{soll}} = 850^\circ\text{C}$, $T_{\text{BK,max}} = 856^\circ\text{C}$), dafür bei abnehmender Eintrittskonzentration der Sollwert deutlich unterschritten wird ($T_{\text{BK,min}} = 785^\circ\text{C}$).

Dies wirkt sich auch auf die Gesamtkohlenstoff-Konzentration im Reingas aus. Hier sind pro Periode jeweils zwei Anstiege zu verzeichnen. Der erste ist auf die steigende Abluftbeladung und den dadurch vergrößerten Klappenschlupf zurückzuführen, der zweite auf schlechteren Ausbrand in Folge des abnehmenden Temperaturniveaus.

Die Unterschreitung der Solltemperatur um 65 K ist eigentlich als ungenügend zu bezeichnen, sie wird aber dadurch relativiert, dass der Versuch im reinen Flammenlosbetrieb durchgeführt wurde und der Zusatzbrenner die ganze Zeit über ausgeschaltet war. Da außerdem die über die Flammenlosstrecke zugeführte Erdgasmenge durch die zeitliche Variation der Abluftkonzentration vorgegeben war, stand keine andere Gegenmaßnahme zur Verfügung, um den Temperatureinbruch abzufangen, d.h. die Temperaturregelung erfolgt ausschließlich über den Bypassstrom. Dieser Betriebsfall ist im Vergleich zur Praxis nicht unbedingt realistisch, er zeigt aber am besten die Vor- und Nachteile der verschiedenen Strategien zur Bypassregelung.

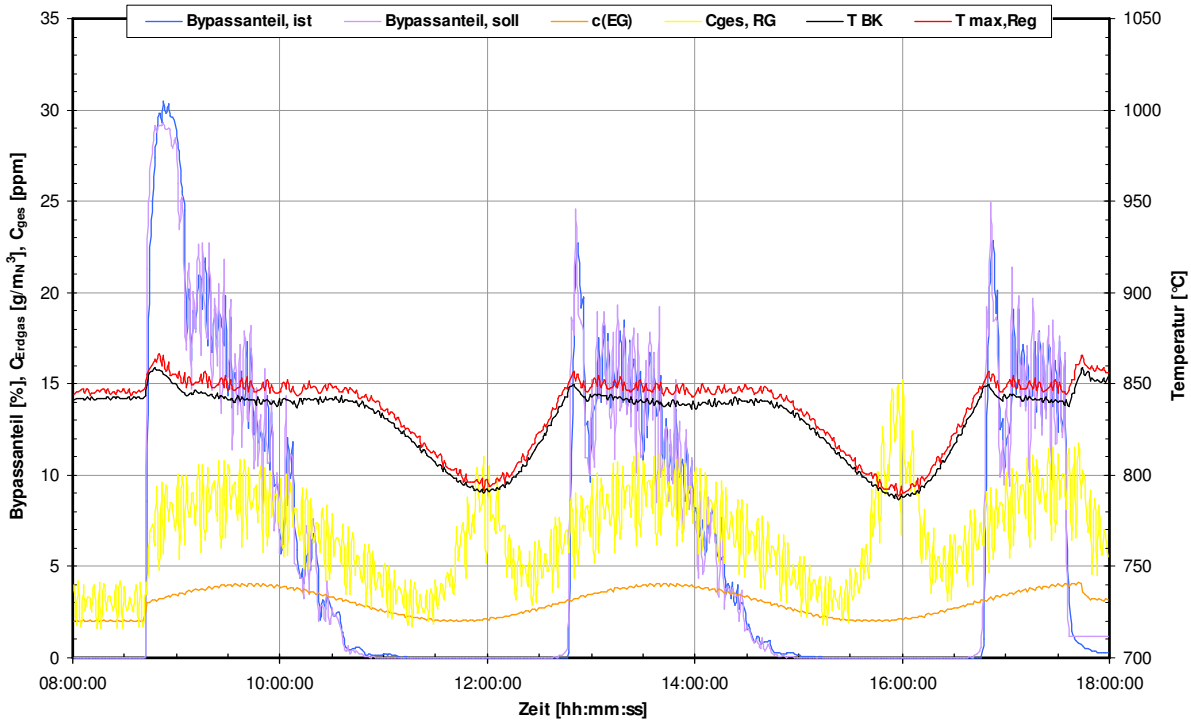


Abb. 144: *Geregelter Betrieb bei schwankender Abluftbelastung in Abhängigkeit der Abweichung zwischen Maximaltemperatur und Solltemperatur mit sigmoidem Kennfeld.*

Um die Reaktionszeit der Regelung bei abnehmender Temperatur und Sollwertunterschreitungen zu erhöhen, wurde ein weiteres Kennfeld getestet (Abb. 145). Dieses zeichnet sich dadurch aus, dass die Kennlinien symmetrisch zur Ordinate sind und ihre Steigung im Schnittpunkt mit der Ordinate bei höherem Ist-Bypassanteil abnimmt. Das heißt bei positiven und negativen Regelabweichungen wird gleich stark eingegriffen, bei niedrigem Bypassanteil aber stärker als bei hohem. Weiter liefert dieses Kennfeld bei großen Sollwertunterschreitungen auch negative Sollwerte für den Bypassanteil. Dies ist zwar verfahrenstechnisch unmöglich, kann sich aber günstig bei dem nachgeschalteten PI-Regler auswirken, der den Sollbypassstrom einregelt, weil der Integralteil dann schneller abklingt.

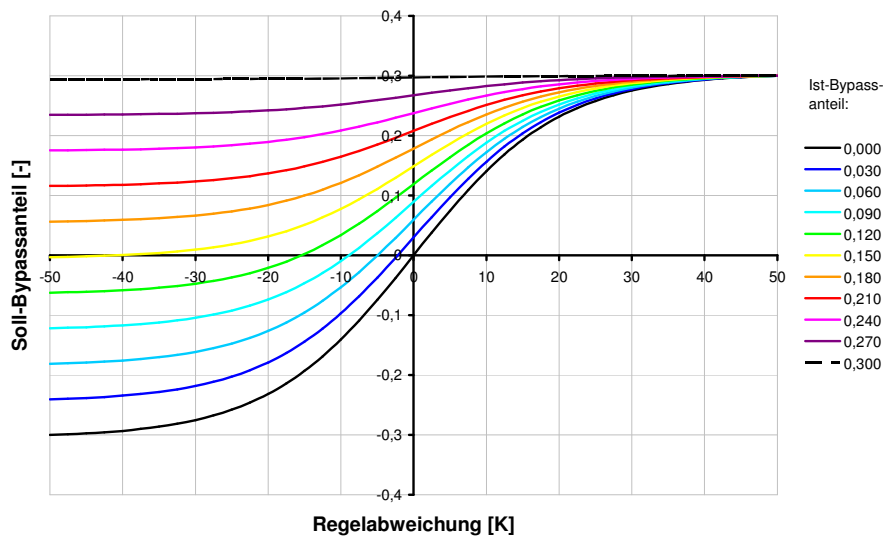


Abb. 145: *Darstellung der sigmoiden Regelungsfunktion (Alternative I).*

Die experimentelle Überprüfung (Abb. 146) ergab jedoch, dass das Regelungsverhalten hierdurch deutlich unruhiger, das Gesamtergebn aber nicht verbessert wird ($T_{BK,max} = 854$, $T_{BK,min} = 784^{\circ}C$).

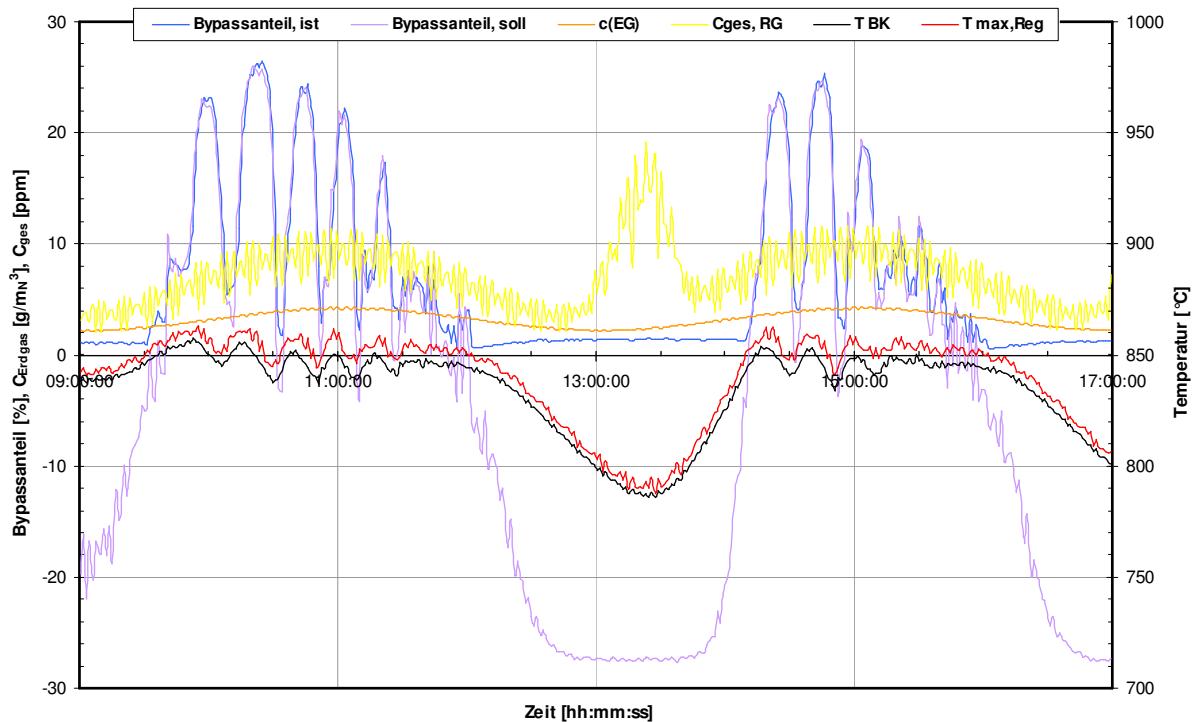


Abb. 146: Geregelter Betrieb bei schwankender Abluftbeladung in Abhängigkeit der Abweichung zwischen Maximaltemperatur und Solltemperatur mit sigmoidem Kennfeld (Alternative I).

Schließlich wurde in einem weiteren Versuch das ursprüngliche Kennfeld derart angepasst, dass der Soll-Bypassanteil bei Unterschreitungen der Solltemperatur mit der doppelten Regelabweichung bestimmt wird. Das entsprechende Kennfeld ist in Abbildung 147 gezeigt. Außerdem wurde für die Bypassregelung ein um 10 K höherer Sollwert zu Grunde gelegt.

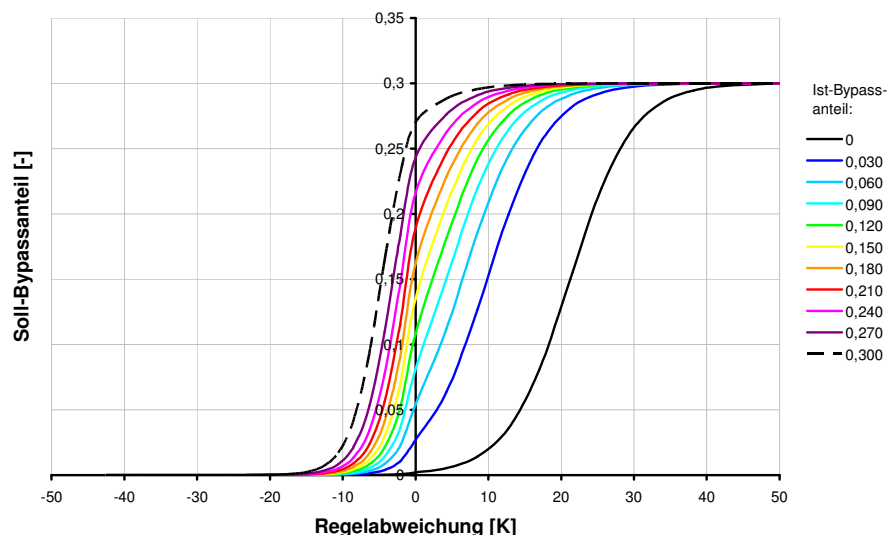


Abb. 147: Darstellung der sigmoiden Regelungsfunktion (Alternative II).

Hier führte zwar die experimentelle Überprüfung wieder zu einem ruhigeren und insgesamt etwas besseren Ergebnis ($T_{BK,max} = 857$, $T_{BK,min} = 795^{\circ}C$), dennoch konnten die Temperaturunterschreitungen nicht gänzlich ausgegelt werden (Abb. 148).

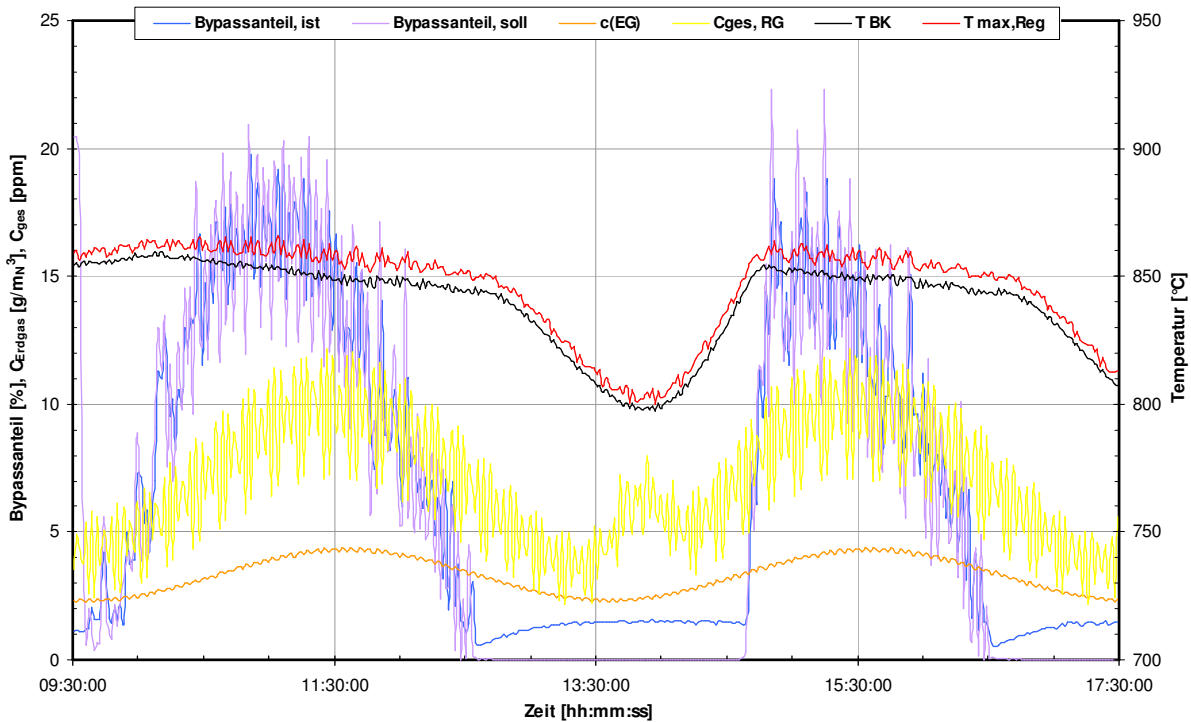


Abb. 148: Geregelter Betrieb bei schwankender Abluftbeladung in Abhängigkeit der Abweichung zwischen Maximaltemperatur und Solltemperatur mit sigmoidem Kennfeld (Alternative II).

Nachdem die Versuche, die Unterschreitung der Solltemperatur dadurch zu verhindern, dass der Bypass in diesem Bereich schneller geschlossen wird (über ein entsprechend angepasstes Kennfeld), wenig erfolgreich verlaufen waren, wurde in einem weiteren Experiment überprüft inwiefern dies überhaupt möglich ist.

Hierzu wurde bei einer Abluftbeladung von $4 \text{ g}_{\text{Erdgas}}/\text{m}_\text{N}^3$ der Bypass von Hand so eingestellt, dass die Solltemperatur von 850°C im Brennraum etwa erreicht wurde. Im zyklisch-stationären Betrieb wurde dann die Sollkonzentration auf $2,3 \text{ g}_{\text{Erdgas}}/\text{m}_\text{N}^3$ gesenkt und gleichzeitig das Bypassventil von Hand in Nullstellung gefahren. Bedingt durch die Umbauten an der Ventilmechanik (Federdämpfer vgl. Abschnitt 6.3) wies das Bypassventil im geschlossenen Zustand einen etwas höheren Leckagestrom auf, weshalb die Konzentration für den autothermen Betrieb etwas höher gesetzt werden musste. Die Versuchseinstellung ist somit nicht vollkommen mit den vorhergehenden Ergebnissen vergleichbar, aber absichtlich so gewählt, damit sie dem autothermen Betrieb entspricht.

Dennoch zeigt sich, dass nach dem Wechsel der Randbedingungen die Brennraumtemperatur abnimmt. Hier sogar soweit, dass etwa um 11:45 Uhr die Mindesttemperatur unterschritten und die Flammenlosstrecke abgeschaltet wird (Abb. 149).

Zur Erklärung dieses Verhaltens sind in Abbildung 150 zwei Temperaturprofile einander gegenübergestellt. Zum einen das Temperaturprofil zu Beginn des Versuchs (stationärer Betrieb bei geöffnetem Bypass, $V_{\text{AL}} = 2.000 \text{ m}_\text{N}^3/\text{h}$, $c_{\text{Erdgas}} = 4,0 \text{ g}/\text{m}_\text{N}^3$, $f_{\text{By}} = 8,0 \%$), zum anderen ein Temperaturverlauf, der demjenigen entspricht, der bei der zweiten Anlageneinstellung im stationären Betrieb hätte erreicht werden können ($V_{\text{AL}} = 2.000 \text{ m}_\text{N}^3/\text{h}$, $c_{\text{Erdgas}} = 2,2 \text{ g}/\text{m}_\text{N}^3$, $f_{\text{By}} = 1,2 \%$).

Wie schon mehrfach erwähnt nimmt das Temperaturprofil im Regenerator durch die Reingasauskopplung einen gekrümmten Verlauf an, während es ohne Auskopplung nahezu linear verläuft. Da der Regenerator über eine sehr große Wärmekapazität verfügt, entspricht dieser Temperaturunterschied einer entsprechend großen Differenz der gespeicherten Energie. Nach dem Umschalten der Randbedingungen muss daher zunächst der entleerte Spei-

cher wieder aufgefüllt werden, weshalb der mit der Abluft zugeführte Enthalpiestrom nicht ausreicht, um die Brennraumtemperatur aufrecht zu erhalten.

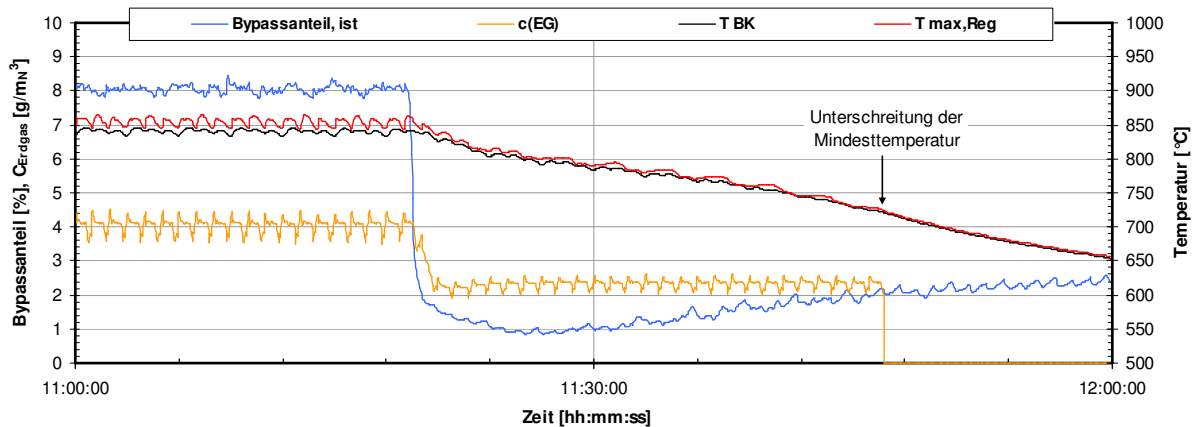


Abb. 149: Verlauf charakteristischer Größen beim Übergang vom überautothermen Bypassbetrieb in den autothermen Normalbetrieb (Flammenlosbetrieb).

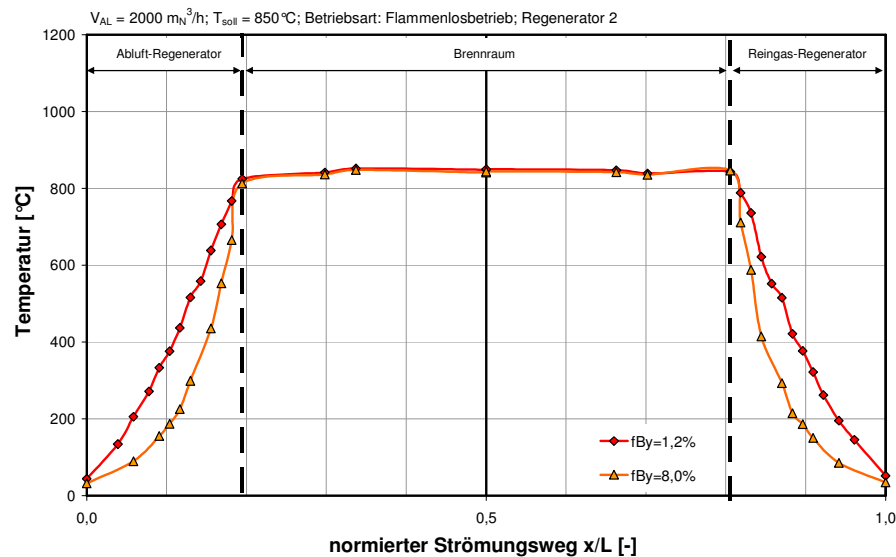


Abb. 150: Vergleich der Temperaturprofile im überautothermen Bypassbetrieb und autothermen Normalbetrieb.

Wie der eben dargestellte Versuch zeigte, konnten die Temperaturunterschreitungen dadurch etwas reduziert werden, dass die Bypassregelung anhand einer höheren Solltemperatur erfolgte. Dies lässt vermuten, dass die Unterschreitungen ganz verhindert werden könnten, wenn die Regeltemperatur ausreichend hoch gewählt würde.

Anhand der folgenden einfachen Betrachtung kann abgeschätzt werden, inwieweit diese Möglichkeit grundsätzlich gegeben ist. Wie gerade geschildert kommt die Abnahme der Temperatur dadurch zu Stande, dass im Bypassbetrieb der Wärmespeicher entleert wird und dieser nach dem Schließen des Bypass zunächst wieder aufgefüllt werden muss. Es ist daher anzunehmen, dass die Temperatur nicht abnehmen würde, wenn die Maximaltemperatur im Regenerator so hoch wäre, dass sein Energieinhalt im Auskopplungsbetrieb ebenso groß ist, wie im autothermen Betrieb ohne Heißgasauschleusung.

Der Energieinhalt des Regenerators ist gegeben durch

$$H_{Reg} = m_{Reg} \cdot c_{p,Reg} \cdot \bar{T}_{Reg} \quad (\text{Gl. 11.75})$$

Die mittlere Temperatur des Regenerators kann durch Integration des Zusammenhangs für den Temperaturverlauf in Abhängigkeit der Fläche

$$\bar{T}_{Reg} = \frac{1}{A_T} \int_0^{A_T} T(A) dA \quad (\text{Gl. 11.76})$$

ermittelt werden. Betrachtet man den Temperaturverlauf im Abluftregenerator (bzw. auf der Abluftseite des analogen Rekuperators)

$$T(A) = T_{AL,e}(A) = T_{AL,a} - \left(\frac{\mu - 1}{\mu} \right) \cdot (T_{RG,e} - T_{AL,a}) \cdot \left(e^{-\mu \cdot St_{RG} \frac{A}{A_T}} - 1 \right) \quad (\text{Gl. 11.77})$$

enthält man für den Auskopplungsbetrieb

$$\bar{T}_{Reg} = T_{AL,a} - \left(\frac{\mu - 1}{\mu^2} \right) \cdot \frac{(T_{RG,e} - T_{AL,a})}{St_{RG}} \cdot (1 - \mu \cdot St_{RG} - e^{-\mu \cdot St_{RG}}) \quad (\text{Gl. 11.78})$$

und für den Betrieb bei geschlossenem Bypass

$$\bar{T}_{Reg} = T_{AL,a} - \frac{1}{2} St_{RG} \cdot (T_{RG,e} - T_{AL,a}) \quad (\text{Gl. 11.79})$$

Durch Umformung erhält man

$$\bar{T}_{Reg} = T_{AL,a} \cdot (1 + K) - T_{RG,e} \cdot K \quad (\text{Gl. 11.80})$$

mit

$$K = \left(\frac{\mu - 1}{\mu^2} \right) \cdot \frac{1}{St_{RG}} \cdot (1 - \mu \cdot St_{RG} - e^{-\mu \cdot St_{RG}}) \quad \text{für } \mu < 0 \text{ und} \quad (\text{Gl. 11.81})$$

$$K = \frac{1}{2} \cdot St_{RG} \quad \text{für } \mu = 0. \quad (\text{Gl. 11.82})$$

Die Abluftaustrittstemperatur kann aus der Eintrittstemperatur und dem übertragenen Wärmestrom berechnet werden. Man erhält

$$T_{AL,a} = T_{AL,e} \cdot [1 - (1 - \mu) \cdot F] + T_{RG,e} \cdot (1 - \mu) \cdot F \quad (\text{Gl. 11.83})$$

mit

$$F = \frac{1 - e^{-\mu \cdot St_{RG}}}{1 - (1 - \mu) \cdot e^{-\mu \cdot St_{RG}}} \quad \text{für } \mu < 0 \text{ und} \quad (\text{Gl. 11.84})$$

$$F = \frac{St_{RG}}{1 + St_{RG}} \quad \text{für } \mu = 0. \quad (\text{Gl. 11.85})$$

Nach Einsetzen dieser Gleichung ergibt sich schließlich für die mittlere Temperatur

$$\bar{T}_{Reg} = T_{RG,e} \cdot B - T_{AL,e} \cdot C \quad (\text{Gl. 11.86})$$

mit

$$B = (1 - \mu) \cdot F \cdot (1 + K) - K \quad (\text{Gl. 11.87})$$

und

$$C = (1 - \mu) \cdot F \cdot (1 + K) - (1 + K) \quad (\text{Gl. 11.88})$$

Man kann nun aus den oben genannten Gleichungen die mittlere Temperatur im Fall ohne Auskopplung berechnen und die Reingaseintrittstemperatur bestimmen, welche bei Auskopplung zum gleichen Wert führen würde. Durch Umformung erhält man

$$\frac{T_{RG,e}}{T_{RG,e,0}} = T_{AL,e} \cdot \frac{(C - C_0)}{B} + \frac{B_0}{B} \quad (\text{Gl. 11.89})$$

wobei der Index ,0' den Fall ohne Auskopplung bezeichnet.

In Abbildung 151 ist dieser Zusammenhang in Abhängigkeit des Bypassanteils und der *Stanton*-Zahl dargestellt. Es wird deutlich, dass das Verhältnis sehr stark ansteigt. Schon bei einem Bypassanteil von 10% müsste die Reingaseintritts- resp. Brennraumtemperatur mindestens um 10% größer sein, als die Brennraumtemperatur ohne Auskopplung. Die *Stanton*-Zahl liegt bei der Technikumsanlage je nach Versuchsbedingungen in der Größenordnung von 20 bis 30, sodass bei einer Brennraumsolltemperatur von 850°C die Regeltemperatur für den Bypass schon im Bereich von etwa 975°C bis 1020°C liegen müsste.

Die Temperaturabnahme beim Übergang vom überautothermen Bypassbetrieb in den autothermen Normalbetrieb kann also höchstens verhindert werden, wenn zuvor nicht der maximal mögliche Bypassstrom abgeführt wurde.

Es ist an dieser Stelle darauf hinzuweisen, dass dieser Schluss auf einem Vergleich des Temperaturverlaufes im analogen Rekuperator beruht. Der reale Verlauf im Regenerator weicht hiervon aber ab, weil die Freisetzung der Reaktionswärme nicht punktuell beim Eintritt in den Brennraum erfolgt, sondern zu einem großen Teil bereits im Abluftregenerator. Diese Abweichung kommt insbesondere bei großen adiabaten Temperaturdifferenzen zum tragen.

Des Weiteren hängt die Chance, die Temperaturunterschreitung zu verhindern auch davon ab, wie groß und wie schnell die Abnahme der Eintrittskonzentration erfolgt. Daher ist die eben dargestellte Betrachtung nicht allgemein gültig, sondern muss als beispielhaft betrachtet werden.

Außerdem ist zu betonen, dass die Unterschreitung der Brennraumsolltemperatur in der Praxis durch Zuschalten der Brenner bzw. Erhöhung der Brennerleistung ausgegeregelt wird. Ein Beispiel für einen solchen Fall zeigt Abbildung 152.

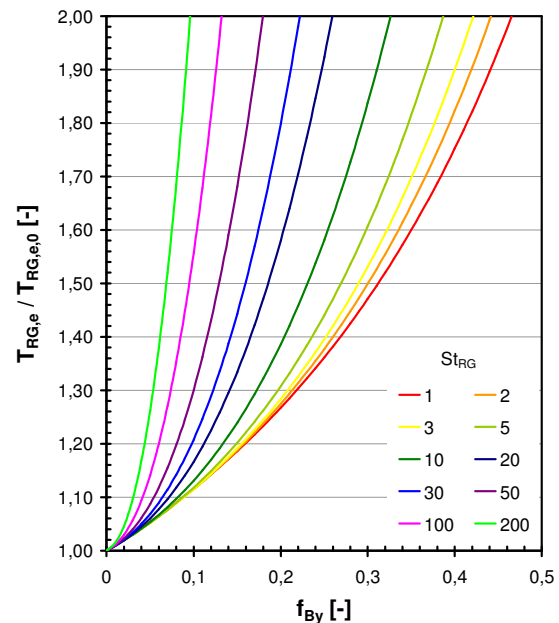


Abb. 151: *Abgeschätzte, potentiell notwendige Brennraumtemperatur mit der beim Rücksprung in den autothermen Betrieb die Abnahme der Temperatur verhindert werden kann.*

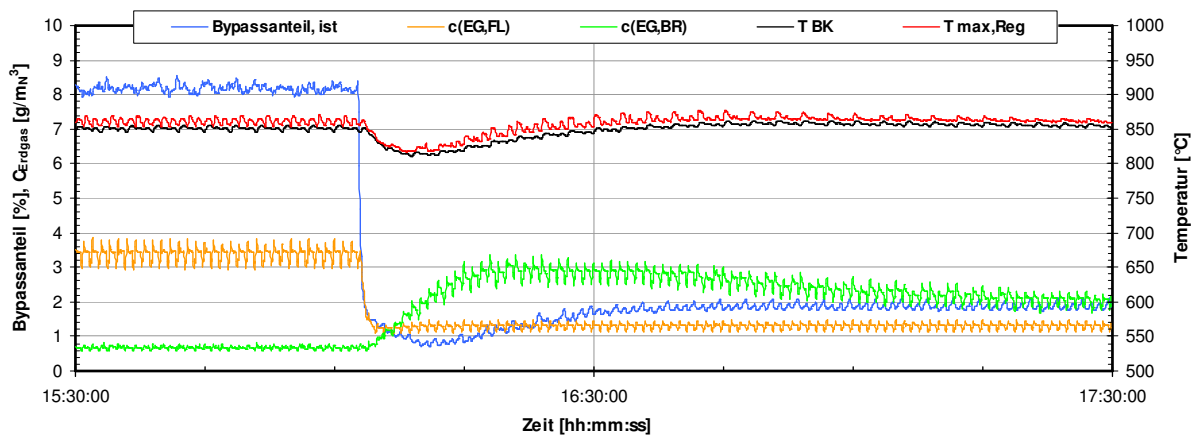


Abb. 152: Verlauf charakteristischer Größen beim Übergang vom überautothermen Bypassbetrieb in den autothermen Normalbetrieb (kombinierter Brenner- und Flammenlosbetrieb).

Hier wurde der Brenner zunächst auf minimale Leistung eingestellt und über die Flammenlosstrecke gerade so viel Erdgas zugegeben, dass die Gesamtzufuhr mit dem Versuch im reinen Flammenlosbetrieb vergleichbar war. Auch hier wurde der Bypass manuell so weit geöffnet, dass die Solltemperatur von 850 °C im Brennraum erreicht wurde. Im zyklisch-stationären Zustand wurde dann die Flammenlos-Beladung um die gleiche Konzentrationsdifferenz vermindert (etwa um 16:00 Uhr) und gleichzeitig der Bypass von Hand geschlossen. Es ist gut zu erkennen, wie mit sinkender Brennraumtemperatur die Brennerleistung erhöht wird und sich dadurch nach einer Weile (ca. 7 min) die Tendenz umkehrt. Nach etwa einer halben Stunde ist die Brennraumtemperatur wieder auf Solltemperaturniveau. Auffällig ist, dass die Temperatur dennoch recht weit abnimmt ($T_{BK,min} = 810 \text{ °C}$). Theoretisch wäre es zwar möglich, dies durch eine andere Reglereinstellung zu vermindern, es ist aber nicht unbedingt ratsam. Ist der Regler zu schnell eingestellt, kann dies dazu führen, dass er versucht, auch die kurzzeitigen Temperaturschwankungen, die durch die zyklische Betriebsweise auftreten, auszuregeln. Im schlimmsten Fall kann hierbei konstruktive Interferenz auftreten, d.h. die Leistung wird bedingt durch die Reaktionszeit des Systems (I-Anteil des Regler, Stellzeit des Ventilantriebes u.ä.) immer dann erhöht, wenn die Brennraumtemperatur im Zyklusverlauf steigt, und vermindert, wenn diese abnimmt. Je nach Betriebszustand können sich solche Interferenzen immer mehr aufschaukeln.

Zumindest teilweise kann das nach der Auskopplung oder beim Wechsel in den unterautothermen Betrieb vorhandene Energiedefizit auch durch einen zusätzlichen externen oder internen Wärmespeicher ausgeglichen werden [150]. Dieser dient nicht der eigentlichen Abluftreinigung, sondern ausschließlich zum Zwischenspeichern des Wärmeüberschusses im überautothermen Betrieb. Der bewirkte Ausgleichseffekt wird aber aus folgenden Gründen begrenzt sein. Zum einen kann der zusätzliche Speicher nicht beliebig groß gebaut, zum anderen nicht beliebig weit aufgeladen und entladen werden. Die maximal mögliche mittlere Temperatur des Speichers beim Einspeichern der Überschusswärme hängt vor allem von der maximalen Reaktionstemperatur und der höchstens zulässigen Austrittstemperatur des Speichers ab. Die minimal mögliche mittlere Temperatur des Speichers beim Wärmerücktransport hängt vom Ladezustand der Regeneratoren in der Abluftreinigungsanlage ab. Letztlich findet nur ein Energieausgleich statt, der zum Erliegen kommt, wenn alle Speicher das gleiche Niveau erreicht haben. Da sich der Energieinhalt des einen zusätzlichen Speichers auf alle übrigen Speicher verteilt, kann dort jeweils nur ein recht geringer Ausgleichseffekt erzielt werden. Dennoch stellt dieses Verfahren wärmetechnisch eine sinnvolle Möglichkeit dar, um den Gesamtenergiebedarf zu reduzieren, wengleich die Wirtschaftlichkeit gesondert zu prüfen ist.

12 Auswertung von Großanlagendaten

Neben den theoretischen Betrachtungen und den experimentellen Arbeiten im Technikum wurde im Rahmen des Projektes auch untersucht, inwiefern das geschilderte Betriebsverhalten in der Praxis relevant ist. Dazu wurde zum einen eine nicht-repräsentative anonyme Umfrage unter den Mitgliedern des Projektbegleitenden Ausschusses durchgeführt, zum anderen wurden Messdaten von zwei industriellen RNV-Anlagen ausgewertet.

12.1 Nicht repräsentative Herstellerumfrage

Um die bei den Anlagenherstellern vorhandenen Erfahrungen und Erkenntnisse zu ermitteln, wurde ein Fragebogen aufgestellt, der aus zwei Teilen bestand.

Der erste, allgemeine Teil bezog sich auf den Gesamtanlagenbestand des jeweiligen Herstellers und die Anzahl der Anlagen, die vom überautothermen Betrieb betroffen sind.

Im zweiten, spezifischen Teil wurden nähere Angaben zu den einzelnen Anlagen abgefragt, bei denen überautothermer Betrieb häufig auftritt. Hier wurden recht detailliert Informationen zum Anwendungsbereich, der Anlagengröße, dem Regeneratorkaufbau, der verwendeten Speichermasse, den Abluftinhaltsstoffen und dem Zusatzbrennstoff abgefragt und die Teilnehmer gebeten, zu möglichst vielen betroffenen Anlagen Angaben zu machen.

Der Anlagen spezifische Teil war absichtlich sehr ausführlich gestaltet worden, da ursprünglich beabsichtigt war, hieraus nicht nur qualitative, sondern auch quantitative Aussagen abzuleiten. Leider führte wohl gerade diese Ausführlichkeit, die mit einem entsprechend hohen Bearbeitungsaufwand auf der Teilnehmerseite verbunden gewesen ist, dazu, dass insgesamt recht wenig Details zu einzelnen Anlagen eingegangen sind.

Von fünf angeschriebenen Herstellern haben sich drei beteiligt, wovon jeweils zwei Hersteller nur eine einzelne Anlage näher spezifiziert haben, der dritte Teilnehmer hat 10 Anlagen näher beschrieben. Die Angaben und Nennungen wurden so übernommen und ausgewertet, wie von den Herstellern genannt, auch wenn offensichtlich war, dass einige Angaben geschätzt wurden. Letztlich basiert eine solche Schätzung ja gerade auf der Erfahrung, die ermittelt werden sollte. Dennoch muss man sich vergegenwärtigen, dass aus solchen Gründen die Umfrage keine genauen Zusammenhänge geliefert hat, sondern einen eher schemenhaften Gesamteindruck.

Abbildung 153 zeigt für die jeweiligen Hersteller die Anzahl der in bestimmten Baugrößen ausgeführten Anlagen (a) und die Zahl der Anlagen, bei denen überautothermer Betrieb auftritt (b). Demnach werden die meisten Anlagen für einen Auslegungsvolumenstrom von $25.000 \text{ m}_N^3/\text{h}$ bis $50.000 \text{ m}_N^3/\text{h}$ Abluft ausgeführt. Weiter ist zu erkennen, dass Hersteller 2 verglichen mit der Gesamtverteilung eher kleinere Anlagen liefert, Hersteller 3 eher größere. Von den ausgeführten Anlagen ist etwa ein Viertel mit einem heißen Bypass ausgestattet.

Die Verteilung der Anlagen mit überautothermem Betrieb verläuft augenscheinlich ähnlich wie die Verteilung der ausgeführten Anlagen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Zahlenwerte von einem Hersteller offenbar aus der Gesamtzahl berechnet wurden (mit einem festen Anteil von 80%) und der zweite Hersteller etwa gleichverteilte Werte geschätzt hat. Der dritte Hersteller hatte hierüber keine Angaben gemacht, mit der nachvollziehbaren Begründung, dass wegen fehlender Messstellen letztlich nicht bekannt sei, ob in den Regeneratoren evtl. höhere Temperaturen vorliegen.

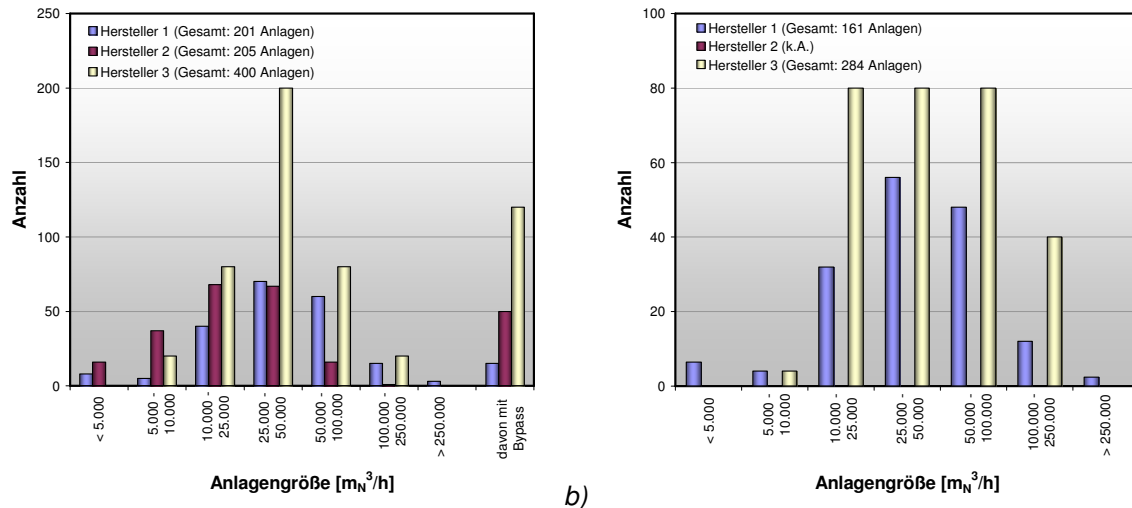


Abb. 153: Anlagenbestand der Hersteller: (a) ausgeführte Anlagen; (b) Anlagen mit überautothermem Betrieb.

Einige der Detailangaben zu den einzelnen Anlagen, die häufig überautotherm betrieben werden, sind im Anhang zu finden. Insgesamt ergibt sich auf Basis der 12 näher spezifizierten Anlagen folgendes Bild:

- Alle Anlagen bis auf eine sind mit einem Bypass ausgestattet.
- Wenn ein Bypass vorhanden ist, ist dieser immer kontinuierlich geregelt.
- Bei der Regelung des Bypass sind nur bei 3 Anlagen bisher Probleme aufgetreten.
- Nur bei vier Anlagen wird der über den Bypass abgeführte Enthalpiestrom zur Bereitstellung von Prozesswärme genutzt.
- Bei zwei Anlagen wird dem überautothermen Betrieb dadurch begegnet, dass die Abluft mit Frischluft verdünnt wird.
- Bei 8 Anlagen wird davon ausgegangen, dass vermutlich nie Temperaturmaxima in den Regeneratoren auftreten oder dies ist unbekannt.
- Dem überautothermen Betrieb geht nur bei zwei Anlagen nie oder selten ein Anstieg der Brennraumtemperatur voraus.
- Bei 7 Anlagen wird davon ausgegangen, dass die potentielle Abnahme der Brennraumtemperatur im überautothermen Betrieb nie zu einer Erhöhung der Brennstoffzufuhr führt, bei vier Anlagen ist dies unbekannt, bei einer Anlage tritt dies „wenn überhaupt nur sehr selten“ auf.
- Allerdings sind auch nur 4 Anlagen mit Temperaturmessstellen in einem oder mehreren Regeneratoren ausgestattet.

Eine der interessantesten Feststellungen ist, dass nur wenige Anlagen mit Temperaturmessstellen innerhalb der Regeneratoren ausgestattet sind. Dies bestätigt einerseits die eingangs dargestellte Ausgangssituation, andererseits relativieren sich dadurch einige der oben zusammengefassten Aussagen.

Ohne Kenntnis der Temperaturen in den Regeneratoren ist letztlich nicht bewertbar, ob bei einer Anlage ein pseudo-unterautothermer Betriebszustand vorliegt oder nicht. Es ist also anzunehmen, dass die Aussagen über das Auftreten und die Auswirkungen dieser Zustände weniger auf Messdaten beruhen, sondern eher auf einer Erwartung, die sich aus dem bisherigen Anlagenverständnis ergibt.

Es wurde auch abgefragt, welche Abluftinhaltsstoffe bei den speziellen Anlagen bekannt sind und mit welchem Gehalt diese auftreten. Anhand der Antworten muss man auch hier davon ausgehen, dass überwiegend Schätzwerte genannt wurden. Die genannten Abluftbestandteile sind in Abbildung 154 geordnet nach der Anzahl der Nennungen abgebildet. Toluol, Ethylacetat und Methylethylketon wurden am häufigsten genannt. Die angegebenen Gesamtbelastungen lagen überwiegend zwischen 10 g/m_N^3 und 25 g/m_N^3 .

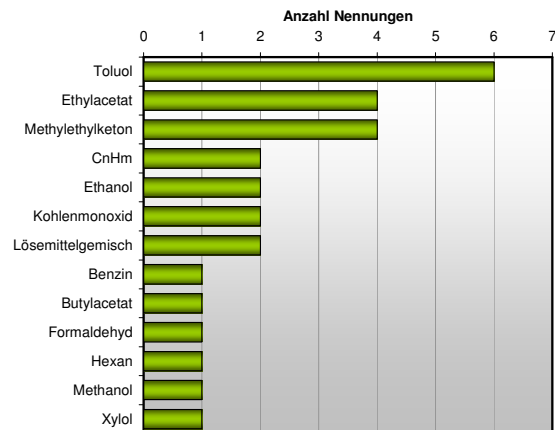


Abb. 154: Genannte Abluftinhaltsstoffe.

12.2 RNV-Anlage zur Reinigung des Abgases aus einem Zinkrecyclingprozess

Im Rahmen des Projektes war beabsichtigt, auf Basis der im Technikum entwickelten Strategie eine Regelung an einer industriellen Abgasreinigungsanlage zu implementieren und einen Vorher-Nachher-Vergleich durchzuführen. Als Demonstrationsfall war die RNV-Anlage der Befesa Zinc Duisburg GmbH vorgesehen, welche das Abgas aus einem Drehrohrföfen behandelt, in dem mit dem sogenannten Wälz-Prozess Zink zurückgewonnen wird. Hierzu werden Filterstäube aus der Stahlherstellung mit Koks und anderen Zuschlagsstoffen vermischt und im Drehrohr thermisch behandelt. Der Koks wird dabei verbrannt, das in den Stäuben enthaltene Zink reduziert, verdampft und in der Gasphase zu Zinkoxid oxidiert. Dieses Zinkoxid, das Produkt des Behandlungsprozesses, wird mit dem Abgas ausgetragen und in einer nachgeschalteten Filteranlage abgeschieden. Nach der Entstaubung wird das Abgas der RNV-Anlage zugeführt.

Die Abgasreinigungsanlage (Abb. 155) ist für einen Abluftvolumenstrom von $76.900 \text{ m}_N^3/\text{h}$ (feucht) ausgelegt und verfügt über fünf Regeneratoren, von denen jeweils zwei im Abluft- und Reingasbetrieb arbeiten, der fünfte Regenerator wird gespült. Ein Heißgasbypass war nicht installiert, aber anlagenseitig vorgesehen.

Die Analyse des Ist-Zustandes war laut Projektplan eigentlich für den Jahresbeginn 2009 terminiert. Die zu diesem Zeitpunkt aufkommende allgemeine Wirtschaftskrise führte jedoch insbesondere in der Stahlindustrie zu einer drastischen Minderung der Produktion. Dadurch waren am Markt nahezu keine Filterstäube mehr verfügbar, sodass der Betreiber der Zinkrecycling-Anlage einen Produktionsstopp hinnehmen musste, der vier Monate dauerte.

Die erste Auswertung erfolgt daher anhand von bereits vorhandenen Messdaten aus der Prozessdatenarchivierung, wobei der Zeitraum von April bis Mai 2008 betrachtet wurde. Zum Vergleich wurde nach Wiederaufnahme der Produktion zusätzlich der gleiche Zeitraum des Jahres 2009 ausgewertet. Die Betriebsdaten sind nicht vollständig vergleichbar, da in der Zwischenzeit in den Regeneratoren, die mit 3 Lagen Wabenkörpern á 300mm ausgestattet waren, eine zusätzliche halbe Lage (150 mm) eingebaut worden war.



Abb. 155: RNV-Anlage zur Reinigung des Abgases aus einem Zinkrecyclingprozess.

Die archivierten Daten wurden der CUTEC in Form von Excel[®]-Arbeitsmappen zur Verfügung gestellt. Da das Datenformat für die weitere Auswertung ungünstig war (Prozessgrößen auf mehrere Tabellen verteilt), wurden die Daten zunächst ins csv-Format exportiert. Dann wurde ein Konvertierungsprogramm geschrieben, mit dem die einzelnen Rohdatendateien in einer einzigen Tabelle zusammengefasst wurden, wobei gleichzeitig aus den aufgezeichneten Momentanwerten (im Abstand von 4 bis 6 Sekunden) Minutenmittelwerte berechnet wurden. Zusätzlich wurde eine Anwendung entwickelt und programmiert, welche die Durchsicht, statistische Auswertung und grafische Darstellung der Daten ermöglichte.

Der gesamte Datensatz wurde mit der entwickelten Auswertesoftware durchgesehen und bereinigt, indem Zeiträume, in denen der Datensatz unvollständig war, An- und Abfahrvorgänge stattfanden oder Betriebsstillstände vorlagen, entfernt wurden. Im ersten Betrachtungszeitraum blieben dadurch von ursprünglich 87.842 Minutenmittelwerten 81.243 erhalten, im Vergleichszeitraum 58.859 von zuvor 87.806 Minutenmittelwerten.

Um die grundsätzliche Auswertungsmethodik zu verifizieren, wurde zunächst der Zusammenhang zwischen Abluftkonzentration (als Messwert lag die untere Explosionsgrenze von CO vor) und der Temperaturdifferenz zwischen Reingasaustritt und Ablufteintritt analysiert.

Die grafische Darstellung zeigt Abbildung 156. Die Farbskala gibt dabei die absolute Häufigkeit an, mit der einzelne Wertekombinationen im Gesamtdatensatz auftraten. Unter den Voraussetzungen, dass die Anlage wärmedicht, Kohlenmonoxid der einzige brennbare Abluftbestandteil, der Umsatz vollständig erfolgt und die Anlage ohne Brenner betrieben worden wäre, müsste sich der skizzierte lineare Zusammenhang ergeben. Er entspricht gerade der adiabaten Temperaturdifferenz in Abhängigkeit des Kohlenmonoxidgehaltes.

Der Zusammenhang, der sich aus den Messdaten ergibt, ist ebenfalls etwa linear, verläuft aber flacher. Dies wird durch die Wärmeverluste an die Umgebung bewirkt. Auffällig ist, dass die minimale Temperaturdifferenz etwa 60 K beträgt und auch ohne Abluftbeladung bestehen bleibt. In diesen Fällen wird der Prozess durch verstärkte Energiezufuhr über die Brenner aufrecht erhalten.

Im Vergleich der beiden betrachteten Zeiträume fällt sofort auf, dass der Konzentrationsbereich deutlich schmaler geworden ist und dementsprechend geringere Temperaturdifferenzen auftreten.

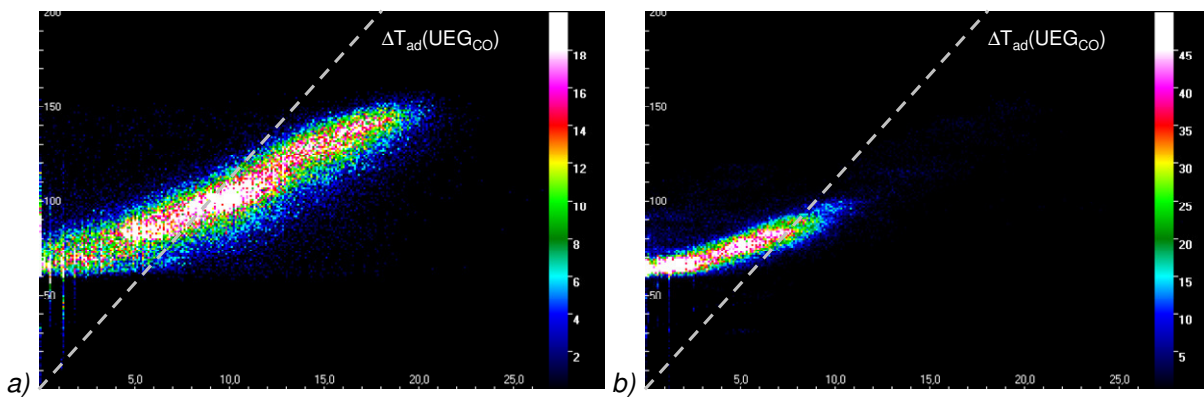


Abb. 156: Streudiagramm des Zusammenhangs zwischen Abluftkonzentration und Temperaturerhöhung. Die Farbskala gibt die Anzahl der Datenpunkte (entsprechend Betriebsdauer in Minuten) an: (a) April/Mai 2008; (b) April/Mai 2009.

Die Streubreite der Konzentration wird auch anhand der Histogramme deutlich (Abb. 157). Während im April/Mai 2008 ein Bereich bis ca. 21% UEG abgedeckt wurde mit einer maximalen Häufigkeit bei ca. 10% UEG, wurde im Zeitraum April/Mai 2009 nur ein Bereich bis etwa 11% UEG abgedeckt mit zwei Maxima bei ca. 2% und 5% UEG.

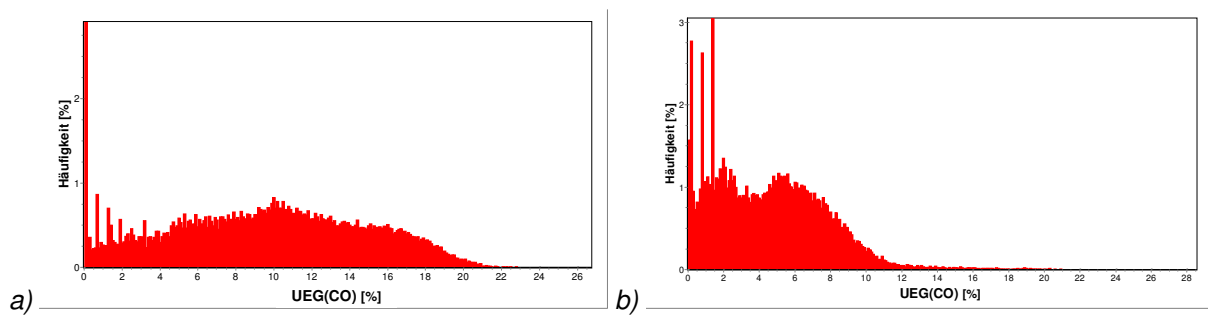


Abb. 157: Histogramm der UEG (abgezählt in 0,1% Schritten): (a) April/Mai 2008; (b) April/Mai 2009.

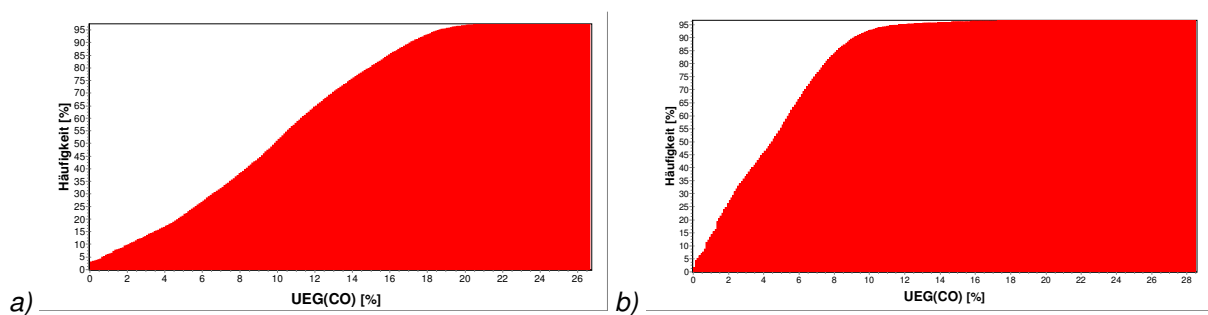


Abb. 158: Summenhäufigkeitsverteilung der UEG (abgezählt in 0,1% Schritten): (a) April/Mai 2008; (b) April/Mai 2009.

Die Summenhäufigkeitskurven (Abb. 158) zeigen, dass im ersten Zeitraum die CO-Konzentration in 50% der Fälle über bzw. unter etwa 10% UEG lag. Im zweiten Zeitraum beträgt das 50%-Perzentil nur noch ungefähr 5% UEG, d.h. die Größenordnung hat sich etwa halbiert.

Obwohl die Temperaturdifferenz zwischen Aus- und Eintritt bereits andeutet, dass die Anlage recht häufig im überautothermen Bereich arbeitet, bedeutet dies nicht, dass hierbei pseudo-unterautotherme Zustände auftreten. Da zwei Regeneratoren der Anlage mit jeweils zwei Temperaturmessstellen ausgestattet sind, kann aber beurteilt werden, ob und wie häufig Übertemperaturen in diesen Regeneratoren auftreten und welche Größe sie erreichen. Ein Messwert für die Größe des Zusatzbrennstoffstroms lag leider nicht vor. Daher kann nicht mit Gewissheit beurteilt werden, ob in diesen Fällen Brennstoff zugeführt wird, obwohl in den Regeneratoren Temperaturmaxima vorliegen. Es ist jedoch davon auszugehen, da – wie gezeigt wurde – in diesen Fällen immer eine Temperaturabnahme zum Brennraum hin erfolgt.

In Abbildung 159 wurde die Differenz zwischen der gemessenen Maximaltemperatur und der Brennraumtemperatur in Abhängigkeit der gemessenen unteren Explosionsgrenze von CO aufgetragen. Im Zeitraum April/Mai 2008 wird näherungsweise ein linearer Zusammenhang deutlich, wenn auch nicht so scharf wie im vorangegangenen Beispiel. Weiterhin ist zu erkennen, dass offenbar drei „Inseln“ vorhanden sind, also bestimmte Wertekombinationen, die deutlich häufiger auftreten als andere. Die Bereiche liegen bezogen auf die Abluftkonzentration etwa zwischen 5% und 10% UEG, zwischen 10% und 15% UEG und zwischen 15% und 20% UEG. Es stellt sich die Frage, weshalb es, obwohl der Konzentrationsbereich durchgehend mit ähnlicher Häufigkeit abgedeckt ist (vgl. Abb. 157), anscheinend drei bevorzugte Temperaturdifferenzen gibt, nämlich etwa 30°C bis 50°C, 60°C bis 90°C und ca. 100°C bis 110°C. Dies hängt damit zusammen, dass die Temperatur nur an diskreten Positionen innerhalb des Regenerators gemessen wird. Die reale Übertemperatur wird daher nur korrekt erfasst, wenn das Temperaturmaximum genau an der Einbauposition des Thermoelementes vorliegt. Liegt das Maximum zwischen den Messstellen, wird ein Wert gemessen, der gerin-

ger als das reale Maximum ist. Es ist davon auszugehen, dass dies in den Bereichen zwischen den „Inseln“ der Fall ist.

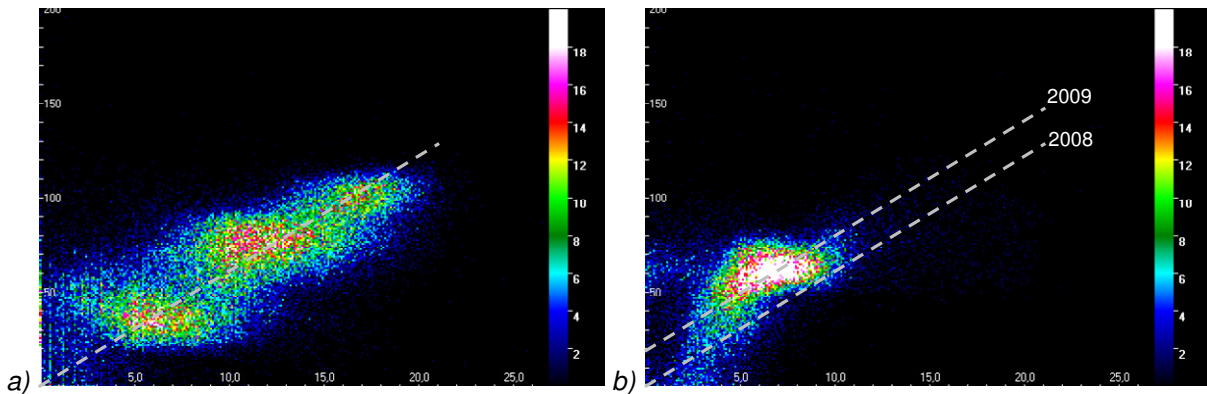


Abb. 159: Zusammenhang zwischen der Abluftkonzentration (UEG in % auf der Abszisse) und der Differenz zwischen der Maximaltemperatur im Regenerator und der Brennraumtemperatur (°C auf der Ordinate) dargestellt als Streudiagramm: (a) April/Mai 2008; (b) April/Mai 2009.

Im zweiten Betrachtungszeitraum (Abb. 159 (b)) ist der lineare Zusammenhang wegen der geringeren Streubreite der Konzentration kaum noch zu erkennen. Auffällig ist aber, dass die Übertemperatur des Regenerators höher ist als im Vergleichszeitraum (ca. 60°C verglichen mit ca. 40°C). Dies kann durch den Einbau der zusätzlichen Lage Wabekörper im März 2009 verursacht sein. Zum einen wurde dadurch der Vorwärmgrad erhöht, was im überautothermen Betrieb bei gleicher Konzentration zu höheren Übertemperaturen führt, zum anderen wurde dadurch der Abstand zwischen den Messstellen im Regenerator und dem Brennraum vergrößert. Das reale Maximum wird also erst dann detektiert, wenn es weiter in den Regenerator hingewandert ist als im Vergleichsfall, und dies ist gerade bei höheren Übertemperaturen der Fall. In Abbildung 160 sind diese Zusammenhänge veranschaulicht.

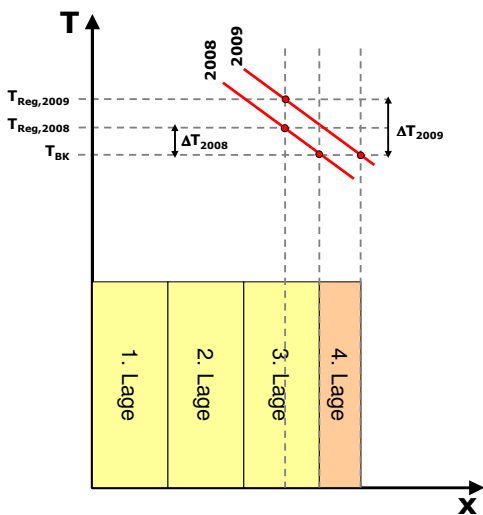


Abb. 160: Auswirkung der zusätzlichen Waben auf die Temperaturmessung im Regenerator.

Die Häufigkeitssummenkurve der Temperaturdifferenz zwischen Maximaltemperatur und Brennraumtemperatur ist in Abbildung 161 gezeigt. Geht man als Kriterium für die Festlegung eines eindeutig

überautothermen Zustandes davon aus, dass die Maximaltemperatur im Regenerator 20 K größer sein soll als die Brennraumtemperatur, so wurde im April/Mai 2008 dieser Wert in etwa 90% aller Fälle überschritten. In nur 5% der Fälle betrug die Temperaturdifferenz 0°C, d. h. das Temperaturmaximum war identisch mit der Brennraumtemperatur. Im Vergleichszeitraum des Jahres 2009 hingegen wurde die Temperaturdifferenz von 20°C nur noch in ca. 60% der Auswertungszeit überschritten, aber in 35% der Zeit lag das Temperaturmaximum im Brennraum. Dies ist auf die wesentlich geringeren Abluftkonzentrationen zurückzuführen.

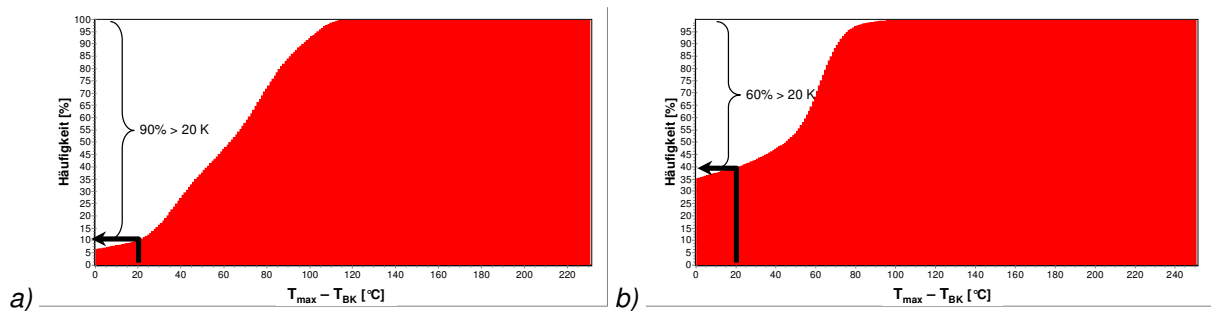


Abb. 161: Häufigkeitssummenkurve der Differenz zwischen Maximaltemperatur und Brennraumtemperatur (in 1 °C Schritten): (a) April/Mai 2008; (b) April/Mai 2009.

Aus den gemessenen Temperaturen (Brennraum, Reingasaustritt, Ablufteintritt) kann auch der Reingasabkühlungsgrad abgeschätzt werden:

$$\eta_K \approx \frac{T_{BK} - T_{RG}}{T_{BK} - T_{AL}} \quad (\text{Gl. 12.90})$$

Es ist jedoch darauf hinzuweisen, dass diese Näherung mit großen Unsicherheiten behaftet ist (bedingt durch Zyklusschwankungen, ungleiche Wärmekapazitäten der Ströme, Oxidationsverlauf, usw.) und daher nur tendenziell beurteilt werden kann.

Der Vergleich der Häufigkeitsverteilungen (Abb. 162) in den beiden Zeiträumen zeigt, dass im Fall (b) größere Werte häufiger auftreten als im Fall (a). Die Verteilung ist deutlich enger mit insgesamt höheren Häufigkeiten.

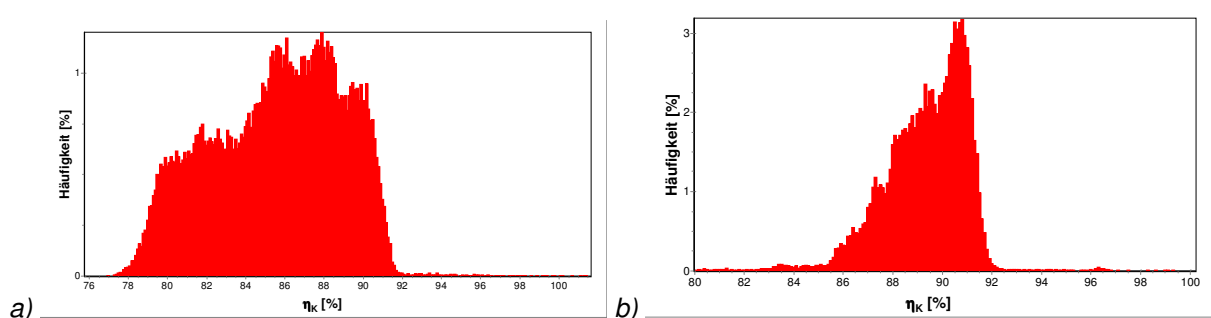


Abb. 162: Häufigkeitsverteilung des berechneten Reingasabkühlungsgrades (in 0,1% Schritten): (a) April/Mai 2009; (b) April/Mai 2008.

Die deutlich geringeren Reingasabkühlungsgrade im ersten Zeitraum können nicht ausschließlich durch die etwas geringere Wärmeübertragerfläche erklärt werden. Vielmehr ist dies ebenfalls eine Auswirkung des überautothermen Betriebs, denn wenn in den Regeneratoren Temperaturmaxima vorhanden sind, steht weniger Wärmeübertragerfläche zur Abluftvorwärmung/Reingasabkühlung zur Verfügung. Die Reingastemperatur steigt dadurch an und der Reingasabkühlungsgrad nimmt ab.

Dieser Zusammenhang wird recht deutlich, wenn man den abgeschätzten Reingasabkühlungsgrad in Abhängigkeit der Regeneratorübertemperatur aufträgt (Abb. 163). Die Abnahme des Reingasabkühlungsgrades mit steigender Übertemperatur wird im Fall (a) sehr deutlich. Im zweiten Zeitraum ist der Zusammenhang kaum noch zu erkennen, aber es wird auch hier wieder deutlich, dass die Werte zu höheren Übertemperaturen und höheren Reingasabkühlungsgraden verschoben sind.

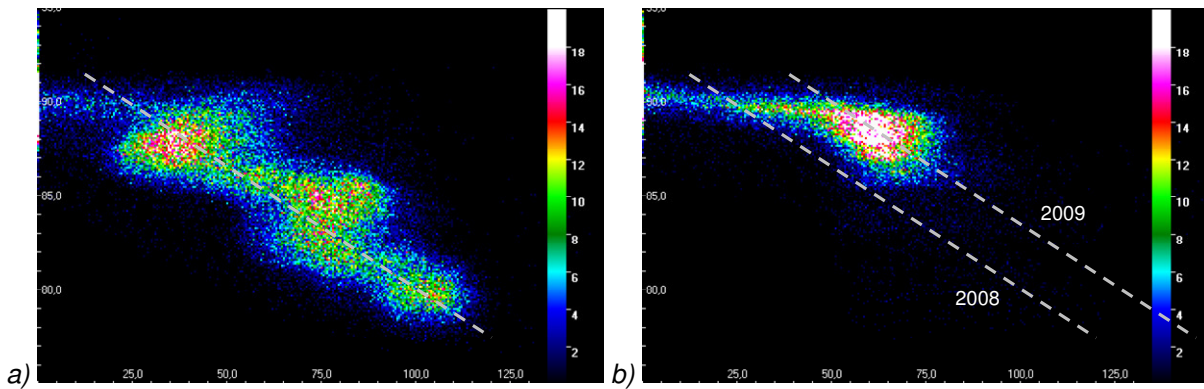


Abb. 163: Zusammenhang zwischen der Differenz zwischen der Maximaltemperatur im Regenerator und der Brennraumtemperatur ($^{\circ}\text{C}$ auf der Abszisse) und dem abgeschätzten Reingasabkühlungsgrad (% auf der Ordinate) dargestellt als Streudiagramm: (a) April/Mai 2008; (b) April/Mai 2009.

Die vorangegangenen Betrachtungen zeigen, dass die Anlage insgesamt sehr häufig im überautothermen Bereich arbeitete, auch wenn die Häufigkeit, bedingt durch die Abnahme der Eintrittskonzentration, in den beiden Vergleichszeiträumen geringer geworden ist. Insofern wäre diese Anlage geeignet gewesen, um die entwickelte Regelstrategie hier zu implementieren, auch wenn dies mit umfangreichen apparativen Änderungen an der RNV-Anlage verbunden gewesen wäre (Installation der Bypassleitung, der Klappen etc.).

Nach der Auswertung des zweiten Zeitraums wurde das Drehrohr jedoch durch den Betreiber im Bereich der Luftzufuhr umgebaut. Nach der Inbetriebnahme zeigte sich, dass der Kohlenmonoxidgehalt in der Abluft weiter abgenommen hat und es war notwendig, eine weitere Analyse der Betriebsdaten durchzuführen, um sicherzugehen, dass die erforderlichen Umbauarbeiten noch gerechtfertigt sind.

Betrachtet wurde dazu der Zeitraum von Dezember 2009 bis Februar 2010, für den insgesamt 124.602 Datensätze zur Verfügung standen. Abbildung 164 zeigt die Häufigkeitsverteilungen.

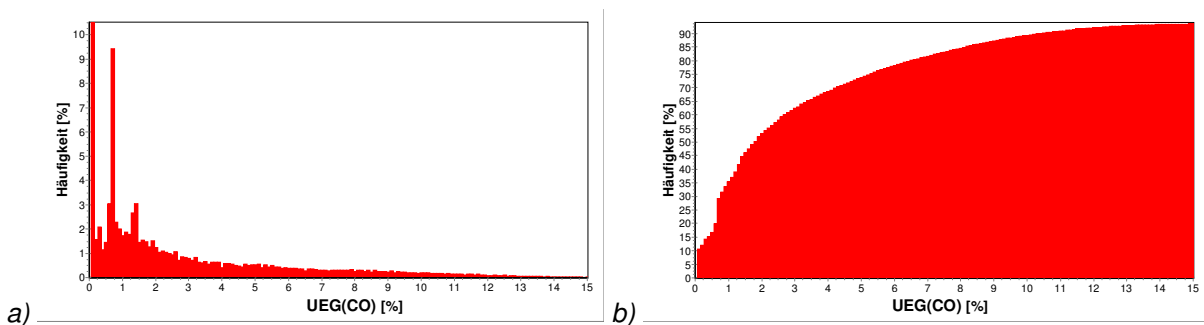


Abb. 164: Histogramm der UEG im Zeitraum Dezember 2009 bis Februar 2010: (a) Häufigkeitsverteilung; (b) Summenhäufigkeitsverteilung.

Es werden zwar immer noch Konzentrationen bis ca. 15% UEG erreicht aber nur noch selten. Die häufigsten Kohlenmonoxidgehalte liegen zwischen 0% und ca. 2% UEG, das 50%-Perzentil beträgt nur noch ungefähr 2% UEG. Die Konzentration hat demnach im Mittel gegenüber dem vorherigen Betrachtungszeitraum erneut um weitere 60% abgenommen.

Da die Anlage bei solch geringen Konzentrationen nicht mehr im überautothermen Bereich arbeitet, wurde in Absprache mit dem Projektbegleitenden Ausschuss beschlossen, einen anderen Anwender zu suchen. Mit Unterstützung durch den Projektpartner LTB (Lufttechnik Bayreuth GmbH & Co. KG, Goldkronach) konnte recht bald ein Betreiber gefunden werden, der bereit zur Zusammenarbeit war.

12.3 RNV-Anlage zur Reinigung des Abgases aus einem Kalkbrennprozess

Die zweite Anlage, deren Betriebsdaten ausführlich analysiert wurden, reinigt das Abgas aus mehreren Kalkbrennöfen. Diese sind als Schachtöfen ausgeführt und werden im Gegenstrom quasi-kontinuierlich betrieben. Das Ausgangsmaterial, im Wesentlichen eine Mischung aus Kalkstein (Calciumcarbonat, CaCO_3) und Kohle, wird in bestimmten Zeitabständen chargenweise von oben zugeführt. Beim Brennen wird Kohlendioxid aus dem Kalkstein ausgetrieben, sodass Branntkalk (Calciumoxid, CaO) entsteht, der am unteren Ende abgezogen wird. Die Verbrennungsluft wird am unteren Ende der Schachtöfen zugeführt, wo sie am Produkt vorbeiströmt, dieses abkühlt und dabei selbst vorgewärmt wird. Die Verbrennungsgase werden nach oben aus dem Schacht abgesaugt und wärmen dabei im oberen Bereich das Rohstoff-Brennstoffgemisch vor. Da die Verbrennung der Kohle teilweise unvollständig erfolgt und neben Kohlendioxid auch CO aus dem Kalkstein entweichen kann, ist die Hauptkomponente des Abgases wie im vorangegangenen Fall Kohlenmonoxid.

Die RNV-Anlage (Abb. 165) ist in 5-Turm-Bauweise ausgeführt und für einen Abluftvolumenstrom von $75.000 \text{ m}_N^3/\text{h}$ (feucht) ausgelegt. Sie verfügt über einen geregelten heißen Bypass (ohne Prozesswärmenutzung), mit dem im überautothermen Betrieb Übertemperaturen an den Reingasklappen verhindert werden sollen. Da die Reingastemperatur am Kamineintritt auf 280°C begrenzt ist, diese aber im Auskopplungsbetrieb überschritten werden kann obwohl der Bypassmassenstrom noch nicht ausreicht, um die Übertemperaturen an den Klappen zu verhindern, kann der Abluft durch ein zusätzliches Gebläse Frischluft beigemischt werden. Dies hat zur Folge, dass die Abluftkonzentrationen und die Ablufteintrittstemperatur abnehmen und der Abluftmassenstrom steigt, sodass die Auswirkungen des überautothermen Betriebes vermindert werden. Die Regeneratoren sind mit fünf Lagen Wabenkörpern bestückt, zwei Regeneratoren sind mit jeweils zwei Temperaturmessstellen ausgestattet.



Abb. 165: RNV-Anlage zur Reinigung des Abgases aus einem Kalkbrennprozess.

Zum Zeitpunkt des Anwenderwechsels wurde bei dem Betreiber gerade ein weiterer Schachtofen in Betrieb genommen. Daher war zu erwarten, dass sich hierdurch das Betriebsverhalten verändern würde. Um aber möglichst schnell eine generelle erste Einschätzung abgeben zu können, wurde dennoch unmittelbar mit der Auswertung bereits vorhandener Daten aus der Prozessdatenarchivierung begonnen. Betrachtet wurde hierzu der Monat Februar 2010, bei dem nach der Bereinigung des Datensatzes 35.629 von ursprünglich 40.137 Datensätzen als Minutenmittelwerte zur Verfügung standen. Da es bei der Inbetriebnahme des neuen Schachtofens zu Verzögerungen kam, konnte der Endzustand erst anhand des Zeitraums vom 01.07.2010 bis zum 04.08.2010 analysiert werden. Hier standen nach der Bereinigung noch 43.519 von 48.864 Minutenmittelwerten zur Verfügung.

Da die Anlage insgesamt komplexer aufgebaut ist, die Daten ein anderes Format aufwiesen und andere Messgrößen archiviert wurden als im vorangegangenen Fall, mussten auch die entwickelten Konvertierungs- und Auswertungsprogramme speziell angepasst werden. Die grundsätzliche Auswertungsmethodik wurde aber beibehalten.

Die Abbildungen 166 und 167 zeigen die statistischen Verteilungen der CO-Konzentration in der Abluft. Der Kohlenmonoxidgehalt wurde hier in Volumenprozent (Vol.-%) erfasst und nicht wie im eben dargestellten Fall in Prozent der unteren Explosionsgrenze (% UEG). Da nicht beabsichtigt war, die beiden Anlagen untereinander zu vergleichen, wurde auf eine Umrechnung der Angaben ($100\% \text{ UEG} \triangleq 12,5 \text{ Vol.-%}$) verzichtet. Mit der größten Einzelhäufigkeit (ca. 10%) trat im ersten Betrachtungszeitraum die Konzentration 0 Vol.-% auf. Ansonsten ist die Häufigkeit recht gleichmäßig um den Mittelwert von 0,8 Vol.-% verteilt. Die

Maximalkonzentration betrug 1,9 Vol.-% (entsprechend 15,2% UEG), der Medianwert ca. 0,95 Vol.-% (7,6% UEG). Im Vergleich dazu weist die Häufigkeitsverteilung des zweiten Betrachtungszeitraumes zwei Maxima auf (bei ca. 0,35 Vol.-% und 0,75 Vol.-%). Der Schwerpunkt hat sich zu geringeren Konzentrationen verschoben und Zustände ohne oder mit nur sehr geringen Gehalten von CO traten deutlich seltener auf, wie an der Summenkurve gut zu erkennen ist. Das 50%-Perzentil lag hier bei etwa 0,65 Vol.-% CO, was 5,2 % der unteren Explosionsgrenze entspricht, und war somit etwas geringer als im Vergleichszeitraum.

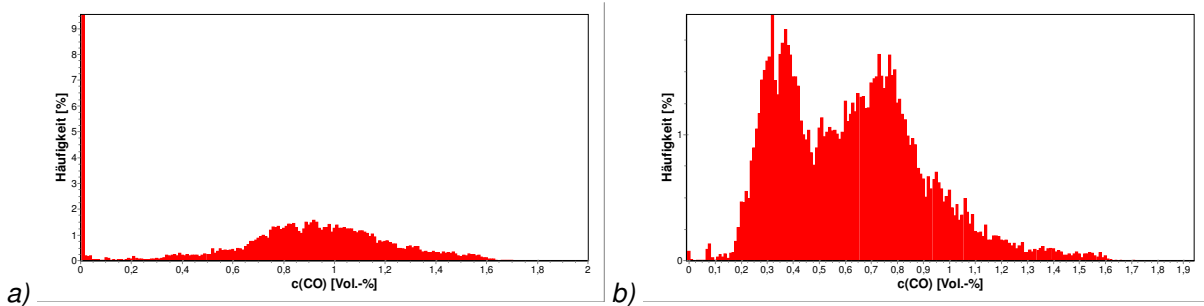


Abb. 166: Häufigkeitsverteilung der CO-Konzentration (in 0,01 Vol.-% Schritten): (a) Februar 2010; (b) Juli 2010

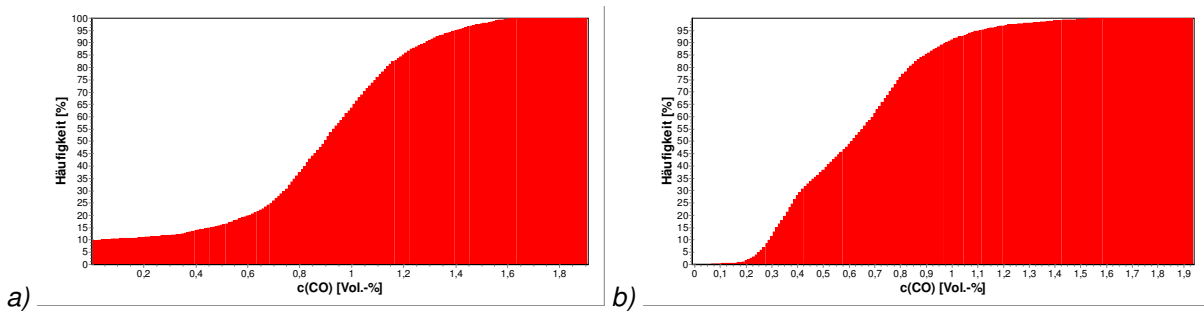


Abb. 167: Summenhäufigkeitsverteilung der CO-Konzentration (in 0,01 Vol.-% Schritten): (a) Februar 2010; (b) Juli 2010

In Abbildung 168 sind die Summenhäufigkeitskurven der Regeneratorübertemperatur gezeigt. Da die Temperaturdifferenz aus der in den beiden Regeneratoren gemessenen Maximaltemperatur und der gemessenen Brennraumtemperatur gebildet wurde, treten auch negative Werte auf. Geht man wieder davon aus, dass ein eindeutig überautothermer Zustand vorliegt wenn die Übertemperatur mindestens 20°C beträgt, war dies im Februar etwa in einem Drittel der Zeit der Fall, im Juli jedoch in fast ¾ aller Fälle. Die maximale Übertemperatur hat sich demgegenüber von fast 200 °C auf etwa 150°C reduziert, allerdings treten diese Werte nur mit sehr geringer Häufigkeit auf.

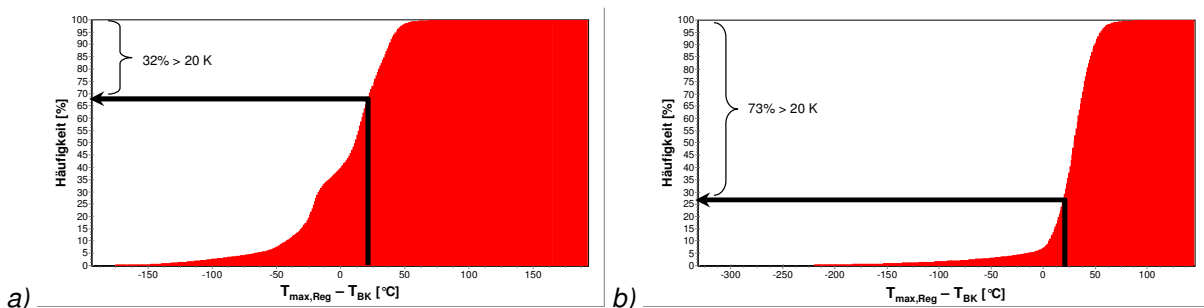


Abb. 168: Häufigkeitssummenkurve der Differenz zwischen Maximaltemperatur im Regenerator und Brennraumtemperatur (in 1 °C Schritten): (a) Februar 2010; (b) Juli 2010.

Stellt man diese Temperaturdifferenz wieder als Streudiagramm in Abhängigkeit der CO-Konzentration dar (Abb. 169), ergibt sich im Vergleich mit der zuvor betrachteten Anlage

keine klare Abhängigkeit. Dies ist darauf zurückzuführen, dass diese Anlage bereits mit einem geregelten Bypass ausgestattet ist, der die stärkere Ausbildung von Übertemperaturen recht gut verhindert. Vergleicht man die beiden Zeiträume, ist aber gut zu erkennen, dass negative Temperaturdifferenzen seltener geworden sind, d.h. das Temperaturniveau der Regeneratoren ist angestiegen.

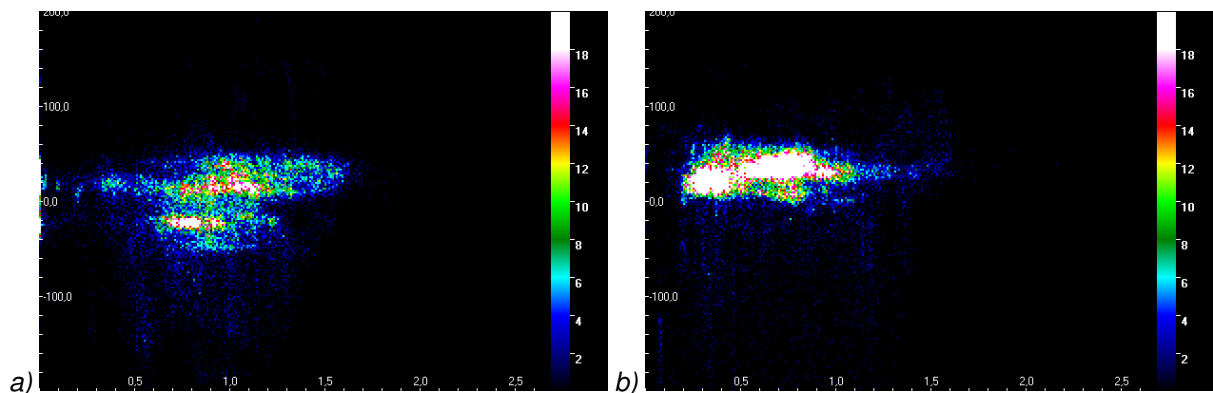


Abb. 169: Zusammenhang zwischen der CO-Rohgaskonzentration (Vol.-% auf der Abszisse) und der Übertemperatur von Regenerator 1 bzw. 3 (in °C auf der Ordinate): (a) Februar 2010; (b) Juli 2010.

Abbildung 170 zeigt die im überautothermen Betrieb entstehenden Maximaltemperaturen in Abhängigkeit der Kohlenmonoxidkonzentration. Es wird deutlich, dass die Temperaturen teilweise weit oberhalb der Solltemperatur von 820°C liegen. Insbesondere im zweiten Betrachtungszeitraum werden noch sehr hohe Maximaltemperaturen erreicht, obwohl mit der Heißgasauskopplung und der Frischluftzufuhr bereits Gegenmaßnahmen getroffen wurden.

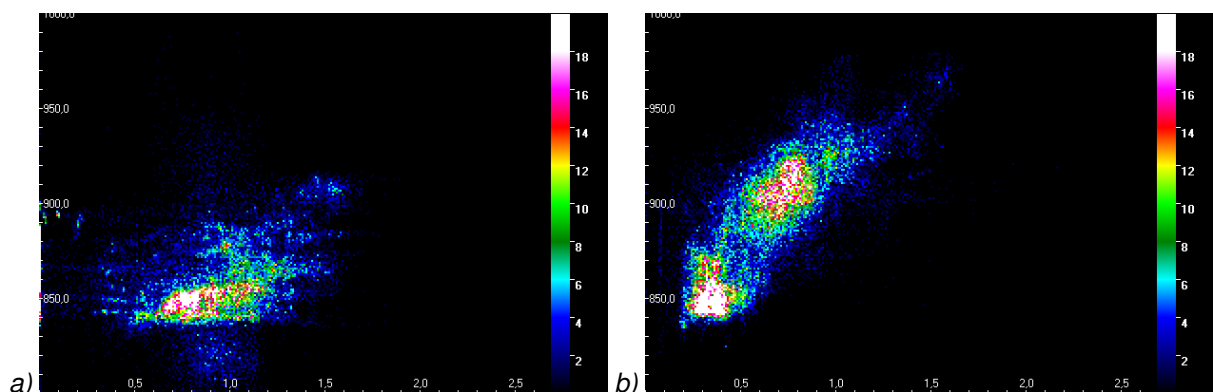


Abb. 170: Zusammenhang zwischen der CO-Rohgaskonzentration (Vol.-% auf der Abszisse) und der gemessenen Maximaltemperatur (in °C auf der Ordinate): (a) Februar 2010; (b) Juli 2010.

Vergleicht man die Temperaturdifferenz zwischen den Temperaturen am unmittelbaren Anlagenein- und -austritt mit der adiabaten Temperaturdifferenz, die sich aus dem CO-Gehalt der Abluft ergibt, ist nur im zweiten Auswertungszeitraum der erwartete ungefähr lineare Anstieg noch ansatzweise zu erkennen (Abb. 171). Allerdings liegt auch hier die reale Temperaturdifferenz oberhalb des berechneten Zusammenhangs, sodass davon auszugehen ist, dass neben CO noch andere brennbare Abluftinhaltsstoffe vorhanden sind, oder zusätzlich Energie über die Brenner zugeführt wird. Weiter ist in diesem Fall zu erkennen, dass ab einem CO-Gehalt von ca. 0,7 Vol.-% die Temperaturdifferenz abnimmt, was durch die Auskopplung von Reingas und die Frischluftzufuhr verursacht wird. Im ersten Auswertungszeitraum ist nur diese Abnahme der Temperaturdifferenz zu erkennen. Daher kann man annehmen, dass vorwiegend überautothermer Betrieb vorlag und ein höherer Anteil des Reingases über den Bypass abgeführt wurde. Das erklärt auch den scheinbar weniger ausgeprägten

überautothermen Betrieb, auf den man aus den vorangegangenen Abbildungen schließen könnte. Die dargestellten Auswirkungen (Übertemperatur der Regeneratoren, Maximaltemperatur usw.) sind also nicht wegen der vorliegenden Eintrittsbedingungen geringer, sondern weil dem überautothermen Betrieb stärker entgegengewirkt wurde.

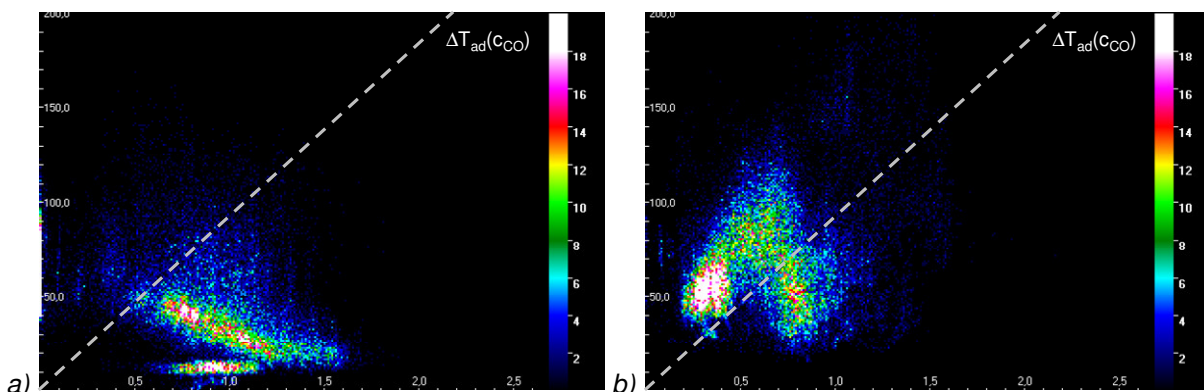


Abb. 171: Abhängigkeit der Differenz zwischen RNV-Aus- und Eintrittstemperatur (in °C) von der CO-Rohgaskonzentration (in Vol.-%): (a) Februar 2010; (b) Juli 2010.

Der Bypassbetrieb kann auch sichtbar gemacht werden, wenn man die Reingastemperaturen vor und nach der Heißgasmischkammer miteinander vergleicht. In dieser Mischkammer werden der Reingasstrom mit relativ niedriger Temperatur, welcher aus den Reingasregeneratoren heraustritt, mit dem heißen Reingasstrom, der über den Bypass aus dem Brennraum herausgeführt wird, zusammengeführt. Daher ist die Reingastemperatur nach der Mischkammer höher, als die Temperatur des Hauptreingasstromes am Eintritt. Trägt man diese Temperaturdifferenz in Abhängigkeit der CO-Beladung auf (Abb. 172), wird auch hier der Bypassbetrieb gut erkennbar. In beiden Fällen beginnt die Auskopplung etwa bei (0,7..0,8) Vol.-% CO, im zweiten Fall ist sie aber schärfer abgegrenzt.

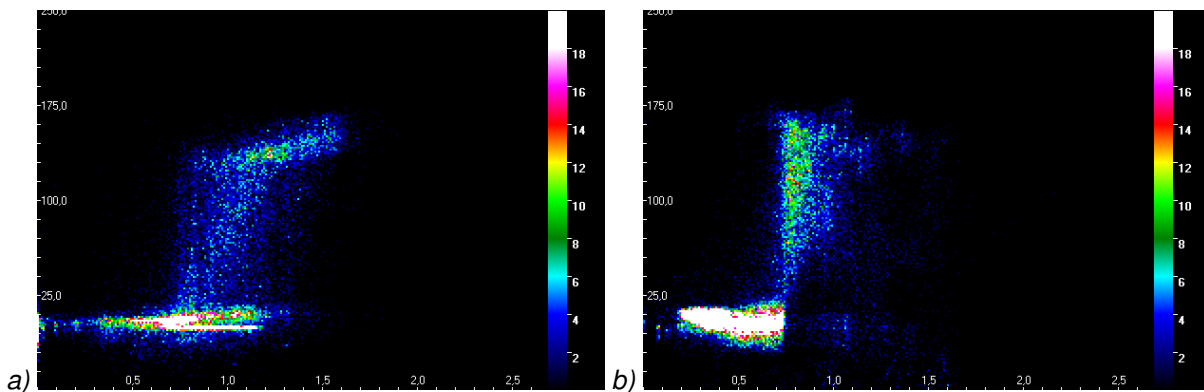


Abb. 172: Abhängigkeit der Differenz der Reingastemperaturen nach und vor Heißgasmischkammer (in °C) von der CO-Rohgaskonzentration (in Vol.-%): (a) Februar 2010; (b) Juli 2010.

Da in der Prozessdatenarchivierung auch die Stellungen der Bypassklappen gespeichert wurden, konnten auch diese Werte statistisch ausgewertet werden. Die Anlage ist mit zwei Bypassklappen ausgestattet, die parallel arbeiten. Daher reicht die Betrachtung einer Klappenposition. Die Summenhäufigkeitsverteilungen (Abb. 173) zeigen, dass in beiden Zeiträumen die Klappen in etwa 65% der ausgewerteten Betriebszeit vollkommen geschlossen waren. Die maximale Öffnung ergibt sich aus der Temperatur am Kamineintritt. Da diese 280 °C nicht überschreiten darf, wird die Klappenstellung entsprechend begrenzt und betrug daher im ersten Fall nur 35%, im zweiten ca. 37%. Die Form der Verteilungen deutet außerdem an, dass der Wechsel zwischen den Stellungen fast „binär“ erfolgt, d.h. die Klappen sind entweder geschlossen oder zu (35..37) % geöffnet.

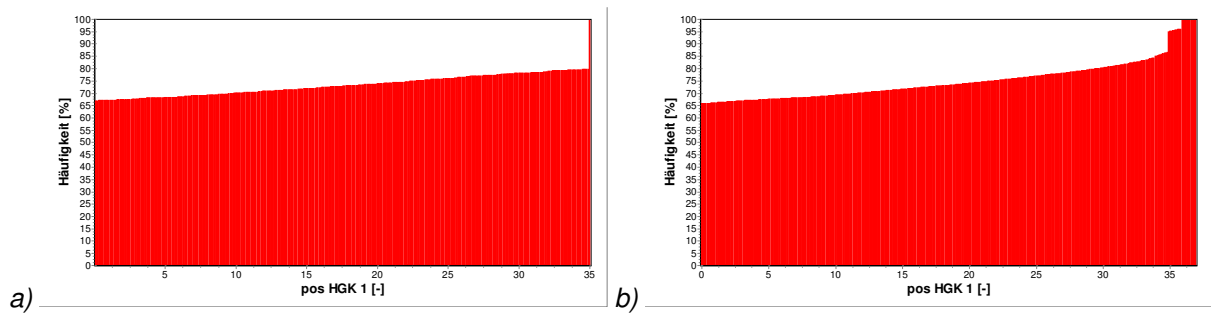


Abb. 173: Summenhäufigkeitsverteilung der Bypassklappenposition (in 0,1% Schritten): (a) Februar 2010; (b) Juli 2010.

Auch die Position der Klappe, welche die Zufuhr von Frischluft zur Abluft reguliert, konnte ausgewertet werden (Abb. 174). Im ersten Zeitraum war diese etwa 77% der Zeit geschlossen, im zweiten nur ca. 40%. Die Maximalposition betrug in beiden Fällen 100% und das Regelverhalten der Klappe ist kontinuierlicher als das der Bypassklappen.

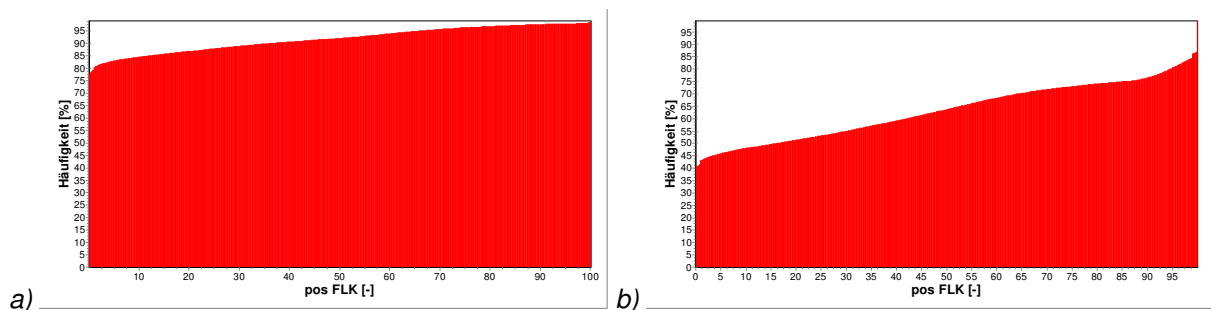


Abb. 174: Summenhäufigkeitsverteilung der Frischluftklappenposition (in 0,1% Schritten): (a) Februar 2010; (b) Juli 2010.

Die Zufuhr von Frischluft führt dazu, dass die Abluft, welche mit einer Temperatur von (80..90)°C in die Frischluftmischkammer eintritt, diese mit einer entsprechend niedrigeren Temperatur verlässt. Diese Temperaturdifferenz (Austritt – Eintritt) ist in Abbildung 175 wieder als Streuungsdiagramm dargestellt. Auch hier wird ersichtlich, dass im ersten Betrachtungszeitraum seltener Frischluft beigemischt wurde. Temperaturdifferenzen zwischen (-5..-25)°C treten hier nur mit geringer Häufigkeit auf, wohingegen im Vergleichszeitraum diese Werte ähnlich oft auftreten wie im Bereich ohne Frischluftzufuhr (etwa -5°C bis +5°C).

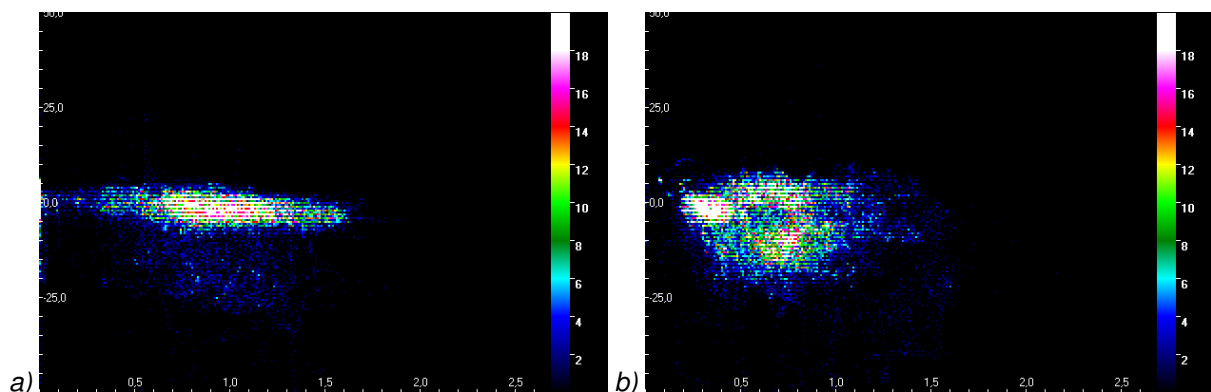


Abb. 175: Abhängigkeit der Differenz der Ablufttemperaturen nach und vor Frischluftmischkammer (in °C) von der CO-Rohgaskonzentration (in Vol.-%): (a) Februar 2010; (b) Juli 2010.

Die bisherigen Betrachtungen haben gezeigt, dass diese Abgasreinigungsanlage recht häufig vom überautothermen Betrieb betroffen ist, die Auswirkungen durch die bisherigen Maßnahmen aber recht gut begrenzt werden. Da auch hier kein Messwert für den zugeführten

Zusatzbrennstoff zur Verfügung stand, kann jedoch nicht konkret bewertet werden, ob in den ausgewerteten Betriebsphasen auch pseudo-unterautotherme Zustände aufgetreten sind. Es muss jedoch grundsätzlich von der Möglichkeit ausgegangen werden.

Ein Indiz hierfür ist das Auftreten von Zuständen, in denen der Betrieb der Zusatzbrenner angefordert wird, obwohl im Regenerator ausreichend hohe Maximaltemperaturen auftreten.

In der Prozessdatenarchivierung wurde auch ein Schaltsignal aufgezeichnet, mit dem der Betrieb der Zusatzbrenner gesteuert wird. Hierbei handelt es sich um einen Binärwert, der von der eigentlichen Anlagensteuerung an die davon unabhängig laufende Brennersteuerung weitergegeben wird. Unterschreitet die Brennraumtemperatur die Solltemperatur um einen gewissen Betrag, wird das Signal auf ‚-1‘ gesetzt und die Brennersteuerung aufgefordert, die Brenner einzuschalten. Überschreitet die Temperatur im Brennraum eine vorgegebene Maximaltemperatur, wird der Brennersteuerung durch den Signalwert ‚0‘ mitgeteilt, dass die Brenner ausgeschaltet werden können.

Dieses Signal darf nicht mit dem wirklichen Brennerstatus verwechselt werden. Da die Brennersteuerung die Ein- und Ausschaltvorgänge entsprechend ihres Programms durchführt (Drücke prüfen, Regelventil in Zündstellung fahren, Luftzufuhr öffnen, Brennstoffzufuhr öffnen, Zünden, Flamme überwachen usw.) und dieses einige Zeit benötigt, ist es grundsätzlich möglich, dass beispielsweise die Anforderung, die Brenner einzuschalten bereits wieder zurückgesetzt wurde, obwohl die Brenner noch nicht in Betrieb gewesen sind.

In Abbildung 176 ist der Wert dieses Signals in Abhängigkeit der Brennraumtemperatur aufgetragen, um die beschriebene Schalthysterese zu veranschaulichen. Die reellwertigen Zwischenwerte kommen durch die Mittelwertbildung zu Stande. Es ist gut zu erkennen, dass im ersten Zeitraum der Brennerbetrieb bei einer Brennraumtemperatur von etwa 800 °C angefordert wird und ab ca. 850 °C das Signal gegeben wird, die Brenner auszuschalten. Im Vergleichszeitraum ist der Schaltbereich etwas enger und liegt etwa zwischen 810 °C und 840 °C.

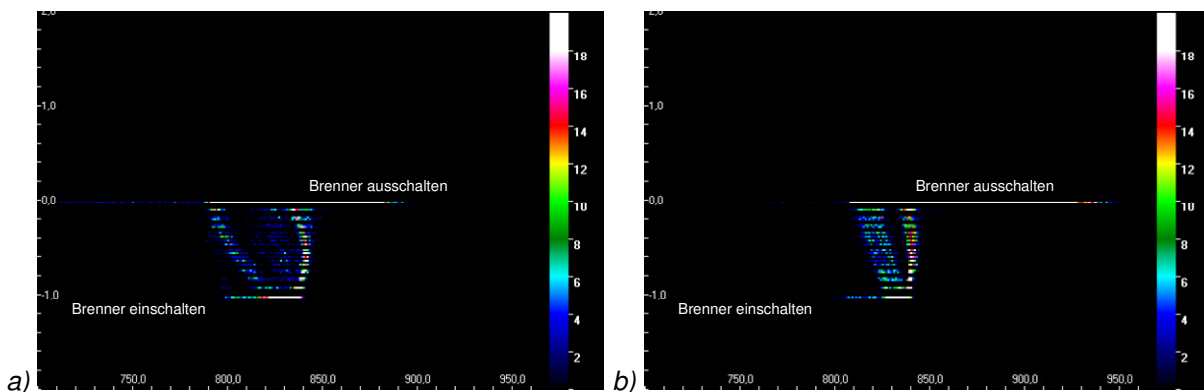


Abb. 176: Brennerstatus (-1 = „Brenner ein“) in Abhängigkeit der Brennraumtemperatur: (a) Februar 2010; (b) Juli 2010.

Trägt man dieses Signal nun statt in Abhängigkeit der Brennraumtemperatur in Abhängigkeit der gemessenen Maximaltemperatur auf (Abb. 177), wird ersichtlich, dass der Betrieb der Brenner in einigen Fällen zumindest angefordert wird, obwohl innerhalb der Anlage Temperaturen vorliegen, die um einiges höher sind als die Solltemperatur.

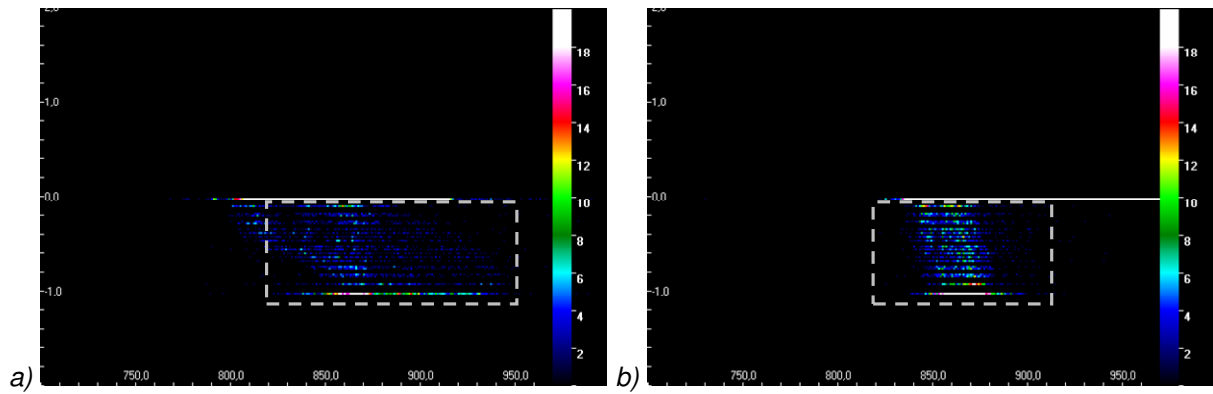


Abb. 177: Brennerstatus (-1 = „Brenner ein“) in Abhängigkeit der gemessenen Maximaltemperatur:
(a) Februar 2010; (b) Juli 2010.

Es kann daraus geschlossen werden, dass das Auftreten pseudo-unterautothermer Zustände sehr wahrscheinlich ist. Die Anlage war daher gut geeignet, um eine dahingehend angepasste Regelung in der Praxis zu testen.

13 Implementierung der Regelung an einer Großanlage

Im Rahmen des Projektes war von vorne herein beabsichtigt, basierend auf den Erfahrungen im Technikum, eine angepasste Regelung in der industriellen Praxis umzusetzen, die Funktionsfähigkeit zu überprüfen und die Auswirkungen zu bewerten.

Da verschiedene Anlagen meist auch unterschiedlich ausgestattet sind, insbesondere hinsichtlich Sensorik und Aktorik, war von Anfang an nicht davon auszugehen, dass die Strategie, welche im Technikum entwickelt wurde, eins zu eins in der Praxis hätte umgesetzt werden können. Stattdessen wurde bei der Implementierung das Ziel verfolgt, mit minimalen Änderungen der ursprünglichen Regelung die bestehenden Mindestanforderungen zu erfüllen.

Da bei der RNV-Anlage zur Reinigung des Abgases aus dem Kalkbrennprozess kein Wärmeübertrager im heißen Bypass vorhanden war, bestand nicht die Anforderung, den über den Bypass abgeführten Enthalpiestrom an den benötigten Prozesswärmebedarf anzupassen. Die Regelung war also in dieser Hinsicht unabhängig.

Die Minimalanforderung bestand deswegen ausschließlich darin, den Brennerbetrieb beim Auftreten pseudo-unterautothermer Betriebszustände zu verhindern und dadurch den Bedarf an Zusatzbrennstoff zu reduzieren.

Leider mussten auch im Zuge der Implementierung Verzögerungen hingenommen werden. Dies ist bei Forschungs Kooperationen mit kleinen und mittleren Unternehmen durchaus üblich, da diese in der Regel keine gesonderten Mitarbeiter für die ausschließliche Bearbeitung von F+E-Projekten beschäftigen. Insofern muss man respektieren, dass solche Arbeiten zeitweilig der eigentlichen Geschäftstätigkeit hintan gestellt werden, insbesondere wenn es sich um freiwillige, unentgeltliche Leistungen handelt. Die Anpassung der Regelung konnte daher nicht mehr im Rahmen der Projektlaufzeit bewältigt werden.

Da aber sowohl die Forschungsstelle als auch der Anlagenbauer sowie der Betreiber an der Umsetzung gleichermaßen interessiert waren, wurde dieser Arbeitspunkt noch nach Ende der eigentlichen Projektlaufzeit (Anfang Februar 2011) ausgeführt und wird auch in Zukunft noch weiter verfolgt werden.

13.1 Regelungsverfahren

Die Anlage, an der die geänderte Regelungsstrategie implementiert wurde, war bereits, wie schon dargestellt wurde, mit einem geregelten heißen Bypass versehen. Die Betriebsdatenauswertung hat außerdem gezeigt, dass diese Regelung insgesamt schon recht zielführend arbeitet, dass aber noch Potential vorhanden ist, den Einsatz der Zusatzbrenner zu optimieren. Denn teilweise wurde der Brennerbetrieb angefordert, obwohl in den Regeneratoren Temperaturmaxima vorlagen, die deutlich höher als die Brennraumtemperatur gewesen sind.

Um dies zu verhindern, wurde die bestehende Regelung dahingehend geändert, dass die Regelung des Brennerbetriebes nicht mehr anhand der Brennraumtemperatur erfolgt, sondern anhand der Maximaltemperatur. Die Erfahrungen aus den Entwicklungsarbeiten im Technikum flossen auch dadurch ein, dass hierbei die Abschätzung der wirklichen Maximaltemperatur entsprechend Abschnitt 10.3.2.1 eingesetzt wurde.

Aus den gemessenen Temperaturen in den Regeneratoren (wie erwähnt ist die Anlage in zwei Regeneratoren mit jeweils zwei Messstellen ausgestattet), der Ablufteintrittstemperatur, der Brennraumtemperatur und der Reingasaustrittstemperatur wird für beide Regeneratoren die abgeschätzte Maximaltemperatur berechnet.

Als Regelgröße wird dann der Maximalwert dieser berechneten und den anderen gemessenen Temperaturen verwendet.

13.2 Ergebnisse

Eine detaillierte Auswertung der aufgezeichneten Betriebsdaten konnte bis zum Ende der Berichtserstellung unbefriedigender Weise nicht ausgeführt werden. Unmittelbar vor Abschluss des Betrachtungszeitraumes wurde der Leitreechner der industriellen Abgasreinigungsanlage irreparabel beschädigt. Ursache hierfür war vermutlich ein Überspannungsschaden, der neben der Hauptplatine auch die Steuerelektronik des Festplattenspeichers zerstört hat. Abbildung 178 zeigt eine Fotografie dieses Schadens.

Die Beschaffung einer baugleichen Festplatte, die zum Ersatz der Steuerelektronik hätte dienen können, gestaltet sich äußerst schwierig und konnte in der Kürze der Zeit nicht realisiert werden. Dies rührt daher, dass die Festplatte schon mehrere Jahre alt ist und die Elektronik solcher Bauteile von den Herstellern in sehr kurzen Zyklen verändert wird. Daher ist es erforderlich, dass die Ersatzplatte aus genau der gleichen Serie stammt wie die havarierte.

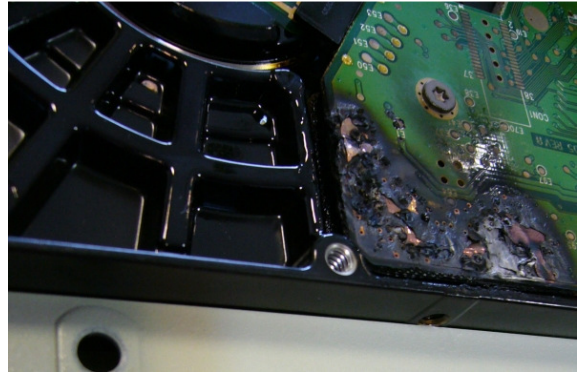


Abb. 178: Festplattenschaden

Es gibt selbstverständlich kommerzielle Unternehmen, die auf Datenrettung spezialisiert sind. Da dies jedoch sicherlich mit erheblichen Kosten verbunden und auch keine kurzfristig durchführbare Lösung gewesen wäre, wurde dies nicht weiter verfolgt.

Subjektiv kann man das Ergebnis der Implementierung zumindest insofern beurteilen, als das nach Auskunft des Herstellers der Anlagenbetrieb problemlos gewesen ist und in der Testphase keinerlei Störungen aufgetreten sind. Insofern ist auch anzunehmen, dass die Regelung zielführend gearbeitet hat, auch wenn dies hier nicht näher quantifiziert werden kann.

Es sei jedoch abschließend bemerkt, dass die ausführliche Analyse des Betriebsverhaltens anhand wiederhergestellter oder neu aufgezeichneter Daten durchgeführt und in Form eines Ergänzungsberichts oder weiterer Veröffentlichungen bekannt gemacht werden wird.

14 Empfehlungen für die Praxis

Der überautotherme Betrieb führt unter bestimmten Bedingungen dazu, dass Temperaturmaxima in den Regeneratoren entstehen und die Brennraumtemperatur demgegenüber abnimmt. Dieses Verhalten ist umso ausgeprägter

- je größer der Abluftvorwärmgrad ist, also bei
 - größeren Wärmeübertragerflächen,
 - besserem Wärmeübergang und
 - kleinerem Abluftmassenstrom,
- je größer die mit den Schad- und Brennstoffen mit der Abluft zugeführte Reaktionsenthalpie ist, also bei
 - höheren Konzentrationen und
 - höheren Heizwerten,
- je niedriger die Oxidationstemperatur der Abluftinhaltsstoffe ist,
- je höher die Ablufteintrittstemperatur ist und
- je größer die spezifischen Transmissionswärmeverluste an die Umgebung sind, also
 - je größer die Außenfläche im Verhältnis zum Anlagenvolumen ist,
 - je größer der Wärmedurchgangskoeffizient der Reaktorwände ist,
 - je geringer der Abluftmassenstrom ist.

Die Abnahme der Brennraumtemperatur kann von der Regelung als unterautothermer Zustand fehlinterpretiert werden, was unnötigerweise zu einer erhöhten Brennstoffzufuhr führen würde.

Weiter ist festzustellen, dass sich der Übergang in diesen, hier als pseudo-unterautothermen Betrieb bezeichneten Zustand nicht immer in einem Anstieg der Brennraumtemperatur äußert. Dies hängt ab von der Abluftbeladung und der Zündtemperatur des jeweiligen Abluftgemisches, bei den jeweiligen Betriebsbedingungen in der jeweiligen Anlage.

Um das Auftreten solcher Zustände grundsätzlich zu erfassen und diesem entgegenzuwirken, werden folgende Maßnahmen empfohlen.

Temperaturmessung innerhalb der Regeneratoren: Da andere Messgrößen (z.B. Reingastemperatur, Anlagendruckverlust) mehr oder weniger großen Störgrößeneinflüssen unterliegen (vgl. Abschnitt 10.1), wird die Regeneratorübertemperatur als die Messgröße erachtet, mit der sich diese Betriebszustände am sichersten diagnostizieren lassen. Um diese zu erfassen, sollten mindestens ein bis zwei Regeneratoren mit einer Temperaturmessstelle im oberen Bereich der Speichermasse ausgestattet werden. Da sich gezeigt hat, dass die äußeren Regeneratoren meist etwas niedrigere Temperaturen aufweisen, sollte die Messung in den innen liegenden Regeneratoren erfolgen. Bei Wabenkörpern hat sich eine Messposition in der Mitte der obersten Wabenlage bewährt, bei Schüttkörpern kann die Position entsprechend gewählt werden. Bei der Installation des Temperaturfühlers ist darauf zu achten, dass dieser weit genug in die Speichermasse hineinreicht (am besten bis zur Mittelachse), damit der Einfluss von Randeffekten minimiert wird.

Gegebenenfalls Abschätzung der Maximaltemperatur: Werden die gemessenen Regeneratoren mit jeweils mindestens zwei Temperaturmessstellen ausgestattet, wovon eine im unteren Bereich der Speichermasse angeordnet ist (bei Wabenkörpern z.B. am oberen Ende der untersten Wabenlage, bei Schüttkörpern entsprechend), kann aus den Messwerten eine Abschätzung für die reale Maximaltemperatur im Regenerator berechnet werden (vgl. Abschnitt 10.3.2). Dies kann insofern hilfreich sein, als dass die Regeneratortemperatur am

oberen Rand, je nach Lage des tatsächlichen Maximums, noch sehr weit von der Maximaltemperatur abweichen kann.

Regelung anhand der Maximaltemperatur: Sind in den Regeneratoren Maximaltemperaturen vorhanden, die höher sind als die notwendige Oxidationstemperatur zur Gewährleistung eines ausreichenden Ausbrandes (meist festgelegt durch die gewählte Solltemperatur), ist davon auszugehen, dass die Verbrennung der Schadstoffe bereits im Abluftregenerator abgeschlossen ist. Insofern spielt die tatsächliche Höhe der Brennraumtemperatur keine Rolle mehr für die Reinigungswirkung. Es ist daher zu empfehlen, als Regeltemperatur nicht unmittelbar die Temperatur des Brennraumes zu verwenden, sondern die jeweilige Maximaltemperatur aus den Werten, die im Brennraum und in den Regeneratoren gemessen werden. Die Berücksichtigung der abgeschätzten Maximaltemperaturen kann sich hierbei vorteilhaft auswirken. Allerdings sollte zuvor die Qualität der Abschätzung überprüft werden, indem man zumindest bewertet, ob diese in einem realistischen Rahmen liegt.

Regelung anhand der Temperaturflanke: Im autothermen und überautothermen Normalbetrieb steigt bzw. fällt die Temperatur in den Regeneratoren etwa gemäß einer Geraden zwischen der Eintritts- bzw. Austrittstemperatur und der Brennraumtemperatur. Die am oberen Ende des Regenerators gemessene Temperatur ist daher immer um einen bestimmten Betrag niedriger als die Brennraumtemperatur. Treten hingegen Temperaturmaxima in den Regeneratoren auf, ist diese Temperaturdifferenz positiv. Es ist daher ebenso möglich, wenngleich dies im Rahmen des Projektes nicht explizit untersucht wurde, diese Temperaturdifferenz als Führungsgröße einer Regelung einzusetzen. Auf Basis der Projektergebnisse sind hierzu aber folgende Einschränkungen anzuführen. Die Brennraumtemperatur ist davon unabhängig zu regeln, weil eine bestimmte Temperaturdifferenz alleine keine Aussage über die Höhe der Maximaltemperatur oder der Brennraumtemperatur zulässt. Daher kann diese Temperaturdifferenz nur zur Regelung der Maßnahme, mit der den Temperaturmaxima entgegengewirkt wird (Bypass, Frischluftzufuhr, Zykluszeit u.ä.), eingesetzt werden. Zum anderen ist dabei zu beachten, dass sich die Form des Temperaturprofils und damit die Größe der Solltemperaturdifferenz in Abhängigkeit der Gegenmaßnahme verändern können. So verläuft zum Beispiel das Temperaturprofil mit Heißgasauskopplung im oberen Bereich des Regenerators steiler als im Betrieb ohne Auskopplung (vgl. Abschnitt 5.6). Diese Einflüsse müssten dann günstigstenfalls bei der Festlegung der Solltemperaturdifferenz berücksichtigt werden.

Installation eines Heißgasbypasses: Grundsätzlich kann den Temperaturmaxima in den Regeneratoren mit allen Maßnahmen begegnet werden, welche die Vorwärmung der Abluft vermindern. Die Auskopplung von Heißgas aus dem Brennraum wird aus folgenden Gründen präferiert. Es handelt sich um eine passive Maßnahme für die, abgesehen vom geringfügigen elektrischen Energiebedarf der Klappenstellantriebe, kein zusätzlicher Energieaufwand erforderlich ist. Der aus dem Brennraum abgeführte Enthalpiestrom kann eventuell zur Bereitstellung von Prozesswärme genutzt werden oder zum Ausgleich eines Wärmedefizits im unterautothermen Betrieb zwischengespeichert werden. Der Bypassbetrieb hat einen großen Einfluss auf die Abluftvorwärmung, wodurch ein entsprechend großer Wirkungsbereich zur Verfügung steht. Als Nachteil ist jedoch anzuführen, dass der autotherme Energiebedarf in nicht unerheblichem Maße vergrößert wird, wenn die Stellglieder im Bypass nicht vollständig dicht schließen (vgl. Abschnitt 7.6). Daher ist, insbesondere wenn der Bypassenthalpiestrom nicht oder nicht dauerhaft genutzt wird, auf eine möglichst große Dichtigkeit der Klappen zu achten.

Beimischung von Frischluft: Auch diese Maßnahme kann zielführend eingesetzt werden, um der Ausbildung von Temperaturmaxima in den Regeneratoren entgegenzuwirken. Durch die Beimischung von Frischluft wird der Luftmassenstrom vergrößert und dadurch die Abluftvorwärmung reduziert. Außerdem werden die Ablufteintrittskonzentrationen und (in vielen Fällen) die Ablufttemperatur reduziert, was sich beides günstig auswirkt. Als Vorteil dieser Maßnahme ist zu nennen, dass der Energiebedarf im autothermen Betrieb hierdurch nicht beeinflusst wird. Nachteilig ist jedoch, dass ein zusätzliches Gebläse benötigt wird, wenn nicht ohnehin ein Frischluftgebläse für den Anfahr- oder Standbybetrieb zur Verfügung steht.

Weiter ist der erhöhte Luftmassenstrom mit einem größeren Anlagendruckverlust verbunden, sodass insgesamt der elektrische Energiebedarf steigt. Auch ist der Wirkungsbereich dieser Methode begrenzt, da der Massenstrom meist nur in geringem Maße erhöht werden kann.

Variation der Zykluszeit: Bei größeren Zykluszeiten steigt der effektive Mittelwert der Reingasaustrittstemperatur an und der effektive Mittelwert der Eintrittstemperatur am Abluftregenerator nimmt ab. Durch den schlechteren Wärmerückgewinnungsgrad wird die Abluftvorwärmung reduziert, und damit den Maximaltemperaturen entgegengewirkt. Bei entsprechender Anpassung der Klappensteuerung können die Takt- und Zykluszeiten auch kontinuierlich geregelt werden. In vielen Fällen ist jedoch die Reingasaustrittstemperatur auf einen Maximalwert begrenzt (zum Schutz der Umschaltklappen oder der nachfolgenden Apparate und Anlagenteile), sodass die Umschaltzeit nicht beliebig vergrößert werden kann und daher nur ein begrenzter Wirkungsbereich zur Verfügung steht.

Verringerung der Wärmeübertragerfläche: Auch durch Verminderung der Wärmeübertragerfläche kann der Abluftvorwärmgrad und damit die Entstehung von Temperaturmaxima in den Regeneratoren reduziert werden. Ist eine Anlage dauerhaft oder überwiegend vom pseudo-unterautothermen Betrieb betroffen, kann es also durchaus angebracht sein, die Wärmeübertragerfläche durch Entnahme von Speichermasse oder Einbau von Füllkörpern mit einer geringeren spezifischen Oberfläche zu reduzieren. Da dies eine dauerhafte Maßnahme darstellt, die den Energiebedarf für den autothermen Betrieb vergrößert, sollte sie nur angewandt werden, wenn das Einsparpotential durch die Vermeidung pseudo-unterautothermer Zustände größer ist als die Vergrößerung des Brennstoffbedarfs im unterautothermen Betrieb. Es muss daher im Vorfeld durch langfristige Analyse und möglichst exakte Bilanzierung genau geprüft werden, welche Flächenminderung sinnvoll ist. Auch die Verminderung der aktiven Wärmeübertragerfläche im laufenden Betrieb scheint technisch realisierbar, obschon dem Verfasser keine Anlagen bekannt sind, bei denen dies bereits ausgeführt wäre. Bei Anlagen, in denen zwei oder mehr Regeneratoren jeweils von Abluft und Reingas durchströmt werden, könnten beispielsweise durch eine angepasste Klappensteuerung einzelne Regeneratoren zeitweise verschlossen oder in einem anderen Takt betrieben werden. Bei einer 5-Turm-Anlage werden beispielsweise in jedem Takt jeweils zwei Regeneratoren von Abluft bzw. Reingas durchströmt und der fünfte gespült. Würde man nun nach der Hälfte des Taktes einen der Abluftregeneratoren und einen der Reingasregeneratoren mit Hilfe der Klappen abriegeln, würde die effektive Wärmeübertragerfläche im Mittel um 25% reduziert. Ein weiterer Beitrag käme dadurch zu Stande, dass der Abluftmassenstrom in den geöffneten Regeneratoren im Mittel um 50% erhöht wird. Ein noch größerer Effekt ließe sich erreichen, wenn die einzelnen Regeneratoren in diesem Zeitraum nicht verschlossen, sondern im jeweils anderen Modus betrieben würden. Also zum Beispiel die eine Hälfte der Taktzeit mit zwei Abluftregeneratoren und zwei Reingasregeneratoren, die andere Hälfte mit einem Abluftregenerator und drei Reingasregeneratoren oder umgekehrt. Durch eine flexible Wahl der Verschlusszeit könnte der Vorwärmgrad zudem kontinuierlich beeinflusst werden. Die Steuerung der Umschaltklappen würde hierdurch jedoch sehr viel aufwendiger und müsste bei der Erstimplementierung entsprechend ausführlich getestet werden. Auch müsste den sich sprunghaft ändernden Druckverhältnissen mit einer entsprechend optimierten Volumenstrom- oder Differenzdruckregelung des Abluftgebläses Rechnung getragen werden. Eine andere Möglichkeit zur Variation der aktiven Wärmeübertragerfläche könnte zumindest theoretisch auch dadurch geschaffen werden, dass man einzelne oder alle Regeneratoren mit einem Mechanismus ausstattet, mit dem der durchströmte Teil des Querschnitts kontinuierlich eingestellt werden kann (z.B. durch Jalousieklappen, Schieber, Rolll Tore o.ä.). Jedoch ist die praktische Realisierbarkeit wegen der zu erwartenden Anfälligkeit (Korrosion, thermische Wechselbeanspruchung, Hemmung durch Beläge usw.) zumindest unwahrscheinlich, wenn auch nicht ausgeschlossen.

Verringerung der Wärmeverluste: Wie im Rahmen des Projektes gezeigt wurde, kommt das Phänomen des pseudo-unterautothermen Betriebs durch ein Zusammenspiel aus Wärmeverlusten und Wärmeübertragung in Verbindung mit der Bestimmung der Solltemperatur im Brennraum zu Stande. Dennoch wird in der Verringerung der Wärmeverluste durch An- oder Einbringen anderer oder zusätzlicher Isolierschichten keine effektive Lösungsmöglich-

keit gesehen. Die Größe der Wärmeverluste selbst hat zwar einen bedeutenden Einfluss, jedoch wird dieser durch die interne Wärmeübertragung um ein Vielfaches vergrößert (vgl. Abschnitt 9). Auch sind die Möglichkeiten zur Realisierung begrenzt. Eine Verbesserung der Außendämmung hat höhere Temperaturen der tragenden Stahlkonstruktion zur Folge, was zu einer Beeinträchtigung der Stabilität führen kann. Auf der Innenseite wäre der Ersatz durch ein Isoliermaterial mit geringerer Wärmeleitfähigkeit zu bevorzugen, weil durch eine größere Isolierdicke der freie Querschnitt reduziert würde. Dies würde die Verweilzeit verringern und in den Regeneratoren eine Umverteilung der Speichermasse notwendig machen. Hochtemperaturdämmstoffe, die im Anlageninnern einzusetzen sind, weisen jedoch überwiegend recht ähnliche Wärmeleitfähigkeiten auf, sodass auch diese Möglichkeit nur sehr eingeschränkt realisierbar ist. Schließlich muss bei einer besseren Innendämmung der Abluft- bzw. Reingastaupunkt beachtet werden, damit die enthaltene Feuchte nicht kondensiert und lokal zur Korrosion führt.

Überprüfung der Auslegungsmethoden: Die Auslegung der Wärmeübertragerflächen erfolgt oft anhand eines zu erreichenden Abluftvorwärmgrades bzw. dem zum autothermen Betrieb notwendigen Verbrennungsenthalpiestrom. Geht man beispielsweise von einer Brennräume Solltemperatur von 850 °C und einer Ablufteintrittstemperatur von 50 °C aus, muss bei einem Abluftvorwärmgrad von 95% und adiabater Betrachtung eine Temperaturerhöhung von 50 K durch die Verbrennungsenthalpie der Abluftinhaltsstoffe oder den Zusatzbrennstoff realisiert werden. Legt man hiernach ohne Berücksichtigung der real anfallenden Abluftkonzentrationen die Wärmeübertragerfläche aus, ist davon auszugehen, dass in den Regeneratoren Temperaturmaxima entstehen, wenn die Verbrennungsenthalpie der Abluftschadstoffe zu einer deutlich höheren adiabaten Temperaturdifferenz führt. Entspräche die Verbrennungsenthalpie der Abluftinhaltsstoffe zum Beispiel einer adiabaten Temperaturerhöhung von 75 K, wäre rechnerisch schon eine Maximaltemperatur von 1550 °C zu erwarten (Wanderung des Temperaturmaximums vernachlässigt) und das Auftreten pseudo-unterautothermer Zustände sehr wahrscheinlich. Man kann demnach die Wärmeübertragerflächen von RNV-Anlagen durchaus überdimensionieren. Dennoch kann an dieser Stelle keine „korrekte“ Auslegungsmethodik benannt werden, denn hierfür müsste die Verbrennungskinetik der jeweiligen Abluftzusammensetzung bekannt sein. Da hierüber in der Praxis ohnehin keine oder nur äußerst eingeschränkte Informationen vorliegen, bliebe dies ohnehin „graue Theorie“. Eine Möglichkeit zur Abschätzung wurde in Abschnitt 9 dargestellt.

Überprüfung des Anlagenbestandes: Es ist davon auszugehen, dass zahlreiche der ausgeführten Anlagen von dem hier beschriebenen Verhalten betroffen sind. Insofern wäre es wünschenswert, den Anlagenbestand in dieser Hinsicht zu evaluieren. Hierzu werden für längerfristige Analysen lediglich eine Temperaturmessstelle in einem Regenerator und der Sollwert der Brennerleistung (bzw. Regelventilstellung) benötigt. Eine Erfassung des tatsächlichen Brennstoffbedarfs wäre zwar wünschenswert, ist aber nicht unbedingt erforderlich, da die relative Beurteilung ausreicht. Zeigt sich bei der Analyse, dass die Brennerleistung gleich bleibt oder erhöht wird, obwohl der gemessene Regenerator Übertemperaturen zeigt, ist eine Optimierung oder zumindest eine genauere Analyse sinnvoll. Als kurzfristigen Schnelltest könnte man auch Wärmebildaufnahmen der Regeneratoren verwenden (einfache Infrarotkameras sind mittlerweile schon ab einem Preis von ca. 1.200 € erhältlich). Hierbei sollte man sich aber vergewissern, z.B. anhand der Ein- und Austrittstemperaturen, dass der thermografierte Betriebszustand gegenüber dem Auslegungszustand überautotherm ist.

Die Analyse der bestehenden Anlagen wird insofern als lohnenswert erachtet, als dass sich damit auf der Betreiberseite Einsparpotentiale aufdecken und ausschöpfen lassen. Auch auf Seiten der Hersteller kann die Durchführung sinnvoll sein, da hieraus unter Umständen Optimierungsaufträge generiert werden können oder sich zumindest die Kundenzufriedenheit und Kundenbindung erhöhen lässt (after-sales-service). Eventuell können die umgesetzten Änderungen auch in Form von Contracting-Modellen refinanziert werden, also über die durch die Einsparung erzielten Gewinne.

15 Bewertung der im Rahmen des Projektes erzielten Ergebnisse

15.1 Vergleich mit den Zielsetzungen des Forschungsantrages

Hauptziel dieses Forschungsprojektes war die Entwicklung und demonstrative Implementierung einer Regelungsstrategie, mit welcher der pseudo-unterautotherme Betrieb beherrscht werden kann. Mit der Auskopplung von Reingas aus dem Brennraum und/oder der Regelung der Zusatzbrennstoffzufuhr anhand der Maximaltemperatur wurden hierfür wirksame Maßnahmen aufgezeigt. Mehrere funktionsfähige Strategien zur Regelung des Heißgasbypass wurden dargestellt.

Ein weiteres Ziel des Projektes war, die Umstände für das Auftreten des pseudo-unterautothermen Betriebes und die sich daraus ergebenden Auswirkungen detailliert zu untersuchen und hierdurch die Wissensbasis für RNV-Anlagen und deren Betrieb zu verbreitern. Diese Zielsetzung wurde durch die zahlreichen Technikumsversuche und die Vielzahl von ergänzenden Simulationsrechnungen im Vergleich zu dem bei Antragstellung geplanten Umfang mehr als erfüllt.

Da die Brennraumtemperatur in diesem Betriebszustand als alleinige Regelgröße nicht ausreicht, sollte herausgearbeitet werden, welche Größe stattdessen zielführend ist. Diese wurde in der Maximaltemperatur gefunden aber auch andere mögliche Alternativen genannt, sodass auch dieses Ziel als erreicht gelten kann.

Auf Basis der experimentellen Ergebnisse sollte ein thermochemisches Simulationsmodell so erweitert und angepasst werden, dass die Vorgänge ausreichend realistisch abgebildet werden. Auch diese Zielstellung wurde erreicht, wenngleich dies nicht durch Erweiterung des bereits vorhandenen dynamischen Modells, sondern durch vollständige Neuentwicklung eines vereinfachten Modells geschah. Zusätzlich wird das Berechnungsprogramm der Allgemeinheit verfügbar gemacht werden, was über das ursprüngliche Ziel sicherlich hinaus geht.

Schließlich sollte gezeigt werden, dass es auf Basis der Ergebnisse möglich ist, den Brenneinsatz in RNV-Anlagen, die von der geschilderten Problematik betroffen sind, zu reduzieren und somit den Energiebedarf und die CO₂-Emissionen zu senken. Der theoretische Nachweis wurde erbracht und die Zusammenhänge ausführlich dargelegt. Es wurde auch nachgewiesen, dass ein Einsparpotential in der Praxis grundsätzlich gegeben ist, wenngleich dieses im Rahmen des Projektes nicht quantitativ bewertet werden konnte.

15.2 Wissenschaftlich-technische Bedeutung für kleinere und mittlere Unternehmen

Die Ergebnisse des Projektes sind von besonderer Bedeutung für kleinere und mittlere Unternehmen, da die überwiegende Zahl der Hersteller und eine erhebliche Zahl der Betreiber von RNV-Anlagen dieser Gruppe zuzurechnen sind.

Der besonderen wissenschaftlich-technischen Bedeutung der Projektergebnisse wurde dadurch Rechnung getragen, dass die wissenschaftlichen Zusammenhänge insgesamt sehr ausführlich beschrieben wurden, dabei aber gleichzeitig soweit wie möglich versucht wurde, eine sprachliche und bildliche Darstellungsform umzusetzen, die auch einem Praktiker, der über ein weniger ausgeprägtes theoretisches Fundament verfügt und der nicht die Zeit hat, sich in die Einzelheiten einzuarbeiten, nachvollziehbar bleibt.

Zusätzlich wurden an verschiedenen Stellen vereinfachte Analogien erläutert, Möglichkeiten zur technischen Umsetzung beschrieben und Empfehlungen für die Praxis herausgearbeitet.

Die wissenschaftlich-technischen Ergebnisse selbst sind insofern relevant, als dass sie in der Praxis bei entsprechender Anwendung zu einer exakteren Auslegung und optimiertem Anlagenbetrieb beitragen können. Auch wurde die praktische Relevanz der erörterten Zusammenhänge mehrfach durch die Mitglieder des Projektbegleitenden Ausschusses bestätigt.

15.3 Wirtschaftliche Bedeutung für kleinere und mittlere Unternehmen

Obwohl im Rahmen dieses Projektes kein vollständig neues Verfahren entwickelt wurde, das gewissermaßen einen neuen Markt eröffnet hätte, besteht doch in den hier gezeigten Optimierungsmöglichkeiten auch ein großes wirtschaftliches Potential.

Auf Seiten der Betreiber ist die wirtschaftliche Bedeutung unmittelbar durch die mögliche Einsparung von Brennstoff gegeben. Für die Anlagenhersteller besteht die wirtschaftliche Bedeutung darin, dass die Ergebnisse zu verbesserten Anlagenkonzepten und zu einer optimierten Betriebsweise mit niedrigerem Brennstoffbedarf führen können. Dies kann dazu beitragen sich am Markt gegenüber Mitbewerbern hervorzuheben. Langfristig ist zu wünschen, dass die Projektergebnisse durch ihren Beitrag zum kontinuierlichen Lernprozess der Branche mithelfen, dass RNV-Anlagen zukünftig in Anwendungsbereichen eingesetzt werden können, die einem Hersteller oder der Branche insgesamt bisher als zu risikoreich erschienen.

15.4 Innovativer Beitrag und industrielle Anwendungsmöglichkeiten

Innovative Beiträge wurden im Rahmen dieses Projektes dadurch geleistet, dass einige Zusammenhänge herausgearbeitet wurden, die so in der Branche bisher nicht oder zumindest nicht allgemein bekannt waren.

Beispielsweise die Erkenntnisse, dass die Brennraumtemperatur in einigen Fällen nicht als alleinige Beurteilungsgröße zur Regelung des (über)autothermen Betriebes ausreicht, dass Regeneratoren in thermischen Nachverbrennungsanlagen überdimensioniert werden können oder dass eine vorgegebene, schadstoffunabhängige Brennraumsolltemperatur keine sinnvolle Regelgröße darstellt.

Auch der Ansatz, die Brennraumtemperatur im überautothermen Betrieb durch Regelung des Bypassstromes einzustellen, sowie die gezeigten Methoden zur Abschätzung der Maximaltemperatur in den Regeneratoren, beinhalten innovative Aspekte, die so in der Praxis – zumindest nach Kenntnis der Forschungsstelle – nicht eingesetzt werden.

Die industrielle Anwendungsmöglichkeit ist grundsätzlich bei allen RNV-Anlagen und Strömungsumkehrreaktoren gegeben, in denen überautotherme oder pseudo-unterautotherme Betriebszustände auftreten, sofern ein Heißgasbypass installiert ist oder installiert werden kann.

Andere Aspekte, wie zum Beispiel die Approximation des Temperaturprofils anhand weniger Messstellen, können jedoch generell bei Strömungsumkehrreaktoren oder Wärmeübertragerreaktoren Anwendung finden.

16 Maßnahmen zur Ergebnisverbreitung

16.1 Transfer der Forschungsergebnisse in die Praxis

Neben den unten genannten Veröffentlichungen trug insbesondere die Arbeit des Projektbegleitenden Ausschusses dazu bei, die Ergebnisse zeitnah in die Praxis einfließen zu lassen. In diesem Gremium, welches die Aufgabe hat, den Praxisbezug der Forschungsarbeiten sicherzustellen, waren folgende Unternehmen vertreten (in alphabetischer Reihenfolge):

- BASF Aktiengesellschaft, Ludwigshafen (Betreiber),
- Befesa Zinc Duisburg GmbH, Duisburg (Betreiber),
- Dürr Systems GmbH, Bietigheim-Bissingen (Anlagenbauer),
- Envirotec, Gesellschaft für Umwelt- und Verfahrenstechnik mbH, Hasselroth (Anlagenbauer),
- Langbein + Engelbracht GmbH, Bochum (Anlagenbauer)
- Lochner Elektrotechnik GmbH, Marktleugast-Mannsflur (Elektro- und Regelungstechnik),
- Lufttechnik Bayreuth GmbH & Co. KG, Goldkronach (Anlagenbauer)
- Rotamill Anlagen- und Ventilatorenbau GmbH, Siegen (Anlagenbauer)
- RVT Process Equipment GmbH, Steinwiesen (Hersteller von Speichermassen),
- Venjakob Umwelttechnik GmbH & Co. KG, Sarstedt (Anlagenbauer).

Insgesamt fanden fünf Sitzungen des Projektbegleitenden Ausschusses statt, bei denen die jeweils neuen Forschungsergebnisse präsentiert und diskutiert wurden und das weitere Vorgehen festgelegt wurde. Alle Ausschussmitglieder erhielten die anlässlich der Sitzungen vortragenen Präsentationen sowie die regelmäßigen Zwischenberichte. Sie werden auch diesen Abschlussbericht erhalten.

Drei weitere Anlagenbauunternehmen haben schon während der Projektlaufzeit den Abschlussbericht angefragt.

Man kann daher sagen, dass zahlreiche namhafte Hersteller durch das Projekt erreicht wurden und an den Projektergebnissen partizipieren konnten und können.

Zu den durchgeführten Betriebsdatenanalysen der betrachteten Großanlagen wurde zu jedem Auswertungszeitraum ein detaillierter Ergebnisbericht verfasst und diese sowohl mit dem Anlagenbauer als auch den Anlagenbetreibern kommuniziert und diskutiert.

Um die weitere Verbreitung der Ergebnisse zu fördern, wird der Abschlussbericht auf der Internetseite der CUTEC veröffentlicht werden (www.cutec.de).

Auch das Simulationsprogramm auf Basis des vereinfachten thermochemischen Modells, das im Rahmen dieses Projektes entwickelt wurde, wird dort kostenlos zu Verfügung gestellt werden. Somit kann jeder Interessent eigene Berechnungen ausführen und das Programm für weitergehende Parameterstudien nutzen. Allerdings muss die Anwendung zuvor noch überarbeitet und dokumentiert werden.

Weiterhin ist die Umsetzung der angestrebten Forschungsergebnisse durch Übernahme in die Forschung und Lehre an der TU-Clausthal sowie durch Integration in Schulungsmaßnahmen geplant.

Die CUTEC steht darüber hinaus für fortführende oder spezielle Untersuchungen an der eigenen Versuchsanlage sowie für Messungen an Großanlagen im Rahmen weiterer Forschungsvorhaben sowie im Auftrag von KMU zur Verfügung und kann Interessenten bei der Umsetzung ähnlicher Regelungsverfahren in die Praxis beraten und unterstützen.

16.2 Veröffentlichungen im Rahmen des Projektes

Reindorf, T.; Carlowitz, O.; Neese, O.: „*Simulation der Reingasauskopplung in RNV-Anlagen*“. Emissionsminderung 2008, Nürnberg 09./10.04.2008; VDI-Berichte 2035, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, ISBN 978-3-18-092035-1; 2008

Reindorf, T.; Carlowitz, O.: „*Erhöhter Brennstoffbedarf von regenerativen Nachverbrennungsanlagen im überautothermen Betrieb*“. Emissionsminderung 2010, Nürnberg 08./09.06.2010; VDI-Berichte 2110, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, ISBN 978-3-18-092110-5; 2010

Reindorf, T.: „*Regelungsstrategie für den heißen Bypass von regenerativen Nachverbrennungsanlagen zur Stabilisierung der Brennraumtemperatur im überautothermen Betrieb*“. Vortrag bei der Forschungsgemeinschaft für Luft- und Trocknungstechnik (FLT), Gaggenau, 22.07.2009

Reindorf, T.: „*Modell basierte Regelung des heißen Bypasses von regenerativen Nachverbrennungsanlagen*“. Jahrestreffen der Fachausschüsse Energieverfahrenstechnik und Hochtemperaturtechnik, 10.-12. März 2009, Hamburg

Reindorf, T.: „*Brennstoffeinsparung durch Energieabfuhr? AiF-Forschungsprojekt zur Reingasauskopplung in RNV-Anlagen gestartet*“. Artikel in CUTEC-News, Ausg. 21, 2008

In Vorbereitung

Carlowitz, O.: „*Thermische regenerative Abgasreinigung – eine bekannte Technologie mit vielen Unbekannten?*“. Vortrag anlässlich eines Workshops bei YIT, Aachen, Dezember 2011

Zusätzlich ist beabsichtigt, einige Aspekte dieses Projektes im Rahmen einer Dissertation weiter auszubauen.

17 Anhang

17.1 Abbildungsverzeichnis

Abb. 1:	Verfahrensschema einer RNV-Anlage mit heißem Bypass.	2
Abb. 2:	Einfachste Modellvorstellung der regenerativen Nachverbrennung.	3
Abb. 3:	Übliche Definition der Betriebsbereiche.	3
Abb. 4:	Feststellung in der Praxis.	4
Abb. 5:	Erklärung des Verhaltens.	4
Abb. 6:	Messdaten eines Versuches im Flamelessbetrieb	7
Abb. 7:	Berechnete Temperaturverläufe im Regenerator bei unterschiedlichen Beladungen (adiabat).	8
Abb. 8:	Berechnete zeitliche Entwicklung eines Temperaturprofils (adiabat).	8
Abb. 9:	Einfluss der Wärmeverluste auf den Temperaturverlauf im Regenerator.	9
Abb. 10:	Berechnete zeitliche Entwicklung eines Temperaturprofils unter Berücksichtigung von Wärmeverlusten	9
Abb. 11:	Auswirkung der Reingasauskopplung auf das Temperaturprofil im Regenerator (adiabat).	9
Abb. 12:	Überführung des zyklisch-stationären Regeneratorsystems in ein stationäres Rekuperatorsystem.	13
Abb. 13:	Schema des analogen Rekuperatorsystems.	14
Abb. 14:	Analogie zwischen der konvektiven Wärmeübertragerfläche im Regenerator und der Rekuperatorfläche.	15
Abb. 15:	Prinzip der Strömungsumkehr- und Wärmeübertragerreaktoren.	17
Abb. 16:	Dimensionslose Temperaturverläufe im Gegenstromwärmeübertrager in Abhängigkeit des Bypassanteils	19
Abb. 17:	Abhängigkeit des Abluftvorwärmgrades vom Bypassanteil und der Stanton-Zahl.	20
Abb. 18:	Abhängigkeit des Reingasabkühlungsgrades vom Bypassanteil und der Stanton-Zahl.	20
Abb. 19:	RNV-Versuchsanlage im Technikum des CUTEC-Institutes.	21
Abb. 20:	Seitenansicht und Draufsicht der Versuchsanlage.	22
Abb. 21:	Eingesetzte Füllkörper und Regenerator im Endzustand.	23
Abb. 22:	Eingebaute Schauglasarmaturen.	25
Abb. 23:	Zustand der Bypassklappe	25
Abb. 24:	Schema des neuen Bypassventils.	26
Abb. 25:	Bestimmung des Bypassmassenstroms aus Bilanzen.	27
Abb. 26:	Strömungsgleichrichter und Staugitter am Messort.	27
Abb. 27:	Eine Klappe des Umschaltsystems in ausgebautem Zustand.	28
Abb. 28:	Fluiddynamische Dichtung	29
Abb. 29:	R+I-Schema der Dosierstation und des Messgasentnahmesystems.	30
Abb. 30:	Infrarotaufnahmen der RNV-Anlage im autothermen Betrieb (Betriebszstd. 2).	34
Abb. 31:	Infrarotaufnahmen der RNV-Anlage im überautothermen Betrieb (Betriebszstd. 1).	35
Abb. 32:	Vergleich der Temperaturverteilungen am oberen Querschnitt der Regeneratoren zu unterschiedlichen Zeitpunkten des Zyklus.	38
Abb. 33:	Vergleich der Temperaturverteilungen am oberen Querschnitt der Regeneratoren bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen.	39
Abb. 34:	Abhängigkeit der autothermen Erdgas-Beladung vom Abluftvolumenstrom	40

Abb. 35:	Erklärung anhand vereinfachter Berechnung.	40
Abb. 36:	Temperaturprofile bei Dosierung von unterschiedlichen Mengen Toluol (TOL).	42
Abb. 37:	Notwendige Erdgasbeladung und charakteristische Temperaturen bei Dosierung von unterschiedlichen Mengen Toluol.	42
Abb. 38:	Temperaturprofile bei Dosierung von unterschiedlichen Mengen Methylethylketon (MEK).	43
Abb. 39:	Notwendige Erdgasbeladung und charakteristische Temperaturen bei Dosierung von unterschiedlichen Mengen Methylethylketon.	43
Abb. 40:	Temperaturprofile bei Dosierung von unterschiedlichen Mengen Isobutylacetat (iBA).	44
Abb. 41:	Notwendige Erdgasbeladung und charakteristische Temperaturen bei Dosierung von unterschiedlichen Mengen Isobutylacetat.	45
Abb. 42:	Charakteristische Temperaturen in Abhängigkeit der adiabaten Temperaturdifferenz bei Dosierung verschiedener Lösemittel	45
Abb. 43:	Beispiel für den Übergang in den überautothermen Betrieb	46
Abb. 44:	Zeitliche Änderung des Temperaturprofils nach Erhöhung der Beladung von 2 g/m_N^3 auf 4 g/m_N^3 .	47
Abb. 45:	Wanderung der Temperaturmaxima in den Regeneratoren	48
Abb. 46:	Einfluss der Auskopplung auf die Verweilzeit (instationärer Betrieb).	49
Abb. 47:	Temperaturverläufe im Regenerator 3 nach einer Erhöhung der Beladung auf 6 g/m_N^3 .	49
Abb. 48:	Zeitliche Änderung des Temperaturprofils nach Erhöhung der Beladung auf 6 g/m_N^3 .	50
Abb. 49:	Auswirkung des Beladungssprungs auf die C_{ges} -Konzentration im Reingas und den Spülluftstrom.	50
Abb. 50:	Temperaturverläufe in Regenerator 1 beim Übergang vom Brennerbetrieb in den Flammenlosbetrieb bei einer Maximalbeladung von 19 g/m_N^3	51
Abb. 51:	Zeitverläufe der charakteristischen Temperaturen und der Erdgasbeladung beim Übergang vom Brennerbetrieb in den Flammenlosbetrieb	52
Abb. 52:	Anfängliche Auswirkung von sehr hohen Beladungen auf das Temperaturprofil.	52
Abb. 53:	Temperaturverläufe in Regenerator 2 nach einer Erhöhung der Solltemperatur von 850°C auf 950°C	53
Abb. 54:	Zeitverläufe der charakteristischen Temperaturen und der Erdgasbeladung nach einer Erhöhung der Solltemperatur von 850°C auf 950°C	53
Abb. 55:	Langfristige Auswirkung von sehr hohen Beladungen auf das Temperaturprofil.	54
Abb. 56:	Unsymmetrische Temperaturprofile in den drei Regeneratoren.	54
Abb. 57:	Schließzeit der Klappen	55
Abb. 58:	Überprüfung der Klappendichtheit durch Messung der C_{ges} -Konzentration nach den einzelnen Reingasklappen.	56
Abb. 59:	Beispiel für langfristig oszillierende Temperaturprofile (Regenerator 3).	56
Abb. 60:	Beispiel für langfristig oszillierende Temperaturprofile (Regenerator 1).	57
Abb. 61:	Quasi-periodische Oszillationen in einem Strömungsumkehrreaktor	57
Abb. 62:	Zeitverläufe der charakteristischen Temperaturen und der Erdgasbeladung bei schwankender Konzentration.	58
Abb. 63:	Zeitverläufe der Temperaturen in Regenerator 2 bei schwankender Beladung.	58
Abb. 64:	Vergleich der Temperaturprofile bei stationärer und mittlerer Beladung mit 3 g/m_N^3 .	59
Abb. 65:	Langfristige Wanderung der Temperaturmaxima bei zyklisch schwankender Beladung.	59
Abb. 66:	Zeitverläufe der Temperaturen in Regenerator 1 nach Öffnung des Bypass.	60

Abb. 67:	Zeitverläufe der charakteristischen Temperaturen und des Bypassanteils nach Öffnung des Bypass.	60
Abb. 68:	Auswirkung der Heißgasauskopplung auf das Temperaturprofil im Regenerator (instationärer Betrieb).	61
Abb. 69:	Zyklisch-stationäre Temperaturprofile bei unterschiedlichem Bypassanteil.	62
Abb. 70:	Auswirkung der Auskopplung auf die Verweilzeit.	62
Abb. 71:	Reingaskonzentrationen vor und nach Bypass sowie charakteristische Temperaturen in Abhängigkeit des Bypassanteils.	63
Abb. 72:	Druckdifferenz zwischen Abluft und Reingas, Spülluft- und Sperrluftströme in Abhängigkeit des Bypassanteils.	64
Abb. 73:	Zeitliche Verläufe der charakteristischen Temperaturen und der Reingaskonzentrationen vor und nach Bypass.	64
Abb. 74:	Einfluss der Dichtheit des Bypassventils auf den Brennstoffbedarf im autothermen Betrieb (Messung).	65
Abb. 75:	Einfluss des Bypassanteils auf den Brennstoffbedarf im autothermen Betrieb.	66
Abb. 76:	Diskretisierung des Rekuperatorsystems mittels finiter Volumina.	67
Abb. 77:	Bilanzierungsschema einer einzelnen Zelle und Verschaltung zum Rekuperatormodell.	68
Abb. 78:	Validierung des Modells	71
Abb. 79:	Abhängigkeit des Temperaturprofils von der Anfangskonzentration des Schadstoffs (adiabat).	72
Abb. 80:	Abhängigkeit des Konzentrationsprofils von der Anfangskonzentration des Schadstoffs (adiabat).	72
Abb. 81:	Verlauf der Schadstoffkonzentration dargestellt über der örtlichen Reaktortemperatur (adiabat).	73
Abb. 82:	Abhängigkeit des Temperaturprofils von der Anfangskonzentration des Schadstoffs (diatherm).	74
Abb. 83:	Abhängigkeit des Konzentrationsprofils von der Anfangskonzentration des Schadstoffs (diatherm).	74
Abb. 84:	Vergleich der Abhängigkeiten der Reingas- und Maximaltemperaturen von der Abluftbeladung im adiabaten und diathermen Fall.	74
Abb. 85:	Abhängigkeit des Temperaturprofils vom Abluftmassenstrom (adiabat).	75
Abb. 86:	Abhängigkeit des Konzentrationsprofils vom Abluftmassenstrom (adiabat).	75
Abb. 87:	Abhängigkeit des Temperaturprofils von der Ablufttemperatur (adiabat).	76
Abb. 88:	Abhängigkeit des Konzentrationsprofils von der Ablufttemperatur (adiabat).	76
Abb. 89:	Abhängigkeit des Temperaturprofils vom Heizwert des Schadstoffs (adiabat).	76
Abb. 90:	Abhängigkeit des Temperaturprofils von der Aktivierungsenergie (adiabat).	77
Abb. 91:	Abhängigkeit des Temperaturprofils von der Stoßzahl (adiabat).	77
Abb. 92:	Abhängigkeit des Konzentrationsprofils vom Wärmeverlustkoeffizienten k_V .	78
Abb. 93:	Abhängigkeit der charakteristischen Temperaturen vom Wärmeverlustkoeffizienten k_V .	78
Abb. 94:	Abhängigkeit des Temperaturprofils vom Wärmedurchgangskoeffizienten k_T .	79
Abb. 95:	Abhängigkeit der charakteristischen Temperaturen und Konzentrationen vom Wärmedurchgangskoeffizienten k_T .	79
Abb. 96:	Abhängigkeit des Temperaturprofils vom ausgekoppelten Reingasanteil (adiabat).	80
Abb. 97:	Abhängigkeit des Konzentrationsprofils vom ausgekoppelten Reingasanteil (adiabat).	80
Abb. 98:	Abhängigkeit der charakteristischen Temperaturen und Konzentrationen vom ausgekoppelten Reingasanteil (adiabat).	80

Abb. 99:	Abhängigkeit des Temperaturprofils vom ausgekoppelten Reingasanteil (diatherm).	81
Abb. 100:	Abhängigkeit der Brennraumtemperatur (T bei $x = 0,5$) vom ausgekoppelten Reingasanteil (diatherm).	81
Abb. 101:	Berechnete Abhängigkeit der Brennraumtemperatur vom Bypassanteil und der Beladung (adiabat).	82
Abb. 102:	Berechnete Abhängigkeit des Flächeninhaltes des Temperaturprofils vom Bypassanteil und der Beladung (adiabat).	82
Abb. 103:	Berechnete Abhängigkeit der Brennraumtemperatur vom Bypassanteil und der Beladung (diatherm).	82
Abb. 104:	Berechnete Abhängigkeit des Flächeninhaltes des Temperaturprofils vom Bypassanteil und der Beladung (diatherm).	82
Abb. 105:	Berechnete Abhängigkeit der Brennraumtemperatur vom Bypassanteil und den Wärmeverlusten	83
Abb. 106:	Erforderliche Abluftbeladung zum Erreichen einer bestimmten Solltemperatur in Abhängigkeit des Abluftmassenstroms.	84
Abb. 107:	Wärmeverluste in Abhängigkeit der Solltemperatur und des Abluftmassenstroms	84
Abb. 108:	In Abhängigkeit des Massenstroms, der Beladung bzw. der Temperatur mögliche Betriebsbereiche.	85
Abb. 109:	Mögliche Betriebsbereiche der Technikumsanlage.	86
Abb. 110:	Vereinfachte Erklärung der entstehenden Temperaturplateaus.	88
Abb. 111:	Verbessertes einfaches Ersatzmodell.	89
Abb. 112:	Vereinfachte Erklärung des Temperatureinbruchs im Brennraum.	89
Abb. 113:	Abschätzung des Temperatureinbruchs im Brennraum	91
Abb. 114:	Flächenbasierte Regelung	95
Abb. 115:	Reglerintegration	96
Abb. 116:	Gesamtschema des Regelungskonzeptes	96
Abb. 117:	Lineare Approximation des Temperaturprofils	99
Abb. 118:	Exponentielle Approximation des Temperaturprofils	100
Abb. 119:	Approximation des Temperaturprofils mit Rekuperatoransatz	101
Abb. 120:	Vergleich verschiedener Approximationsmethoden	102
Abb. 121:	Vergleich des gemessenen und durch Geraden approximierten Flächeninhaltes.	103
Abb. 122:	Berechnete Abhängigkeit verschiedener Temperaturen von der Konzentration.	104
Abb. 123:	Berechnete Abhängigkeit des realen und idealen Flächeninhaltes des Temperaturprofils von der Konzentration.	105
Abb. 124:	Vergleich der berechneten relativen Abweichung des Flächeninhaltes und der Maximaltemperatur vom Sollwert in Abhängigkeit der Konzentration.	105
Abb. 125:	Charakteristischer Verlauf der Brennraumtemperatur in Abhängigkeit der Reingasauskopplung	106
Abb. 126:	Arbeitsbereich für die Regelung der Brennraumtemperatur durch Auskopplung von Reingas in Abhängigkeit der Konzentration	107
Abb. 127:	Geregelter Betrieb in Abhängigkeit der Abweichung des gemessenen Temperaturprofils vom Idealprofil	109
Abb. 128:	Veranschaulichung des erreichten Arbeitspunktes anhand der für diesen Fall simulierten Regelungsfunktion.	110
Abb. 129:	Modellbasierter gesteuerter Betrieb (ohne Rückkopplung des Ist-Wertes) in Abhängigkeit der Abweichung des berechneten Temperaturprofils vom Idealprofil	111
Abb. 130:	Geregelter Betrieb in Abhängigkeit der Brennraumtemperatur	111

Abb. 131:	Veranschaulichung des erreichten Arbeitspunktes anhand der für diesen Fall simulierten Regelungsfunktion.	112
Abb. 132:	Auskopplung im Handbetrieb	112
Abb. 133:	Vergleich zwischen linear- und Wurzel-Ansatz.	113
Abb. 134:	Geregelter Betrieb in Abhängigkeit der gemessenen / berechneten Maximaltemperatur (Wurzel-Funktion)	114
Abb. 135:	Veranschaulichung des erreichten Arbeitspunktes anhand der für diesen Fall simulierten Regelungsfunktion.	114
Abb. 136:	Darstellung der linearen Regelungsfunktion.	115
Abb. 137:	Geregelter Betrieb in Abhängigkeit der gemessenen / berechneten Maximaltemperatur (Linear-Funktion)	116
Abb. 138:	Verlauf des Regelungsvorgangs mittels Linear-Funktion	116
Abb. 139:	Darstellung der sigmoiden Regelungsfunktion.	118
Abb. 140:	Geregelter Betrieb in Abhängigkeit der Abweichung der Brennraumtemperatur von der Soll-Temperatur (Sigmoid-Funktion)	118
Abb. 141:	Verlauf des Regelungsvorgangs mittels Sigmoid-Funktion	119
Abb. 142:	Geregelter Betrieb bei schwankender Abluftbeladung in Abhängigkeit der Abweichung zwischen Maximaltemperatur und Solltemperatur mit sigmoidem Kennfeld.	120
Abb. 143:	Darstellung der sigmoiden Regelungsfunktion (Alternative I).	120
Abb. 144:	Geregelter Betrieb bei schwankender Abluftbeladung in Abhängigkeit der Abweichung zwischen Maximaltemperatur und Solltemperatur mit sigmoidem Kennfeld (Alternative I).	121
Abb. 145:	Darstellung der sigmoiden Regelungsfunktion (Alternative II).	121
Abb. 146:	Geregelter Betrieb bei schwankender Abluftbeladung in Abhängigkeit der Abweichung zwischen Maximaltemperatur und Solltemperatur mit sigmoidem Kennfeld (Alternative II).	122
Abb. 147:	Verlauf charakteristischer Größen beim Übergang vom überautothermen Bypassbetrieb in den autothermen Normalbetrieb (Flammenlosbetrieb).	123
Abb. 148:	Vergleich der Temperaturprofile im überautothermen Bypassbetrieb und autothermen Normalbetrieb.	123
Abb. 149:	Abgeschätzte, potentiell notwendige Brennraumtemperatur mit der beim Rücksprung in den autothermen Betrieb die Abnahme der Temperatur verhindert werden kann.	125
Abb. 150:	Verlauf charakteristischer Größen beim Übergang vom überautothermen Bypassbetrieb in den autothermen Normalbetrieb (kombinierter Brenner- und Flammenlosbetrieb).	126
Abb. 151:	Anlagenbestand der Hersteller	128
Abb. 152:	Genannte Abluftinhaltsstoffe.	129
Abb. 153:	RNV-Anlage zur Reinigung des Abgases aus einem Zinkrecyclingprozess.	129
Abb. 154:	Streuungsdiagramm des Zusammenhangs zwischen Abluftkonzentration und Temperaturerhöhung.	130
Abb. 155:	Histogramm der UEG (abgezählt in 0,1% Schritten)	131
Abb. 156:	Summenhäufigkeitsverteilung der UEG (abgezählt in 0,1% Schritten)	131
Abb. 157:	Zusammenhang zwischen der Abluftkonzentration (UEG in % auf der Abszisse) und der Differenz zwischen der Maximaltemperatur im Regenerator und der Brennraumtemperatur (°C auf der Ordinate) dargestellt als Streuungsdiagramm	132
Abb. 158:	Auswirkung der zusätzlichen Waben auf die Temperaturmessung im Regenerator.	132

Abb. 159:	Häufigkeitssummenkurve der Differenz zwischen Maximaltemperatur und Brennraumtemperatur (in 1 °C Schritten)	133
Abb. 160:	Häufigkeitsverteilung des berechneten Reingasabkühlungsgrades (in 0,1% Schritten)	133
Abb. 161:	Zusammenhang zwischen der Differenz zwischen der Maximaltemperatur im Regenerator und der Brennraumtemperatur (°C auf der Abszisse) und dem abgeschätzten Reingasabkühlungsgrad (% auf der Ordinate) dargestellt als Streudiagramm	134
Abb. 162:	Histogramm der UEG im Zeitraum Dezember 2009 bis Februar 2010	134
Abb. 163:	RNV-Anlage zur Reinigung des Abgases aus einem Kalkbrennprozess.	135
Abb. 164:	Häufigkeitsverteilung der CO-Konzentration (in 0,01 Vol.-% Schritten)	136
Abb. 165:	Summenhäufigkeitsverteilung der CO-Konzentration (in 0,01 Vol.-% Schritten)	136
Abb. 166:	Häufigkeitssummenkurve der Differenz zwischen Maximaltemperatur im Regenerator und Brennraumtemperatur (in 1 °C Schritten)	136
Abb. 167:	Zusammenhang zwischen der CO-Rohgaskonzentration (Vol.-% auf der Abszisse) und der Übertemperatur von Regenerator 1 bzw. 3 (in °C auf der Ordinate)	137
Abb. 168:	Zusammenhang zwischen der CO-Rohgaskonzentration (Vol.-% auf der Abszisse) und der gemessenen Maximaltemperatur (in °C auf der Ordinate)	137
Abb. 169:	Abhängigkeit der Differenz zwischen RNV-Aus- und Eintrittstemperatur (in °C) von der CO-Rohgaskonzentration (in Vol.-%)	138
Abb. 170:	Abhängigkeit der Differenz der Reingastemperaturen nach und vor Heißgasmischkammer (in °C) von der CO-Rohgaskonzentration (in Vol.-%)	138
Abb. 171:	Summenhäufigkeitsverteilung der Bypassklappenposition (in 0,1% Schritten)	139
Abb. 172:	Summenhäufigkeitsverteilung der Frischluftklappenposition (in 0,1% Schritten)	139
Abb. 173:	Abhängigkeit der Differenz der Ablufttemperaturen nach und vor Frischluftmischkammer (in °C) von der CO-Rohgaskonzentration (in Vol.-%)	139
Abb. 174:	Brennerstatus (-1 = „Brenner ein“) in Abhängigkeit der Brennraumtemperatur	140
Abb. 175:	Brennerstatus (-1 = „Brenner ein“) in Abhängigkeit der gemessenen Maximaltemperatur	141
Abb. 176:	Festplattenschaden	143

17.2 Tabellenverzeichnis

Tab. 1:	Technische Daten der eingesetzten Wabenkörper.	23
Tab. 2:	Technische Daten für einen Regenerator.	24
Tab. 3:	Geometrische Daten des Brennraumes.	24
Tab. 4:	Vergleich der mit Hilfe der Infrarot-Thermografie ermittelten Wärmeverluste mit den aus der Energiebilanz bestimmten Werten	36
Tab. 5:	Stoffeigenschaften der eingesetzten Lösemittel und Brennstoffe.	41
Tab. 6:	Vergleich der gemessenen Reingaskonzentrationen vor und nach Bypass.	65
Tab. 7:	Grundparameter der Simulationen.	72

17.3 Formelzeichen

17.3.1 Lateinische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
A	m^2	Fläche
a	-	Faktor
A	-	Faktor
b	-	Faktor
B	-	Faktor
c	mol/m^3	Konzentration
c	$J/(kgK)$	Wärmekapazität
C	-	Faktor
d	m	Durchmesser
E	J/mol	molare Energie
f	-	Faktor, Anteil
F	-	Faktor
\dot{H}	J/s	Enthalpiestrom
k	$J/(sm^2K)$	Wärmedurchgangskoeffizient
k	$1/s$	Stoßzahl
K	-	Faktor
L	m	Länge
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
\dot{Q}		Wärmestrom
r	$mol/(m^3s)$	Reaktionsrate
R	$J/(molK)$	Gaskonstante ($R = 8,31447 J/molK$)
T	$^{\circ}C, K$	Temperatur
V	m^3	Volumen
\dot{V}	m^3/s	Volumenstrom
\dot{W}	$J/(sK)$	Wärmekapazitätsstrom
x	m	Längenkoordinate, Position
y	-	Regelgröße

17.3.2 Griechische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
α	$J/(sm^2K)$	Wärmeübergangskoeffizient
Δ	-	Differenz
η	-	Wirkungsgrad
λ	$J/(smK)$	Wärmeleitfähigkeit
ν	m^2/s	kinematische Viskosität
ρ	kg/m^3	Dichte

17.3.3 Indices und Superskripte

Symbol	Bedeutung	Symbol	Bedeutung
*	korrigiert	p	konstanter Druck
0	Bezugszustand	R	Reaktion
a	Austritt	Reg	Regenerator
a	Aktivierung	RG	Reingas
ad	adiabat	S	Quelle
AL	Abluft	Soll	Sollwert
BK	Brennkammer	SpL	Spülluft
BS	Brennstoff	SrL	Sperrluft
By	Bypass	T	Transmission
e	Eintritt	u	unterer
i	Laufindex	U	Umgebung
Ist	Istwert	V	Verlust
j	Laufindex	V	Vorwärmung
K	Abkühlung	VOC	Abluftinhaltsstoffe
max	maximal	WT	Wärmeübertrager
n	Nachbar	Z	Zündpunkt
N	Normzustand		

17.3.4 Ähnlichkeitskennzahlen

Symbol	Bedeutung	Definition	Physikalische Bedeutung
St	Stanton-Zahl	$St = \frac{k \cdot A}{\dot{W}}$	$\frac{\text{übertragene Wärme}}{\text{Enthalpiestrom des Fluids}}$
Nu	Nußelt-Zahl	$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda}$	$\frac{\text{übertragene Wärme}}{\text{im Fluid geleitete Wärme}}$
Re	Reynolds-Zahl	$Re = \frac{w \cdot L}{\nu}$	$\frac{\text{Trägheitskraft}}{\text{Zähigkeitskraft}}$
Pr	Prandtl-Zahl	$Pr = \frac{v \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda}$	$\frac{\text{Zähigkeit}}{\text{Temperaturleitfähigkeit}}$
Da	Damköhler-Zahl	$Da = \frac{V}{\dot{V}} \cdot k_R \cdot e^{-\frac{E_a}{RT}}$	$\frac{\text{Reaktionsgeschwindigkeit}}{\text{Raumgeschwindigkeit}}$

17.4 Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
CSV	comma seperated values, zeichengetrennte Werte
DMF	Dimethylformamid
EG	Erdgas
iBA	Isobutylacetat
MEK	Methylethylketon
OLE	object linking and embedding, Objektverknüpfung und -einbettung
OPC	OLE for process control, Objektverknüpfung und –einbettung für die Prozesssteuerung
RNV	Thermische Nachverbrennung mit regenerativer Abluftvorwärmung
SPS	speicherprogrammierbare Steuerung
TNV	Thermische Nachverbrennung mit rekuperativer Abluftvorwärmung
TOL	Toluol
VOC	volatile organic compounds, flüchtige organische Verbindungen

17.5 Literaturverzeichnis

- [1] Carlowitz, O.: „*Verfahren und Anlagen der thermischen und katalytischen Nachverbrennung von Abgasen mit organischen Inhaltsstoffen*“. Fortschrittsberichte der Deutschen Keramischen Gesellschaft – Verfahrenstechnik 16 (3) (2003).
- [2] Reindorf, T.; Carlowitz, O.: „*Modellierung und Simulation der Regenerativen Thermischen Oxidation*“, Simulationswissenschaftliches Zentrum der Technischen Universität Clausthal, Bericht 2005-2006, S. 146-157, Clausthal-Zellerfeld (2007).
- [3] Reindorf, T.; Carlowitz, O.; Neese, O.: „*Modell gestützte Inbetriebnahme einer regenerativen Nachverbrennungsanlage*“. 23. Deutscher Flammentag – Verbrennung und Feuerung -, Berlin 12./13.09.2007. In: VDI-Bericht 1988 VDI Verlag, Düsseldorf (2007).
- [4] Reindorf, T.; Carlowitz, O.; Neese, O.: „*Simulation der Reingasauskopplung in RNV-Anlagen*“. Emissionsminderung 2008, Nürnberg 09./10.04.2008. In: VDI-Berichte 2035 VDI Verlag, Düsseldorf (2008).
- [5] Carlowitz, O.; Neese, O.: „*Ansatzpunkte zur konzeptionellen und betrieblichen Optimierung von thermischen Abgasreinigungsanlagen mit regenerativer Abluftvorwärmung*“. Gefahrstoffe – Reinhaltung der Luft 65 (7/8) (2005).
- [6] Nieken, U.: „*Abluftreinigung in katalytischen Festbettreaktoren bei periodischer Strömungsumkehr*“. Dissertation, Universität Stuttgart (1993).
- [7] Jauns-Seyfried, S.: „*Simulation des Betriebsverhalten von Festbettgeneratoren in thermischen und katalytischen Abgasreinigungsanlagen*“. Dissertation, TU Clausthal (1995).
- [8] Anzelius, A.: „*Über Erwärmung vermittelt durchströmender Medien*“. Z. angew. Math. Mech. 6 (4) (1926).
- [9] Nußelt, W.: „*Die Theorie des Winderhitzers*“. VDI-Z. (71) (1927).
- [10] Schmeidler, W.: „*Mathematische Theorie der Wärmespeicher*“. Z. angew. Math. Mech. 8 (5), S. 385-393 (1928).
- [11] Hausen, H.: „*Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom*“. Springer Verlag, Berlin (1976).
- [12] Hausen, H.: „*Näherungsverfahren zur Berechnung des Wärmeaustausches in Regeneratoren*“. Z. angew. Math. Mech. 11 (2), S. 105-114 (1931).
- [13] Hausen, H.: „*Über den Wärmeaustausch in Regeneratoren. I. Teil. Grundlegende Betrachtungen über die Vorgänge im Regenerator*“. Techn. Mechan. u. Thermodynamik 1 (6), S. 219-224 (1930).
- [14] Hausen, H.: „*Über den Wärmeaustausch in Regeneratoren. II. Teil. Die zahlenmäßigen Ergebnisse der exakten Theorie*“. Techn. Mechan. u. Thermodynamik 1 (6), S. 250-256 (1930).
- [15] Hausen, H.: „*Wärmeübertragung in Regeneratoren*“. Wärme- und Stoffübertragung (22), S. 247-249 (1988).
- [16] Schellmann, E.: „*Näherungsverfahren zur Berechnung der Wärmeübertragung in Regeneratoren unter Berücksichtigung der Wärmeverluste*“. Chemie-Ing.-Techn. 42 (22) (1970).
- [17] Baclic, B.S.: „*A closed-form solution for the symmetric and balanced counterflow regenerator: application of the galerkin method*“. ASME Paper No. 83-WA-89 (1983).
- [18] Baclic, B.S.: „*The application of the galerkin method to the solution of the symmetric and balanced counterflow regenerator problem*“. Transactions of the ASME (107), S. 214-221 (1985).
- [19] Baclic, B.S.; Heggs, P.J.: „*Unidirectional thermal regenerator with vanishing transfer potential in both periods*“. Z. angew. Math. Mech. 66 (5), S. 356-360 (1986).
- [20] Glaser, H.: „*Der Regenerator mit bewegter Speichermasse*“. Forschung im Ingenieurwesen 17 (1), S. 9-15 (1950).
- [21] Hahnemann, H.W.: „*Der thermische Gütegrad von Wärmeaustauschern*“. Forschung im Ingenieurwesen 19 (3), S. 81-87 (1953).

- [22] Nahavandi, A.N.; Weinstein, A.S.: „A solution to the periodic-flow regenerative heat exchanger problem“. Appl. sci. Res. (10), S. 335-348 (1961).
- [23] Rabah, A.A.; Kabelac, S.: „A simplified solution of the regenerator periodic problem: the case for air conditioning“. Forschung im Ingenieurwesen 74 (4), S. 207-214 (2010).
- [24] Razelos, P.: „An analytic solution to the electric analog simulation of the regenerative heat exchanger with time-varying fluid inlet temperatures“. Wärme- und Stoffübertragung (12), S. 59-71 (1972).
- [25] Schultz, B.H.: „Approximative formulae in the theory of thermal regenerators“. Appl. sci. Res. (3), S. 165-173 (1951).
- [26] Van Wieringen, J.S.: „Exact and approximate solution of the regenerator equation for the case of high heat exchange and moderate heat capacity“. Appl. Sci. Res (34), S. 145-158 (1978).
- [27] Vortmeyer, D.; Le Mong, S.: „Anwendung des Äquivalenzprinzips zwischen Ein- und Zweiphasenmodellen auf die Lösung der Regeneratorgleichungen“. Wärme- und Stoffübertragung (9), S. 29-37 (1976).
- [28] Willmott, A.J.: „Dynamics of Regenerative Heat Transfer“. Taylor & Francis, New York, London (2002).
- [29] Willmott, A.J.; Scott, D.M.; Zhang, L.: „Matrix formulations of linear simulations of the operation of thermal regenerators“. Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals (23), S. 43-65 (1993).
- [30] Willmott, A.J.; Kulakowski, B.: „Numerical acceleration of thermal regenerators simulations“. International Journal for Numerical Methods in Engineering (11), S. 533-551 (1977).
- [31] Sandner, H.: „Beitrag zur linearen Theorie des Regenerators“. Dissertation, TU München (1971).
- [32] Hoppe, H.: „Berechnung der Wärmeübertragung in Regeneratoren bei Kreuzstrombetrieb“. Forschung im Ingenieurwesen 20 (5), S. 150-155 (1954).
- [33] Howse, J.W.; Hansen, G.A.; et al.: „Solving a thermal regenerator model using implicit Newton-Krylov methods“. Numerical Heat Transfer, Part A: Applications 1 (38), S. 23-44 (2000).
- [34] Lai, S.; Dudukovic, M.P.; Ramachandran, P.A.: „Cells-in-series methods for simulation of heat regenerators in periodic operation“. Numerical Heat Transfer, Part A: Applications 2 (11), S. 125-141 (1987).
- [35] Podolskii, A.G.: „Calculation of heat transfer in a regenerator with variable thermophysical properties of the gas and checkerwork“. Journal of Engineering Physics and Thermophysics 19 (2), S. 969-973 (1970).
- [36] Geutjes, A.J.: „A numerical model to evaluate the behavior of a regenerative heat exchanger at high temperature“. TH-Report, 76-E-66, Technische Hogeschool Eindhoven, Eindhoven (1976).
- [37] Sogin, H.H.; Hassan, K.-E.: „A design manual for regenerative heat exchangers of the rotary type“. WADC Technical Report, 55-13, Illinois institute of technology, Ohio (1956).
- [38] Wozniak, Z.: „Dynamics of transient states of the counterflow heat regenerator“. Numerical Heat Transfer, Part A: Applications 8 (6), S. 751 — 760 (1985).
- [39] Choi, B.-S.; Yi, J.: „Simulation and optimization on the regenerative thermal oxidation of volatileorganic compounds“. Chemical Engineering Journal (76), S. 103-114 (2000).
- [40] Zabaleta, A.G.: „Computational fluid dynamics studies in heat and mass transfer phenomena in packed bed extraction and reaction equipment: special attention to supercritical fluids technology“. Dissertation, Universitat Politècnica de Catalunya (2007).
- [41] Harvey, J.P.: „Oscillatory compressible flow and heat transfer in porous media – application to cryocooler regenerators“. Dissertation, Georgia Institute of Technology (2003).
- [42] Park, P.M.; Cho, H.C.; Shin, H.D.: „Unsteady thermal flow analysis in a heat regenerator with spherical particles“. International Journal Of Energy Research (27), S. 161-172 (2003).

- [43] Rühlich, I.: „*Optimierung von Regeneratoren*“. BMBF-Projekt, 13N6619, TU Dresden, Lehrstuhl für Kälte- und Kryotechnik, Dresden (1999).
- [44] Lier, M.: „*Strömungssimulation der Gasverteilung im Ein- und Auslassbereich eines Hochtemperatur-Wärmespeichers*“. Studienarbeit, Universität Stuttgart (2008).
- [45] Yoon, Y.H.; Paeng, J.G.; Kim, K.C.: „*A theoretical analysis and CFD simulation on the ceramic monolith heat exchanger*“. Flucome 2009 - 10th International Conference on fluid Control, Measurements, and Visualization, Moscow, Russia (2009).
- [46] Zashkova, L.; Penkova, N.: „*Modelling and simulation of fluids flow and heat processes in a regenerator with ceramic chimney block checker work*“. Task Quarterly 9 (1), S. 133–142 (2005).
- [47] Zashkova, L.; Penkova, N.: „*Thermal and fluid flow fields in a regenerator with ceramic chimney block checker work*“. Task Quarterly 9 (1), S. 143–151 (2005).
- [48] Dreißigacker, V.: „*Strömungs-Ungleichverteilung in Hochtemperatur-Wärmespeichern für den Kraftwerkseinsatz*“. Thermodynamik-Kolloquium und Ingenieurdaten. In: Thermodynamik-Kolloquium und Ingenieurdaten, Tagungsband (2008).
- [49] Baclic, B.S.; Heggs, P.J.; Dragutinovic, G.D.: „*Prediction of the effectiveness of unbalanced-asymmetric counterflow regenerators*“. Publications of the Faculty of Technical Science, University of Novi Sad, Godina (1984).
- [50] Baclic, B.S.; Gvozdenac, D.D.; Sekulic, D.P.: „*Exact explicit equations for some two- and three-pass cross-flow exchangers effectiveness - Part II*“. Fourth NATO Advanced Study Institute on Low Reynolds Number Forced Convection in Channels and Bundles - Applied to Heat Exchangers. In: Proceedings, Ankara, S. 863-876 (1981).
- [51] Büyükalaca, O.; Yilmaz, T.: „*Influence of rotational speed on effectiveness of rotary-type heat exchanger*“. Heat and Mass Transfer (38), S. 441-447 (2002).
- [52] Foumeny, E.A.; Heggs, P.J.: „*Thermal performance of cyclic regenerators operating under varying inlet temperature conditions*“. Experimental Heat Transfer 18 (3), S. 1-15 (1995).
- [53] Kulakowski, B.T.; Schmidt, F.W.: „*Explicit design of balanced regenerators*“. Heat Transfer Engineering 3 (3), S. 25-37 (1981).
- [54] Kulakowski, B.T.; Schmidt, F.W.: „*Design of packed bed regenerator with by-pass*“. Heat Transfer Engineering 4 (1), S. 17-23 (1981).
- [55] Peiser, P.M.; Lehner, J.: „*Design charts for symmetric regenerators*“. Industrial and Engineering Chemistry 45 (10), S. 2166-2170 (1953).
- [56] Boreskov, G.K.; Matros, Y.S.: „*Flow reversal of reaction mixture in a fixed catalyst bed - A way to increase the efficiency of chemical processes*“. Applied Catalysis (5), S. 337-343 (1983).
- [57] Wojciechowski, J.; Haber, J.: „*Swingtherm - A New Economic Process for the Catalytic Burning of Flue Gases*“. Applied Catalysis (4), S. 275-280 (1982).
- [58] Wojciechowski, J.: „*Sposob katalitycznego oczyszczania gazow*“. Patent 126861 (1980).
- [59] Gavalas, G.R.: „*Fixed-bed reactors with regenerative cooling*“. Ind. Eng. Chem. Fundam. 10 (1), S. 71-74 (1971).
- [60] Budhi, Y.W.: „*Reverse flow reactor operation for control of catalyst surface coverage*“. Dissertation, TU Eindhoven (2005).
- [61] van Sint Annaland, M.: „*A novel reverse flow reactor coupling endothermic and exothermic reactions*“. Dissertation, Universität Twente (2000).
- [62] Kaisare, N.S.: „*Modeling, analysis and control of nonlinear switching systems*“. Dissertation, Georgia Institute of Technology (2004).
- [63] Galle, M.; Watzenberger, O.; Agar, D.W.: „*Thermal N₂O decomposition in regenerative heat exchanger reactors*“. Chemical Engineering Science (56), S. 1587-1595 (2001).
- [64] Garg, R.; Luss, D.: „*Dynamic bifurcations and features of a cooled countercurrent flow reactor*“. Chemical Engineering Science (56), S. 3719-3726 (2001).
- [65] Garg, R.; Luss, D.; Khinast, J.G.: „*Dynamic and steady-state features of a cooled countercurrent flow reactor*“. AIChE Journal 46 (10), S. 2030-2040 (2000).

- [66] Khinast, J.; Gurumoorthy, A.; Luss, D.: „*Complex dynamic features of a cooled reverse-flow reactor*“. *AIChE Journal* 44 (5), S. 11-28-1140 (1998).
- [67] Logist, F.; Vande Wouwer, A.; et al.: „*Optimal temperature profiles for tubular reactors implemented through a flow reversal strategy*“. *Chemical Engineering Science* (62), S. 4675 – 4688 (2007).
- [68] Vanden Bussche, K.M.; Neophytides, S.N.; et al.: „*Modelling and simulation of the reversed flow operation of a fixed-bed reactor for methanol synthesis*“. *Chemical Engineering Science* 48 (19), S. 3335-3345 (1993).
- [69] Züfle, H.; Turek, T.: „*Catalytic combustion in a reactor with periodic flow reversal. Part 2. Steady-state reactor model*“. *Chemical Engineering and Processing* (36), S. 341-352 (1997).
- [70] van Noorden, T.L.: „*New algorithms for parameter-swing reactors*“. Dissertation, Universität Amsterdam (2002).
- [71] van de Rotten, B.A.; Lunel, S.V.; Blik, A.: „*Efficient simulation of periodically forced reactors with radial gradients*“. *Chemical Engineering Science* (61), S. 6981-6994 (2006).
- [72] Platte, F.; Kuzmin, D.; et al.: „*Novel simulation approaches for cyclic-steady-state fixed-bed processes exhibiting sharp fronts and shocks*“. *International Series of Numerical Mathematics* (151), S. 207-223 (2005).
- [73] Salinger, A.G.; Eigenberger, G.: „*The direct calculation of periodic states of the reverse flow reactor - I. methodology and propane combustion results*“. *Chemical Engineering Science* 51 (21), S. 4903-4913 (1996).
- [74] Salinger, A.G.; Eigenberger, G.: „*The direct calculation of periodic states of the reverse flow reactor - II. multiplicity and instability*“. *Chemical Engineering Science* 51 (21), S. 4915-4922 (1996).
- [75] Gritsch, A.: „*Wärmeintegrierte Reaktorkonzepte für katalytische Hochtemperatur-Synthesen am Beispiel der dezentralen Dampfreformierung von Methan*“. Dissertation, Universität Stuttgart (2008).
- [76] Ronney, P.D.: „*Analysis of non-adiabatic heat-recirculating combustors*“. *Combustion and Flame* (135), S. 421-439 (2003).
- [77] Zanoletti, M.; Klvana, D.; et al.: „*Auto-cyclic reactor: Design and evaluation for the removal of unburned methane from emissions of natural gas engines*“. *Chemical Engineering Science* (64), S. 945-954 (2009).
- [78] Neumann, D.W.R.: „*Dynamic reactor operation and high-temperature catalysis. Direct oxidation of methane in a reverse-flow-reactor*“. Dissertation, University of Pittsburgh (2003).
- [79] Züfle, H.; Turek, T.: „*Catalytic combustion in a reactor with periodic flow reversal. Part 1. Experimental results*“. *Chemical Engineering and Processing* (36), S. 327-340 (1997).
- [80] Cittadini, M.; Vanni, M.; Barresi, A.A.: „*Transient behaviour and start-up of periodic flow reversal reactors for catalytic decontamination of waste gases*“. *Chemical Engineering and Processing* (41), S. 437-443 (2002).
- [81] Züfle, H.: „*Betriebsverhalten eines Festbettreaktors mit periodischer Strömungsumkehr*“. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH) (1993).
- [82] Nijdam, J.L.: „*Behavior and optimization of packed bed regenerators*“. Dissertation, TU Eindhoven (1995).
- [83] Salomons, S.: „*Modelling the behaviour of a reverse-flow catalytic reactor for the combustion of lean methane*“. Master thesis, University of Alberta (2003).
- [84] Grozev, G.G.; Sapundzhiev, C.G.: „*Modelling of the reversed flow fixed bed reactor for catalytic decontamination of waste gases*“. *Chemical Engineering & Technology* (20), S. 378-383 (1997).
- [85] Matros, Y.S.; Bunimovich, G.A.: „*Control of volatile organic compounds by the catalytic reverse process*“. *Industrial & Engineering Chemistry Research* 34, S. 1630-1640 (1995).
- [86] Kakac, S.; Yener, Y.: „*Convective Heat Transfer*“. Middle East Technical University, Ankara (1980).

- [87] Shah, R.K.; London, A.L.: „*Laminar Flow Forced Convection In Ducts*“. Academic Press, Inc., London (1978).
- [88] Adeyanju, A.A.; Manohar, K.: „*Theoretical and experimental investigation of heat transfer in packed beds*“. Research Journal of Applied Sciences 4 (5), S. 166-177 (2009).
- [89] Boger, T.; Heibel, A.K.: „*Heat transfer in conductive monolith structures*“. Chemical Engineering Science (60), S. 1823-1835 (2005).
- [90] Koning, B.: „*Heat and mass transport in tubular packed bed reactors at reacting and non-reacting conditions*“. Dissertation, University of Twente (2002).
- [91] Bauer, M.: „*Theoretische und experimentelle Untersuchungen zum Wärmetransport in gasdurchströmten Festbettrohrreaktoren*“. Dissertation, Martin-Luther-Universität Halle-Wittenberg (2001).
- [92] Rao, K.V.S.R.: „*Wall effects in packed beds*“. Dissertation, Indian Institute Of Science (1994).
- [93] Dixon, A.G.: „*An improved equation for the overall heat transfer coefficient in packed beds*“. Chemical Engineering and Processing (35), S. 323-331 (1996).
- [94] Dixon, A.G.: „*Theoretical prediction of effective heat transfer parameters in packed beds*“. AIChE Journal 25 (4), S. 663-676 (1979).
- [95] Donsi, F.; Di Benedetto, A.; et al.: „*Effect of the Re number on heat and mass transport in a catalytic monolith*“. Catalysis Today (117), S. 498-505 (2006).
- [96] Hayes, R.E.; Kolaczkowski, S.T.: „*A study of Nusselt and Sherwood numbers in a monolith reactor*“. Catalysis Today (47), S. 295-303 (1999).
- [97] Kolaczkowski, S.T.: „*Modelling catalytic combustion in monolith reactors - challenges faced*“. Catalysis Today (47), S. 209-218 (1999).
- [98] Stasiek, J.; Collins, M.W.; et al.: „*Investigation of flow and heat transfer corrugated in passages - I. experimental results*“. International Journal of Heat and Mass Transfer 39 (1), S. 149-164 (1995).
- [99] Nijemeisland, M.: „*Verification studies of computational fluid dynamics in fixed bed heat transfer*“. Dissertation, Worcester Polytechnic Institute (2000).
- [100] Wang, T.J.; Baek, S.W.; Kim, S.J.: „*Re-evaluation of the Nusselt number for determining the interfacial heat and mass transfer coefficients in a flow-through monolithic catalytic converter*“. Chemical Engineering Science (63), S. 3152 - 3159 (2008).
- [101] Wen, T.; Tian, J.; et al.: „*Forced convection in metallic honeycomb structures*“. International Journal of Heat and Mass Transfer (49), S. 3313–3324 (2006).
- [102] Werner, K.; Martin, H.: „*Heat transfer in monoliths*“. Chemical Engineering and Processing (33), S. 161-170 (1994).
- [103] Grigull, U.; Tratz, H.: „*Thermischer Einlauf in ausgebildeter laminarer Rohrströmung*“. International Journal of Heat and Mass Transfer (8), S. 669-678 (1965).
- [104] Erdoğan, M.E.; Imrak, C.E.: „*The effects of duct shape on the nusselt number*“. Mathematical and Computational Applications 10 (1), S. 79-88 (2005).
- [105] Grigull, U.: „*Wärmeübergang in laminarer Strömung mit Reibungswärme*“. Chemie-Ingenieur-Technik 27 (8/9), S. 480-483 (1955).
- [106] Hadjiconstantinou, N.G.; Simek, O.: „*Constant-Wall-Temperature Nusselt Number in Micro and Nano-Channels*“. Transactions of the ASME (124), S. 356-364 (2002).
- [107] Hicken, E.: „*Die Temperaturen in einem luftdurchströmten quadratischen Kanal bei unterschiedlicher Beheizung der Wände*“. Wärme- und Stoffübertragung (5), S. 121-126 (1972).
- [108] Lee, P.-S.; Garimella, S.V.; Liu, D.: „*Investigation of heat transfer in rectangular micro-channels*“. International Journal of Heat and Mass Transfer (48), S. 1688-1704 (2005).
- [109] Lee, P.-S.; Garimella, S.V.: „*Thermally developing flow and heat transfer in rectangular microchannels of different aspect ratios*“. International Journal of Heat and Mass Transfer (49), S. 3060–3067 (2006).
- [110] Krishnamoorthy, C.; Rao, R.P.: „*Single-phase heat transfer in micro-tubes: a critical review*“. 2007 ASME-JSME Thermal Engineering Summer Heat Transfer Conference. In: Proceedings of HT2007, Vancouver, British Columbia, Canada, S. 1-11 (2007).

- [111] Salazar, A.; Campo, A.; Schuler, C.: „*On a solution of the Graetz-Nusselt problem and its extension with uniform wall heating*“. Wärme- und Stoffübertragung (22), S. 141-146 (1988).
- [112] Haji-Sheikh, A.; Beck, J.V.: „*Entrance heat transfer in rectangular ducts with constant axial energy input*“. International Journal of Heat and Mass Transfer (51), S. 434-444 (2008).
- [113] Groppi, G.; Tronconi, E.: „*Theoretical analysis of mass and heat transfer in monolith catalysts with triangular channels*“. Chemical Engineering Science 52 (20), S. 3521-3526 (1997).
- [114] Grigull, U.: „*Stoff- und Wärmeübergang ohne und mit chemischer Wandreaktion*“. Chemie-Ingenieur-Technik (9), S. 572-576 (1959).
- [115] Gupta, N.; Balakotaiah, V.: „*Heat and mass transfer coefficients in catalytic monoliths*“. Chemical Engineering Science 56, S. 4771-4786 (2001).
- [116] Ebdian, M.A.; Dong, Z.F.: „*Forced convection, internal flow in ducts*“. In: Rohsenow, W.; Hartnett, J.; Cho, Y. (Hrsg.), Handbook of Heat Transfer McGraw Hill (1998).
- [117] Bishara, F.; Jog, M.A.; Manglik, R.M.: „*Computational simulation of swirl enhanced flow and heat transfer in a twisted oval tube*“. Journal of Heat Transfer (131) (2009).
- [118] Borjini, M.N.; Mbow, C.; Daguinet, M.: „*Étude numérique du couplage rayonnement-convection naturelle en régime permanent dans des secteurs et des espaces annulaires l'aide de la méthode des volumes finis*“. International Journal of Thermal Sciences 38, S. 410-423 (1999).
- [119] Campo, A.: „*On the asymptotic solution of the Graetz-Nusselt problem for short $x \rightarrow 0$ and large $x \rightarrow \infty$ with partial usage of finite differences*“. Numerical Methods for Partial Differential Equations 20 (6), S. 820-830 (2004).
- [120] Campo, A.; Amon, C.H.: „*A simple way to determine the two asymptotic Nusselt number expressions for in-tube, laminar forced convective flows employing the method of lines*“. Computer Applications in Engineering Education 6 (2), S. 79-87 (1998).
- [121] Specht, B.: „*Modellierung von beheizten laminaren und turbulenten Strömungen in Kanälen beliebigen Querschnitts*“. Dissertation, TU Braunschweig (2000).
- [122] Hapke, I.: „*Experimentelle und numerische Untersuchungen zum Wärmeübergang in Mikrokanälen*“. Dissertation, Universität Magdeburg (2004).
- [123] Nonino, C.; Giudice, S.D.; Comini, G.: „*Laminar forced convection in three-dimensional duct flows*“. Numerical Heat Transfer (13), S. 451-466 (1988).
- [124] Kundu, J.: „*Numerical investigation of laminar forced convection in two-dimensional and three-dimensional sinusoidal corrugated ducts*“. Master Thesis, University of Cincinnati (2001).
- [125] Singh, Y.H.: „*Numerical investigation of the Graetz problem for newtonian and non-newtonian flows in circular-segment ducts*“. Master Thesis, University of Cincinnati (2002).
- [126] Maxwell, M.J.; Ghajar, A.J.: „*Laminar forced-convective heat transfer with varying properties in the entrance region of flat rectangular ducts*“. Heat Transfer Engineering 6 (4), S. 31-38 (1985).
- [127] Haynes, T.N.; Georgakis, C.; Caram, H.S.: „*The design of reverse flow reactors for catalytic combustion systems*“. Chemical Engineering Science 50 (3), S. 401-416 (1994).
- [128] Ramdani, K.; Pontier, R.; Schweich, D.: „*Reverse flow reactor at short switching periods for VOC combustion*“. Chemical Engineering Science (56), S. 1531-1539 (2001).
- [129] Sapoundjiev, H.; Aubé, F.: „*Mathematical model and numerical simulations of catalytic flow reversal reactors for industrial applications*“. Computers and Chemical Engineering (24), S. 2623-2632 (2000).
- [130] Gosiewski, K.; Matros, Y.S.; et al.: „*Homogeneous vs. catalytic combustion of lean methane-air mixtures in reverse-flow reactors*“. Chemical Engineering Science (63), S. 5010-5019 (2008).
- [131] Gosiewski, K.; Warmuzinski, K.: „*Effect of the mode of heat withdrawal on the asymmetry of temperature profiles in reverse-flow reactors. Catalytic combustion of methane as a test case*“. Chemical Engineering Science (62), S. 2679-2689 (2007).

- [132] Rehacek, J.; Kubicek, M.; Marek, M.: „*Modelling of a tubular catalytic reactor with flow reversal*“. Chemical Engineering Science 47 (9-11), S. 2897-2902 (1992).
- [133] Eigenberger, G.; Kolios, G.; Nieken, U.: „*Thermal pattern formation and process intensification in chemical reaction engineering*“. Chemical Engineering Science (62), S. 4825-4841 (2007).
- [134] Babushok, V.I.; Dakdancha, A.N.: „*Global kinetic parameters for high-temperature gas-phase reactions*“. Combustion, Explosion and Shock Waves 29 (4), S. 464-489 (1993).
- [135] Deshmukh, S.R.; Vlachos, D.G.: „*A reduced mechanism for methane and one-step rate expressions for fuel-lean catalytic combustion of small alkanes on noble metals*“. Combustion and Flame (149), S. 366-383 (2007).
- [136] Gardiner, W.C.; Lissianski, V.V.; et al.: „*The GRI-Mech model for natural gas combustion and NO formation and removal chemistry*“.
- [137] Qin, Z.; Lissianski, V.V.; et al.: „*Combustion chemistry of propane: a case study of detailed reaction mechanism optimization*“. Proceedings of the Combustion Institute (28), S. 1663-1669 (2000).
- [138] Deur, J.M.; Kundu, K.P.: „*A simplified reaction mechanism for propane combustion*“. Symposium on Chemistry, Structure and Reactivity of Coal, Tar Sands and Oil Shale. In: Proceedings, San Francisco (1992).
- [139] Heghes, C.I.: „*C1-C4 hydrocarbon oxidation mechanism*“. Dissertation, Ruprecht-Karls-Universität Heidelberg (2006).
- [140] Zeuch, T.: „*Reaktionskinetik von Verbrennungsprozessen in der Gasphase: Spektroskopische Untersuchungen der Geschwindigkeit, Reaktionsprodukte und Mechanismen von Elementarreaktionen und die Modellierung der Oxidation von Kohlenwasserstoffen mit detaillierten Reaktionsmechanismen*“. Dissertation, Georg-August-Universität Göttingen (2003).
- [141] Hughes, K.I.; Turanyi, T.; et al.: „*Development and testing of a comprehensive chemical mechanism for the oxidation of methane*“. International Journal Of Chemical Kinetics 23 (9), S. 513-538 (2001).
- [142] Laskin, A.; Wang, H.; Law, C.K.: „*Detailed kinetic modeling of 1,3-Butadiene oxidation at high temperatures*“. International Journal Of Chemical Kinetics 32 (10), S. 589-614 (2000).
- [143] Wang, H.; Laskin, A.: „*A comprehensive kinetic model of ethylene and acetylene oxidation at high temperatures*“, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Princeton University (1998).
- [144] Ranzi, E.; Gaffuri, P.; et al.: „*A new comprehensive reaction mechanism for combustion of hydrocarbon fuels*“. 25th International Symposium on Combustion. In: Proceedings, Irvine (1994).
- [145] Sanchez, A.L.; Lépinette, A.; et al.: „*The reduced kinetic description of lean premixed combustion*“. Combustion and Flame (123), S. 436-464 (2000).
- [146] Sotudeh-Gharebagh, R.; Chaouki, J.: „*The heterogeneous and homogeneous combustion of Methane over inert particles*“. The Canadian Journal of Chemical Engineering (81), S. 1182-1191 (2003).
- [147] Zhou, X.Y.; Pereira, J.C.F.: „*Comparison of four combustion models for simulating the premixed combustion in inert porous media*“. Fire and Materials (22), S. 187-197 (1998).
- [148] Rüska, B.; Carlowitz, O.; et al.: „*Neue thermische Abgasreinigungstechnologie mit regenerativer Abluftvorwärmung für Abgase mit Anteilen siliziumorganischer Verbindungen*“. DBU-Projekt, 21154, Goldkronach (2009).
- [149] Kolios, G.; Frauhammer, J.; Eigenberger, G.: „*Autothermal fixed-bed reactor concepts*“. Chemical Engineering Science (55), S. 5945-5967 (2000).
- [150] Hänel, M.: „*Hochtemperaturspeicher als Wärmemanagementzentrale*“. Vortrag, Emissionsminderung 2010, 08.06.2010, Nürnberg (2010).

17.6 Detailergebnisse der Herstellerumfrage

In welcher Branche ist die Anlage eingesetzt?	Beschichtungsindustrie		Beschichtungsindustrie		Beschichtungsindustrie		Beschichtungsindustrie		Beschichtungsindustrie		Beschichtungsindustrie	
Aus welchem Prozess stammt die Abluft?	Folienbeschichtung		Beschichtung von Textilien		Beschichtung von Papier		Beschichtung von Papier		Beschichtung von Textilien		Beschichtung von Textilien	
Welche Baugröße hat die Anlage (in mN3/h)?	100.000 - 250.000		100.000 - 250.000		25.000 - 50.000		10.000 - 25.000		25.000 - 50.000		5.000 - 10.000	
Welche Abluft/Abgasinhaltsstoffe sind bekannt? Wie hoch ist ungefähr die Konzentration [g/Nm³]?	Toluol	k. A.	Lösemittel-gemisch	6-12	Toluol	bis 13	Ethanol	0,8	Toluol	0-8,5	Toluol	0-9
	Ethylacetat	k. A.			28% Hexan + 72% Toluol	bis 13	MEK	3,5	Ethylacetat	0-0,5		
	MEK	k. A.					Ethylacetat	3,5	Benzin	?		
									MEK	?		
								Ethanol	?			
Wieviele Regeneratoren hat die Anlage?	5		3		3		3		3		3	
Wieviele Temperaturmessstellen sind in den Regeneratoren vorhanden?	jeweils 4		0		0		0		0		0	
Ist ein heißer Bypass vorhanden?	Ja		Ja		Ja		Ja		Ja		Ja	
Ist der Bypass kontinuierlich geregelt?	Ja		Ja		Ja		Ja		Ja		Ja	
Sind in der Vergangenheit Probleme bei der Regelung des Bypasses aufgetreten?	nur bei der Inbetriebnahme		Nein		Nein		Nein		Nein		Nein	
Wie oft tritt an der Anlage über-autothemer Betrieb auf?	> 60 %		UNBEKANNT		Fast immer		Fast immer		Immer		Häufig	
Wie oft bilden sich dabei Temperaturmaxima in den Regeneratoren?	UNBEKANNT		vermutlich nie		vermutlich nie		vermutlich nie		vermutlich nie		vermutlich nie	
Wie oft deutet sich der über-autothemer Betrieb in einem Anstieg der Brennraumtemperatur an?	> 60 %		Immer		Immer		Immer		Immer		Immer	
Wie oft ist anzunehmen, dass eine Brennraumtemperaturunterschreitung im über-autothemer Betrieb durch erhöhte Brennstoffzufuhr verhindert wird?	falls überhaupt ist der Anteil sehr gering		UNBEKANNT		Nie		Nie		Nie		Nie	
Sonstiges					Thermalölkessel im heißen Bypass, der die Wärme für den Trockner liefert		Thermalölkessel im heißen Bypass, der die Wärme für den Trockner liefert		Dampfkessel im heißen Bypass, der die Wärme für den Trockner liefert		keine Wärmenutzung	

Abb. A1: Einige Ergebnisse der Herstellerumfrage

In welcher Branche ist die Anlage eingesetzt?	Lackierung		Lackierung		Lackherstellung		Recyclingindustrie		Andere		Möbelindustrie	
Aus welchem Prozess stammt die Abluft?	Lackierung von Kunststoffteilen		Lackierung von Metallblechen		Abluft aus Waschmaschinen		Abluft aus Drehrohr, Zinkrecycling		Abluft aus Kalkschachtofen		Laminierung, Beschichtung	
Welche Baugröße hat die Anlage (in mN3/h)?	5.000 - 10.000		5.000 - 10.000		25.000 - 50.000		50.000 - 100.000		50.000 - 100.000		100.000 - 250.000	
Welche Abluft/Abgasinhaltsstoffe sind bekannt? Wie hoch ist ungefähr die Konzentration [g/Nm³]?	Xylol	3,8	Ethylacetat	bis 20	verschiedene Lösemittel	bis 8	Kohlenmonoxid	bis 25	Kohlenmonoxid	bis 20	Methanol	11
	Butylacetat	0,2	MEK	k. A.			CnHm	bis 1	CnHm	bis 1	Formaldehyd	0,5
											Toluol	0,5
Wieviele Regeneratoren hat die Anlage?	3		3		3		5		5		5	
Wieviele Temperaturmessstellen sind in den Regeneratoren vorhanden?	0		0		0		je 4 in zwei Regeneratoren		4, in 2 Regeneratoren je 2 in versch. Höhe		jeweils eine	
Ist ein heißer Bypass vorhanden?	Ja		Ja		Ja		Nein		Ja		Ja	
Ist der Bypass kontinuierlich geregelt?	Ja		Ja		Ja		Nein		Ja		Ja	
Sind in der Vergangenheit Probleme bei der Regelung des Bypasses aufgetreten?	Nein		Ja		Nein		Ja		Ja		Nein	
Wie oft tritt an der Anlage über-autothemer Betrieb auf?	Häufig		Häufig		Häufig		Häufig		Häufig		Fast immer	
Wie oft bilden sich dabei Temperaturmaxima in den Regeneratoren?	vermutlich nie		Häufig		UNBEKANNT / keine Angabe		Fast immer		Häufig		Häufig	
Wie oft deutet sich der über-autothemer Betrieb in einem Anstieg der Brennraumtemperatur an?	Immer		Häufig		Häufig		Nie		Selten		Immer	
Wie oft ist anzunehmen, dass eine Brennraumtemperaturunterschreitung im über-autothemer Betrieb durch erhöhte Brennstoffzufuhr verhindert wird?	Nie		Nie		Nie		UNBEKANNT / keine Angabe		UNBEKANNT / keine Angabe		UNBEKANNT / keine Angabe	
Sonstiges	Anlage steht hinter Aufkonzentration mit Zeolithrad		Konzentration an Lösemittel stark schwankend		Thermalölkessel im heißen Bypass				Anlagenregelung erfolgt über Messung von CO im Rohgas und Regelung von Frischluftzufuhr und heißem Bypass		Emissionswerte liegen bei 80-200 mg/m³ für CO	
			Abluftstrom wird durch Frischluft geregelt verdünnt									

Abb. A2: Weitere Ergebnisse der Herstellerumfrage

17.7 Herleitung der Sigmoid-Funktion

Die in Abschnitt 11.1.5 dargestellten Kennfelder basieren auf einer empirisch angepassten Sigmoid-Funktion der Form

$$y(x-w) = \frac{A}{1 + \exp(B \cdot (x-w) + C)}$$

Diese wurde gewählt, da sich verschiedene Anforderungen, z.B. nach einem begrenzbaren Maximalwert, schneller Reaktion und fehlender bleibender Regelabweichung in der Umgebung des Arbeitspunktes, langsamer Reaktion bei stark geöffnetem Bypass u.ä., recht gut durch Wahl der Parameter erfüllen lassen.

Abbildung A3 zeigt den grundsätzlichen Verlauf der Funktion für $A=1$ und verschiedene Parameter für B und C .

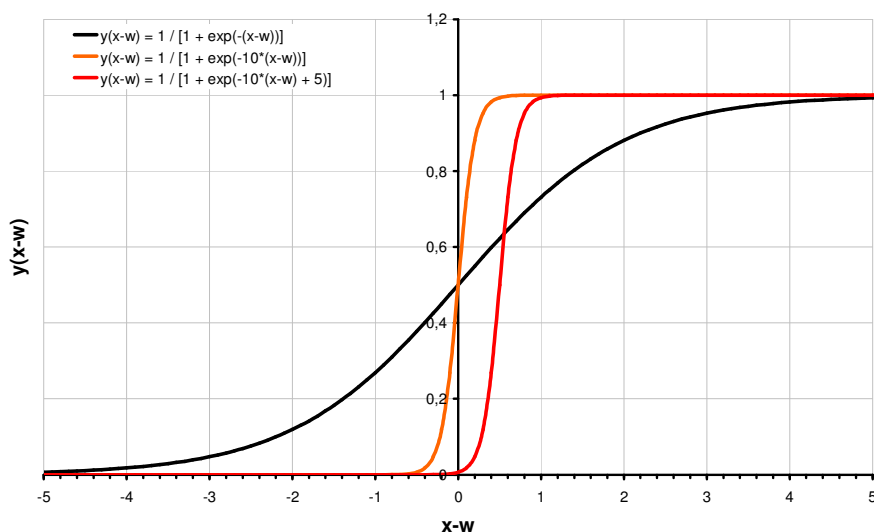


Abb. A3: Verlauf der gewählten Sigmoid-Funktion für verschiedene Werte der Parameter A , B , C .

Durch Wahl der Parameter $B = -10$ und $C = 5$ wurde zunächst der Funktionsverlauf so normiert, dass der Stellbereich von 0 bis 1 ausreichend genau bei Regelabweichungen ebenfalls zwischen 0 und 1 abgebildet wird.

Aus der Bedingung

$$y(x-w) = y_{\max} \quad \text{für } x-w \rightarrow (x-w)_{\max}$$

folgt für den Parameter A dann unmittelbar

$$A = y_{\max}$$

Da der maximale Stellwert bei der definierten maximalen Regelabweichung erreicht werden soll, wurde für den Parameter B

$$B = -\frac{10}{(x-w)_{\max}}$$

gewählt.

Der dritte Parameter C kann nun aus der Bedingung ermittelt werden, dass der Soll-Stellwert dem Ist-Stellwert entsprechen soll, wenn die Regelabweichung 0 beträgt.

Aus

$$y(x-w)_{soll} = \frac{y_{\max}}{1 + \exp\left(-\frac{10}{(x-w)_{\max}} \cdot (x-w) + 5 + C\right)}$$

folgt daher für

$$y(0)_{soll} = \frac{y_{\max}}{1 + \exp(5 + C)} = y_{ist}$$

$$C = \ln\left(\frac{y_{\max}}{y_{ist}} - 1\right) - 5$$

Nach Einsetzen der Parameter und Umformen erhält man die Regelungsfunktion

$$y(x-w)_{soll} = \frac{y_{\max}}{1 + \left(\frac{y_{\max}}{y_{ist}} - 1\right) \cdot \exp\left(-\frac{10}{(x-w)_{\max}} \cdot (x-w)\right)} \quad \text{für } y_{ist} > 0$$

$$y(x-w)_{soll} = \frac{y_{\max}}{1 + \exp\left(-\frac{10}{(x-w)_{\max}} \cdot (x-w) + 5\right)} \quad \text{für } y_{ist} = 0$$

Durch die Funktion wird eine Kurvenschar bzw. ein Kennfeld definiert, das in Abbildung A4 für $(x-w)_{\max} = 50$ und $y_{\max} = 0,5$ in Abhängigkeit von y_{ist} dargestellt ist. Es ist erkennbar, dass bei $x-w = 0$ y_{ist} und y_{soll} übereinstimmen.

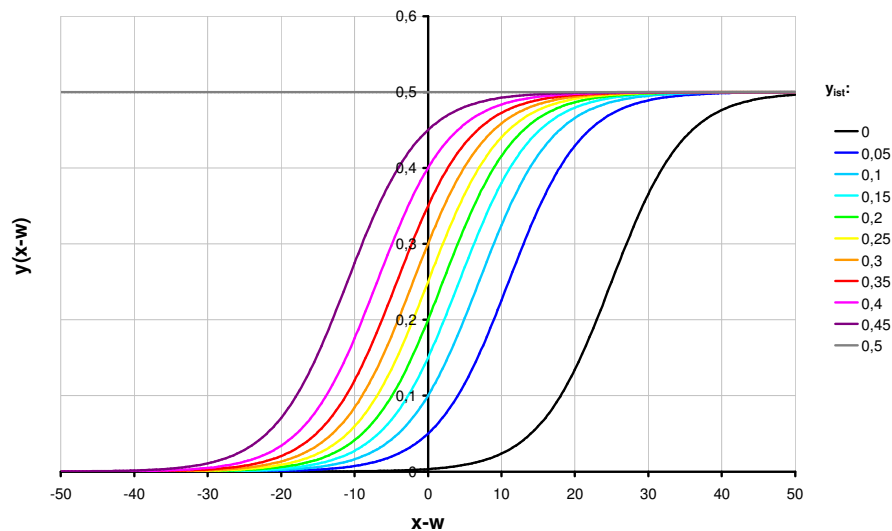


Abb. A4: Auf Basis der gewählten Sigmoid-Funktion generiertes Kennfeld.

Problematisch an diesem Kennfeld ist jedoch die Tatsache, dass im abgebildeten Bereich das Kennfeld immer den Soll-Stellwert $y = y_{\max}$ liefert, wenn der Ist-Stellwert einmal den Wert von y_{\max} erreicht hat.

Diesen Nachteil kann man dadurch korrigieren, dass man die Bedingung

$$y((x-w)_{\max})_{soll} = y_{\max}$$

einschränkt zu

$$y((x-w)_{\max})_{\text{soll}} = s \cdot y_{\max}$$

d.h. der maximale Stellwert wird bei beliebig großer Regelabweichung nur auf einen Faktor s genau erreicht. Da aber der Maximalwert beliebig gewählt werden kann (daher auch y_{\max}/s), ist damit keine sonstige Einschränkung verbunden. Abbildung A5 zeigt den Verlauf der korrigierten Funktion für einen Wert von $s = 1,1$.

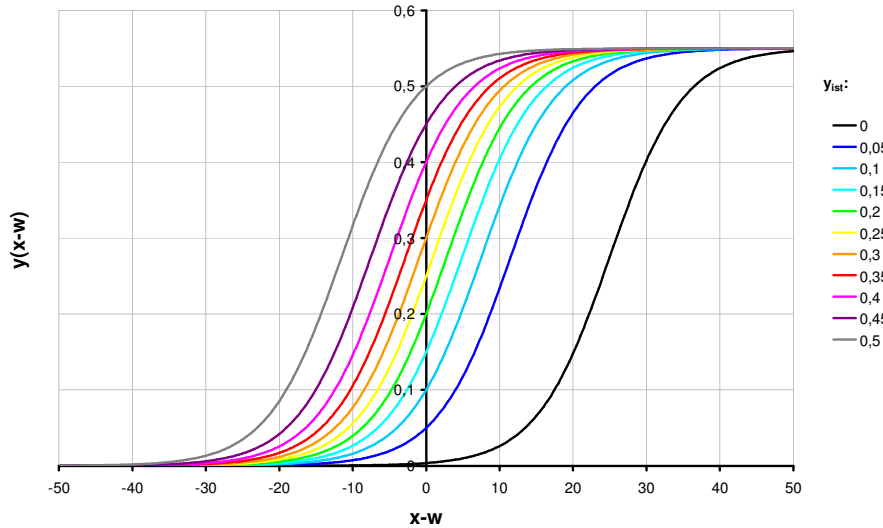


Abb. A5: Auf Basis der gewählten Sigmoid-Funktion generiertes korrigiertes Kennfeld.

Auf ähnliche Weise kann man, je nach Wahl der Nebenbedingungen, auch andere Kennfelder erzeugen, z.B.:

$$y(x-w)_{\text{soll}} = A + B / \left[1 + \exp\left(-\frac{5}{(x-w)_{\max}} (x-w) \right) \right]$$

mit $A = (K+1) \cdot s \cdot y_{\max}$ und $B = -K \cdot (1 + \exp(-5))$, sowie $K = 2 \cdot \left(\frac{y}{s \cdot y_{\max}} - 1 \right) \cdot (1 - \exp(-5))^{-1}$

das in Abbildung A6 für die identischen Parameter $(x-w)_{\max} = 50$, $y_{\max} = 0,5$ und $s = 1,1$ gezeigt ist.

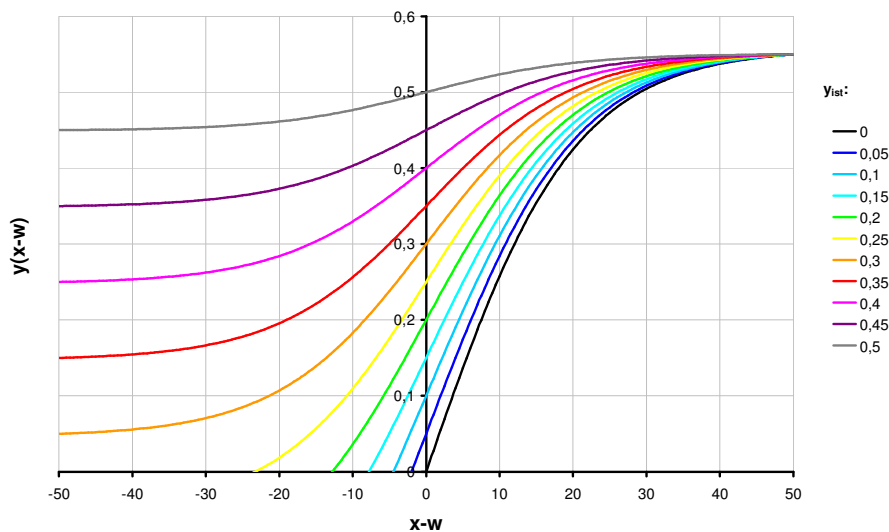


Abb. A6: Auf Basis der gewählten Sigmoid-Funktion generiertes alternatives Kennfeld.

Danksagung

Das Projekt wurde aus Haushaltsmitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Arbeit (BMWA) über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) unter dem Kennzeichen AiF 15400 N gefördert. Die Forschungsstelle dankt der AiF für die finanzielle Unterstützung, ohne die die Durchführung dieses Forschungsprojektes nicht möglich gewesen wäre.

Als AiF-Mitgliedsvereinigung unterstützte das Forschungskuratorium Maschinenbau (FKM) e.V., Frankfurt das Zustandekommen und die verwaltungstechnische Abwicklung des Vorhabens. Auch hierfür sei gedankt, insbesondere Herrn Gustmann, der die Forschungsstelle jederzeit in Verwaltungsfragen unterstützte und so zu einem reibungslosen Ablauf beitrug.

Auch den unmittelbar beteiligten Projektpartnern aus der Industrie möchte die Forschungsstelle hier noch einmal ihren ausdrücklichen Dank aussprechen, lebt doch gerade die anwendungsnahe Forschung von einer intensiven Kooperation mit der Praxis. Der Dank richtet sich insbesondere an die Herren Rüskamp und Schrickler bei der Lufttechnik Bayreuth GmbH & Co. KG, Goldkronach sowie die Herren von Billerbeck und Flath bei der Befesa Zinc Duisburg GmbH, Duisburg, die durch ihre Bereitschaft zur offenen Diskussion sowie die Bereitstellung von Anlagen, Personal, Informationen und Betriebsdaten ganz entscheidend zum Gelingen dieses Projektes beigetragen haben.

Auch den anderen Vertretern aus der Industrie, welche sich über den Projektbegleitenden Ausschuss eingebracht haben, möchte die Forschungsstelle noch einmal ganz herzlich danken. Von ihnen wurden vielfältige Erfahrungen und konstruktive Vorschläge eingebracht und diese jederzeit offen kommuniziert und diskutiert. Dies ist, besonders unter unmittelbaren Mitbewerbern, nicht immer selbstverständlich.

Insgesamt also noch einmal an alle Beteiligten, auch die hier unerwähnten

– Herzlichen Dank –

Gefördert aus Haushaltsmitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Arbeit (BMWA) über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF).



Ideen eine Zukunft geben