Experimentelle Untersuchungen an einer brennstoffflexiblen Gasturbinenbrennkammer bei Betrieb unter Abgasrezirkulationsbedingungen

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Helmut-Schmidt-Universität/Universität der Bundeswehr Hamburg
zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktor-Ingenieurs
genehmigte

DISSERTATION

vorgelegt von

Stefan Alexander Fischer

aus Karlsruhe

Hamburg 2016

Tag der mündlichen Prüfung:	07.04.2016
Erstgutachter:	Prof. Dr.-Ing. Franz Joos
Zweitgutachter:	Prof. Dr.-Ing. Alfons Kather

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Laboratorium für Strömungsmaschinen der Helmut-Schmidt-Universität in Hamburg. Sie wurde im Rahmen des Forschungsverbundes AG Turbo vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie und MAN Diesel & Turbo SE gefördert.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Professor Dr.-Ing. Franz Joos für die Betreuung dieser Arbeit, der fachkundigen Unterstützung während meiner Tätigkeit an der Universität sowie für das in mich gesetzte Vertrauen zur selbstständigen Durchführung der notwendigen Projektarbeiten. Ebenfalls bedanken möchte ich mich bei Herrn Professor Dr.-Ing. Alfons Kather für das tiefgehende Interesse an meiner Arbeit und die Erstellung des Zweitgutachens.

Für die produktive gemeinsame Projektarbeit bedanke ich mich bei den Herren Dr.-Ing. David Kluß, Dr.-Ing. Jens Färber und Dr.-Ing. Martin Lauer von MAN Diesel & Turbo SE. Die lehrreichen Stunden auf dem Prüfstand sowie die vielen fachlichen Diskussionen haben mir in der frühen Phase meiner Tätigkeit als Orientierung gedient und mich ermutigt auch unkonventionelle Forschungsansätze zu verfolgen.

Der Dank an meine ehemaligen Kollegen am Laboratorium für Strömungsmaschinen kann an dieser Stelle nur zu kurz ausfallen, dennoch möchte ich einen Versuch wagen. Ein großes Dankeschön an Herrn Hans-Joachim Dehne, der durch seine Kreativität und Ideenreichtum maßgeblich zum erfolgreichen Umbau des Prüfstands beigetragen und auch bei diversen Gelegenheiten guten Rat beigesteuert hat. Vielen Dank auch an Dr.-Ing. Sebastian Ulmer, Dipl.-Ing. Florian Beenken und Dipl.-Ing. Niklas Neupert für die vielen kontroversen Austauschgespräche über die Verbrennungstechnik und die gelegentliche Erörterung der Frage: „Was ist denn nun das beste weitere wissenschaftliche Vorgehen?“. Allen weiteren ehemaligen Kolleginnen und Kollegen gilt mein Dank für den freundschaftlichen Umgang miteinander, das positive Büroklima und dass immer Zeit für ein Scherz unter Kollegen war. Ich werde meine Zeit am Laboratorium immer in bester Erinnerung behalten.

Nicht zuletzt möchte ich mich bei meiner Familie bedanken, allen voraus bei meiner Frau Natalie und meinen Kindern Niklas und Lena. Sie haben mir stets zur Seite gestanden, haben Verständnis für Wochenendarbeit aufgebracht und haben mich stets ermutigt mein Ziel nicht aus den Augen zu verlieren. Gleiches gilt für meine Eltern, die mich während meiner gesamten Ausbildung bedingungslos unterstützt haben ohne auch nur einen Moment an meinem Erfolg zu zweifeln.

Schönefeld, Juni 2016 Stefan Fischer

Kurzfassung

Getrieben durch die strengen klimapolitischen Emissionsrichtlinien sowie die Endlichkeit fossiler Ressourcen hat die Erforschung von brennstoffflexiblen Gasturbinen in den letzten Jahren stark an Bedeutung gewonnen. Die Verbrennung von alternativen gasförmigen Brennstoffen erfolgt nicht nur CO_2-neutral, sondern ermöglicht auch einen Betrieb mit verringerten Schadstoffemissionen im Vergleich zum Betrieb mit fossilen Brennstoffen.

Eine weitere Möglichkeit anthropogene Treibhausgasemissionen zu verringern ist die Abscheidung des CO_2 aus dem Abgasvolumenstrom in Verbindung mit dem Betrieb unter Abgasrezirkulationsbedingungen. Bisher bevorzugt in fossil befeuerten Anlagen eingesetzt, wird durch die Rezirkulation der Abgase die CO_2-Konzentration im Abgasstrom angehoben und der zu behandelnde Abgasvolumenstrom verringert. Dadurch kann die Baugröße der CO_2-Abscheideanlage deutlich verringert und damit die Investitions- und Betriebskosten gesenkt werden. Zusätzlich wirkt sich der Betrieb mit durch CO_2 angereicherter Verbrennungsluft positiv auf die Stickoxid-Emissionen aus.

Beide der oben genannten Betriebsmodi haben einen direkten Einfluss auf das Verbrennungsverhalten, der bisher lediglich getrennt voneinander untersucht worden ist. Diese Arbeit befasst sich mit der Untersuchung des kombinierten Effekts von veränderlichen Brennstoff- und Luftzusammensetzungen auf das Stabilitäts- und Emissionsverhalten einer generischen Gasturbinenbrennkammer. Neben dem fossilen Brennstoff Erdgas werden drei typische Biogasgemische mit den Hauptbestandteilen CH_4 und CO_2 sowie ein Synthesegasgemisch mit 40 vol-% H_2 untersucht. Ferner wird zu den drei Biogasgemischen jeweils 10 vol-% Wasserstoff addiert, um den Einfluss dieses reaktiven Gases auf das Verbrennungsverhalten zu bewerten.

In einem ersten Schritt wird hierzu eine reaktionskinetische Parameterstudie durchgeführt, um die zugrundeliegenden Mechanismen des veränderten Verbrennungsverhaltens zu identifizieren. Die Studie zeigt, dass die Biogasgemische eine geringere chemische Reaktivität im Vergleich zu Erdgas aufweisen. Die Addition von Wasserstoff zu den Biogasgemischen wirkt diesem Effekt etwas entgegen. Die höchste Reaktivität weist das Synthesegas auf. Des Weiteren verhalten sich alle untersuchten Gasgemische im Abgasrezirkulationsbetrieb ähnlich dem fossilen Brennstoff Erdgas. Mit steigender Rezirkulationsrate sinkt die laminare Flammengeschwindigkeit, die ein Maß für die chemische Reaktivität ist. Des Weiteren sinkt die stöchiometrische adiabate Flammentemperatur und der Betriebspunkt verschiebt sich in Richtung Stöchiometrie.

Der Hauptteil dieser Arbeit befasst sich mit den experimentellen Untersuchungen an einer drallstabilisierten, teilvorgemischten Gasturbinenbrennkammer. Das Stabilitäts- und Emissionsverhalten dieser Brennkammer bei Abgasrezirkulationsbedingungen wird für die oben genannten nieder- und mittelkalorischen regenerativen Brenngase vermessen. Dabei wird konservative Emissionsmesstechnik als auch bildgebende Messtechnik zur Visualisierung der OH-Chemilumineszenz sowie zweidimensionaler Temperaturfelder in der brennernahen Flammenzone eingesetzt. Ferner wird das Mischungsverhalten des Brenners durch den Einsatz unterschiedlicher Brenngasdüsen variiert, um den Einfluss der Inhomogenität des Brennstoff-Luft-Gemischs auf die Zielparameter zu ermitteln.

Die Untersuchungen zeigen, dass das Mischungsverhalten im Frischluftbetrieb einen deutlichen Einfluss auf den Stabilitätsbereich und das Emissionsniveau hat. Auf die maximale

Rezirkulationsrate dagegen hat das Mischungsverhalten keine Auswirkung. Bei unterschiedlichen Brennstoffdüsen wird nahezu die gleiche maximale Rezirkulationsrate erreicht. Mit abnehmendem CH_4- und ansteigendem CO_2-Brennstoffgehalt sinkt die maximal erreichbare Rezirkulationsrate. Mit Biogasen können demnach nur geringere Rezirkulationsraten erreicht werden im Vergleich zu Erdgas. Die Anreicherung des Brennstoffs mit H_2 ermöglicht den Betrieb bei höheren Rezirkulationsraten verglichen mit dem gleichen Brennstoff ohne Wasserstoffanreicherung. Das größte Potenzial für hohe Rezirkulationsraten zeigt das Synthesegas aufgrund des hohen Wasserstoffgehalts.

Bei der Erhöhung der Rezirkulationsrate steigen die CO-Emissionen stetig an. Dies ist auf die Verringerung der Reaktivität des Brennstoff-Luft-Gemischs und die kontinuierliche Erhöhung des CO_2-Gehalts der Mischluft zurückzuführen. Bei den Stickoxid-Emissionen wird mit steigender Rückführung bis zu einer gewissen Rezirkulationsrate die Produktion der Stickoxide verringert, bevor Sie bei weiterer Absenkung des Mischluftsauerstoffgehalts wieder ansteigt. Die Ursache für diesen Verlauf ist ein Wechsel im primären Stickoxid-Bildungsmechanismus. Dieser Effekt wird zum einen durch die Brennstoffzusammensetzung, zum anderen jedoch wesentlich stärker durch die Inhomogenität des Brennstoff-Luft-Gemischs beeinflusst. Bei höherer Inhomogenität und einer größeren Anzahl heißer Strähnen fällt der Bereich an Rezirkulationsraten, bei denen eine Verringerung der produzierten Stickoxide erreicht wird, deutlich größer aus als bei niedriger Inhomogenität.

Die ermittelten Ergebnisse führen zu einer optimierten Betriebsstrategie für eine brennstoffflexible Gasturbinenbrennkammer. Bei einer hohen Inhomogenität des Brennstoff-Luft-Gemischs kann im Frischluftbetrieb ein breiter Stabilitätsbereich erreicht werden. Durch das Umschalten in den Abgasrezirkulationsbetrieb können die erhöhten Stickoxid-Emissionen verringert werden.

Abschließend wird untersucht, ob die experimentellen Betriebsgrenzen bei Betrieb mit den alternativen Brenngasen unter Abgasrezirkulationsbedingungen mittels eines idealen Rührreaktors und eines Referenzdatensatzes abgeschätzt werden können. Die Untersuchung zeigt, dass für die teilvorgemischte Brennkammer die Betriebsgrenzen aller alternativen Brenngase bis auf $\pm 10\%$ vorausgesagt werden können.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur **iii**

1 Einleitung **1**
1.1 Stand der Technik . . . 2
1.2 Zielsetzung der Arbeit . . . 5

2 Grundlagen **7**
2.1 Verbrennungsrechnung . . . 7
2.2 Brenneigenschaften von Gasgemischen . . . 9
2.2.1 Heizwert und Wobbe-Index . . . 9
2.2.2 Adiabate Flammentemperatur . . . 11
2.2.3 Flammenausbreitung und Flammengeschwindigkeit . . . 13
2.3 Flammenstabilisierung . . . 17
2.3.1 Stabilitätsbereich und -grenzen . . . 17
2.3.2 Methoden der Flammenstabilisierung . . . 18
2.4 Stickoxid-Bildungsmechanismen . . . 20
2.4.1 Zeldovich-Mechanismus . . . 21
2.4.2 Fenimore-Mechanismus . . . 22
2.4.3 Distickstoff-Mechanismus . . . 23
2.4.4 NNH-Mechanismus . . . 23

3 Alternative Brenngase und Abgasrezirkulation **25**
3.1 Regenerative Brenngase . . . 25
3.1.1 Umwandlungsprozesse für gasförmige Brennstoffe . . . 25
3.1.2 Untersuchte Gasgemische . . . 27
3.2 Abgasrezirkulation . . . 28
3.2.1 Prinzip der Abgasrezirkulation . . . 28
3.2.2 Berechnung der Mischluftzusammensetzung . . . 29
3.3 Reaktionskinetische Studie . . . 32
3.3.1 Vergleich der Biogasgemische . . . 33
3.3.2 Vergleich der alternativen Brenngase mit Erdgas . . . 35
3.3.3 Einfluss der Abgasrezirkulation auf das Betriebsverhalten . . . 37
3.3.4 Einfluss des Mischluft-Wassergehalts . . . 41
3.3.5 Einfluss von Minoritätenspezies in der Mischluft . . . 43
3.3.6 Druckeinfluss . . . 43
3.3.7 Zusammenfassung und experimenteller Ansatz . . . 46
3.4 Numerische Strömungssimulationen . . . 48
3.4.1 Numerisches Modell . . . 48
3.4.2 Geometrisches Modell der generischen Gasturbinenbrennkammer . . . 48
3.4.3 Randbedingungen . . . 50

4 Experimenteller Aufbau **53**
4.1 Versuchsaufbau . . . 53
4.1.1 Brennwertkessel . . . 53
4.1.2 Mischluftaufbereitung und -versorgung . . . 54
4.1.3 Brennstoffversorgung . . . 55
4.1.4 Brennkammer . . . 57
4.2 Messtechnik . . . 63
4.2.1 Druckmessung . . . 64
4.2.2 Temperaturmessung mit Thermoelementen . . . 65
4.2.3 Rayleigh-Thermometrie . . . 66
4.2.4 Konzentrationsmesstechnik . . . 72

5 Ergebnisse **85**
5.1 Versuchsdurchführung . . . 85
5.2 Validierung des Prüfstands . . . 87
5.3 Untersuchung des Mischungsverhaltens . . . 89
5.3.1 Mischungsverhalten im Frischluftbetrieb . . . 90
5.3.2 Mischungsverhalten im Rezirkulationsbetrieb . . . 94
5.4 Variation der FGR-Rate bei konstanter adiabater Flammentemperatur . . . 97
5.4.1 Untersuchungen mit Erdgas . . . 97
5.4.2 Untersuchungen mit den alternativen Brenngasen . . . 102
5.5 Einfluss der FGR-Rate auf das Teillastverhalten . . . 112
5.6 Untersuchungen zur Magerlöschgrenze . . . 114
5.6.1 Vorgehen . . . 114
5.6.2 Ergebnisse . . . 117
5.6.3 Berücksichtigung von Diffusionseffekten . . . 120
5.7 Fehlerbetrachtung . . . 123

6 Zusammenfassung und Ausblick **127**

Literaturverzeichnis **131**

Abbildungsverzeichnis **137**

Tabellenverzeichnis **141**

Nomenklatur

Lateinische Symbole

Symbol	Einheit	Definition
A	m^2	Fläche
A'	$(\mathrm{m}^3/\mathrm{mol})^{n-1} \cdot 1/\mathrm{s \cdot T}$	präexponentieller Faktor
C	-	Korrektufaktor des ML-Volumenstroms (Gl. (4.14))
D_m	-	mittlerer Diffusionskoeffizient (Gl. (5.10))
$D_{i,j}$	-	binärer Diffusionskoeffizient
E	J	Energiegehalt
E_a	J/mol	Aktivierungsenergie
F	-	brennerspezifische Konstante
FGR	-	Abgasrezirkulationsrate (Gl. (3.1))
G_x	$\mathrm{kg} \cdot \mathrm{m/s}^2$	Axialimpulsfluss (Gl. (2.25))
G_φ	$\mathrm{kg} \cdot \mathrm{m}^2/\mathrm{s}^2$	Drehimpulsfluss (Gl. (2.24))
H_u	J/kg	(unterer) Heizwert
H_o	J/kg	Brennwert, oberer Heizwert
I	$\mathrm{J/m^2 \cdot s}$	Intensität des Laserlichts
J	-	Impulsverhältnis (Gl. (4.4))
K		Kalibrierkonstante
K_C	-	Gleichgewichtskonstante
M	J/kg	Molmasse
$\dot{Q}$	W	Wärmestrom
R	m	Radius der Brenneraustrittsebene
R_m	$\mathrm{J/mol \cdot K}$	universelle Gaskonstante
S_L	m/s	Laminare Flammengeschwindigkeit
S_T	m/s	Turbulente Flammengeschwindigkeit
S_N	-	Drallzahl (Gl. (2.23))
T	K	Temperatur
V	m^3	(Mess-)Volumen
$\dot{V}$	m^3/s	Volumenstrom
W_o	J/kg	Wobbe-Index (Gl. (2.16))
X	m	Ortskoordinate
Y	m	Eindringtiefe des Brennstoffstrahls (Gl. (4.5))
Z	-	Elementmasssebruch
b	m	Breite eines Drallerzeugerkanals
c	$\mathrm{mol/m^3}$	Konzentration
c_p	$\mathrm{J/kg \cdot K}$	isobare spezifische Wärmekapazität
d	m	Durchmesser
h	kJ/kg	spezifische Enthalpie
k	$(\mathrm{m}^3/\mathrm{mol})^{n-1} \cdot 1/\mathrm{s}$	Geschwindigkeitskoeffizient
l	-	Luftbedarf
l_{min}	-	Mindestluftbedarf

l_T	m	Längenskala der Turbulenz
$\dot{m}$	$^{kg}/_{s}$	Massenstrom
$\dot{m}_{red}$	$m \cdot s \cdot \sqrt{K}$	reduzierter Massenstrom (Gl. (5.1))
n	-	Reaktionsordnung
$\dot{n}$	$^{mol}/_{s}$	Molenstrom
p	Pa	Druck
r	m	Radius
u	$^{m}/_{s}$	axiale Geschwindigkeitskomponente
u'	$^{m}/_{s}$	Schwankungsgröße der Geschwindigkeit u
w	$^{m}/_{s}$	tangentiale Geschwindigkeitskomponente
x	-	Volumenanteil
y	-	Massenanteil

Griechische Symbole

Symbol	**Einheit**	**Definition**
Ω	°	vom optischen Messsystem erfasster Raumwinkel
α	$^{m^2}/_{s}$	thermische Leitfähigkeit
δ	m	Dicke der Flammenfront
η	-	Übertragungsgüte des optischen Systems (RTM)
θ	°	Eindüsungswinkel
λ	-	Verbrennungsluftverhältnis (Gl. (2.7))
λ_L	m	Wellenlänge des Laserlichts
$\mu_{i,j}$	-	Anteil des Elements i am Stoff j
ν	-	stöchiometrischer Koeffizient
ξ	-	Mischungsbruch (Gl. (2.11))
ρ	$^{kg}/_{m^3}$	Dichte
σ	m^2	Streuquerschnitt
τ_{chem}	$^{m}/_{s}$	chemische Zeitskala
τ_{res}	$^{m}/_{s}$	physikalisches Zeitskala, Aufenthaltszeit (Gl. (5.7))
ϕ		Äquivalenzverhältnis (Gl. (2.9))
χ	-	Molenbruch

Mathematische Symbole

Symbol	**Definition**
Δa	Differenz von a zwischen zwei Zuständen
$[a]$	Konzentration des Stoffs a
$\bar{a}$	Mittelwert von a
$\partial a / \partial b$	partielles Integral der Größe a nach der Größe b

Abkürzungen und Indizes

Symbol	**Definition**
A	Abgas
AMA	Abgasmessanlage
BG	Biogas
BK	Brennkammer
BPF	Bandpassfilter
BS	Brennstoff
BWK	Brennwertkessel
CAD	Computer aided design
CARS	coherent anti-stokes Raman spectroscopy
CCS	Carbon Capture and Storage
CLD	Chemilumineszenzdetektor
DE	Drallerzeuger
DMS	Dehnungsmessstreifen
E	Edukte
EG	Erdgas
EM	Energy Monitor
FGR	Abgasrezirkulation (engl. flue gas recirculation)
FID	Flammenionisationsdetektor
FL	Frischluft
FR	Flammrohr
IRO	Intensified Relay Optics
KF	Kühlfilm
L	auf den Laser bezogen
LBO	Magererlöschen (engl. lean blowout)
LIF	Laser Induced Fluorescence
MFC	Massendurchflussregler (Mass Flow Controller)
MFM	Massendurchflussmesser (Mass Flow Meter)
ML	Mischluft
MV	Messvolumen
N	auf den Normzustand bezogen
NDIR	Nicht-dispersiver Infrarot (-Detektor)
O	Oxidator
P	Produkte
PDF	Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion
PMD	Paramagnetischer Detektor
PR	Polarisationsrotator
PSR	idealer Rührkessel (engl. perfectly stirred reactor)
RANS	zeitgemittelte Navier-Stokes-Gleichungen
RTM	Rayleigh-Thermometrie
S	auf das Streulicht bezogen (engl. scatter: streuen)
SG	Synthesegas
Umg	bei Umgebungsbedingungen

UV	Ultraviolett
V	Verlust
ad	auf den adiabaten Zustand bezogen
ein	auf die Eintrittsebene bezogen
equil	auf den Gleichgewichtszustand bezogen
exp	experimentell ermittelter Wert
f	auf die Vorwärtsreaktion bezogen
ges	auf die Gesamtheit bezogen
i.f.	in feucht (Abgas)
i.t.	in trocken (Abgas)
min	minimaler Wert
mix	gültiger Wert für ein Gasgemisch
max	maximaler Wert
norm	normierter Wert
num	numerisch
r	auf die Rückwärtsreaktion bezogen
ref	auf den Referenzzustand bezogen
rel	relativer Wert bezogen auf eine Bezugsgröße
rez	rezirkuliert
sat	auf den Sättigungszustand bezogen
st	bei stöchiometrischem Mischungsverhältnis
0	bezogen auf den unverbrannten Zustand

Dimensionslose Kennzahlen

Symbol	**Formel**	**Definition**
Da	τ_{res}/τ_{chem}	Damköhlerzahl (Gl.(5.5))
Re	$\rho \cdot u \cdot l/\eta$	Reynoldszahl

Chemische Elemente

Symbol	**Definition**
Ar	Argon
C	Kohlenstoff
H	Wasserstoff
O	Sauerstoff
N	Stickstoff

1 Einleitung

Eines der Hauptziele in der heutigen Energiewirtschaft ist die zuverlässige und ressourcenschonende Erzeugung elektrischer und thermischer Energie für die Nutzung in der Industrie und in Privathaushalten. Dieser Bedarf wird heutzutage größtenteils durch die Verbrennung von fossilen Energieträgern gedeckt. Die Abhängigkeit von diesen Brennstoffen bringt jedoch wesentliche Nachteile mit sich: Zum einen ist die Verfügbarkeit dieser Ressourcen begrenzt. Zum anderen entstehen bei der Energieumwandlung anthropogene Treibhausgase, die laut mehrerer Studien direkt am Voranschreiten des Klimawandels beteiligt sind (IPCC, 2011). Die Reduzierung dieser Gase nimmt aus klimatechnischer Sicht oberste Priorität ein. Zudem ist aufgrund umweltpolitischer Bedenken weiterhin mit strengeren gesetzlichen Grenzwerten für Schadstoffemissionen von Kohlenmonoxid und Stickoxiden zu rechnen. Dies verlangt nach ständiger Optimierung der Bestandsanlagen, sofern überhaupt ausreichende Maßnahmen getroffen werden können, um diesen Grenzwerten zu genügen. Angetrieben durch diese Entwicklungen bei einem stetig steigenden Strombedarf sowie die Förderung durch das Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG) ist in den letzten Jahren der Anteil der Stromerzeugung aus regenerativen Quellen stark angestiegen. Allein in Deutschland betrug der Beitrag zur Gesamtstromerzeugung durch die Energiesysteme mit erneuerbaren Energieträgern in etwa 24% (BMWi, 2014).

Im Bereich der stationären Gasturbinenanlagen kleiner und mittlerer Leistung ist dabei besonders die Verbrennung von gasförmigen Brennstoffen, die aus biogenen Feststoffen gewonnen werden, von Relevanz. Für diese dezentrale Anwendung werden die Brenngase vor Ort durch entsprechende Aufbereitungs- und Reinigungsverfahren produziert und in den entsprechenden Anlagen direkt verwertet. Gegenüber dem fossilen Energieträger Erdgas weisen diese alternativen Brenngase eine hohe Verfügbarkeit auf, da die zur Erzeugung benötigten Rohstoffe nachwachsen. Des Weiteren wird bei der Verbrennung dieser Energieträger lediglich die Menge an Kohlendioxid in die Atmosphäre freigesetzt, die bei der Bildung der Biomasse durch den Stoffwechsel der Pflanze gebunden wurde. Somit ist der Anforderung an eine neutrale CO_2-Bilanz Rechnung getragen. Eine Problemstellung, die bei diesen Anlagen auftritt, ist die zeitlich veränderliche Brennstoffzusammensetzung. Aufgrund der Breite der Palette an verfügbarer Biomasse unterliegen Dichte und Heizwert einer gewissen Schwankungsbreite, die sich auf das Betriebs- und Emissionsverhalten der Gasturbine auswirken. Damit die gesetzlichen Grenzwerte eingehalten werden können, muss speziell die Brennkammer der Gasturbine eine hohe Flexibilität gegenüber der Brennstoffbeschaffenheit aufweisen. Um diese Eigenschaft zu optimieren, befasst sich die aktuelle Forschung ausgiebig mit den Verbrennungseigenschaften dieser alternativen Brenngase.

Eine weitere Möglichkeit zur Reduzierung des Treibhausgases CO_2 besteht in der Abscheidung und Speicherung des Kohlendioxids aus den Verbrennungsabgasen. Diese sogenannten „Carbon Capture and Storage“ (CCS) Technologien werden bisher lediglich bei kohlegefeuerten Kraftwerken vorgesehen. Das „Post Combustion Capture“-Verfahren eignet sich besonders für Nachrüstzwecke, da die bestehende Kraftwerksanlage lediglich um die CCS-Anlage erweitert wird. Unterschiedliche Quellen belegen, dass mittelfristig das „Post Combustion Capture“-Verfahren mit einer chemischen Monoethanolamin-Wäsche aufgrund der technischen Reife des Prozesses und der Verfügbarkeit der Systemkomponenten am

besten geeignet ist für die Abscheidung des CO_2 aus dem Abgasstrom (Oexmann und Kather, 2009; Rochelle, 2009). Bei diesem Verfahren werden die Verbrennungsabgase mit einer chemischen Amin-Wäsche behandelt und das Kohlendioxid durch einen Absorptions-/Desorptionsprozess aus dem Rauchgasstrom entfernt. Von Nachteil bei diesem Verfahren ist der hohe Eigenbedarf an thermischer Energie für die Desorption des CO_2 aus dem Abgasstrom, durch den der Gesamtwirkungsgrad der Anlage verringert wird. Ferner ist die Nachrüstung einer CCS-Anlage an bestehende Kraftwerksanlagen mit erheblichen Kosten verbunden, nicht zuletzt aufgrund der Größe der Anlagenkomponenten. Durch den Betrieb mit Abgasrezirkulation (FGR, von engl. flue gas recirculation) kann die Wirtschaftlichkeit einer CCS-Anlage verbessert werden. In diesem Betriebsmodus wird ein Teil des Abgasstroms der Gasturbine rezirkuliert, auf Umgebungsbedingungen rückgekühlt, mit Frischluft vermischt und dem Verdichter zugeführt. Die Verbrennung dieser mit Kohlendioxid angereicherten Mischluft resultiert in einem erhöhten CO_2-Partialdruck im Abgasstrom. Des Weiteren verringert sich durch den Betrieb mit Abgasrezirkulation der Volumenstrom, der in der CCS-Anlage behandelt wird. Dies ermöglicht eine kleinere Baugröße der CCS-Anlage, wodurch Investitions- und Betriebskosten eingespart werden.

Der Betrieb einer Gasturbinenbrennkammer mit alternativen Brenngasen als auch der Betriebsmodus mit Abgasrezirkulation haben einen starken Einfluss auf das Verbrennungsverhalten in der Gasturbinenbrennkammer. Die Veränderung der Zusammensetzungen des Brennstoffs und des Oxidators beeinflussen die thermodynamischen und reaktionskinetischen Eigenschaften des reaktiven Brennstoff-Luft-Gemischs. Dies hat Auswirkungen auf den stabilen Betriebsbereich und auf das Emissionsverhalten der Gasturbinenbrennkammer. Dabei wurde in bisherigen Studien die Änderungen im Betriebsverhalten durch die beiden genannten Teilaspekte lediglich getrennt voneinander untersucht, d.h. entweder die Verbrennung von alternativen Brennstoffen mit Frischluft oder die Umsetzung des fossilen Brennstoffs Erdgas im Abgasrezirkulationsbetrieb. Vor diesem Hintergrund beschäftigt sich diese Arbeit mit der reaktionskinetischen Untersuchung sowie der experimentellen Vermessung einer generischen Gasturbinenbrennkammer bei Betrieb mit alternativen Brenngasen unter Abgasrezirkulationsbedingungen. In den folgenden Abschnitten wird zuerst auf den Stand der Technik eingegangen und in Anlehnung an die bisherigen Erkenntnisse im Anschluss die Aufgabenstellung für diese Arbeit definiert.

1.1 Stand der Technik

Der stetig ansteigende Bedarf nach brennstoffflexiblen Gasturbinen stellt die Industrie vor eine große Herausforderung. Diese Gasturbinen müssen nämlich nicht nur mit unterschiedlichen Brenngasen betrieben werden, sondern unabhängig von der Brenngaszusammensetzung die Emissionsrichtlinien erfüllen. Da in vielen Fällen nur Betriebserfahrungen mit dem fossilen Brennstoff Erdgas vorliegen, bedarf es eines detaillierten Verständnisses der Verbrennungs- und Emissionscharakteristik dieser Brenngase, um diesen Anforderungen gerecht zu werden.

Besonders die Verbrennung von wasserstoff- und kohlenmonoxidhaltigen Brenngasen wurde in den letzten Jahren stark erforscht. Dies sind Produktgase aus Vergasungsprozessen fester biogener oder fossiler Brennstoffe. Aufgrund der stark unterschiedlichen Zusammensetzungen im Vergleich zu Erdgas liegt ein großer Fokus auf der Erforschung von laminaren

Flammengeschwindigkeiten. Diese gibt nicht nur Aufschluss über die thermo-chemischen Prozesse, die den Ablauf des Verbrennungsprozesses bestimmen, sondern wird auch als Validierungsgröße für numerische Verbrennungsmodelle herangezogen. (Bouvet *et al.*, 2011) haben experimentelle Messungen der Flammengeschwindigkeit von H_2/CO-Luft-Gemischen bei atmosphärischen Bedingungen durchgeführt. Die Variation des Äquivalenzverhältnisses hat ergeben, dass die maximalen Geschwindigkeitswerte im unterstöchiometrischen Bereich auftreten. Bei erdgasähnlichen Brenngasen liegt dieser Punkt stets in der Nähe des stöchiometrischen Mischungsverhältnisses. Dies wird bewiesen durch die Untersuchungen von (Braun-Unkhoff *et al.*, 2007), in denen die laminaren Flammengeschwindigkeiten für zwei Gasmischungen aus biogener Herkunft (Hauptbestandteile CH_4 und H_2) in einem vorgemischten Brenner bei unterschiedlichen Drücken ermittelt wurden. Bei beiden Studien wurden die laminaren Flammengeschwindigkeiten ebenfalls mit Hilfe unterschiedlicher Reaktionsmechanismen berechnet und gute Übereinstimmungen erreicht.

In einer rein numerischen Studie haben (Mathieu *et al.*, 2013) den Einfluss von Verunreinigungen und geringen Anteilen von Kohlenwasserstoffen, wie sie in realen Synthesegasen vorkommen, auf die laminare Flammengeschwindigkeit untersucht. Zusätzlich dazu wurden die Zündverzugszeiten bestimmt, die eine wichtige Größe bei der Beurteilung der Neigung eines reaktiven Brennstoff-Luft-Gemischs zum Flammenrückschlag ist.

Neben den reaktionskinetischen Eigenschaften werden auch verstärkt experimentelle Untersuchungen durchgeführt, um Rückschlüsse auf das Verbrennungs- und Emissionsverhalten von wasserstoffhaltigen Gasen zu ziehen. Dabei ist zum Beispiel die Studie von (Lin *et al.*, 2012) zu nennen, in der Synthesegase mit einem Wasserstoffgehalt von mehr als 70 vol-% in einer vorgemischten Brennkammer bei gasturbinentypischen Bedingungen verbrannt wurden. Der Fokus dieser Untersuchung lag auf der Bestimmung der Flammenstruktur mittels OH-PLIF und dem Emissionsverhalten, speziell den NO_X-Emissionen. Eine ähnliche Studie für ein klassisches Synthesegas, dass in einer Kohle-Vergasungsanlage entsteht (H_2/CO), wurde von (Lee *et al.*, 2010) durchgeführt. Bei atmosphärischen Bedingungen und gasturbinentypischen Eintrittstemperaturen wurden das Verbrennungsluftverhältnis sowie der Wärmeeintrag variiert. Zielgrößen dieser Untersuchungen waren die Emissionen, die thermoakustischen Eigenschaften sowie das Flammenbild. Die Ergebnisse der Studie belegen, dass die Eigenschaften der Gase stark von den Anteilen an H_2 und CO abhängen. Je höher der Wasserstoffgehalt des Brenngases ist, desto breiter wird der Stabilitätsbereich. Des Weiteren können selbst bei niedriger Teillast nur vernachlässigbar geringe CO-Emissionen nachgewiesen werden. Ferner weisen die Synthesegase ein besseres thermoakustisches Verhalten auf als eine vergleichbare Erdgas-Flamme.

Aus den Ergebnissen dieser theoretischen und experimentellen Studien geht das Potential hervor, dass diese Synthesegase oder Gase mit hohen Wasserstoffanteilen prinzipiell in Gasturbinen angewendet werden können mit dem Vorteil eines emissionsarmen Betriebs. Allerdings müssen die erhöhte Reaktivität und die verkürzte Zündverzugszeit im Vergleich zu Erdgasflammen bei der Auslegung der Brenner berücksichtigt werden.

Um sich die positiven Effekte auf das Betriebsverhalten, die sich durch Wasserstoffanteile im Verbrennungsgas ergeben, zu Nutze zu machen, werden heute geringe Mengen von H_2 dem fossilen Brennstoff Erdgas beigemischt. Dies wurde unter anderem von (Kim *et al.*, 2009) für eine vorgemischte drallstabilisierte Flamme untersucht. Es wurde eine Parameterstudie durchgeführt, bei der der Drallwinkel und der beigemischte Wasserstoffanteil

variiert wurden. Mittels PIV- und OH-Chemilumineszenz-Aufnahmen wurde der Einfluss dieser Parameter auf das Strömungsfeld und die Reaktionszone ermittelt.

Als zweite Gruppe bei den alternativen Brenngasen haben sich die Biogasgemische etabliert. Diese entstehen bei der biochemischen Umwandlung von Biomasse und setzen sich hauptsächlich aus CH_4 und CO_2 zusammen. In (Nowakowski, 2012) wurde das Verbrennungsverhalten dieser Gasgemische bei atmosphärischem Druck in einer generischen, teilweise vorgemischten Brennkammer untersucht. Dabei wurde im Wesentlichen auf die Emissionsverläufe und den Stabilitätsbereich abgezielt. Zudem wurde der Einfluss des Mischungsverhaltens auf das Verbrennungsverhalten untersucht.

(Lafay *et al.*, 2007) haben ebenfalls Untersuchungen an Biogasgemischen durchgeführt. Neben dem Stabilitätsbereich untersuchte diese Forschungsgruppe die Flammenstruktur sowie das dynamische Verhalten einer drallstabilisierten, vorgemischten Flamme bei mageren Bedingungen. Dabei wurde ein Laser-Doppler-Velocimetry-System eingesetzt, um die Geschwindigkeitsvektoren innerhalb des Strömungsfelds zu bestimmen. Die Flammenstrukturen wurden mittels CH-Chemilumineszenz untersucht und die thermoakustischen Eigenschaften durch die Ermittlung zeitlicher Verläufe des Brennkammerdrucks ermittelt.

Die Einsatzfähigkeit der Biogase in anderen Verbrennungssystemen wurde unter anderem in (Khalil *et al.*, 2012) untersucht. In dieser Studie wurden biogasähnliche Brennstoffe (CH_4/N_2-Gemische) in einer atmosphärischen Brennkammer nach dem „colorless distributed combustion“- Verfahren umgesetzt. Das Hauptmerkmal dieses Verbrennungsverfahrens liegt darin, dass Verbrennungsluft durch die Reaktion heißer Abgase vor der Zumischung des Brennstoffs auf Temperaturen oberhalb der Selbstzündtemperatur erwärmt wird. Dadurch entfällt zum einen die Notwendigkeit eines Flammhalters und zum anderen wird in der gesamten Reaktionszone eine homogene Verteilung von Temperatur und Radikalen erreicht. Die Anspielung „colorless“ in der Namensgebung ist darauf zurückzuführen, dass die Flamme gegenüber konventionellen Brennkammern fast nicht sichtbar ist. Die Parameterstudie umfasste die Variation der Vorwärmtemperatur der Luft und des Äquivalenzverhältnisses. Zielgrößen waren die Emissionen sowie OH-Chemilumineszenz-Aufnahmen.

Neben der Verbrennung alternativer Brennstoffe ist die Abscheidung des Kohlendioxids aus den Abgasen von Energieanlagen eine zweite Möglichkeit die Treibhausgasemissionen zu verringern. Der Nachteil der auf dem Markt verfügbaren „Carbon Capture and Storage“-Technologien (CCS) ist, dass diese Verfahren sehr kosten- und energieintensiv sind (Rochelle, 2009). Durch den hohen Eigenbedarf wird der Wirkungsgrad der Gesamtanlage um mehrere Prozentpunkte gesenkt. Im Vergleich der Technologien ist beim „Post Combustion Capture“-Verfahren der Wirkungsgradverlust mit am höchsten. Dennoch ist dieses Verfahren in der Anwendung mit einer Monoethanolamin-Wäsche aufgrund des technischen Entwicklungsstands und der Verfügbarkeit der Systemkomponenten die bevorzugte Lösung für die Abscheidung des anthropogenen Treibhausgases CO_2 aus dem Abgasstrom (Oexmann und Kather, 2009). Die Baugröße dieser CCS-Anlagen steht in direktem Zusammenhang mit dem zu behandelnden Volumenstrom. Beim Betrieb der Gasturbinenanlage unter Abgasrezirkulationsbedingungen wird durch die teilweise Rezirkulation der Abgase der zu behandelnde Abgasvolumenstrom verringert und gleichzeitig die CO_2-Konzentration im Abgas angehoben. Infolgedessen kann die Baugröße der CCS-Anlage kleiner ausfallen, wodurch zum einen die benötigten Investitionskosten für die Nachrüstung einer solchen Anlage verringert und zum anderen die Betriebskosten gesenkt werden.

Der Abgasrezirkulationsbetrieb wurde bisher primär für erdgasgefeuerte Gasturbinen untersucht. (ElKady *et al.*, 2008) haben experimentelle Untersuchungen an einer vollständig vorgemischten DLN-Gasturbine unter erhöhten Eintrittstemperaturen von $T = 700\,\mathrm{K}$ und Drücken von $p = 10\,\mathrm{bar}$ durchgeführt. Mit zunehmender Rezirkulationsrate wurden steigende CO-Emissionen beobachtet, während die Stickoxid-Emissionen verringert wurden. Dieses Phänomen wurde in (Guethe *et al.*, 2009) numerisch näher untersucht und auf den Wechsel des primären Stickoxid-Bildungsmechanismus zurückgeführt. Ferner wurde in dieser Studie eine Erhöhung der Zündverzugszeit sowie der Wärmefreisetzungszeit festgestellt.

(Winkler *et al.*, 2009) haben den Einfluss der Dotierung des Brennstoffs Methan mit Wasserstoff bzw. Synthesegas untersucht. Die Studie wurde an einem vorgemischten Brenner mit gasturbinentypischen Einlassbedingungen durchgeführt. Durch die Zugabe von Wasserstoff wird der Stabilitätsbereich im Vergleich zum Betrieb mit reinem Methan erweitert, d.h. es werden höhere Rezirkulationsraten erreicht. Die CO-Emissionen sinken im Vergleich zum Betrieb ohne Wasserstoff, während die Stickoxid-Emissionen nahezu unverändert bleiben. Bei der Anreicherung des Brennstoffs mit Synthesegas fällt die Vergrößerung des Stabilitätsbereichs noch größer aus als im Fall der reinen Wasserstoffzugabe, was auf die höhere relative Konzentration von H_2- zu CH_4-Molekülen zurückzuführen ist.

Weitere experimentelle Untersuchungen zur Veränderung des Verbrennungsverhaltens infolge Abgasrezirkulationsbetrieb wurden von (Burdet *et al.*, 2010; Winkler *et al.*, 2010; ElKady *et al.*, 2011; Guethe *et al.*, 2011) durchgeführt. Bei diesen Studien wurden Parameter wie z.B. Drücke, Eintrittstemperaturen sowie Additionen zum Brennstoff variiert. Die Ergebnisse bestätigen die oben genannten Erkenntnisse.

Die bisherigen Studien bestätigen, dass der Abgasrezirkulationsbetrieb dafür geeignet, ist hohe CO_2-Emissionen am Austritt aus der Brennkammer zu gewährleisten. Ein positiver Nebeneffekt ist die Möglichkeit, die Stickoxid-Emissionen, die durch den Verbrennungsprozess produziert werden, zu verringern. Der limitierende Faktor für diese Technologie sind die CO-Emissionen, die mit zunehmender Verunreinigung des Oxidators ansteigen. Des Weiteren ist die Erhöhung der Anlagenkomplexität für die benötigte Infrastruktur ein Faktor, den es bei der Realisierung dieser Technologie zu berücksichtigen gilt.

1.2 Zielsetzung der Arbeit

Das Verbrennungsverhalten einer Gasturbine wird sowohl vom Betrieb mit alternativen Brenngasen als auch durch die Rezirkulation der Verbrennungsabgase verändert. Dies hat Auswirkungen auf den Stabilitätsbereich und die Emissionscharakteristik der Gasturbine. Angesichts des steigenden Bedarfs an brennstoffflexiblen Gasturbinen mit großen Betriebsbereichen und niedrigen Emissionen ist die Kenntnis um die zugrundeliegenden physikalisch-chemischen Effekte bei der Verbrennung unter abgeänderten Betriebsbedingungen eminent wichtig. Daher wird in dieser Arbeit eine teilvorgemischte, generische Gasturbinenbrennkammer im Betrieb mit alternativen Brenngasen unter Abgasrezirkulationsbedingungen untersucht. Zusätzlich zu der Veränderung der volumetrischen Zusammensetzungen von Brennstoff und Mischluft wird dabei insbesondere auf den Einfluss der Homogenität des Brennstoff-Luft-Gemischs auf das Stabilitäts- und Emissionsverhalten eingegangen.

Der Hauptteil der vorliegenden Arbeit befasst sich mit der experimentellen Vermessung

der Gasturbinenbrennkammer. Für eine Einschätzung des zu erwartenden Betriebsverhaltens sowie der Beurteilung der reaktionskinetischen Eigenschaften der unterschiedlichen Brennstoff-Luft-Gemische wird im Vorfeld dieser Versuche eine reaktionskinetische Parameterstudie durchgeführt. Neben der Variation der Hauptkomponenten von Luft und Brennstoff wird dabei zusätzlich der Einfluss von Minoritätenspezies auf die chemische Reaktivität ermittelt.

Die experimentellen Untersuchungen werden auf dem Verbrennungsprüfstand des Laboratoriums für Strömungsmaschinen durchgeführt. Dieser ist zu diesem Zweck mit einer eigens für Versuchszwecke entwickelten generischen Gasturbinenbrennkammer ausgestattet. Um die Untersuchungen bei Abgasrezirkulationsbedingungen zu ermöglichen, wird der bestehende Prüfstand erweitert sowie um ein optisches Messsystem ergänzt. Durch konventionelle und bildgebende Messtechnik wird anschließend das Stabilitäts- und Emissionsverhalten der generischen Gasturbinenbrennkammer für sieben unterschiedliche Brenngase vermessen.

Ergänzend zu den experimentellen Untersuchungen werden numerische Strömungssimulationen durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Berechnungen werden eingesetzt, um die Argumentationskette, die anhand der experimentellen Ergebnisse geführt wird, zu unterstützen. Dies ist insbesondere bei schlecht zu messenden Größen wie z.B. Konzentrationsprofilen von radikalen Zwischenprodukten von Vorteil.

Abschließend wird untersucht, ob mit Hilfe eines numerischen Modells eine Vorhersage von Betriebsgrenzen möglich ist. Die Verfügbarkeit solcher validierten Modelle ist wichtig, da ein solches Auslegungswerkzeug aufwendige Messkampagnen erspart und somit zu geringeren Kosten und Zeitaufwand bei Neuentwicklungen führt.

2 Grundlagen

Im folgenden Kapitel werden die physikalisch-technischen Grundlagen erläutert sowie Kennzahlen eingeführt, die für das Verständnis und die Bewertung eines Verbrennungssystems herangezogen werden. Zuerst werden die thermodynamische Verbrennungsrechnung und die Grundlagen der Reaktionskinetik vorgestellt. Im Anschluss daran wird auf die Eigenschaften von gasförmigen Brennstoffen eingegangen und dargestellt, welchen Einfluss diese Eigenschaften auf den Stabilitätsbereich einer Flamme haben. Den Abschluss dieses Kapitels bildet die Übersicht über die Stickoxid-Bildungsmechanismen.

2.1 Verbrennungsrechnung

In dieser Arbeit wird der Einfluss des Rezirkulationsbetriebs auf das Betriebsverhalten einer Gasturbinenbrennkammer untersucht. Die Verbrennungsluft ist demnach stets eine Mischung aus Frischluft (FL) und rezirkuliertem Abgas (A), die folgend einheitlich als Mischluft (ML) bezeichnet wird. Auf die Rezirkulationsrate sowie die Zusammensetzung der Mischluft wird in Abschnitt 3.2.2 detailliert eingegangen.

Die Verbrennung eines Brennstoff-Luft-Gemischs wird im Allgemeinen über die folgende Brutto-Reaktionsgleichung beschrieben:

$$\dot{n}_{BS} + \dot{n}_{ML} \rightarrow \dot{n}_A, \tag{2.1}$$

Gl. (2.1) beschreibt die Umwandlung der Molenströme $\dot{n}$ des Brennstoffs (BS) und der Mischluft (ML) in das Abgas (A). Dabei entsprechen die Molenströme der Edukte und Produkte jeweils der Summe der Teilmolenströme der Stoffe:

$$\dot{n} = \sum_{1}^{i} \dot{n}_i. \tag{2.2}$$

Gasgemische werden jedoch zumeist nicht über die Teilmolenströme, sondern über die Molenbrüche χ charakterisiert. Für ein beliebiges Gasgemisch bestehend aus i Stoffen berechnen sich diese aus dem Verhältnis der Molzahl des jeweiligen Stoffs zur Gesamtmolzahl (Joos, 2006):

$$\chi_i = x_i = \frac{\dot{n}_i}{\dot{n}_1 + \dot{n}_2 + \dot{n}_3 + \ldots + \dot{n}_i} = \frac{\dot{n}_i}{\dot{n}_{ges}}. \tag{2.3}$$

Handelt es sich bei dem Stoffstrom zudem um ein ideales Gasgemisch, entsprechen die Molenbrüche χ_i dem Volumenanteil des i-ten Stoffs am Gesamtvolumen x_i. Analog dazu sind die Massenbrüche des Gasgemischs als Verhältnis des Teilmassenstroms zum Gesamtmassenstrom definiert:

$$y_i = \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \ldots + \dot{m}_i} = \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_{ges}}. \tag{2.4}$$

Die Umrechnung zwischen den Volumen- und Massenanteilen erfolgt über die Molmassen der Stoffe M_i und des Gasgemischs M_{ges}:

$$y_i = x_i \cdot \frac{M_i}{M_{ges}}, \tag{2.5}$$

wobei sich die Molmasse des Gemischs aus der Summe der Produkte von Volumenanteil und Molmasse des Stoffs berechnet:

$$M_{ges} = \sum_{1}^{i} x_i \cdot M_i. \tag{2.6}$$

Die Zusammensetzung des Gemischs aus Brennstoff und Mischluft hat entscheidenden Einfluss auf die reaktionskinetischen und thermodynamischen Eigenschaften des Gemischs. Hierauf wird in den Abschnitten 2.2.2 und 2.2.3 detailliert eingegangen. Des Weiteren verändern sich die volumetrischen Stoffanteile in Abhängigkeit des Verhältnisses von Brennstoff zu Mischluft. Im Folgenden werden drei dimensionslose Kennzahlen dargestellt, die zur Beschreibung der Zusammensetzung des brennbaren Gemischs eingesetzt werden.

Das Verbrennungsluftverhältnis λ setzt den Quotienten von Mischluft- und Brennstoffmassenstrom im Betriebspunkt zu dem bei einer stöchiometrischen Mischung ins Verhältnis:

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{ML}/\dot{m}_{BS}}{\left(\dot{m}_{ML}/\dot{m}_{BS}\right)_{st.}} = \frac{\dot{m}_{ML}}{\dot{m}_{BS} \cdot l_{min}}. \tag{2.7}$$

Das Verhältnis von Mischluft- und Brennstoffmassenstrom bei stöchiometrischen Bedingungen wird auch als Mindestluftbedarf l_{min} bezeichnet, der sich aus dem Mindestsauerstoffbedarf o_{min} und dem Sauerstoffgehalt der Mischluft wie folgt berechnet:

$$l_{min} = \frac{o_{min}}{x_{ML,O_2}}. \tag{2.8}$$

Der Mindestsauerstoffbedarf ist eine brennstoffspezifische Kenngröße und kann aus der Brutto-Reaktionsgleichung bestimmt werden. Wird ausschließlich mit Mischluft einer nicht veränderlichen Zusammensetzung verbrannt, so ist auch der Mindestluftbedarf eine konstante Größe. Ändert sich jedoch die Zusammensetzung der Mischluft, insbesondere der Sauerstoffgehalt, muss l_{min} mit Hilfe von Gl.(2.8) neu bestimmt werden.

Das Äquivalenzverhältnis ϕ ist der reziproke Wert des Verbrennungsluftverhältnisses und ergibt sich aus Gl.(2.7) zu:

$$\phi = \frac{1}{\lambda} = \frac{\dot{m}_{BS} \cdot l_{min}}{\dot{m}_{ML}}. \tag{2.9}$$

Sowohl das Verbrennungsluftverhältnis als auch das Äquivalenzverhältnis können Werte im Bereich von $0 \leq \lambda \leq \infty$ annehmen. Wird überstöchiometrisch verbrannt ($\lambda > 1, \phi < 1$), liegt ein Mischluftüberschuss vor. In diesem Fall ist die Gemischzusammensetzung auch über die Messung des Sauerstoffgehalts der Abgase möglich. Bei einer unterstöchiometrischen Verbrennung ($\lambda < 1, \phi > 1$) ist keine ausreichende Anzahl von Sauerstoffmolekülen im Gemisch vorhanden, um die vollständige Oxidation aller Brennstoffradikale zu gewährleisten.

Für ein technisches System, bei dem ein Brennstoff- und ein Mischluftstrom zu einem Produktstrom reagieren, kann die Gemischzusammensetzung mit Hilfe der Elementmassenbrüche Z_i beschrieben werden. Diese beschreiben, analog zu den Massenbrüchen in

Gl. (2.4) den Massenanteil des chemischen Elements i an der Gesamtmasse. Besteht ein Gemisch aus S Stoffen und M Elementen werden die Elementmassenbrüche nach folgender Berechnungsvorschrift bestimmt (Joos, 2006):

$$Z_i = \sum_{j=1}^{S} \mu_{i,j} \cdot y_j. \tag{2.10}$$

Hierbei sind $\mu_{i,j}$ die Massenanteile des Elements i am Stoff j und y_j die Massenanteile des Stoffs j an der Gesamtmasse. Da keine Veränderung der Anzahl der chemischen Elemente aufgrund konvektiver oder chemischer Vorgänge stattfindet (Elementerhaltung), handelt es sich bei den Elementmassebrüchen um konservative Skalare. Diese Eigenschaft ermöglicht es, an jeder beliebigen Stelle des Strömungsfelds des Zweistoffproblems den Mischungsbruch ξ zu definieren (Joos, 2006):

$$\xi = \frac{Z_i - Z_{i,2}}{Z_{i,1} - Z_{i,2}} = \frac{Z_i - Z_{i,ML}}{Z_{i,BS} - Z_{i,ML}}. \tag{2.11}$$

Der Mischungsbruch beschreibt die Zusammensetzung der Mischung beider Stoffströme und kann so gedeutet werden, dass der Wert ξ dem Massenanteil des Gemischs entspricht, der von Stoffstrom 1 beigetragen wird. Analog dazu entspricht der Wert $1 - \xi$ dem Massenanteil, der von Stoffstrom 2 beigetragen wird. Wird für Stoffstrom 1 die Mischluft und für Stoffstrom 2 der Brennstoff eingesetzt (siehe Gl. (2.12)), ergibt sich für den Massenbruch eine Definition, die für die praktische Anwendung gut geeignet ist (Turns, 2000):

$$\xi = \frac{\dot{m}_{BS}}{\dot{m}_{BS} + \dot{m}_{ML}}. \tag{2.12}$$

Der Mischungsbruch nimmt Werte im Bereich $0 \leq \xi \leq 1$ an, wobei bei $\xi = 0$ reine Mischluft und bei $\xi = 1$ reiner Brennstoff vorliegt. Zwischen diesen Eckwerten und dem stöchiometrischen Mischungsbruch besteht zwischen den Verläufen der Massenbrüche der Edukte und Produkte und dem Mischungsbruch eine lineare Abhängigkeit. Dies ist in Abb. 2.1 für ein einfaches Reaktionssystem mit zwei Komponenten als Edukte dargestellt. Somit kann durch die Bestimmung des lokalen Mischungsbruchs auf die Gemischzusammensetzung an jeder beliebigen Stelle im Strömungsfeld geschlossen werden.

2.2 Brenneigenschaften von Gasgemischen

Im folgenden Abschnitt wird auf die Eigenschaften der Brenngase eingegangen, die bei dem Vergleich unterschiedlicher Brenngase als Bewertungskriterien herangezogen werden. Dabei handelt es sich um Stoffeigenschaften sowie thermodynamische und reaktionskinetische Eigenschaften.

2.2.1 Heizwert und Wobbe-Index

Bei einem Verbrennungsprozess wird die im Brennstoff chemisch gebundene Energie in thermische Energie umgewandelt. Die dabei freigesetzte Energie hängt vom spezifischen

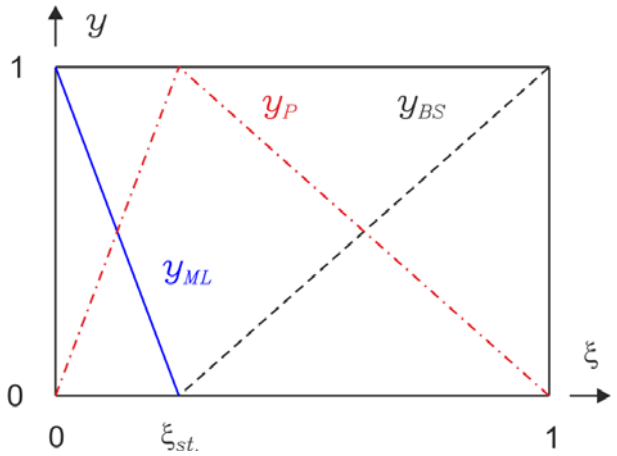


Abbildung 2.1: Verlauf der Massenbrüche der Edukte und Produkte als Funktion des Mischungsbruchs für ein einfaches Reaktionssystem, nach (Warnatz *et al.*, 2001)

Heizwert H_u des Brennstoffs ab. Dieser ist definiert als die spezifische Enthalpiedifferenz zwischen den Produkten und den Edukten, die bei der isothermen-isobaren Verbrennung von 1 kg Brennstoff im thermodynamischen Standardzustand bei $t_0 = 25\,°\mathrm{C}$ und $p_0 = 1\,\mathrm{bar}$ freigesetzt wird (Baehr und Kabelac, 2009):

$$H_u(t_0) = h_{Produkte} - h_{Edukte} = h_{BS}(t_0) + l_{min} \cdot h_{ML}(t_0) - \mu_V^+ \cdot h_V^+(t_0). \tag{2.13}$$

Hierbei sind h_{BS} und h_{ML} die spezifischen Enthalpien des Brennstoffs und der Mischluft und μ_V^+ und h_V^+ die spezifische Masse und Enthalpie der stöchiometrischen Verbrennungsabgase bei der Referenztemperatur t_0. Die Definition des Heizwerts beinhaltet, dass der bei der Verbrennung entstehende Wasserdampf im Abgas vollständig dampfförmig vorliegt. Wird der Wasserdampf in einem nachgeschalteten Prozess auskondensiert, steht die Verdampfungsenthalpie als zusätzlicher Wärmestrom zur Verfügung. Die Summe aus dem Heizwert und dem Produkt aus der spezifischen Wassermasse im Abgas und der Verdampfungsenthalpie wird als Brennwert definiert:

$$H_o(t_0) = h_{BS}(t_0) + l_{min} \cdot h_{ML}(t_0) - \mu_V^+ \cdot h_V^+(t_0) + \mu_W^+ \cdot \left[h_W(t_0) - h_W^{fl.}(t_0,p)\right]. \tag{2.14}$$

Analog zu Gl. (2.13) bezeichnet hier μ_W^+ die spezifische Wassermasse der stöchiometrischen Verbrennungsabgase und $h_W(t_0) - h_W^{fl.}(t_0,p)$ die Differenz zwischen den spezifischen Enthalpien des dampfförmigen und des flüssigen Wassers, d.h. die Verdampfungsenthalpie. Die Druckabhängigkeit der Enthalpie des flüssigen Wassers kann dabei in der Regel vernachlässigt werden (Baehr und Kabelac, 2009). Ist die Zusammensetzung der Brenngase bekannt, kann mit Hilfe der Normdichte der volumetrische Heiz- bzw. Brennwert bei Normbedingungen ermittelt werden (Cerbe, 2004):

$$\begin{aligned} H_{u,N}(t_0) &= H_u(t_0) \cdot \rho_{N,BS} \\ H_{o,N}(t_0) &= H_o(t_0) \cdot \rho_{N,BS} \end{aligned} \tag{2.15}$$

Aufgrund örtlicher Gegebenheiten oder finanzieller Aspekte kann es bei einem bestehenden Verbrennungssystem erstrebenswert sein, unterschiedliche Brennstoffe einzusetzen. Um bei einer konstanten thermischen Last eine aerodynamisch ähnliche Strömung zu erhalten, müssen neben dem Heiz- bzw. Brennwert auch die Dichten der zu substituierenden Brennstoffe berücksichtigt werden. Diese Eigenschaften werden zur Berechnung des Wobbe-Index verwendet, der zur Beurteilung der Austauschbarkeit zweier Brennstoffe herangezogen wird:

$$W_o = \frac{H_{o,N}}{\sqrt{\frac{\rho_{N,BS}}{\rho_{N,Luft}}}}. \tag{2.16}$$

Zwei Brenngase können ohne Anpassung der Brennergeometrie oder der Brennstoffregelung miteinander substituiert werden, solange die Abweichung zwischen den Wobbe-Zahlen weniger als 10% beträgt (Lechner und Seume, 2006).

2.2.2 Adiabate Flammentemperatur

Die adiabate Flammentemperatur T_{ad} ist die maximal erreichbare Temperatur während eines Verbrennungsprozesses. Diese theoretische Temperatur stellt sich im chemischen Gleichgewicht ein, sofern die Brennkammer ideal adiabat ist, d.h. kein Wärmeverluststrom an die Umgebung abgegeben wird (Joos, 2006). In Abb. 2.2 ist das thermodynamische System zur Berechnung der adiabaten Flammentemperatur dargestellt.

Bei der Berechnung werden die eintretenden Wärmeströme des Brennstoffs $\dot{Q}_{BS}$ und der Mischluft $\dot{Q}_{ML}$ berücksichtigt sowie der austretende Wärmestrom der Abgase $\dot{Q}_A$. Der Wärmeverluststrom $\dot{Q}_V$ ist nicht vorhanden, da ein adiabates System betrachtet wird. Des Weiteren wird angenommen, dass keine Arbeit geleistet wird und dass der Systemdruck konstant ist. Nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik lautet die Energiebilanz der Brennkammer somit:

$$\begin{aligned} \dot{Q} + P = 0 &= \dot{Q}_{BS} + \dot{Q}_{ML} - \dot{Q}_A \\ \Leftrightarrow \quad \dot{Q}_A &= \dot{Q}_{BS} + \dot{Q}_{ML}. \end{aligned} \tag{2.17}$$

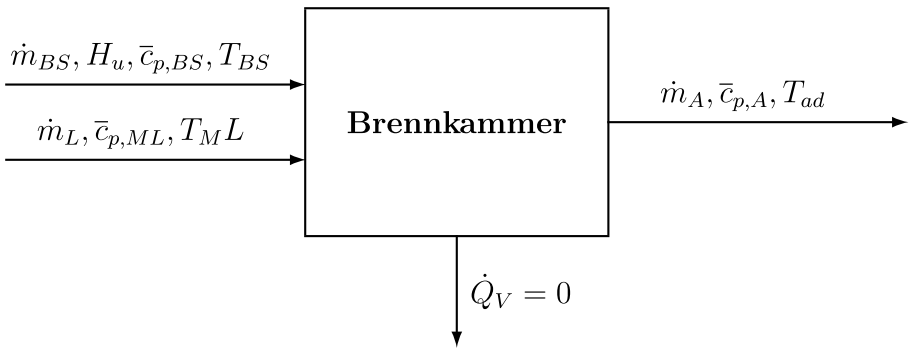


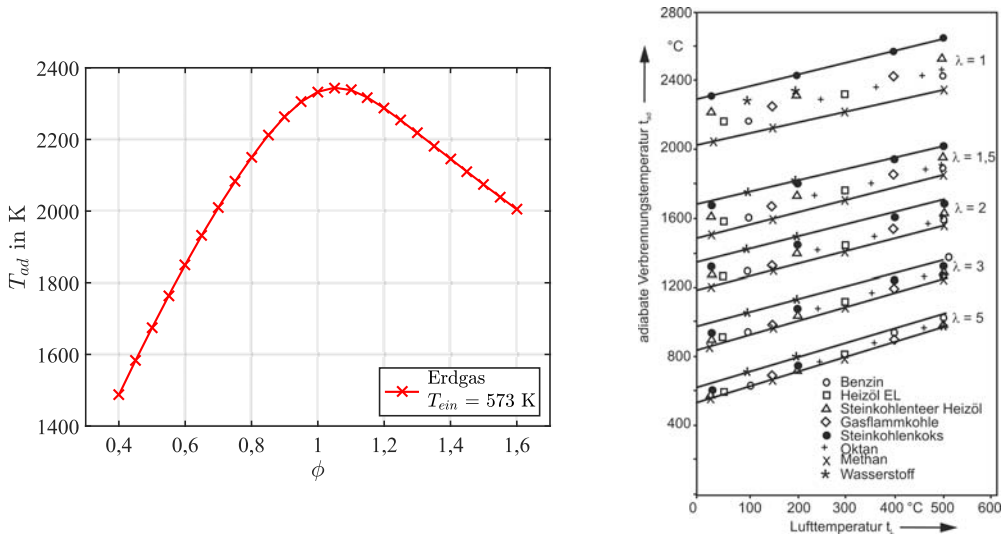
Abbildung 2.2: Massenströme bei der Bilanzierung einer adiabaten Brennkammer

Der Wärmestrom des Brennstoffs besteht zum größten Teil aus der chemisch gebundenen Energie des Brennstoffs, die durch den Heizwert charakterisiert ist. Zusätzlich müssen für $\dot{Q}_{BS}$ und $\dot{Q}_{ML}$ jeweils die sensiblen Wärmen gegenüber der Referenztemperatur berücksichtigt werden. Setzt man die entsprechenden Ausdrücke für die Wärmeströme in Gl. (2.17) ein und stellt die Gleichung nach der Temperatur des Abgases um, erhält man die Berechnungsvorschrift für die adiabate Flammentemperatur:

$$T_{ad} = T_{ref} + \frac{\dot{m}_{BS} \cdot [H_u(T_{ref}) + \overline{c}_{p,BS} \cdot (T_{BS} - T_{ref})] + \dot{m}_{ML} \cdot \overline{c}_{p,ML} \cdot (T_{ML} - T_{ref})}{(\dot{m}_{BS} + \dot{m}_{ML}) \cdot \overline{c}_{p,A}}. \quad (2.18)$$

In Gl. (2.18) sind mit der mittleren spezifischen Wärmekapazität der Abgase $\overline{c}_{p,A}$ und der adiabaten Flammentemperatur zwei Unbekannte vorhanden. Dieses Problem ist jedoch durch eine iterative Berechnung lösbar, da die beiden Größen direkt miteinander verknüpft sind. Die oben angegebene Gleichung ist in dieser Form nur gültig für magere Bedingungen $\lambda > 1$, da vollständige Verbrennung vorausgesetzt wird und ferner für Temperaturen von $T < 1900\,\mathrm{K}$, da dissoziative Effekte nicht berücksichtigt werden.

Um die Auswirkungen von Dissoziation und unterstöchiometrischer Verbrennung auf die adiabate Flammentemperatur zu berücksichtigen, muss die Energiebilanz mit Berücksichtigung des thermodynamischen und chemischen Gleichgewichtszustands ausgewertet werden. Hierzu werden beispielsweise Berechnungsprogramme wie CANTERA (Goodwin, 2003) eingesetzt. In Abb. 2.3(a) ist ein Beispiel eines solchen berechneten Verlaufs für den Brennstoff Erdgas und einer Eintrittstemperatur der Stoffströme von $T_{ein} = 573\,\mathrm{K}$ dargestellt. Die maximale Temperatur wird bei einem Äquivalenzverhältnis von $\phi \approx 1{,}05$ erreicht. Wird das Gemisch abgemagert oder angefettet, so fällt die Temperatur ab. Bei mageren Bedingungen



(a) (b)

Abbildung 2.3: Typische Verläufe der adiabaten Flammentemperatur bei p = 1 bar
(a): als Funktion des Luftverhältnisses für den Brennstoff Erdgas
(b): als Funktion der Luft-Eintrittstemperatur für mehrere Brennstoffe
(Lucas, 2005)

ist dies auf die Verdünnung des Brennstoff-Luft-Gemischs zurückzuführen, bei fetten Bedingungen auf die unvollständige Umsetzung des Brennstoffs (Joos, 2006). In Abb. 2.3(b) ist der Zusammenhang zwischen Eintritts- und adiabater Verbrennungstemperatur für unterschiedliche Brennstoffe dargestellt.

2.2.3 Flammenausbreitung und Flammengeschwindigkeit

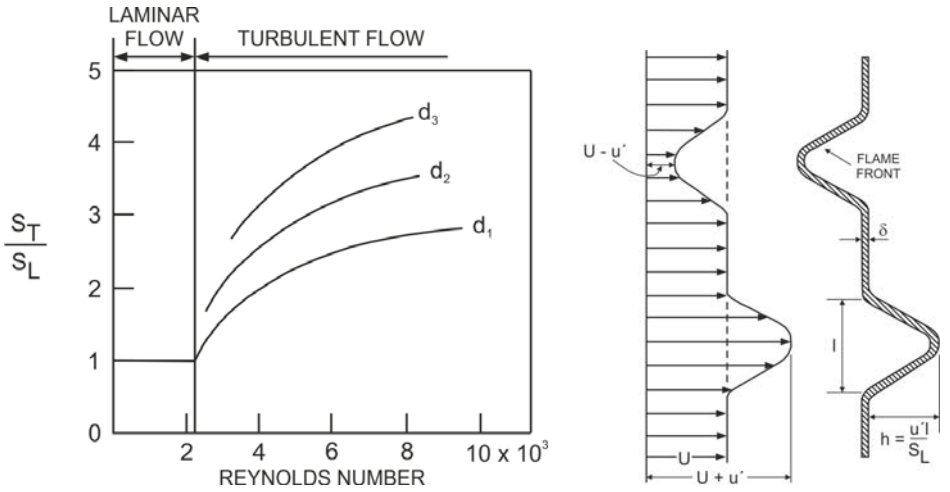
In technisch relevanten Prozessen wird die Flammenposition durch die Strömungsgeschwindigkeit des reaktiven Gemischs und der Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flamme festgelegt. Für den Fall, dass die Beträge der Geschwindigkeiten übereinstimmen, bildet sich eine ortsfeste Flamme, die an einem Punkt im Strömungsfeld „verankert“ ist (Beér und Chigier, 1972). Innerhalb der Flamme findet ein stationärer Energieaustausch zwischen der Reaktionszone und dem unverbrannten Gemisch statt. Über die Transportvorgänge Diffusion, Konvektion und Wärmeleitung werden chemisch aktive Spezies, Abgasmoleküle mit hoher Enthalpie und Wärmeströme an das anströmende Gemisch zurückgeleitet. Durch diese Rückleitung wird die Enthalpie des reaktiven Gemischs, dessen Temperatur in der Regel unterhalb der Selbstzündtemperatur liegt, erhöht und die Initiierung der Verbrennungsreaktion aufgrund chemischer und thermischer Mechanismen herbeigeführt.

Die Geschwindigkeit, mit der sich die ebene Flammenfront orthogonal zu Ihrer Oberfläche in dem Brennstoff-Luft-Gemisch ausbreitet, wird als Flammengeschwindigkeit oder auch Brenngeschwindigkeit (von engl. burning velocity) bezeichnet (Günther, 1974). Sie ist ein Maß für die chemische Reaktivität der Flammenfront sowie die Wärmefreisetzung innerhalb der Flammenzone. Des Weiteren ist sie eine wichtige Größe in Bezug auf die Flammenstabilisierung (Beér und Chigier, 1972). Hierauf wird in Abschnitt 2.3 genauer eingegangen.

Je nach Reynoldszahl der Strömung unterscheidet man zwischen der laminaren S_L und der turbulenten Flammengeschwindigkeit S_T. Im Fall der laminaren Strömung laufen die oben beschriebenen Austauschvorgänge auf molekularer Ebene ab (Günther, 1974).

Das Auftreten von Turbulenz wird begleitet von der Fluktuation der örtlichen Geschwindigkeit im Strömungsfeld. Dadurch bilden sich benachbarte Fluidströme unterschiedlicher Geschwindigkeiten aus, durch deren Interaktion Wirbel entstehen. Diese turbulenten Wirbel verstärken den Konvektionsprozess und sorgen für eine schnellere, effizientere Mischung (Joos, 2006). Aufgrund der Vielfalt der auftretenden Effekte, stehen für die mathematische Beschreibung der turbulenten Flammengeschwindigkeit mehrere Modellansätze zur Verfügung.

Der erste dieser Modellansätze stammt von (Damköhler, 1940), der die laminare und die turbulente Flammengeschwindigkeit S_T für Propan-Luftgemische experimentell bestimmt hat. Sein Versuchsaufbau bestand im Wesentlichen aus drei Rohren unterschiedlicher Durchmesser d_1, d_2 und d_3. Beim Durchströmen dieser Rohre stellten sich unterschiedliche Anströmgeschwindigkeiten ein. Die Ergebnisse in Abb. 2.4(a) zeigen, dass das Verhältnis von laminarer und turbulenter Flammengeschwindigkeit eine Funktion der Anströmgeschwindigkeit ist. Nach dem Umschlag zur turbulenten Strömung steigt der Wert für S_T/S_L erst schnell an, mit größer werdenden Reynoldszahlen Re flacht der Verlauf jedoch ab. Basierend auf diesen Ergebnissen formulierte Damköhler den Ansatz, dass sich die turbulente Flammengeschwindigkeit aus der Summe der laminaren Geschwindigkeit und



(a) (b)

Abbildung 2.4: (a): Darstellung des Verlaufs des Verhältnisses von laminarer und turbulenter Flammengeschwindigkeit in Abhängigkeit der Reynoldszahl
(b): Schematische Darstellung der turbulenten Flammenfront und der Schwankungsgröße der Geschwindigkeit, beide (Damköhler, 1940)

der Schwankungsgeschwindigkeit der Anströmung u' berechnet:

$$S_T = S_L + u', \tag{2.19}$$

Dieser Ansatz, sowie alle weiteren hier dargestellten, basiert auf der Beschreibung der turbulenten Flammenfront als gewellte Oberfläche, wie in Abb. 2.4(b) dargestellt. Später wurde dieser Modellansatz in Zusammenarbeit mit (Shchelkin, 1943) erweitert, um den Einfluss der Längenskala der Turbulenz l_T zu berücksichtigen. Ist die Längenskala der Turbulenz viel kleiner als die Dicke der Flammenfront ($l_T << \delta$), so verstärkt die Turbulenz die Austauschprozesse zwischen der Reaktions- und der Vorwärmzone. Da die laminare Flammengeschwindigkeit proportional der Wurzel der thermischen Leitfähigkeit α ist, entwickelten Damköhler und Shchelkin den Ansatz, dass dieser molekulare Austauschkoeffizient durch die Turbulenz um den Faktor $u' \cdot l_T$ verstärkt wird:

$$S_L \propto \alpha^{1/2} \;\Rightarrow\; \frac{S_T}{S_L} = \left(\frac{\alpha + u' \cdot l_T}{\alpha}\right)^{1/2}. \tag{2.20}$$

Ein weiterer Modellansatz behandelt den Fall, dass die Längenskala der Turbulenz viel größer als die Dicke der Flammenfront ist ($l_T >> \delta$). Der Haupteinfluss der Turbulenz ist in diesem Fall auf die Einkerbungen in der Flammenfront zurückzuführen, die durch die Fluktuation der Geschwindigkeit hervorgerufen werden. Für pyramidenförmige Verformungen, wie in Abb. 2.4(b), lässt sich das Verhältnis der turbulenten zur laminaren Flammengeschwindigkeit durch das Verhältnis der Querschnittfläche zur Basisfläche der Pyramide beschreiben:

$$S_T = S_L \left[1 + \left(\frac{2 \cdot u'}{S_L}\right)^2\right]. \tag{2.21}$$

Weitere Ansätze von (Karlovitz *et al.*, 1951) und (Scurlock und Grover, 1953) verwenden den gleichen Ansatz wie Damköhler und Shchelkin, allerdings berücksichtigen sie zusätzlich zur Turbulenz der Strömung die Turbulenz, die durch die Flamme erzeugt wird.

Für die Auslegung einer Gasturbinenbrennkammer muss die turbulente Flammengeschwindigkeit herangezogen werden. Die Berechnung dieser Größe ist jedoch oft nicht trivial. Da zur Berechnung von S_T in allen hier beschriebenen Ansätzen die S_L zugrunde gelegt wird, wird daher oft ein Mehrfaches der laminaren Flammengeschwindigkeit für eine erste Auslegung verwendet (Gl. (2.19) - Gl. (2.21)).

Diese ist für viele Brennstoffe in Abhängigkeit des Äquivalenzverhältnisses tabelliert. Zudem kann diese Größe mit numerischen Berechnungsprogrammen (CHEMKIN, CANTERA) für unterschiedliche Gemische in gewissen Grenzen mit guter Genauigkeit berechnet werden (Joos, 2006).

Die laminare Flammengeschwindigkeit wird im Wesentlichen durch drei Parameter beeinflusst: durch die Gemischzusammensetzung, die Temperatur des unverbrannten Gemischs und den Systemdruck. Im Folgenden werden die Auswirkungen der Variation dieser Parameter auf den Verlauf der Flammengeschwindigkeit erläutert.

Einfluss der Gemischzusammensetzung

Die Gemischzusammensetzung kann zum einen durch das Mischungsverhältnis und zum anderen durch unterschiedliche Beschaffenheiten des Brennstoffs oder der Mischluft verändert werden. Beides beeinflusst das Äquivalenzverhältnis. Abb. 2.5 zeigt den Verlauf der laminaren Flammengeschwindigkeit in Abhängigkeit des Äquivalenzverhältnisses für unterschiedliche Brennstoffe. Es ist zu erkennen, dass für alle Brennstoffe die gleiche Abhängigkeit von S_L zur Gemischzusammensetzung besteht. Die maximalen Werte treten nahe der stöchiometrischen Mischung auf der luftarmen Seite auf, im Bereich von $\phi = 1{,}05$ bis 1,10. Wird das Gemisch abgemagert oder angefettet, so nimmt die laminare Flammengeschwindigkeit ab. Für Brennstoffe mit hohen Anteilen von Wasserstoff oder Kohlenmonoxid trifft dieser Trend ebenfalls zu, allerdings liegen die maximalen Werte bei Gemischen mit einem Äquivalenzverhältnis von $\phi = 2$ vor (Lefebvre, 1983).

Einfluss der Temperatur

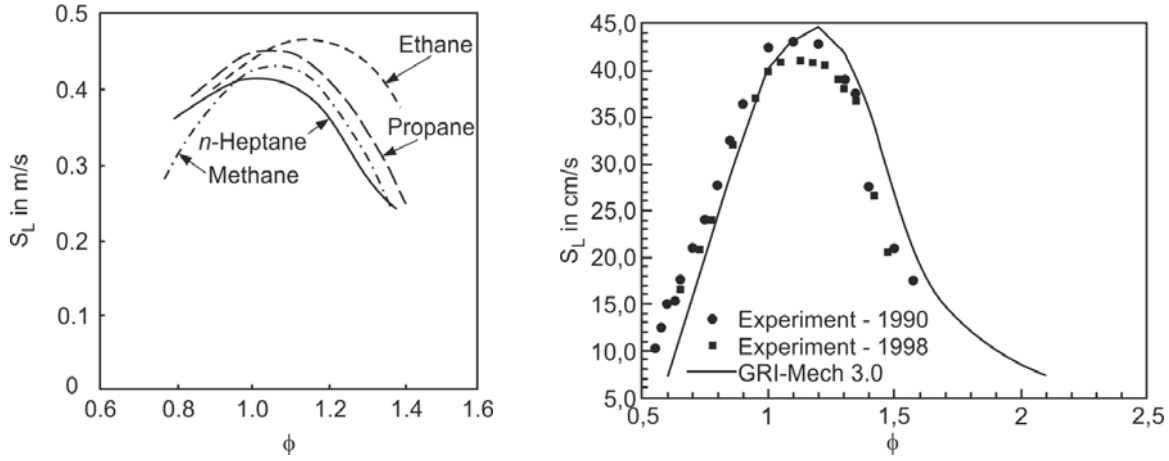
Mit steigender Temperatur der Verbrennungsluft steigt die adiabate Flammentemperatur. Dadurch wird der Energieaustausch zwischen der Reaktionszone und dem anströmenden Gemisch intensiviert, sowohl was die Wärmeleitung als auch die Konvektion der heißen Abgasmoleküle betrifft. Da zudem durch die Vorwärmung des reaktiven Gemischs die Grenze zur Selbstzündtemperatur verringert wird, ist es plausibel, dass auch die laminare Flammengeschwindigkeit mit zunehmender Eintrittstemperatur ansteigt. Dieser Zusammenhang ist in Abb. 2.6 dargestellt.

Einfluss des Drucks

In der theoretischen Beschreibung der Flammengeschwindigkeit nach (Spalding, 1979) wird der Einfluss des Drucks als Funktion der Reaktionsordnung n beschrieben:

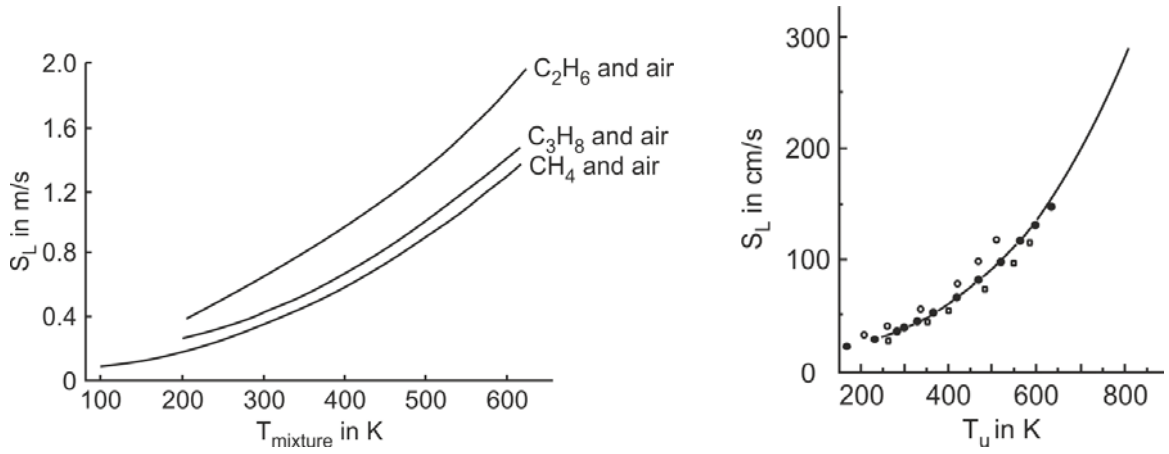
$$S_L \propto p^{(n-2)/2}. \tag{2.22}$$

Ist demnach die Reaktionsordnung bekannt, kann auf die Veränderung der Flammengeschwindigkeit geschlossen werden. Dies ist jedoch nicht trivial, da die Druckabhängigkeit der Geschwindigkeitskoeffizienten nicht einfach zu bestimmen ist. Lindemann (1922) veranschaulicht dies durch die Betrachtung reaktionskinetischer Grenzfälle bei einer unimolekularen Zerfallsreaktion. Bei niedrigen Drücken kann die Zerfallsreaktion mit einem Geschwindigkeitsgesetz 2. Ordnung beschrieben werden. Ein Anstieg des Drucks bewirkt,



(a) (b)

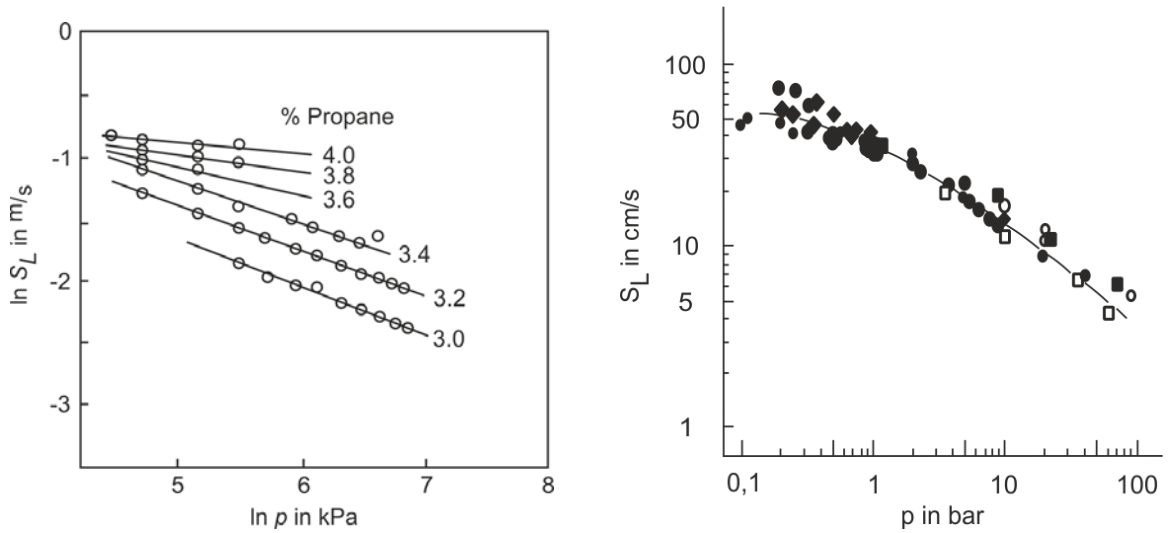
Abbildung 2.5: Experimentelle und numerische Werte der laminaren Flammengeschwindigkeit bei atmosphärischem Druck und $T_{ein} = 300\,\mathrm{K}$ in Abhängigkeit des Äquivalenzverhältnisses für
(a): Kohlenwasserstoff-Luft-Mischungen (Lefebvre, 1983)
(b): Ethan-Luft-Mischungen (Vagelopoulos und Egolfopoulos, 1998)



(a) (b)

Abbildung 2.6: Zur Abhängigkeit der laminaren Flammengeschwindigkeit von der Eintrittstemperatur bei $p_{ein} = 1\,\mathrm{bar}$ für stöchiometrische
(a) Kohlenwasserstoff-Luft-Mischungen (Lefebvre, 1983)
(b) Methan-Luft-Mischungen dem Systemdruck (Warnatz, 1988)

dass der Zerfall mit geringeren Reaktionsordnungen abläuft, bis hin zu $n = 1$ beim Grenzfall der sehr hohen Drücke (Joos, 2006). Dies würde gemäß Gl. (2.22) dazu führen, dass die Flammengeschwindigkeit mit steigendem Systemdruck abnimmt. Experimentelle Ergebnisse, die diese theoretische Anschauung bestätigen, stammen von (Egerton und Lefebvre, 1954) sowie (Warnatz, 1988) und sind in Abb. 2.7 dargestellt.



(a) (b)

Abbildung 2.7: Zur Abhängigkeit der laminaren Flammengeschwindigkeit vom Systemdruck bei $T_{ein} = 300\,\mathrm{K}$ für stöchiometrische
(a) Kohlenwasserstoff-Luft-Mischungen (Egerton und Lefebvre, 1954)
(b) Methan-Luft-Mischungen (Warnatz, 1988)

2.3 Flammenstabilisierung

Im folgenden Abschnitt wird darauf eingegangen, wann eine Flamme als stabil angesehen wird und wodurch dieser Stabilitätsbereich begrenzt wird. Des Weiteren wird auf technische Lösungen zur Flammenstabilisierung eingegangen, die den Stabilitätsbereich eines Brenners erweitern.

2.3.1 Stabilitätsbereich und -grenzen

In Abschnitt 2.2.3 wurde bereits festgehalten, dass sich in einem stationären Prozess die Flammenfront mit der Geschwindigkeit S_L bzw. S_T entgegen der Strömungsrichtung des unverbrannten Gemischs ausbreitet. Eine Flamme wird als stabil bezeichnet, wenn mindestens an einem Punkt im Strömungsfeld die Geschwindigkeit des unverbrannten Gemischs der Brenngeschwindigkeit entgegen gerichtet und vom Betrag gleich groß sind (Beér und Chigier, 1972).

Aus dieser Bedingung für die Flammenstabilität ergeben sich die Betriebsgrenzen eines Brenners. Ist die Strömungsgeschwindigkeit viel größer als die Brenngeschwindigkeit, so

wird die Flamme von Ihrem Verankerungspunkt stromab verlagert. Ab einem gewissen Abstand ist kein ausreichender Energietransport von der reaktiven Zone zum unverbrannten Gemisch mehr gegeben, sodass die Flamme zuerst lokal und danach durch das nachströmende unverbrannte Gemisch komplett erlischt. Diese Grenze wird als Magerlöschgrenze der Flamme bezeichnet. Im zweiten Fall ist die Brenngeschwindigkeit größer als die Strömungsgeschwindigkeit, wodurch die Flamme sich stromauf in Richtung der Quelle des unverbrannten Gemischs verschiebt. Dieses Phänomen wird als Flammenrückschlag bezeichnet. Dies führt ebenfalls zum Erlöschen der Flamme bedingt durch die Abgabe von Energie an die Brennerwände, die als Wärmesenke fungieren. Im schlimmsten Fall schlägt die Flamme soweit zurück, dass durch die Wärmefreisetzung Schäden an dem Brenner verursacht werden (Günther, 1974).

2.3.2 Methoden der Flammenstabilisierung

Um den Stabilitätsbereichs eines Brenners zu erweitern, muss bei ansteigender Turbulenz oder Verringerung der Reaktivität einer Verdünnung des anströmenden Gemischs entgegengewirkt werden (Joos, 2006). Dies kann durch das Erzeugen einer Rezirkulationszone erreicht werden. Durch das Erzeugen einer Rezirkulationszone innerhalb der Flamme kann der Rücktransport der chemisch aktiven Spezies und der heißen Verbrennungsprodukte stromauf sichergestellt werden, wo sich die Stoffströme mischen und das reaktive Gemisch vorgewärmt wird (Beér und Chigier, 1972). Rezirkulationszonen können zum einen durch konstruktive Maßnahmen am Brenner, z.B. in Form von Staukörpern oder durch Querschnittserweiterungen, aber auch durch die aerodynamische Strömungsführung erzeugt werden (Joos, 2006).

Bei einem Flammhalter handelt es sich um einen Staukörper, der in den Fluss des unverbrannten Gemischs eingebracht wird. Das Gemisch muss diesen Körper umströmen, wodurch im Grenzbereich des Körpers die örtliche Strömungsgeschwindigkeit verringert und dadurch die Wahrscheinlichkeit erhöht wird, dass lokale Punkte auftreten, an denen die Strömungs- und die Flammengeschwindigkeit im Gleichgewicht sind (Beér und Chigier, 1972). Im Nachlauf des Staukörpers löst die Strömung aufgrund von Querdruckgradienten ab und es bildet sich eine Rezirkulationszone aus. Nachteile dieser Flammhalter sind hohe Strömungsverluste sowie die Anfälligkeit der Materialermüdung aufgrund des Dauerbetriebs bei sehr hohen Temperaturen und chemisch aggressiven Verbindungen (Joos, 2006).

Die aerodynamische Strömungsführung zur Erzeugung einer Rezirkulationszone beinhaltet die Verdrallung des unverbrannten Brennstoff-Luft-Gemischs, man spricht auch von einer Drallströmung. Bei dieser Art der Flammenstabilisierung wird der Strömung eine tangentiale Geschwindigkeitskomponente aufgeprägt. Dadurch entstehen Druckgradienten in axialer und radialer Richtung, die das Strömungsfeld beeinflussen. Ab einer gewissen Drallstärke werden die axialen Druckgradienten so groß, dass die kinetische Energie der Fluidpartikel nicht mehr ausreicht um diese zu kompensieren. Infolge dessen bildet sich eine Rezirkulationszone auf der Symmetrieachse des Brenners zwischen zwei Stagnationspunkten aus (Beér und Chigier, 1972).

Als dimensionsloses Kriterium für die Stärke des Dralls wird die Drallzahl S_N genutzt,

die sich nach (Beér und Chigier, 1972) wie folgt berechnet:

$$S_N = \frac{G_\varphi}{G_x \cdot R}, \tag{2.23}$$

mit dem Radius am Austritt aus der Brennerdüse R, dem Drehimpulsfluss G_φ und dem Axialimpulsfluss G_x. In drallbehafteten reaktiven Strömungen sind sowohl G_φ als auch G_x Erhaltungsgrößen. Daher können die jeweiligen Größen in einem beliebigen Querschnitt des Drallerzeugers mit den axialen und tangentialen Komponenten der Strömungsgeschwindigkeit u und w sowie dem statischen Druck p berechnet werden:

$$G_\varphi = \int_0^R w \cdot u \cdot \rho \cdot 2 \cdot \pi \cdot r^2 \, dr, \tag{2.24}$$

$$G_x = \int_0^R u^2 \cdot \rho \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \, dr + \int_0^R p \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \, dr. \tag{2.25}$$

Wird die Brennkammer unter atmosphärischen Bedingungen betrieben, wird die radiale Druckänderung über den Drallerzeuger vernachlässigt. Gl. (2.25) vereinfacht sich daher zu:

$$G_x = \int_0^R u^2 \cdot \rho \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \, dr. \tag{2.26}$$

Unter der Annahme, dass die Geschwindigkeit nicht vom Radius abhängig ist, d.h. es liegen konstante Geschwindigkeitsprofile vor, liefert die Berechnung der Integrale aus Gl. (2.24) und (2.26) das folgende Gleichungssystem:

$$G_\varphi = \left[\frac{2}{3} \cdot w \cdot u \cdot \rho \cdot \pi \cdot r^3\right]_0^R, \tag{2.27}$$

$$G_x = \left[u^2 \cdot \rho \cdot \pi \cdot r^2\right]_0^R. \tag{2.28}$$

Das Auswerten der Stammfunktionen (2.27) und (2.28) und Einsetzen in Gl. (2.23) liefert die Berechnungsformel der Drallzahl in Abhängigkeit von der axialen und tangentialen Geschwindigkeitskomponente:

$$S_N = \frac{G_\varphi}{G_x \cdot R} = \frac{2 \cdot w}{3 \cdot u}. \tag{2.29}$$

Nach (Beér und Chigier, 1972) liegt bei Strömungen mit einer Drallzahl $S_N > 0{,}6$ ein ausreichend starker Drall vor, dass sich eine Rezirkulationszone bildet. Wird der Drall weiter erhöht, verschiebt sich der hintere Stagnationspunkt stromabwärts. Da der vordere Stagnationspunkt ortsfest bleibt, nimmt die Länge der Rezirkulationszone mit steigender Drallzahl zu. Dies ist in Abb. 2.8 beispielhaft für einen Brenner dargestellt. Bei $S_N = 0{,}36$ ist die Strömung noch nicht ausreichend verdrallt, sodass eine reine Strahlflamme vorliegt. Bei Werten von $S_N > 0{,}6$ dagegen liegt eine Rezirkulationszone vor, deren axiale Ausdehnung mit steigendem Drall zunimmt.

Neben der Drallzahl lässt sich die Ausdehnung der Rezirkulationszone durch die Düsengeometrie des Brenners beeinflussen. In Abb. 2.9 sind die resultierenden Strömungsfelder

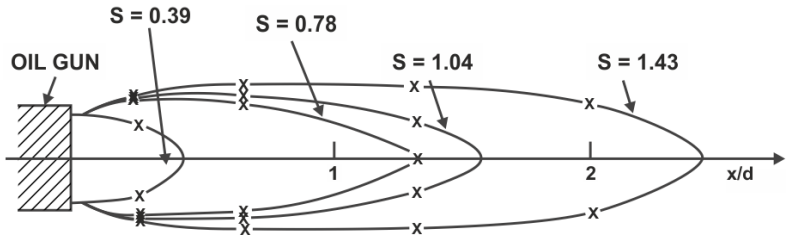
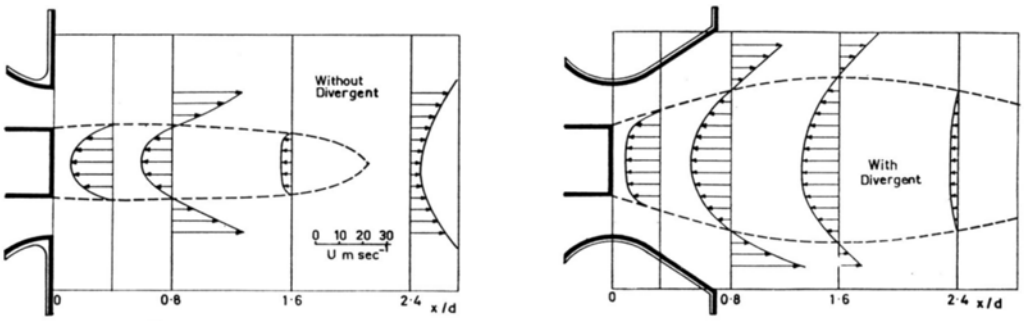


Abbildung 2.8: Abhängigkeit der Länge der Rezirkulationszone von der Drallzahl S_N der Strömung nach (Beér und Chigier, 1972)



(a) Brennerdüse mit Querschnittssprung (b) Brennerdüse mit divergentem Verlauf

Abbildung 2.9: Vergleich des Strömungsfelds innerhalb der Rezirkulationszone bei einer Brennerdüse mit Querschnittssprung und einer Düse mit divergentem Verlauf (Beér und Chigier, 1972)

und Rezirkulationszonen für eine Brennerdüse mit einem abrupten Abschluss gefolgt von einem Querschnittssprung und einer divergent-verlaufenden Brennerdüse. Die Düsengeometrie in Abb. 2.9(b) führt zu einem Strömungsfeld, bei dem der radiale Abstand zwischen den maximalen Geschwindigkeiten deutlich größer ist gegenüber dem Strömungsfeld in Abb. 2.9(a). Dies führt zum einen zu einer Rezirkulationszone mit einer größeren radialen Ausdehnung und zum anderen zu einem Massenstrom, der auf der Symmetrieachse in Richtung des Brennermunds zurückgeführt wird (Beér und Chigier, 1972).

2.4 Stickoxid-Bildungsmechanismen

Die Bildung der Luftschadstoffe Stickstoffmonoxid (NO) und Stickstoffdioxid (NO_2) verläuft zum einen über die Reaktion von Radikalen mit dem Luftstickstoff und zum anderen durch die Freisetzung und Umwandlung des brennstoffgebundenen Stickstoffs (Warnatz *et al.*, 2001). Bei der Verbrennung gasförmiger Brennstoffe ist der zweite Prozess jedoch von untergeordneter Rolle, weswegen im Folgenden nur auf die Bildungsprozesse mit Luftstickstoff eingegangen wird.

Je nach Äquivalenzverhältnis und Temperatur werden die Stickoxide über unterschiedliche Reaktionspfade gebildet. Man unterscheidet im Allgemeinen zwischen den folgenden Mechanismen:

- Zeldovich-Mechanismus,
- Fenimore-Mechanismus,
- Distickstoff-Mechanismus,
- NNH-Mechanismus.

2.4.1 Zeldovich-Mechanismus

Dieser Mechanismus beschreibt die Bildung von Stickoxiden anhand des folgenden Systems an Elementarreaktionen (Warnatz *et al.*, 2001):

$$N_2 + O \xrightarrow{k_1} NO + N \tag{2.30}$$

$$N + O_2 \xrightarrow{k_2} NO + O \tag{2.31}$$

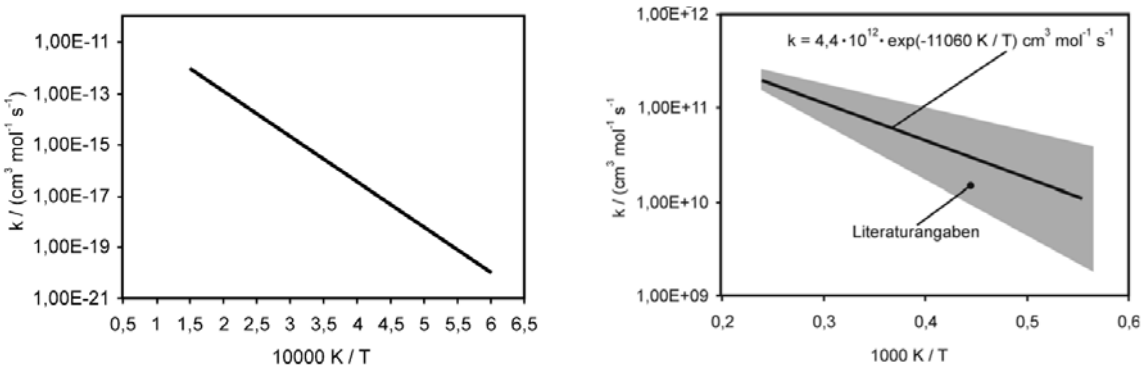
$$N + OH \xrightarrow{k_3} NO + H \tag{2.32}$$

Die geschwindigkeitsbestimmende Reaktion für diesen endothermen Mechanismus ist Gl. 2.30. Für die Aufspaltung der Dreifachbindung des molekularen Stickstoffs wird eine sehr hohe Aktivierungsenergie benötigt, die innerhalb der Flamme nur bei Temperaturen von $T > 1800\,\mathrm{K}$ vorliegt (Joos, 2006). Aus diesem Grund wird das über diesen Mechanismus gebildete Stickoxid auch als „thermisches NO“ bezeichnet. Diese Bedingungen liegen zum einen in vorgemischten Flammen in einem gewissen Bereich um das stöchiometrische Mischungsverhältnis vor. Bei nicht vorgemischten Flammen können dagegen auch bei mageren Flammen brennstoffreiche Strähnen im Strömungsfeld auftreten, durch die thermisches NO produziert wird.

Unter der Annahme, dass die Konzentration der Stickoxid-Atome quasistationär ist, lässt sich das Zeitgesetz für die Stickoxidbildung wie folgt darstellen (Warnatz *et al.*, 2001):

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2 \cdot k_1 \cdot [O] \cdot [N_2], \tag{2.33}$$

mit den Konzentrationen der jeweiligen Stoffe in eckigen Klammern und dem Geschwindigkeitskoeffizienten der geschwindigkeitsbestimmenden Reaktion k_1. Anhand Gl. (2.33) wird erkennbar, dass die Stickoxidproduktion durch den Zeldovich-Mechanismus durch drei Maßnahmen reduziert werden kann. Eine Möglichkeit ist die Verringerung des Geschwindigkeitskoeffizienten, was gleichbedeutend mit der Absenkung der Temperatur ist. Die Abhängigkeit von k_1 von der Temperatur ist in Abb. 2.10(a) dargestellt. Die zweite Möglichkeit ist die Verringerung der Konzentration an O-Radikalen. Dieser Effekt wird heute bereits bei Verbrennungsmotoren genutzt, indem die Abgase rezirkuliert und der Verbrennungsluft beigemischt werden. Dadurch wird der Sauerstoffgehalt der Mischluft gesenkt, wodurch zwangsläufig auch die Konzentration der Sauerstoffatome abnimmt. Die dritte Möglichkeit ist die Verringerung des Stickstoffanteils der Frischluft, z.B. bei der Verbrennung von reinem Sauerstoff. Dies ist technisch allerdings mit einem nicht zu vernachlässigenden Mehraufwand verbunden.



(a) Reaktion $N_2 + O \rightarrow NO + N$ (b) Reaktion $CH + N_2 \rightarrow HCN + N$

Abbildung 2.10: Abhängigkeit der Geschwindigkeitskoeffizienten von der Temperatur für die geschwindigkeitsbestimmenden Reaktionen des Zeldovich-Mechanismus (a) und des Fenimore-Mechanismus (b) nach (Riedel *et al.*, 1992)

2.4.2 Fenimore-Mechanismus

Fenimore-NO bildet sich in Folge der Reaktion des Luftsauerstoffs mit dem Kohlenwasserstoffradikal CH (Warnatz *et al.*, 2001):

$$CH + N_2 \rightarrow HCN + N. \tag{2.34}$$

Dieses Radikal tritt als Zwischenspezies bei der Umsetzung der Kohlenwasserstoffe in Kohlenmonoxid und Kohlendioxid auf. Durch die Reaktion in Gl. (2.34) bildet sich Blausäure (HCN), die durch mehrere nachfolgende Elementarreaktionen zum größten Anteil in NO umgewandelt wird.

Im Gegensatz zum thermischen NO, das primär im Nachlauf der Reaktionszone gebildet wird, entsteht das NO beim Fenimore-Mechanismus in der Flammenfront, d.h. in der Zone der Wärmefreisetzung (Lefebvre, 1983). Da die Elementarreaktionen in diesem Bereich sehr schnell ablaufen, spricht man auch von „promptem NO“ (Warnatz *et al.*, 2001). Betrachtet man den Verlauf des Geschwindigkeitskoeffizienten in Abb. 2.10(b) so wird zum einen deutlich, dass dieser wesentlich größer ist als beim Zeldovich-Mechanismus, was für die Geschwindigkeit der Reaktion spricht. Zum anderen ist erkennbar, dass die Abhängigkeit von der Temperatur wesentlich geringer ist als in Abb. 2.10(a). Da die benötigte Aktivierungsenergie lediglich 30% der Aktivierungsenergie des Zeldovich-Mechanismus beträgt (Joos, 2006), wird promptes NO bereits ab Temperaturen von $T = 1000\,\mathrm{K}$ gebildet.

Abb. 2.11 verdeutlicht in welchem Bereich der Gemischzusammensetzungen Fenimore-NO vorwiegend gebildet wird. In dieser Abbildung sind Ergebnisse von zwei numerischen Berechnungen der NO-Konzentration verglichen, zum einen nur mit dem Zeldovich-Mechanismus und zum anderen durch den Fenimore-Mechanismus ergänzt. Ab Luftverhältnissen von $\lambda = 1{,}2$ nimmt die Differenz der beiden Kurven stetig zu und erreicht ihr Maximum bei brennstoffreichen Gemischen ($0{,}6 \leq \lambda \leq 1$). In diesem Bereich wird die Stickoxidbildung über das CH-Radikal der bestimmende Mechanismus.

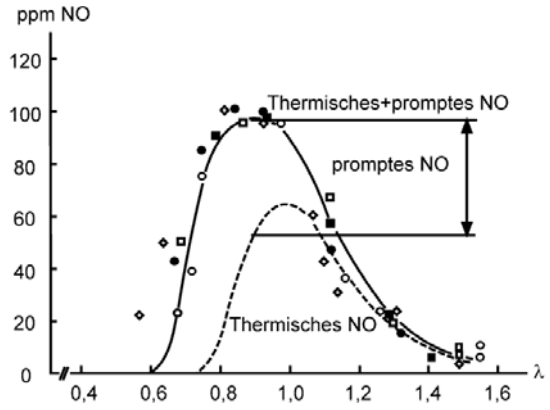


Abbildung 2.11: NO-Bildung in einem idealen Rührreaktor in Abhängigkeit von der Luftzahl λ (Glarborg *et al.*, 1986)

2.4.3 Distickstoff-Mechanismus

Die Stickoxidbildung über den Distickstoff-Mechanismus läuft analog zu Gl. (2.30) Zeldovich-Mechanismus ab, mit dem Unterschied, dass der Mechanismus durch einen inerten Stoßpartner stabilisiert wird (Joos, 2006):

$$N_2 + O + M \rightarrow N_2O + M \tag{2.35}$$

$$N_2O + O \rightarrow NO + NO \tag{2.36}$$

Durch den Stoß bildet sich Distickstoffoxid (N_2O), welches in der Folgereaktion mit einem weiteren Sauerstoffradikal zu zwei Stickstoffmonoxidmolekülen reagiert. Aus Gl. (2.35) und (2.36) ist abzulesen, dass für den Ablauf des Reaktionsmechanismus eine hohe Konzentration an Sauerstoffradikalen von Bedarf ist. Die benötigte Aktivierungsenergie des N_2O-Mechanismus ist dabei ähnlich hoch wie die des Fenimore-Mechanismus. Aufgrund dieser beiden Tatsachen läuft die Bildung von NO über N_2O primär bei niedrigen Temperaturen und mageren Äquivalenzverhältnissen ab.

Die Präsenz des Stoßpartners lässt darauf schließen, dass dieser Mechanismus bei hohen Drücken eine wichtige Rolle einnimmt. Nach (Warnatz *et al.*, 2001) ist der N_2O-Mechanismus sogar derjenige, der den größten Beitrag zur Stickoxidbildung bei einer mageren, vorgemischten Verbrennung in Gasturbinen beisteuert.

2.4.4 NNH-Mechanismus

Durch den Trend, Brennstoffe mit Wasserstoff anzureichern, gewinnt der NNH-Mechanismus zunehmend an Bedeutung (Bozzelli und Dean, 1995):

$$O + NNH \rightarrow NO + NH \tag{2.37}$$

$$NNH \rightleftharpoons N_2 + H \tag{2.38}$$

Das NNH Radikal bildet sich dabei in der Flammenfront über die Rückwärtsreaktion von Gl. (2.38), die sich mit der Vorwärtsreaktion im Gleichgewicht befindet (Bozzelli und Dean, 1995). Wird der Brennstoff mit Wasserstoff versetzt, so steigt die Konzentration

von Wasserstoffradikalen, was sich auf die Anzahl der NNH-Radikale auswirkt. Über die Reaktion mit einem Sauerstoffradikal bildet sich dann Stickstoff und ein NH-Molekül. Dieses wird stromab transportiert und reagiert unter mageren Bedingungen zu einem weiteren NO-Molekül (Joos, 2006). Für jedes NNH-Radikal fallen demnach zwei NO-Moleküle im Abgas an.

3 Alternative Brenngase und Abgasrezirkulation

Im folgenden Kapitel werden die alternativen Brenngase definiert, mit denen die experimentellen und numerischen Untersuchungen durchgeführt werden. Des Weiteren wird der Abgasrezirkulationsbetrieb erläutert und auf die Bestimmung der Zusammensetzung der Mischluft eingegangen. In einer Parameterstudie wird das reaktionskinetische Verhalten der alternativen Brenngase unter unterschiedlichen O_2/CO_2-Gehalten theoretisch untersucht. Die Ergebnisse werden dargestellt und daraus resultierend das Vorgehen für die experimentellen Untersuchungen gebildet.

3.1 Regenerative Brenngase

Im Rahmen dieser Arbeit wird das Verbrennungsverhalten von typischen Biogasgemischen unter Abgasrezirkulationsbedingungen untersucht. Ferner werden Referenzversuche mit Erdgas durchgeführt und mit den Ergebnissen der alternativen Brenngase verglichen. Hierdurch wird zum einen der Einfluss der von Erdgas abweichenden Gemischzusammensetzung auf das Verbrennungsverhalten untersucht und zum anderen gibt der Vergleich Aufschluss über die Flexibilität des Verbrennungssystems im Hinblick auf die Brennstoffbeschaffenheit.

3.1.1 Umwandlungsprozesse für gasförmige Brennstoffe

Um Biomasse technisch als Brennstoff nutzbar zu machen, bedarf es energetischer Umwandlungsprozesse, durch die die chemisch gespeicherte Energie der festen, flüssigen und gasförmigen Brennstoffe freigesetzt wird. Dabei kommt Biomasse in Form von Energiepflanzen, Ernterückständen sowie organischen Neben- und Abfallprodukten zum Einsatz. Die Zusammensetzung des Brennstoffs hängt direkt von dem jeweiligen Umwandlungsverfahren ab. Für die Bereitstellung von gasförmigen Brennstoffen kommen der biochemische und der thermochemische Umwandlungsprozess in Frage (Rebhan, 2002). Im Folgenden wird grundlegend auf diese beiden Verfahren eingegangen und typische Zusammensetzungen der resultierenden Gase dargestellt. Für weitergehende Erklärungen und Prozessbeschreibungen wird auf (Nowakowski, 2012) verwiesen.

Biogase

Bei der biochemischen Umwandlung handelt es sich um eine anaerobe Fermentation. Dabei wird das feuchte Biomassesubstrat unter Sauerstoffausschluss mit bestimmten Bakterienkulturen versetzt. Diese zersetzen die organische Masse und setzen dabei ein methanhaltiges Gasgemisch als Stoffwechselprodukt frei (Kaltschmitt, 2009). Diese sogenannten Biogase (BG) bestehen im Wesentlichen aus Methan (CH_4) und Kohlendioxid (CO_2), wobei die genaue Zusammensetzung von der Beschaffenheit der Biomasse abhängt. Typische Biogase weisen einen CH_4-Anteil von 45 - 70 vol-% und einen CO_2-Anteil von 25 - 55 vol-% auf, wobei die Summe beider Bestandteile im Durchschnitt 95 vol-% vom gesamten Volumen

ausmacht. Die restlichen 5 vol-% sind Minorkomponenten wie z.B. Sauerstoff (O_2), Wasserstoff (H_2), Schwefelwasserstoff (H_2S), Wasserdampf (H_2O) und Stickstoff (N_2) (Ramesohl *et al.*, 2005). Die Heizwerte der Biogase liegen im Bereich von $15 - 25\,^{\mathrm{MJ}}/_{\mathrm{m_N^3}}$.

Synthesegase

Die thermochemische Umwandlung beinhaltet die Vergasung der festen Biomasse mit einem Oxidationsmittel bei Temperaturen von $800 - 1300\,\mathrm{K}$. Das resultierende Synthesegas (SG) besteht im Wesentlichen aus H_2, Kohlenmonoxid (CO), CO_2 und CH_4, wobei die genaue Zusammensetzung eine Funktion des Vergasungsverfahrens, des Oxidationsmittels und der Beschaffenheit der Biomasse ist. Durch das Oxidationsmittel wird der in der Biomasse gebundene Kohlenstoff in ein Gas überführt. Als Medien hierfür werden Luft, Sauerstoff, Wasserdampf und Kohlendioxid eingesetzt (Kaltschmitt, 2009). In Abb. 3.1 wird dargestellt, welchen Einfluss das Verfahrenskonzept bei der Biomassevergasung auf die Eigenschaften des Synthesegases hat.

Das allotherme Wirbelschichtverfahren in Kombination mit der Wärmebereitstellung durch Wasserdampf ist laut (Ramesohl *et al.*, 2005) heutzutage Stand der Technik, besonders wegen des hohen Wasserstoffgehalts und der hohen erzielbaren Heizwerte der Produktgase im Vergleich zu dem autothermen Verfahren mit Luft. Dieses Verfahren wird in der Biomasseanlage in Güssing (Österreich) eingesetzt. In dieser einen von momentan zwei belastbaren Praxisbeispielen von Synthesegasanlagen werden Holzhackschnitzel mit Wasserdampf in einem Wirbelschichtvergaser umgesetzt zu einem Synthesegas mit einem Wasserstoffgehalt von etwa 40 vol-%. Der Rest des Gases besteht aus nahezu identischen Anteilen von CO und CO_2 von insgesamt 45 vol-%, einem CH_4-Anteil von 10 vol-% sowie Minorkomponenten von N_2 und höheren Kohlenwasserstoffen. Der Heizwert dieses Produktgases beträgt $11{,}5\,^{\mathrm{MJ}}/_{\mathrm{m_N^3}}$.

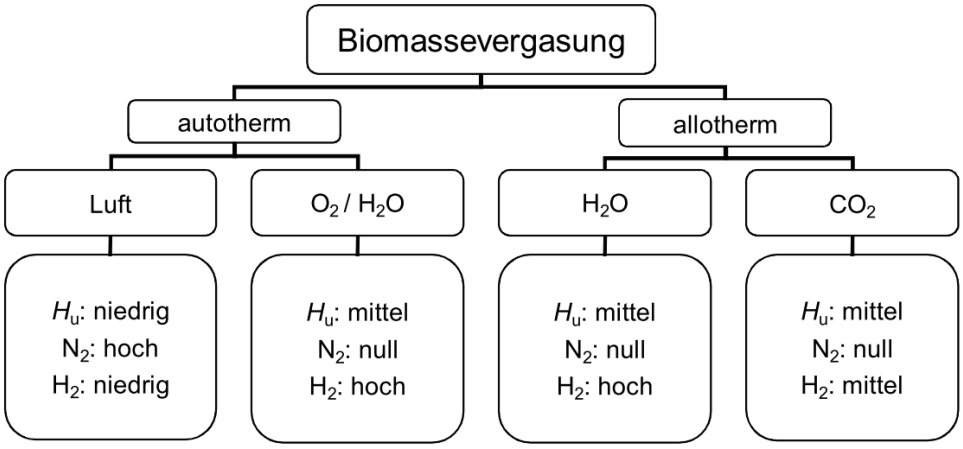


Abbildung 3.1: Zur Abhängigkeit der Eigenschaften der Produktgase von der Art des Vergasungsverfahrens und des Oxidationsmittels (Kaltschmitt, 2009)

3.1.2 Untersuchte Gasgemische

Auf Grundlage der typischen Schwankungsbreiten in der Zusammensetzung von Biogas- und Synthesegasgemischen werden für die Untersuchungen in dieser Arbeit sieben Gasgemische definiert, die theoretisch und experimentell untersucht werden. In Tab. 3.1 sind die Zusammensetzungen der alternativen Brenngase zusammengestellt, komplettiert durch die Zusammensetzung des Erdgases für die Referenzmessungen. Um die Gase im Hinblick auf Ihren Energiegehalt vergleichen zu können, ist jeweils der Wobbe-Index W_o mit aufgeführt.

Bei den Biogasen #1 - 3 handelt es sich um typische Gemische nach (Ramesohl *et al.*, 2005), mit denen der Einfluss des CH_4-Gehalts auf die Verbrennungseigenschaften untersucht werden soll. Als Minorkomponenten wurden O_2 und N_2 gewählt. Gemisch #1 weist den höchsten CH_4-Gehalt und damit den größten Wobbe-Index der drei auf. Biogasgemische #2 und #3 ergeben sich durch die Verringerung des CH_4-Gehalt um jeweils 10 vol-% und der entsprechenden Anhebung des CO_2-Anteils. Durch diese Staffelung wird mit den Biogasgemischen #1 - 3 nahezu der gesamte Bereich an Heizwerten der Biogase abgedeckt.

Die Biogasgemische #4 - 6 dienen der Untersuchung der Auswirkung einer Wasserstoffzugabe auf das Verbrennungs- und Stabilitätsverhalten. Wie Tab. 3.1 zu entnehmen ist, weisen diese Brenngase einen H_2-Gehalt von 10 vol-% auf. Die restlichen Bestandteile wurden ausgehend von der Zusammensetzung der Gemische#1 - 3 normiert.

Die Zusammensetzung des untersuchten Synthesegases richtet sich nach der des Produktgases der Biomasseanlage in Güssing. Dabei werden aufgrund der Beschaffenheit der Gasmischeinrichtung die Anteile höherer Kohlenwasserstoffe ($C_2H_4 - C_6H_{12}$) durch Propan C_3H_8 substituiert.

Die Versorgung des Brennkammer-Prüfstands mit Erdgas (EG) erfolgt über einen Anschluss an das öffentliche Erdgasnetz. Die genaue Zusammensetzung des Brenngases ist nur über die direkte Messung und Analyse vor Beginn der Experimente möglich. Dies ist jedoch aufgrund mehrerer benötigter Gaschromatographen sehr aufwendig und kostenintensiv und wird daher nicht durchgeführt. Aus diesem Grund wurden zur Bestimmung der mitt-

Tabelle 3.1: Zusammensetzung, Heizwert und Wobbe-Index der untersuchten Biogas- und Synthesegasgemische sowie von Erdgas

Gas	W_o	Gemischanteil in vol-%								
	$^{kWh}/_{m^3_N}$	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	CO_2	CO	H_2	O_2	N_2
BG 1	7,6	65	-	-	-	30	-	-	2	3
BG 2	6,1	55	-	-	-	40	-	-	2	3
BG 3	4,8	45	-	-	-	50	-	-	2	3
BG 4	7,7	58,5	-	-	-	27	-	10	1,8	2,7
BG 5	6,2	49,5	-	-	-	36	-	10	1,8	2,7
BG 6	4,9	40,5	-	-	-	45	-	10	1,8	2,7
SG	5,0	10	-	4	-	22	22	40	-	2
EG	14,7	91,4	4,6	1,2	0,5	1,2	-	-	-	1,1

leren Erdgaszusammensetzung die Jahresmittelwerte herangezogen, die vom städtischen Erdgasversorger E.ON Hanse bereitgestellt wurden. Um Unsicherheiten aufgrund der Zusammensetzung abzuschätzen, werden zusätzlich Versuche mit einem Erdgasgemisch durchgeführt, das analog zu den regenerativen Brenngasen über die vorhandene Gasmischeinrichtung bereitgestellt wird. Wie bei dem Synthesegas werden die Anteile der höheren Kohlenwasserstoffe durch Propan substituiert.

3.2 Abgasrezirkulation

In den letzten Jahren wurde durch mehrere Studien belegt, dass der Klimawandel in direktem Zusammenhang mit den Emissionen von anthropogenen Treibhausgasen steht (IPCC, 2011). Insbesondere trifft diese Aussage auf die Kohlendioxidemissionen zu, deren Großteil bei der Verbrennung von kohlenstoffhaltigen Brennstoffen zur Bereitstellung von thermischer und elektrischer Energie entsteht. Um diese Emissionen zu verringern, bedarf es der Optimierung bestehender sowie der Einführung neuer Technologien zur Abscheidung und Speicherung von Kohlendioxid aus den Verbrennungsabgasen. Für die Nachrüstung bestehender Anlagen sind besonders die „Post Combustion Capture"-Verfahren von Interesse, da die bestehende Kraftwerksanlage lediglich um die CCS-Anlage ergänzt wird. Laut (Oexmann und Kather, 2009; Rochelle, 2009) weist dieses Verfahren in der Ausführung mit einer chemischen Amin-Wäsche einen hohen technischen Reifegrad auf, weswegen es mittelfristig das bevorzugte Verfahren für die Abscheidung des anthropogenen Treibhausgases CO_2 aus dem Rauchgasstrom darstellen wird. Bei diesem Verfahren werden die Verbrennungsabgase mit einer chemischen Amin-Wäsche behandelt und das Kohlendioxid durch einen Absorptions-/Desorptionsprozess aus dem Rauchgasstrom entfernt. Hiermit können Abscheidegrade von typischerweise $80 - 95\,\%$ bei einer CO_2-Reinheit von 99% erreicht werden (Notz, 2009). Von Nachteil sind zum einen der hohe Eigenbedarf an thermischer Energie für die Desorption des CO_2 aus dem Rauchgasstrom, durch den der Gesamtwirkungsgrad der Anlage um 9 - 13%-Punkte verringert wird. Zum anderen ist die Nachrüstung und der Betrieb dieser CCS-Anlage sehr kostenintensiv. Die Baugröße steht in direktem Zusammenhang mit dem zu behandelnden Volumenstrom. Beim Betrieb der Gasturbinenanlage unter Abgasrezirkulationsbedingungen wird durch die teilweise Rezirkulation der Abgase der zu behandelnde Abgasvolumenstrom verringert. Infolgedessen kann durch den Betrieb mit Abgasrezirkulation (FGR, von engl. flue gas recirculation) die Baugröße der CCS-Anlage kleiner ausfallen, wodurch die Investitions- und Betriebskosten gesenkt werden können.

3.2.1 Prinzip der Abgasrezirkulation

In Abb. 3.2 ist der Abgasrezirkulationsbetrieb schematisch für eine GUD-Anlage dargestellt. Im FGR-Betrieb wird ein Teil des Abgasstroms nach Austritt aus der GUD-Anlage abgezweigt, auf Umgebungsbedingungen rückgekühlt und mit Frischluft (FL) gemischt. Die resultierende Verbrennungsluft, die im Folgenden mit Mischluft (ML) bezeichnet wird, ist angereichert mit CO_2. Durch die Verbrennung in der Gasturbine der GUD-Anlage entsteht somit ein Abgasstrom mit erhöhtem CO_2-Gehalt. Die genaue Zusammensetzung der Mischluft kann durch den Massenstrom des rezirkulierten Abgases (rez) eingestellt

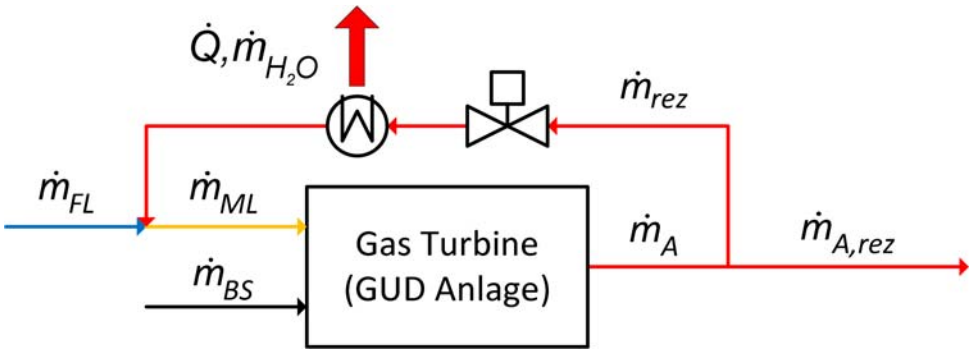


Abbildung 3.2: Fließschema der Abgasrezirkulation an einer GUD-Anlage

werden. Daher ist es sinnvoll die Rezirkulationsrate als Quotienten des rezirkulierten zum gesamten Abgasmassenstrom zu definieren (Guethe *et al.*, 2009):

$$FGR = \frac{\dot{m}_{rez}}{\dot{m}_A} = \frac{\dot{m}_{rez}}{\dot{m}_{BS} + \dot{m}_{ML}}. \tag{3.1}$$

Anhand Abb. 3.2 wird des Weiteren deutlich, dass der abströmende Rauchgasstrom $\dot{m}_{A,rez}$ um den Betrag des rezirkulierten Massenstroms geringer ist als im Frischluftbetrieb. Infolge dessen, kann die CCS-Anlage deutlich kleiner dimensioniert und dadurch die Investitions- und Betriebskosten gesenkt werden (Guethe *et al.*, 2011).

3.2.2 Berechnung der Mischluftzusammensetzung

Die Mischluftzusammensetzung ist eine Funktion der Rückführrate FGR sowie der Temperatur, auf die die rezirkulierten Abgase rückgekühlt werden. Im Folgenden wird zuerst der Einfluss der Rückkühltemperatur auf die Zusammensetzung des rezirkulierten Massenstroms $\dot{m}_{rez}$ betrachtet. Im Anschluss daran wird die Berechnung der Konzentrationen der Mischluftkomponenten in Abhängigkeit der Abgasrezirkulationsrate FGR erläutert.

Einfluss der Rückkühltemperatur

Wie im Fließschema in Abb. 3.2 dargestellt ist, werden die rezirkulierten Abgase vor der Mischung mit der Frischluft auf eine bestimmte Temperatur rückgekühlt. Den Abgasen wird dabei Energie in Form von Wärme $\dot{Q}$ entzogen, wodurch die Endtemperatur unter der des Wassertaupunkts liegt. Das anfallende Kondensat wird über eine entsprechende Einrichtung abgeleitet. Bei Eintritt in den Mischpunkt weist der rezirkulierte Massenstrom $\dot{m}_{rez}$ eine relative Feuchte φ von 100% auf. In diesem Zustand entspricht nach (Baehr und Kabelac, 2009) der Wasserdampfpartialdruck dem Sättigungspartialdruck bei der Rückkühltemperatur T_{rez}:

$$\varphi = \frac{p_{H_2O}}{p^{sat.}_{H_2O}(T_{rez})} = 1. \tag{3.2}$$

Nach dem Gesetz von Dalton entspricht der Quotient aus Wasserdampfpartialdruck und dem Gesamtdruck des Systems dem volumetrischen Wasserdampfanteil der Strömung:

$$\frac{p_{H_2O}}{p_{ges}} = x_{H_2O}. \tag{3.3}$$

Auflösen der Gl. (3.2) nach dem Wasserdampfpartialdruck und Einsetzen in Gl.(3.3) zeigt, dass der Volumenanteil des Wasserdampfs bei einer gesättigten Strömung lediglich von dem Sättigungspartialdruck des Wasserdampfs und dem Systemgesamtdruck abhängt. Ist die Rückkühltemperatur bekannt, kann der Sättigungspartialdruck mit Hilfe von tabellierten Daten berechnet und der volumetrische Wassergehalt des rezirkulierten Abgasmassenstroms bestimmt werden:

$$x_{H_2O}^{rez} = x_{H_2O}^{S} = \frac{p_{H_2O}^{sat.}(T_{rez})}{p_{ges}}. \tag{3.4}$$

Die Rückkühlung und die einhergehende Wasserabscheidung haben des Weiteren einen Einfluss auf die Konzentrationen der restlichen Komponenten des rezirkulierten Stroms. Die Konzentrationen nach der Wasserabscheidung berechnen sich wie folgt aus den Werten des Abgasmassenstroms (A):

$$\begin{aligned} x_{O_2}^{rez} &= \frac{x_{O_2}^{A}}{1-\left(x_{H_2O}^{A}-x_{H_2O}^{S}\right)} & x_{N_2}^{rez} &= \frac{x_{N_2}^{A}}{1-\left(x_{H_2O}^{A}-x_{H_2O}^{S}\right)} \\ x_{Ar}^{rez} &= \frac{x_{Ar}^{A}}{1-\left(x_{H_2O}^{A}-x_{H_2O}^{S}\right)} & x_{CO_2}^{rez} &= \frac{x_{CO_2}^{A}}{1-\left(x_{H_2O}^{A}-x_{H_2O}^{S}\right)}. \end{aligned} \tag{3.5}$$

Einfluss der Rezirkulationsrate

Mit den oben berechneten Volumenanteilen des rückgekühlten Massenstroms $\dot{m}_{rez}$ können nun die Konzentrationen der Mischluftanteile bestimmt werden. Für die Berechnung werden die ein- und austretenden Massenströme am Mischpunkt zum einen für den Frischluft- und zum anderen für den Rezirkulationsbetrieb betrachtet. Die Bilanzräume für beide Betriebsmodi sind in Abb. 3.3 schematisch dargestellt.

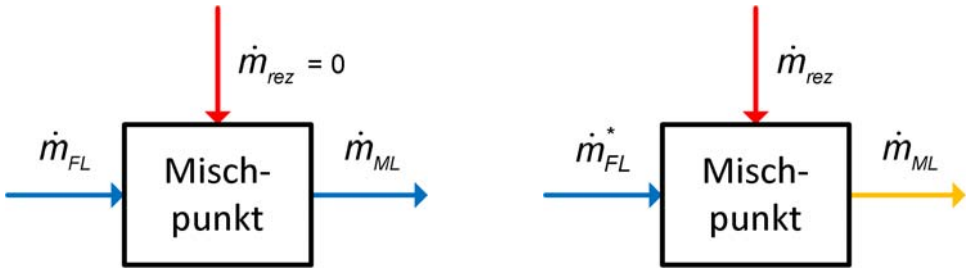
Im Mischungspunkt herrscht Massenerhaltung, d.h. der Mischluftmassenstrom ergibt sich aus der Summe der Massenströme von Frischluft und rezirkuliertem Abgas:

$$\dot{m}_{ML} = \dot{m}_{FL} + \dot{m}_{rez}. \tag{3.6}$$

Im Frischluftbetrieb findet keine Rezirkulation statt. Dies bedeutet, dass zum einen der Betrag und zum anderen die volumetrische Zusammensetzung der Frischluft- und Mischluftmassenströme bzw. der Volumenströme identisch sind. Im Abgasrezirkulationsbetrieb verändert sich die Dichte der Mischluft. Soll die Turbine bei konstanter Leistung betrieben werden, muss der Mischluft-Volumenstrom als Randbedingung konstant gehalten werden. Der Mischluft-Massenstrom ergibt sich nach der Umrechnung mit der Dichte, die sich in Abhängigkeit der Zusammensetzung der Mischluft und der Außentemperatur einstellt. In der Praxis liegen die Dichten der Frisch- und der Mischluft sehr nahe beieinander. Für Betrachtungen zur Brennkammer ist es daher gleichbedeutend den Betrag des in die Gasturbine eintretenden Verbrennungsluftmassenstroms konstant zu halten:

$$|\dot{m}_{ML}| \equiv |\dot{m}_{FL}|. \tag{3.7}$$

Durch den zusätzlichen Massenstrom an rezirkuliertem Abgas ändert sich daher der benötigte Frischluftmassenstrom $\dot{m}_{FL}^{*}$. Die Massenbilanz am Mischungspunkt mit Berücksichtigung



(a) Frischluftbetrieb (b) Rezirkulationsbetrieb

Abbildung 3.3: Zur Bilanzierung der Massenströme zur Berechnung der Mischluftzusammensetzung

der Zusammensetzung der Stoffströme lautet:

$$\begin{aligned} &\dot{m}^*_{FL} \cdot \left(y^{FL}_{O_2} + y^{FL}_{N2} + y^{FL}_{Ar}\right) + \dot{m}_{rez} \cdot \left(y^{rez}_{O_2} + y^{rez}_{N2} + y^{rez}_{Ar} + y^{rez}_{CO_2} + y^{rez}_{H_2O}\right) = \\ = \;& \dot{m}_{ML} \cdot \left(y^{ML}_{O_2} + y^{ML}_{N2} + y^{ML}_{Ar} + y^{ML}_{CO_2} + y^{ML}_{H_2O}\right), \end{aligned} \tag{3.8}$$

mit den Massenanteilen y_i der Komponenten der Frischluft, der Mischluft und des rezirkulierten Abgases. Die Umrechnung der Molbrüche x_i in die Massenanteile y_i erfolgt gemäß Gl. (2.5) mit der Molmasse der Komponente M_i und der des rezirkulierten Stroms M_{rez}:

$$y^{rez}_i = x^{rez}_i \cdot \frac{M^{rez}_i}{M_{rez}},$$

wobei sich M_{rez} nach Gl. (2.6) aus der Summe der Produkte von Volumenanteil und Molmasse der Komponenten berechnet:

$$M_{rez} = \sum x^{rez}_i \cdot M^{rez}_i.$$

Aus Gl. (3.8) ergeben sich fünf einzelne Bilanzgleichungen, eine für jede Komponente der Mischluft. Um diese jedoch bestimmen zu können, müssen die Massenströme $\dot{m}^*_{FL}$ und $\dot{m}_{rez}$ als Funktion von $\dot{m}_{ML}$ ausgedrückt werden. Der rezirkulierte Massenstrom ist bereits über die Rezirkulationsrate mit der Mischluft verknüpft, siehe Gl. (3.1). Zur Vereinfachung wird hier der Brennstoffmassenstrom in der Rezirkulationsrate vernachlässigt, da dieser im Vergleich zu dem Mischluftmassenstrom gering ist. Bei einem Betrieb mit Erdgas und einem Verbrennungsluftverhältnis von $\lambda = 2$ zum Beispiel macht die Brennstoffmasse lediglich 3% des Gesamtmassenstroms aus:

$$\dot{m}_{rez} = FGR \cdot (\dot{m}_{ML} + \dot{m}_{BS}) \approx FGR \cdot \dot{m}_{ML}. \tag{3.9}$$

Die Berechnungsvorschrift für den Frischluftmassenstrom erhält man durch Auflösen der Massenbilanz aus Gl. (3.6) nach $\dot{m}^*_{FL}$ und Einsetzen von $\dot{m}_{rez}$ aus Gl.(3.9):

$$\begin{aligned} &\dot{m}^*_{FL} = \dot{m}_{ML} - \dot{m}_{rez} = \dot{m}_{ML} - FGR \cdot \dot{m}_{ML} \\ \Rightarrow \;& \dot{m}^*_{FL} = \dot{m}_{ML} \cdot (1 - FGR). \end{aligned} \tag{3.10}$$

Durch Einsetzen der Gl. (3.9) und (3.10) in Gl. (3.8) können nun die Massenanteile der Komponenten der Mischluft berechnet werden, z.B. der Sauerstoff-Massenbruch der Mischluft $y_{O_2}^{ML}$:

$$\begin{aligned} & \dot{m}_{FL}^{*} \cdot y_{O_2}^{FL} + \dot{m}_{rez} \cdot y_{O_2}^{rez} = \dot{m}_{ML} \cdot y_{O_2}^{ML} \\ \Rightarrow\ & \dot{m}_{ML} \cdot (1 - FGR) \cdot y_{O_2}^{FL} + FGR \cdot \dot{m}_{ML} \cdot y_{O_2}^{rez} = \dot{m}_{ML} \cdot y_{O_2}^{ML} \\ \Rightarrow\ & y_{O_2}^{ML} = (1 - FGR) \cdot y_{O_2}^{FL} + FGR \cdot y_{O_2}^{rez}. \end{aligned} \tag{3.11}$$

Die Berechnungsvorschriften für die anderen Mischluftkomponenten ergeben sich analog zu Gl. (3.11):

$$\begin{aligned} y_{O_2}^{ML} &= (1 - FGR) \cdot y_{O_2}^{FL} + FGR \cdot y_{O_2}^{rez} \\ y_{N_2}^{ML} &= (1 - FGR) \cdot y_{N_2}^{FL} + FGR \cdot y_{N_2}^{rez} \\ y_{Ar}^{ML} &= (1 - FGR) \cdot y_{Ar}^{FL} + FGR \cdot y_{Ar}^{rez} \\ y_{CO_2}^{ML} &= FGR \cdot y_{CO_2}^{rez} \\ y_{H_2O}^{ML} &= FGR \cdot y_{H_2O}^{rez} \end{aligned} \tag{3.12}$$

Dieses Gleichungssystem gilt für die Bestimmung der Mischluft mit atmosphärischer Frischluft (20,95 vol-% O_2, 78,12 vol-% N_2, 0,93 vol-% Ar). Werden die relative Feuchte und der CO_2-Anteil der Frischluft gemessen, müssen die Gleichungen (4) und (5) im Gleichungssystem (3.12) um die Massenanteile in der Frischluft erweitert werden.

3.3 Reaktionskinetische Studie

Im Rahmen dieser Arbeit werden zwei Parameter variiert, die einen erheblichen Einfluss auf die Eigenschaften des Verbrennungssystems haben. Dies ist zum einen der Betrieb unter Abgasrezirkulationsbedingungen und zum anderen die Substitution von Erdgas mit den alternativen Biogas- und Synthesegasgemischen. Um den Einfluss dieser beiden Faktoren theoretisch zu untersuchen, wurde eine reaktionskinetische Parameterstudie durchgeführt, deren Ergebnisse im Folgenden dargestellt sind.

Die reaktionskinetische Studie wird mittels der Software Suite Cantera (Goodwin, 2003) durchgeführt. Als Reaktionsmechanismus wird der GRI MECH 3.0 (Smith *et al.*, 2011) eingesetzt. Die Zielgrößen der theoretischen Untersuchung sind die laminare Flammengeschwindigkeit S_L und die adiabate Flammentemperatur T_{ad}. Die Flammengeschwindigkeit ist ein Maß für die chemische Reaktivität des Brennstoff-Luft-Gemischs und hängt wesentlich von der Gemischzusammensetzung ab. Mit Hilfe dieser Größe wird untersucht, inwiefern die Verbrennung alternativer Brenngase durch die veränderte Mischluftzusammensetzung beeinflusst wird. Mit der adiabaten Flammentemperatur wird das thermodynamische System der Brennkammer näher betrachtet. Insbesondere von Interesse während der Parametervariation ist die Änderung der freigesetzten Wärmemenge in Bezug auf den Betrieb mit Erdgas und Frischluft.

Wie in Abschnitt 3.1.2 erläutert, werden sechs Biogasgemische mit unterschiedlichen C/H-Anteilen untersucht. In einem ersten Schritt wird das reaktionskinetische Verhalten dieser Brenngase hinsichtlich des Betriebs unter Abgasrezirkulationsbedingungen sowie der Brennstoffzusammensetzung miteinander verglichen. Im Anschluss daran folgt ein Vergleich mit den Ergebnissen für das Synthesegas und den Referenzbrennstoff Erdgas. In Abschnitt 3.2.2 wird belegt, dass die Verdichtereintrittstemperatur auf die die heißen Abgase rückgekühlt werden, den Wassergehalt und damit die Mischluftzusammensetzung beeinflusst. Um den Einfluss des Wassergehalts auf die Reaktionskinetik abzuschätzen, wird daher der Verlauf der laminaren Flammengeschwindigkeit für mehrere Rückkühltemperaturen verglichen. Abschließend wird der Einfluss einer Dotierung der Mischluft mit Minoritätenspezies wie CO und NO_X auf die Reaktivität des Brennstoff-Luft-Gemischs untersucht.

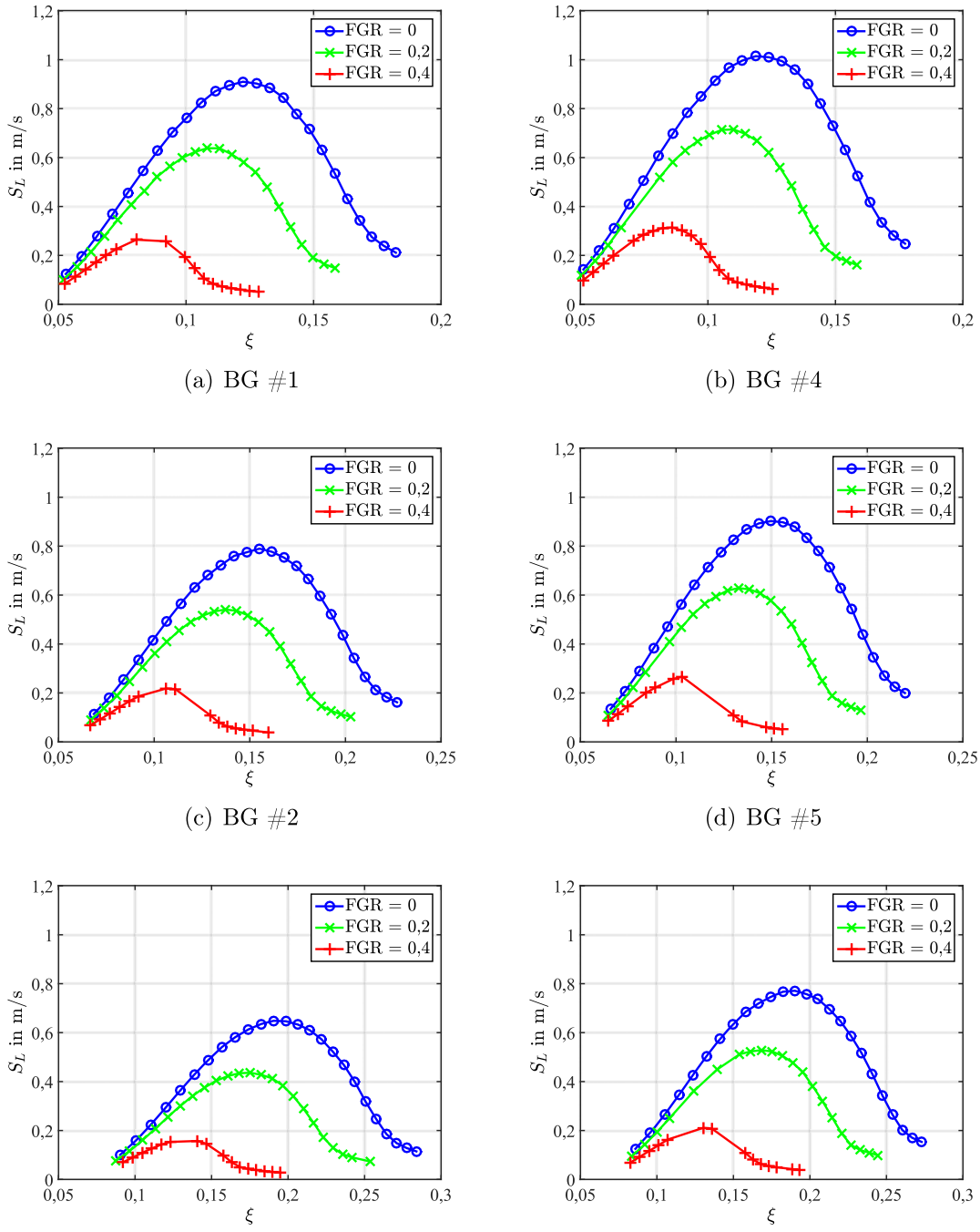
Für alle Untersuchungen wurden atmosphärische Bedingungen und eine Brennkammer-Eintrittstemperatur von $T_{BK,ein} = 573\,\mathrm{K}$ vorausgesetzt. Diese Eintrittstemperatur folgt aus einem Druckverhältnis des Verdichters von $\Pi = 11$. Dies ist laut (Lechner und Seume, 2006) ein üblicher Wert für stationäre Anlagen mit kleiner und mittlerer Leistung, wie sie für dezentrale Anwendungen, z.B. bei Biogasverbrennung, eingesetzt werden. Mit Ausnahme der Untersuchung zum Einfluss des Wassergehalts, wurde die Mischluftzusammensetzung für alle Untersuchungen durch die Annahme einer konstanten Verdichtereintrittstemperatur von $T_{GT,ein} = 315\,\mathrm{K}$ berechnet.

3.3.1 Vergleich der Biogasgemische

In Abb. 3.4 sind die Verläufe der laminaren Flammengeschwindigkeit S_L der sechs Biogasgemische (Zusammensetzung nach Tab. 3.1) für unterschiedliche Rezirkulationsraten über dem Mischungsbruch ξ dargestellt. Da der Mischungsbruch nach Gl. (2.12) über die Beträge der Mischluft- und Brennstoffmassenströme definiert ist, ermöglicht diese Auftragung einen direkten Vergleich der reaktionskinetischen Eigenschaften im Abgasrezirkulationsbetrieb für Mischungen mit konstantem Brennstoffanteil. Die Auftragung über dem Mischungsbruch ermöglicht somit einen direkten Vergleich der reaktionskinetischen Eigenschaften im Abgasrezirkulationsbetrieb für Mischungen mit konstantem Brennstoffanteil. Für alle Brenngase werden drei Rezirkulationsraten untersucht: der Frischluftbetrieb (FGR = 0%), eine mittlere (FGR = 20%) und eine hohe Rezirkulationsrate (FGR = 40%).

Auf der linken Seite der Abbildung sind die Ergebnisse für die Biogasgemische #1 - 3 und auf der rechten Seite die für die mit Wasserstoff angereicherten Biogasgemische #4 - 6 dargestellt. Bei allen untersuchten Biogasgemischen ist die maximale laminare Flammengeschwindigkeit im Frischluftbetrieb (FGR = 0) zu verzeichnen. Mit steigender Rezirkulationsrate nehmen wie erwartet zum einen die absoluten Werte der Flammengeschwindigkeit ab, zum anderen verschiebt sich der Betriebspunkt mit der maximalen Reaktivität zu kleineren Mischungsbrüchen.

Hinsichtlich des Einflusses der Brennstoffzusammensetzung ist festzuhalten, dass die laminare Flammengeschwindigkeit des Brennstoff-Luft-Gemischs mit abnehmendem CH_4-Gehalt, bzw. mit abnehmendem Wobbe-Index abnimmt, unabhängig von der Rezirkulationsrate. Diese Erkenntnis wird in (Nowakowski, 2012) bestätigt, der diesen Zusammenhang bereits für den Frischluftbetrieb untersucht hat. Die Verdünnung des Brennstoffs mit H_2 führt bei



(a) BG #1 (b) BG #4

(c) BG #2 (d) BG #5

(e) BG #3 (f) BG #6

Abbildung 3.4: Verläufe der laminaren Flammengeschwindigkeit der Biogasgemische #1 - 6 bei unterschiedlichen Rezirkulationsraten, $p_{ein} = 1\,\text{bar}$, $T_{BK,ein} = 573\,\text{K}$

allen Rezirkulationsraten zu einer Steigerung der Reaktivität, was auf die im Vergleich zu Methan um eine vielfach höhere Reaktivität des Wasserstoffs bei gleichen Bedingungen zurückzuführen ist (Joos, 2006).

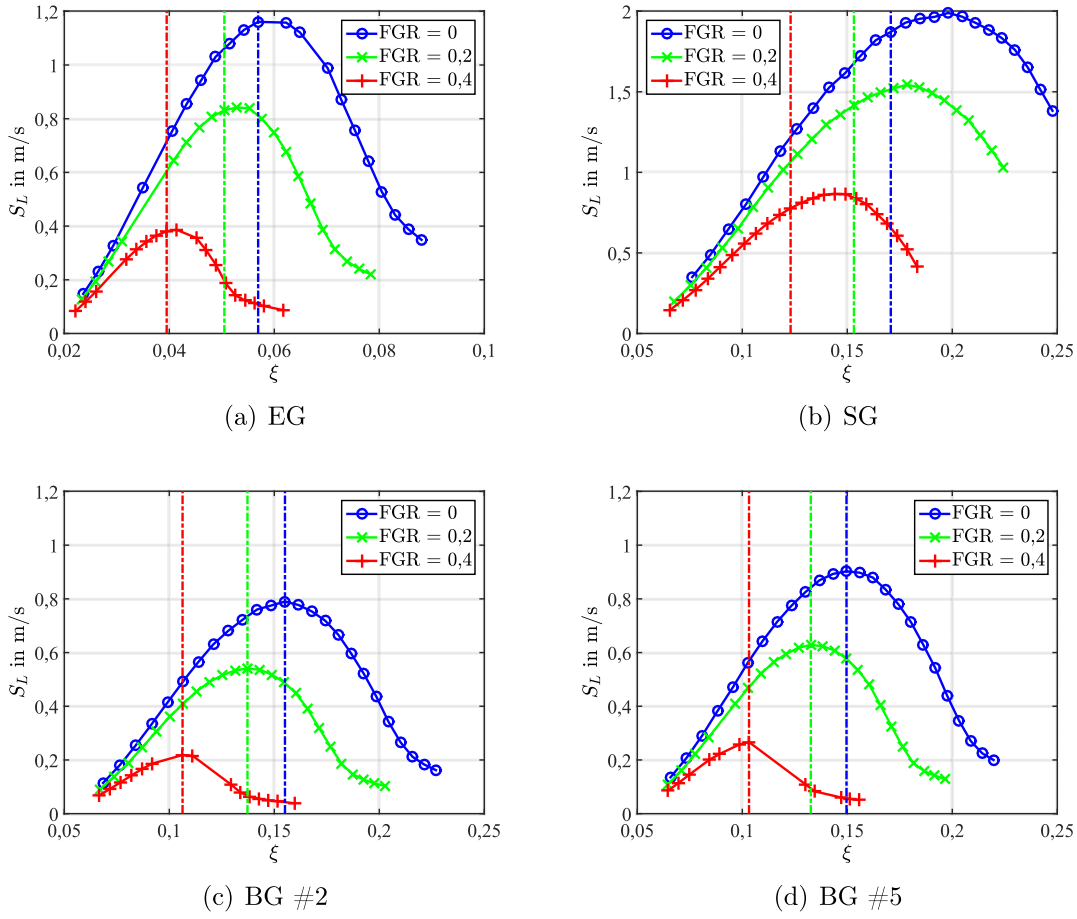
Es bleibt festzuhalten, dass das Verbrennungsverhalten der sechs untersuchten Biogasgemische unter Rezirkulationsbedingungen ähnlich ist. Somit können für den Vergleich mit Erdgas und dem Synthesegas zwei repräsentative Biogase ausgewählt werden, ohne Gefahr zu laufen, wichtige reaktionskinetische Effekte zu übersehen. Im Folgenden werden die Biogasgemische #2 und #5 mit dem mittleren Wobbe-Index als Vergleichsgase betrachtet.

3.3.2 Vergleich der alternativen Brenngase mit Erdgas

In Abb. 3.5 sind die Verläufe der laminaren Flammengeschwindigkeit für die zwei repräsentativen Biogase, das Synthesegas und Erdgas bei den drei Rezirkulationsraten 0%, 20% und 40% dargestellt. Zusätzlich sind gestrichelte vertikale Linien eingezeichnet, die die stöchiometrischen Mischungsbrüche bei den jeweiligen Rezirkulationsraten anzeigen und die Zahlenwerte in Tab. 3.2 zusammengestellt.

Der Vergleich der Verläufe der Biogasgemische mit denen von Erdgas zeigt qualitativ wenig Unterschiede. Die maximalen Werte der laminaren Flammengeschwindigkeit liegen in der Nähe des stöchiometrischen Mischungsbruchs vor. Mit zunehmender Rezirkulationsrate sinkt die laminare Flammengeschwindigkeit und der stöchiometrische Mischungsbruch verschiebt sich in Richtung kleinerer Mischungsbrüche. Dies ist plausibel, da sowohl die Biogasgemische als auch Erdgas einen hohen CH_4-Gehalt aufweisen. Durch die zweite Hauptkomponente bei den Biogasgemischen CO_2, sowie die Minorkomponente N_2 wird lediglich der Inertanteil des Gemischs erhöht, wodurch die Reaktivität gegenüber der von Erdgas verringert wird. Dies belegen die abgebildeten maximalen Werte der laminaren Flammengeschwindigkeiten bei Erdgas von $S_{L,EG} \approx 1{,}2\,\mathrm{m/s}$ und bei den Biogasgemischen von $S_{L,BG} \approx 0{,}8-0{,}9\,\mathrm{m/s}$. Aufgrund der erdgasähnlichen Zusammensetzung sind somit keine grundlegenden Unterschiede im reaktionskinetischen Verhalten zwischen den Brennstoff-Luft-Gemischen der Biogase und Erdgas zu identifizieren.

Im Gegensatz dazu ist bei den Verläufen von Synthesegas ein grundlegender Unterschied im Verbrennungsverhalten zu erkennen. Wie in Abb. 3.5(c) und 3.5(d) erkennbar, wird der Mischungsbruch mit steigender FGR-Rate in Richtung geringerer Mischungsbrüche verschoben. Allerdings liegt das Maximum der laminaren Flammengeschwindigkeit nicht beim stöchiometrischen Mischungsverhältnis. Die Betriebspunkte mit maximaler Reaktivität liegen rechts vom stöchiometrischen Mischungsbruch, im Frischluftbetrieb z.B. bei $\xi \approx 0{,}2$, was einem Luftverhältnis von $\lambda \approx 0{,}8$ entspricht. Dies ist eine Charakteristik der Zusammensetzung des Synthesegases, die bereits in mehreren Veröffentlichungen dokumentiert wurde, z.B. in (Bouvet *et al.*, 2011). In dieser Arbeit wurden unter anderem H_2/CO-Frischluftgemische mit einer Zusammensetzung des Brenngases von 50%/50% bei atmosphärischen Bedingungen untersucht. Bei diesen lagen die maximalen Flammentemperaturen bei einem Luftverhältnis von $\lambda = 0{,}5$ vor. Des Weiteren fällt bei Betrachtung der Verläufe in Abb. 3.5(b) auf, dass die Werte von S_L für das Synthesegas deutlich über den Werten der anderen Gase liegen. Diese Tatsache ist auf die erhöhte Reaktivität durch die Brenngaskomponente H_2 zurückzuführen. Aufgrund des hohen H_2-Anteils von 40 vol-% ist dieser Effekt bei Synthesegas besonders ausgeprägt. Bei FGR = 40% zum Beispiel



(a) EG (b) SG

(c) BG #2 (d) BG #5

Abbildung 3.5: Verläufe der laminaren Flammengeschwindigkeit der alternativen Brenngase und Erdgas bei unterschiedlichen Rezirkulationsraten, $p_{ein} = 1\,\text{bar}$, $T_{BK,ein} = 573\,\text{K}$. Die gestrichelten Geraden markieren die stöchiometrischen Mischungsbrüche.

Tabelle 3.2: Werte der stöchiometrischen Mischungsbrüche der Brennstoff-Luft-Gemische bei $T_{ad} = 1650\,\text{K}$ und in Abhängigkeit von der FGR-Rate

Gas / FGR	$\xi_{st.}$		
	0	0,2	0,4
BG 2	0,155	0,137	0,106
BG 5	0,150	0,133	0,103
SG	0,171	0,153	0,123
EG	0,057	0,051	0,04

weisen die Brennstoff-Luft-Gemische noch Werte auf, die über denen der Biogasgemische #2 und #5 bei FGR = 20% liegen. Dies lässt auf einen breiten Stabilitätsbereich mit dem Potential zu sehr hohen Rezirkulationsraten schließen.

3.3.3 Einfluss der Abgasrezirkulation auf das Betriebsverhalten

Der Vergleich der reaktionskinetischen Eigenschaften der untersuchten Brenngase zeigt, dass das Verhalten bei Betrieb unter Abgasrezirkulationsbedingungen durchweg ähnlich ist. Im Folgenden wird auf die wesentlichen Einflüsse des Abgasrezirkulationsbetriebs auf den Betriebspunkt eingegangen. Dabei werden die Verläufe der laminaren Flammengeschwindigkeit S_L über der adiabaten Flammentemperatur T_{ad} aufgetragen und diskutiert. Dies erleichtert die Übersetzung der Ergebnisse auf den Maschinenbetrieb, da deutlich wird, welchen Einfluss die Abgasrezirkulation auf die Brennkammer-Austrittstemperatur $T_{BK,aus}$ hat.

In Abb. 3.6 ist die laminare Flammengeschwindigkeit als Funktion der adiabaten Flammentemperatur für unterschiedliche FGR-Raten aufgetragen. Des Weiteren sind die Linien konstanten Äquivalenzverhältnisses für Stöchiometrie, $\phi = 0{,}8$ and $\phi = 0{,}6$ eingetragen. Exemplarisch wird diese Erläuterung für Brennstoff-Luft-Gemische bei Betrieb mit Biogasgemisch #2 durchgeführt, die Verläufe der restlichen Brenngase sind in Abb. 3.7 dargestellt. Es werden lediglich diejenigen Betriebspunkte dargestellt, die im Bereich von $\xi < \xi_{st.}$ liegen (vgl. Abb. 3.5(c)). Im Wesentlichen sind drei Einflüsse des Betriebs unter Abgasrezirkulationsbedingungen identifizierbar.

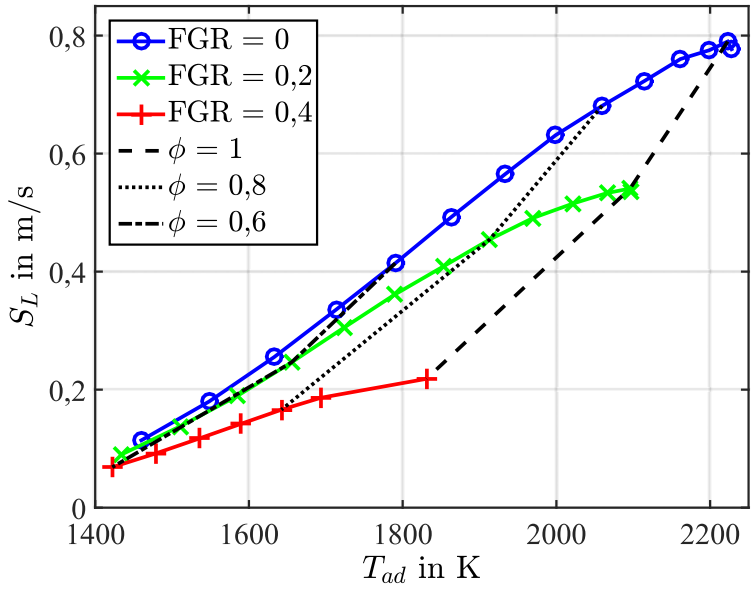


Abbildung 3.6: Zum Einfluss des Rezirkulationsbetriebs auf den Betriebspunkt: Darstellung der laminaren Flammengeschwindigkeit als Funktion der adiabaten Flammentemperatur, beispielhaft für Brennstoff-Luft-Gemische mit BG #2 dargestellt, $p_{ein} = 1\,\text{bar}$, $T_{BK,ein} = 573\,\text{K}$

Verringerung der Reaktivität

Der erste Einfluss wurde bereits bei dem Vergleich der Brenngase beschrieben. Mit zunehmender Rezirkulationsrate nimmt die laminare Flammengeschwindigkeit des Brennstoff-Luft-Gemischs ab, was auf eine Verringerung der chemischen Reaktivität schließen lässt. Dies deckt sich mit Ergebnissen aus Studien von (Liu *et al.*, 2003) und ist primär auf den chemischen Effekt des zusätzlichen CO_2 auf das reaktive System zurückzuführen. Durch die Anreicherung der Mischluft mit CO_2 wird mit steigender FGR-Rate das chemische Gleichgewicht der Elementarreaktion

$$CO + OH \Leftrightarrow CO_2 + H \tag{3.13}$$

in der Art verschoben, dass die Rückreaktion verstärkt abläuft. Infolgedessen wird die Anzahl der reaktiven H-Radikale verringert, was zu einer Abnahme der Reaktivität führt. Dieser Einfluss wird in Abb. 3.6 durch die Verringerung der laminaren Flammengeschwindigkeit ersichtlich. Des Weiteren ist beim Vergleich der Verläufe erkennbar, dass das Ausmaß der Abschwächung bei der Erhöhung der Rezirkulationsrate von 20 auf 40% deutlich größer ausfällt als beim Sprung vom Frischluftbetrieb auf eine Rezirkulationsrate von 20%. Betrachtet man zum Beispiel die absoluten Werte der Flammengeschwindigkeit bei $T_{ad} = 1650\,\mathrm{K}$, so ist beim Übergang von FGR = 0 auf 20% eine Abnahme von rund 10% von 0,247 auf 0,222 m/s zu verzeichnen. Wird die Rezirkulationsrate weiter auf 40% gesteigert, fällt der Wert der laminaren Flammengeschwindigkeit weiter ab auf 0,159 m/s, eine Verringerung von insgesamt rund 35%. Dieses nichtlineare Verhalten ist auf die Mischluftzusammensetzung der jeweiligen Betriebspunkte zurückzuführen, die in Tab. 3.3 zusammengestellt sind. Die absolute Zunahme der CO_2-Beladung von der mittleren zur hohen FGR-Rate ist wesentlich größer als beim Übergang vom Frischluftbetrieb zur mittleren FGR-Rate. Infolge der Erläuterungen um Gl. (3.13) ist somit der Verlauf der Flammengeschwindigkeit in Abhängigkeit der FGR-Rate plausibel und nachvollziehbar.

Für die restlichen Brenngase sind die absoluten Werte sowie die relativen Änderungen der laminaren Flammengeschwindigkeit in Abhängigkeit von der FGR-Rate in Tab. 3.4 zusammengestellt. Mit abnehmendem CH_4-Brennstoffgehalt zeigen die absoluten Werte für alle Rezirkulationsraten eine rückläufige Tendenz, was auf die geringere Reaktivität des Gemischs zurückzuführen ist. Relativ gesehen führt dies zu größeren Einbußen bei dem niedrig kalorischen Gasgemisch #3 im Gegensatz zum mittelkalorischen Gemisch #1. Die Verdünnung des Brennstoffs mit 10 vol-% Wasserstoff führt bei den Biogasgemischen #4 - 6

Tabelle 3.3: Volumetrische Zusammensetzung der Mischluft für die Berechnung der laminaren Flammengeschwindigkeiten in Abb. 3.6 bei $T_{ad,BG} = 1650\,\mathrm{K}$

FGR	Anteil in vol-%				
%	O_2	CO_2	H_2O	Ar	N_2
0	20,6	0,05	1	0,9	77,5
20	17,9	2,2	2,3	0,9	76,7
40	13,5	5,9	3,6	0,9	76,1

zu leicht höheren absoluten Werten im Vergleich zu den Gemischen #1 - 3 und auch die relativen Abnahmen können verringert werden, besonders wenn die FGR-Rate von 0% auf 40% angehoben wird. Dies ist mit hoher Wahrscheinlichkeit darauf zurückzuführen, dass aufgrund der Zugabe von Wasserstoff eine erhöhte Anzahl von Wasserstoffradikalen vorhanden ist, die den Rückgang dieser Spezies infolge der verstärkten Rückreaktion von Gl. (3.13) in gewissem Maße kompensiert. Allerdings bleibt die generelle Abhängigkeit von der Reaktivität zum Heizwert des Gemischs bestehen. Für steigende FGR-Raten ist demnach der gleiche Trend zu beobachten wie bei Gasgemischen #1 - 3. Den geringsten Rückgang der laminaren Flammengeschwindigkeit ist bei dem Synthesegasgemisch zu beobachten, was auf den hohen H_2-Gehalt zurückzuführen ist. Beim Übergang vom Frischluftbetrieb zur hohen FGR-Rate von 40% beträgt der relative Abfall lediglich 23% und ist damit in einer vergleichbaren Größenordnung wie der Abfall bei Erdgas.

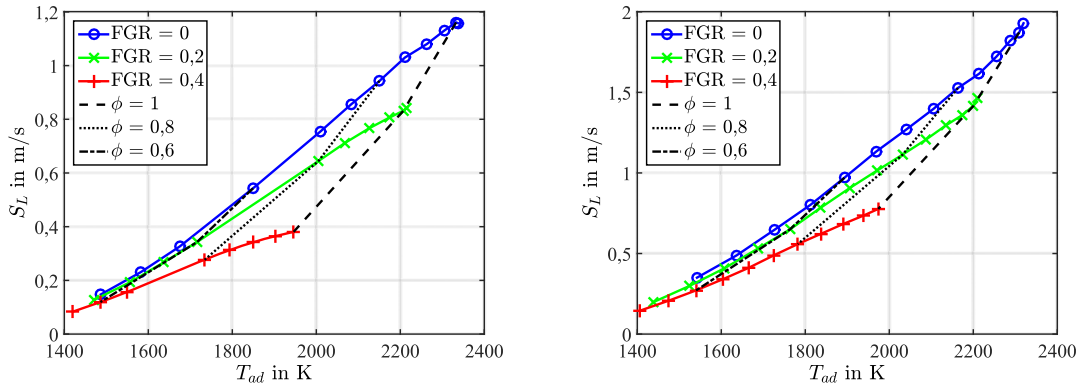
Verringerung der stöchiometrischen adiabaten Flammentemperatur

Die zweite Auswirkung des Betriebs unter Abgasrezirkulationsbedingungen ist die, dass die stöchiometrische adiabate Flammentemperatur mit steigender Rezirkulationsrate abnimmt. Wie in Abb. 3.6 zu sehen ist, verringert sich der Wert bei Stöchiometrie von $T_{ad} = 2223\,\mathrm{K}$ im Frischluftbetrieb auf $T_{ad} = 2096\,\mathrm{K}$ bei der mittleren und weiter auf $T_{ad} = 1831\,\mathrm{K}$ bei der hohen Rezirkulationsrate von 40%. Die Werte für die restlichen Brenngase, die in Tab. 3.4 aufgeführt sind, zeigen ein ähnliches Verhalten für alle alternativen gasförmigen Brennstoffe.

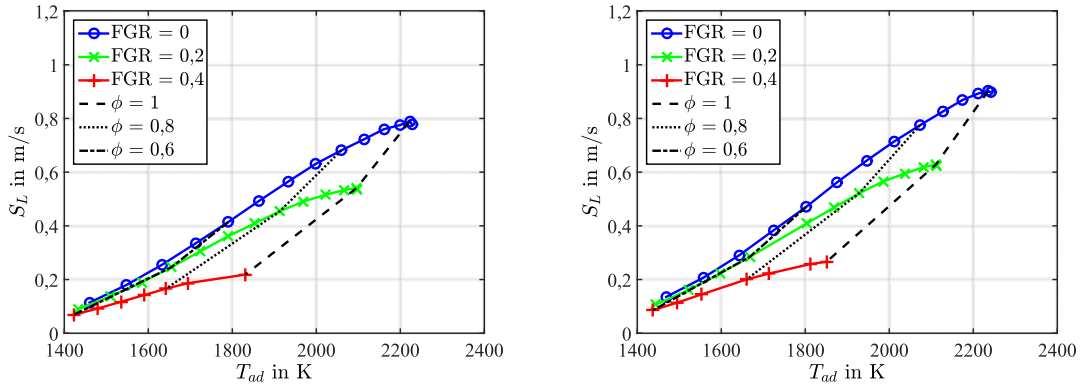
Da thermische Stickoxide besonders in heißen Strähnen nahe stöchiometrischem Äquivalenzverhältnis gebildet werden, birgt diese Veränderung das Potential zur Reduzierung der Luftschadstoffe. Selbst bei einer unveränderten Homogenität des Brennstoff-Luft-Gemischs in der Reaktionszone, wird der Beitrag dieser „Hot-Spots“ zur Bildung thermischer Stickoxide aufgrund der verringerten Maximaltemperaturen abnehmen.

Verschiebung des Äquivalenzverhältnisses in Richtung Stöchiometrie

In den Abschnitten 3.3.1 und 3.3.2 wurde bereits festgestellt, dass sich mit steigender FGR-Rate der Betriebspunkt mit der maximalen Reaktivität in Richtung kleinerer Mischungsbrüche verschiebt. Diese Veränderung des Äquivalenzverhältnisses ist der dritte wichtige Aspekt des Betriebs einer GT-Brennkammer unter FGR-Bedingungen. Zur Erläuterung wird die Betriebspunktänderung bei einer adiabaten Flammentemperatur von $T_{ad} = 1800\,\mathrm{K}$ in Abb. 3.6 betrachtet. Im Frischluftbetrieb weist das Brennstoff-Luft-Gemisch ein mageres Äquivalenzverhältnis von $\phi = 0{,}6$ auf. Durch die Erhöhung der Rezirkulationsrate wird zunehmend der Mischluftsauerstoffgehalt verringert, wodurch nach Gl. (2.8) der Mindestluftbedarf ansteigt. Dies führt laut Gl. (2.9) bei einem konstanten Mischluftmassenstrom zu Äquivalenzverhältnissen, die sich in Richtung des stöchiometrischen Zustands bewegen. Somit ergibt sich ein Äquivalenzverhältnis von $\phi \approx 0{,}7$ bei einer Rezirkulationsrate von 20% und von $\phi \approx 0{,}9$ bei der hohen Rezirkulationsrate von 40%. Das Erlöschen der Flamme bei hohen Rezirkulationsraten ist demnach nicht auf eine Abmagerung des Gemischs zurückzuführen, sondern vielmehr darauf, dass die brennstoffreiche Zündgrenze erreicht wird.



(a) EG (b) SG



(c) BG #2 (d) BG #5

Abbildung 3.7: Vergleich des Einflusses des Abgasrezirkulationsbetriebs auf die reaktionskinetischen Eigenschaften der Brennstoff-Luft-Gemische mit Erdgas und den alternativen Brenngasen, $p_{ein} = 1\,\text{bar}$, $T_{BK,ein} = 573\,\text{K}$

Tabelle 3.4: Werte der laminaren Flammengeschwindigkeit der Brennstoff-Luft-Gemische bei $T_{ad} = 1650\,\text{K}$ und der stöchiometrischen adiabaten Flammentemperatur in Abhängigkeit von der FGR-Rate

Gas / FGR	S_L [m/s]			$\Delta S_{L,rel}$ [%]		$T_{ad,st.}$ [K]		
	0	0,2	0,4	$0 \rightarrow 0{,}2$	$0 \rightarrow 0{,}4$	0	0,2	0,4
BG 1	0,254	0,228	0,172	-10,2	-32,2	2270	2137	1875
BG 2	0,247	0,222	0,159	-10,1	-35,6	2223	2096	1831
BG 3	0,236	0,206	0,137	-12,7	-42,0	2169	2041	1772
BG 4	0,275	0,250	0,192	-9,1	-30,2	2272	2148	1890
BG 5	0,272	0,246	0,180	-9,5	-33,8	2236	2111	1851
BG 6	0,266	0,238	0,164	-10,5	-38,3	2188	2062	1799
SG	0,470	0,431	0,363	-8,2	-22,7	2309	2200	1974
EG	0,247	0,254	0,204	-7,2	-25,5	2333	2208	1946

Des Weiteren ist diese Erkenntnis in Anlehnung an die Stickoxid-Bildungsmechanismen (Abschnitt 2.4) von Bedeutung. In (Guethe *et al.*, 2009) wurde das Emissionsverhalten für den Brennstoff Erdgas experimentell und numerisch untersucht. Dabei wurde festgestellt, dass bei sehr hohen Rezirkulationsraten die NO_X-Emissionen trotz der Verringerung der thermischen NO_X erneut ansteigen. Als mögliche Erklärung für diesen Verlauf nennen die Autoren die Verschiebung des Betriebspunkts. In Bereichen brennstoffreicher Gemische gewinnt nach (Warnatz *et al.*, 2001) die prompte NO_X-Bildung über unverbrannte Kohlenwasserstoffe zunehmend an Bedeutung. Die Autoren argumentieren daher, dass bei hohen Rezirkulationsraten der primäre NO_XBildungsmechanismus wechselt, vom Zeldovich-Mechanismus bei geringen FGR-Raten zum Fenimore-Mechanismus bei hohen Rezirkulationsraten. Auf diese Thematik wird im Rahmen der Auswertung der experimentellen Ergebnisse in Abschnitt 5.4 detailliert eingegangen.

Vergleich der gasförmigen Brennstoffe

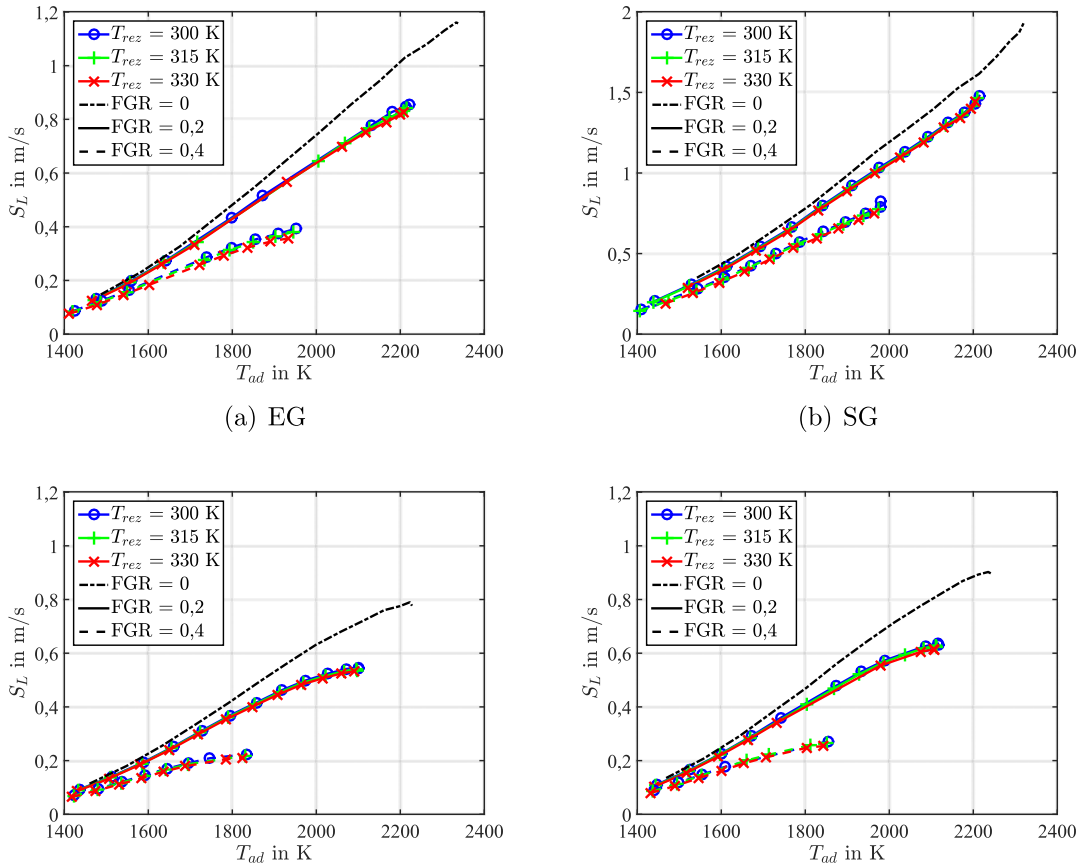
Der Vergleich der Verläufe in Abb. 3.7 zeigt, dass die drei identifizierten Einflüsse des Betriebs unter Abgasrezirkulationsbedingungen bei allen Gasen zu erkennen sind. Demzufolge ist weitestgehend ein ähnliches Betriebs- und Emissionsverhalten zu erwarten mit Abstufungen in den Stabilitätsgrenzen, bzw. der maximal erreichbaren Rezirkulationsrate in Abhängigkeit vom Wobbe-Index und der Zusammensetzung der Brenngase.

3.3.4 Einfluss des Mischluft-Wassergehalts

In Abschnitt 3.2.2 wurde beschrieben, dass der Wassergehalt der Mischluft eine Funktion der Temperatur T_{rez} ist, auf die der rezirkulierte Abgasmassenstrom rückgekühlt wird. Die Verdichtereintrittstemperatur T_{ein} kann ebenfalls durch diese Temperatur beeinflusst werden. Für die Rückkühltemperatur T_{rez} sind daher je nach Anlagenbeschaffenheit stark unterschiedliche Werte denkbar. Wird zum Beispiel spezieller Wert darauf gelegt, die technische Arbeit bei der Verdichtung des Arbeitsmediums gering zu halten, muss T_{ein} und damit T_{rez} möglichst gering gewählt werden. Damit verbunden ist jedoch der energetische Mehraufwand für die Entfeuchtung des Arbeitsmediums bis zu diesen Temperaturen, der besonders in Regionen mit hohen Umgebungstemperaturen nicht zu vernachlässigen ist.

Um den Einfluss des Wassergehalts der Mischluft auf die reaktionskinetischen Eigenschaften der Brennstoff-Luft-Gemische zu untersuchen, sind in Abb. 3.8 die berechneten Verläufe der laminaren Flammengeschwindigkeiten für drei unterschiedliche Verdichtereintrittstemperatur über der adiabaten Flammentemperatur dargestellt. Die durchgezogenen Linien stellen den Verlauf bei einer Rezirkulationsrate von 20% dar und die gestrichelten Linien den bei FGR = 40%. Die Werte im Frischluftbetrieb sind in schwarz dargestellt. Zusätzlich ist durch die Werte in Tab. 3.5 aufgezeigt, in welchem Maß sich der Wassergehalt in Abhängigkeit der Rückkühltemperatur verändert. Dabei wird von einem konstanten Frischluft-Wassergehalt von $x_{FL,H_2O} = 1$ vol-% ausgegangen.

Für alle untersuchten Brenngase sind die Abweichungen der Verläufe für $T_{rez} = 300$, 315 und 330 K vernachlässigbar gering. Daher kann davon ausgegangen werden, dass der Wassergehalt keinen nennenswerten Einfluss auf die reaktionskinetischen Eigenschaften der Brennstoff-Luft-Gemische haben wird. Für die experimentellen Untersuchungen im



(a) EG (b) SG

(c) BG #2 (d) BG #5

Abbildung 3.8: Zur Abhängigkeit der chemischen Reaktivität vom Wassergehalt der Mischluft, bzw. der Rückkühltemperatur des rezirkulierten Abgasmassenstroms T_{rez}, $p_{ein} = 1\,\text{bar}$, $T_{BK,ein} = 573\,\text{K}$

Tabelle 3.5: Zur Veränderung des Mischluft-Wassergehalts mit veränderlicher Rückkühltemperatur in Abhängigkeit von der FGR-Rate, $p_{ein} = 1\,\text{bar}$, beispielhaft für Biogasgemisch #2 und Synthesegas aufgelistet.

Gas	T_{rez} / FGR	x_{ML,H_2O} in vol-%		
		0	0,2	0,4
BG 2	300 K	1,0	1,4	1,9
	315 K		2,3	3,6
	330 K		3,3	6,9
SG	300 K	1,0	1,4	1,8
	315 K		2,3	3,6
	330 K		3,2	6,6

Rahmen dieser Arbeit wird daher eine Rückkühltemperatur von $T_{rez} = 315\,\mathrm{K}$ für die Berechnung der Mischluft gewählt.

3.3.5 Einfluss von Minoritätenspezies in der Mischluft

In den rezirkulierten Abgasen sind neben den Majoritätenspezies auch geringe Anteile der Luftschadstoffe CO und NO vorhanden. Besonders die Dotierung des Mischluft-Massenstroms mit Stickstoffmonoxid hat sich als vorteilhaft erwiesen. Durch den sogenannten „Reburn-Effekt“ kann eine Reduzierung der Netto-NO_X-Emissionen erreicht werden (Alzueta *et al.*, 1997).

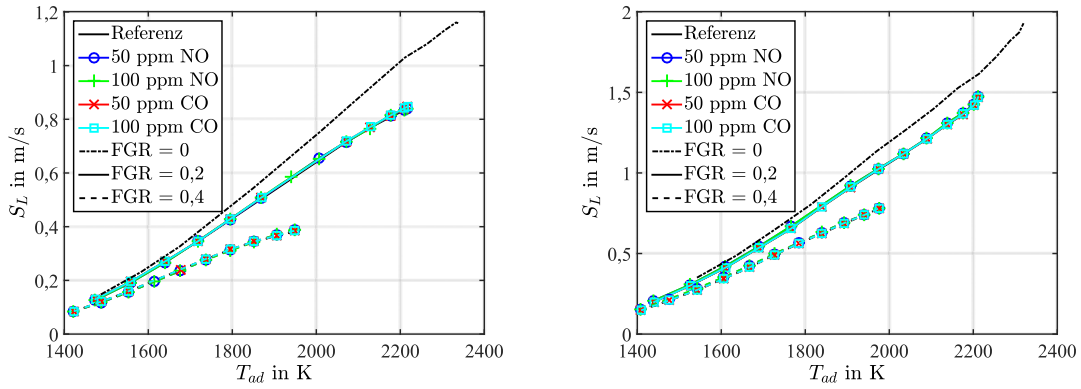
Analog zum vorigen Abschnitt soll nun die Auswirkung der Präsenz der Minoritätenspezies im Mischluftmassenstrom auf die reaktionskinetischen Eigenschaften der Brennstoff-Luft-Gemische untersucht werden. Hierzu sind in Abb. 3.9 die Verläufe der laminaren Flammengeschwindigkeit für vier unterschiedliche Dotierungen dargestellt. Sowohl für Kohlenmonoxid als auch für Stickstoffmonoxid wurden bei den Rezirkulationsraten von 20% und 40% Konzentrationen von 50 ppm bzw. 100 ppm dem Mischluftstrom beigemischt. Die Ergebnisse sind gemeinsam dem jeweiligen Referenzfall (ohne Dotierung) über der adiabaten Flammentemperatur aufgetragen. Im Frischluftbetrieb ist nur der Verlauf für den Referenzfall dargestellt, da die Frischluft im Allgemeinen nicht mit Minoritätenspezies verunreinigt ist.

Den Abbildungen ist zu entnehmen, dass durch keine der untersuchten Dotierungen nennenswerte Abweichungen in der chemischen Reaktivität vom Referenzfall (keine Dotierung) herbeigeführt werden. Daraus kann geschlossen werden, dass nützliche Effekte wie der Reburn-Effekt ausgeschöpft werden können, ohne dabei das reaktionskinetische System wesentlich zu beeinflussen.

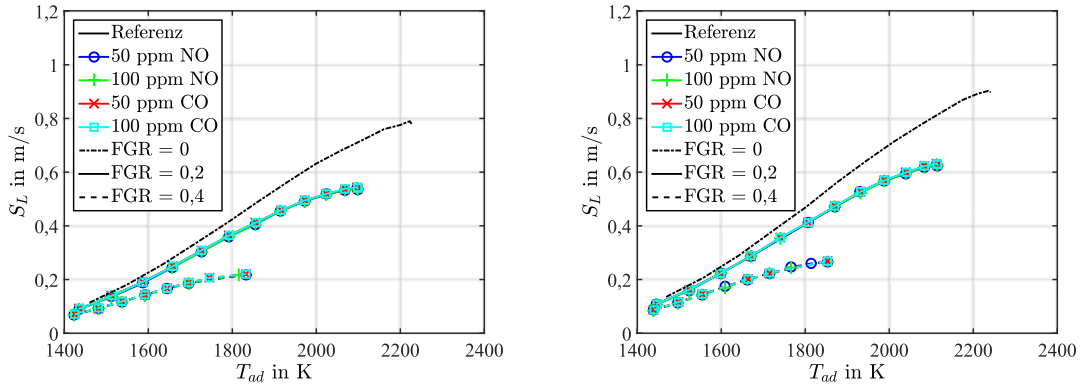
3.3.6 Druckeinfluss

Die bisherigen Ergebnisse der reaktionskinetischen Studie sind gültig für einen Brennkammereintrittsdruck von 1 bar. Dieser Druck wurde gewählt, damit die gewonnenen Erkenntnisse zur Interpretation der Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen herangezogen werden können, die bei atmosphärischem Druck stattfinden. In Gasturbinen, in denen die alternativen Brenngase eingesetzt werden, herrscht wie in Abschnitt 3.3 beschrieben, ein Druck von etwa 11 bar. Dieser erhöhte Druck wirkt sich nach den Erläuterungen in Abschnitt 2.2.3 auf die laminare Flammengeschwindigkeit und damit auf die Reaktivität des Brennstoff-Luft-Gemischs aus. Um den Einfluss des erhöhten Systemdrucks auf die Reaktionskinetik abzuschätzen, werden daher im Folgenden die Ergebnisse bei atmosphärischen Bedingungen mit denen bei einem Brennkammereintrittsdruck von $p_{BK,ein} = 11\,\mathrm{bar}$ gegenübergestellt.

In Abb. 3.10 sind Verläufe der laminaren Flammengeschwindigkeit als Funktion der adiabaten Flammentemperatur und der Rezirkulationsrate für die unterschiedlichen Systemdrücke dargestellt. Exemplarisch werden hier das Biogasgemisch #2 und das Synthesegas betrachtet. Für eine bessere Vergleichbarkeit wurden die Verläufe des Weiteren auf den maximalen Wert normiert. Die absoluten Werte für alle Gase sind in Tab. 3.6 zusammengestellt.



(a) EG (b) SG

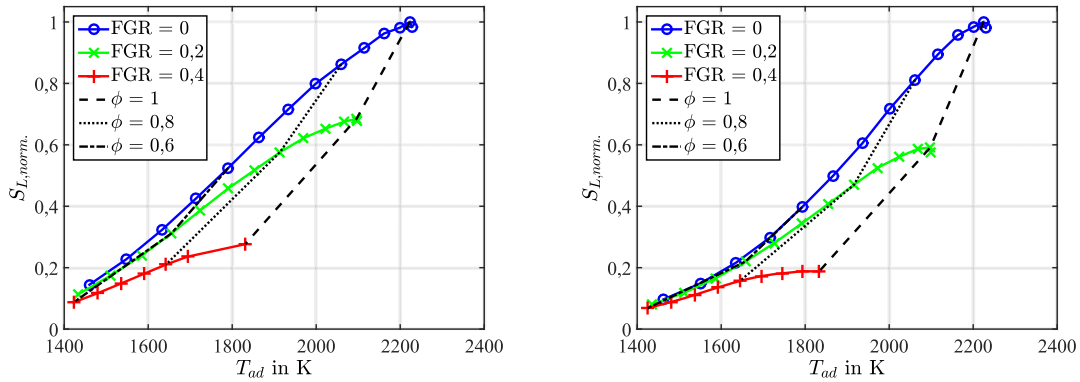


(c) BG #2 (d) BG #5

Abbildung 3.9: Zur Abhängigkeit der chemischen Reaktivität von der Dotierung der Mischluft mit den Minoritätenspezies CO und NO, $p_{ein} = 1\,\text{bar}$, $T_{BK,ein} = 573\,\text{K}$

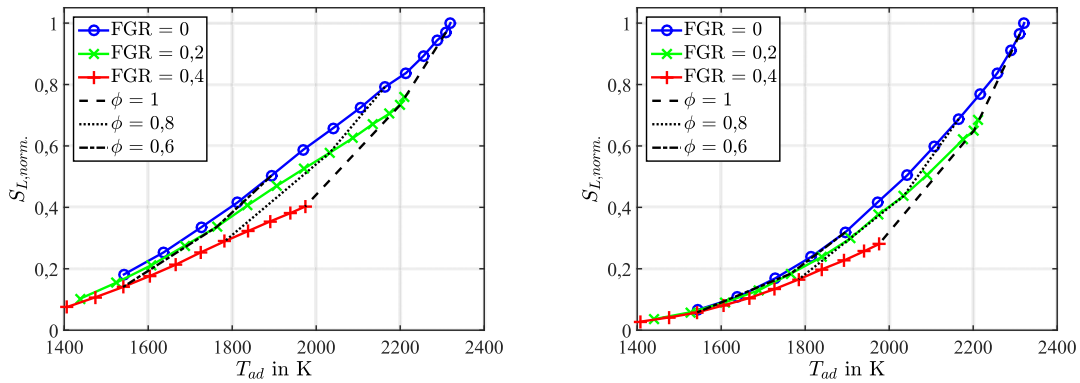
Der qualitative Vergleich der Verläufe zeigt, dass bezüglich des Betriebsverhaltens unter Abgasrezirkulationsbedingungen die gleichen Effekte bei dem erhöhten Systemdruck auftreten wie bei atmosphärischem Druck. Mit steigender Rezirkulationsrate werden zum einen die laminare Flammengeschwindigkeit und zum anderen die stöchiometrische adiabate Flammentemperatur verringert. Ferner findet die Verschiebung des Äquivalenzverhältnisses des Betriebspunkts in Richtung Stöchiometrie bei beiden Drücken in vergleichbarem Maße statt. Allerdings bleibt anzumerken, dass die Form der Verläufe sich voneinander unterscheidet. Es hat den Anschein, wie wenn bei $p_{BK,ein} = 11\,\text{bar}$ die Flammengeschwindigkeit mit abnehmender adiabater Flammentemperatur stärker abfällt als bei atmosphärischem Druck. So ist z.B. in Abb. 3.10(a) bei $T_{ad} = 1800\,\text{K}$ noch eine Flammengeschwindigkeit erreichbar, die 55% des maximalen Werts entspricht, bei dem erhöhten Systemdruck in Abb. 3.10(b) sinkt dieser Wert bis auf 40% ab. Gleiches gilt für das Synthesegas: Hier fällt der Wert der Flammengeschwindigkeit bei $T_{ad} = 1800\,\text{K}$ von 40% im atmosphärischen Betrieb auf 25% des Maximalwerts bei dem höheren Systemdruck in Abb. 3.10(d).

Diese Entwicklung spricht im Allgemeinen für geringere Stabilitätsgrenzen bei erhöhtem



(a) BG 2, $p_{BK,ein} = 1$ bar

(b) BG 2, $p_{BK,ein} = 11$ bar



(c) SG, $p_{BK,ein} = 1$ bar

(d) SG, $p_{BK,ein} = 11$ bar

Abbildung 3.10: Zum Einfluss des Brennkammereintrittsdrucks $p_{BK,ein}$ auf die Reaktivität der Brennstoff-Luft-Gemische

Tabelle 3.6: Werte der laminaren Flammengeschwindigkeit der Brennstoff-Luft-Gemische bei $T_{ad} = 1650\,\mathrm{K}$ in Abhängigkeit der FGR-Rate und des Brennkammereintrittsdrucks $p_{BK,ein}$

$p_{BK,ein}$	Gas / FGR	S_L [m/s]			$\Delta S_{L,rel}$ [%]	
		0	0,2	0,4	0 → 0,2	0 → 0,4
1 bar	BG 2	0,247	0,222	0,159	-10,1	-35,6
	BG 5	0,272	0,246	0,180	-9,5	-33,8
	SG	0,470	0,431	0,363	-8,2	-22,7
	EG	0,247	0,254	0,204	-7,2	-25,5
11 bar	BG 2	0,064	0,059	0,044	-7,8	-31,3
	BG 5	0,067	0,063	0,048	-6,0	-28,4
	SG	0,094	0,090	0,081	-4,3	-13,8
	EG	0,072	0,067	0,057	-6,9	-20,8

Brennkammereintrittsdruck, vor allem im Zusammenhang mit dem Vergleich der absoluten Werte für S_L. Aus der Zusammenstellung in Tab. 3.6 wird deutlich, dass die Erhöhung des Systemdrucks eine deutliche Verringerung der laminaren Flammengeschwindigkeit nach sich zieht. Dieser Effekt ist für Methan/Luftgemische bekannt, z.B. wurde in (Warnatz, 1988) bei der Erhöhung des Drucks von 1 bar auf 11 bar ein Rückgang der Flammengeschwindigkeit von etwa 0,4 auf 0,1 $^{m}/_{s}$ dokumentiert (siehe Abb. 2.7). Da bereits festgestellt wurde, dass sich die alternativen Brenngase ähnlich wie ein Erdgas/Luftgemisch verhalten, ist dieser Rückgang plausibel und in erster Linie auf Gl. (2.22) zurückzuführen. Resultierend aus den Beobachtungen ergeben sich für den Betrieb mit $p_{BK,ein} = 11\,\text{bar}$ jedoch geringere relative Einbußen bei der Reaktivität infolge der Erhöhung der FGR-Rate. Bei den Biogasgemischen #2 und #5 sowie bei Erdgas beträgt die Differenz in den Werten von $\Delta S_{L,rel}$ in etwa 4 - 5%-Punkte, bei Synthesegas sogar 10%-Punkte im Vergleich zum Betrieb bei atmosphärischen Druck.

Der Vollständigkeit halber muss erwähnt werden, dass hier lediglich Überlegungen auf Basis eines Vergleichs angestellt werden. Eine definitive Aussage über die Veränderung des Stabilitätsbereichs wird nicht möglich sein, da der Aufbau des Prüfstands nur Versuche bei atmosphärischen Bedingungen ermöglicht. Ferner sind Bildungsmechanismen oftmals druckabhängig, sodass bei hohen Drücken zusätzliche Effekte auftreten, die bei atmosphärischen Bedingungen vernachlässigbar sind.

3.3.7 Zusammenfassung und experimenteller Ansatz

Der Vergleich der Ergebnisse der Parameterstudie hat gezeigt, dass das reaktionskinetische Verhalten der Brennstoff-Luft-Gemische von Erdgas und den alternativen Brenngasen unter Abgasrezirkulationsbedingungen ähnlich ist. Für alle Brenngase wurde festgestellt, dass mit steigender Rezirkulationsrate

- die laminare Flammengeschwindigkeit S_L abnimmt,
- die stöchiometrische adiabate Flammentemperatur $T_{ad,st.}$ abfällt,
- das Äquivalenzverhältnis des Betriebspunkts ϕ bei konstanter Flammentemperatur in Richtung Stöchiometrie verschoben wird.

Neben dem Betrieb unter Abgasrezirkulationsbedingungen hat die Brennstoffzusammensetzung einen wesentlichen Einfluss auf die reaktionskinetischen Eigenschaften. Die Gemische mit den Biogasen weisen generell niedrigere Werte der laminaren Flammengeschwindigkeit auf als die mit Erdgas. Ferner ist ein Rückgang der Reaktivität mit abnehmendem CH_4-Brennstoffgehalt zu verzeichnen. Die Verdünnung der Biogasgemische mit 10 vol-% Wasserstoff dagegen sorgt für einen Anstieg der Reaktivität. Im Falle des Synthesegases sorgt der H_2-Brennstoffgehalt von 40 vol-% für eine sehr hohe Reaktivität, die den maximalen Wert bei Erdgas um 70% übersteigt. Der Wassergehalt der Mischluft, der sich als Funktion der gewählten Verdichtereintrittstemperatur einstellt, und die Dotierung der Mischluft mit Minoritätenspezies haben dagegen einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Verläufe der laminaren Flammengeschwindigkeit.

Die Ergebnisse der reaktionskinetischen Studie sind gültig für ideale Gemische von Brennstoff und Mischluft. Im experimentellen Teil dieser Arbeit wird das Verbrennungsverhalten

dieser Brennstoff-Luft-Gemische für einen teilweise vorgemischten Brenner erforscht. Dieses technische System enthält zweifelsohne mehr Parameter als die Anzahl, die numerisch abgebildet werden kann. Dennoch sind die Ergebnisse der reaktionskinetischen Studie wichtige Anhaltspunkte. Der Fokus dieser Arbeit wird daher darauf gelegt, das Ausmaß der beobachteten Effekte zu untersuchen, insbesondere in Bezug auf die unterschiedlichen Brennstoffzusammensetzungen sowie den Betrieb unter Abgasrezirkulationsbedingungen. Die folgenden Arbeitspunkte werden bei der Vermessung des Gasturbinenbrenners absolviert:

- Der Stabilitätsbereich des Gasturbinenbrenners wird ermittelt, da dieser aufgrund der Abhängigkeit der laminaren Flammengeschwindigkeit von der Brennstoffzusammensetzung und von der Höhe der Rezirkulationsrate abhängt. Hierzu werden zum einen die Magerlöschgrenzen im Frischluftbetrieb und zum anderen die maximale erreichbare Rezirkulationsrate ermittelt. Als Bewertungskriterium für das Erreichen der jeweiligen Betriebsgrenze werden die CO-Emissionen am Austritt der Brennkammer herangezogen. Des Weiteren wird die OH-Chemilumineszenz in der primären Verbrennungszone mit einem optischen Messsystem erfasst. Durch diese Aufnahmen kann der Einfluss der Mischluftzusammensetzung auf die chemische Reaktivität qualitativ ermittelt und Veränderungen in der Position und der Ausdehnung der Flamme bestimmt werden.

- Der Verlauf der Stickoxidemissionen des Gasturbinenbrenners als Funktion der Abgasrezirkulationsrate wird ermittelt. Unterstützend zur herkömmlichen Emissionsmesstechnik wird ein Rayleigh-Thermometrie-Messsystem eingesetzt, um zweidimensionale Temperaturprofile der primären Verbrennungszone zu erstellen. Wie in der reaktionskinetischen Studie beobachtet, fällt die stöchiometrische Temperatur mit steigender Rezirkulationsrate ab. Anhand der Rayleigh-Thermometrie-Aufnahmen können daraus resultierende Veränderungen im Temperaturfeld detektiert und unterstützend zur Interpretation der Stickoxidverläufe herangezogen werden.

- Es werden die bei den maximalen FGR-Raten erzielbaren CO_2-Emissionen ermittelt, da diese maßgebend sind für das Potential zur Optimierung des CO_2-Abscheideprozesses in einer CCS-Anlage mit dem Post Combustion Capture-Verfahren.

- Es wird der Einfluss der Homogenität des Brennstoff-Luft-Gemischs auf den Stabilitätsbereich sowie das Emissionsverhalten ermittelt. Die Gemischgüte wird dabei durch die Variation der Eindringtiefe in den Mischluftstrom variiert.

Alle Versuchsreihen werden in einem ersten Schritt mit Erdgas absolviert, um das Referenzverhalten für einen fossilen Brennstoff zu ermitteln. Im Anschluss daran erfolgt die Vermessung des Gasturbinenbrenners mit den alternativen gasförmigen Brennstoffen. Die ermittelten Datensätze werden interpretiert und mit dem des Referenzbrennstoffs verglichen.

3.4 Numerische Strömungssimulationen

Ergänzend zu den experimentellen Arbeiten werden numerische Strömungssimulationen durchgeführt. Durch dieses zweigleisige Vorgehen werden zusätzliche Daten gewonnen, die bei der Interpretation der physikalisch-chemischen Vorgänge innerhalb der reaktiven Zone unterstützend herangezogen werden. Dabei sind vor allem die qualitativen Veränderungen zwischen den Betriebspunkten von Relevanz. Im folgenden Abschnitt werden das numerische Modell sowie die Randbedingungen für die numerischen Strömungssimulationen vorgestellt.

3.4.1 Numerisches Modell

Für die Berechnung der turbulenten reaktiven Strömung wird ein hybrides numerisches Modell eingesetzt. Die Basis für dieses Modell stellt der kommerzielle Löser Ansys CFX 12.1 bereit. Mit diesem wird das Strömungsfeld durch die Approximation der zeitgemittelten Navier-Stokes-Gleichungen (RANS, von engl. reynolds averaged navier stokes) unter Einsatz des k-ϵ-Turbulenzmodells berechnet. Diese Daten werden exportiert und für die Ermittlung einer Transportgleichung einer gemittelten Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion (PDF, von engl. probability density function) weiterverarbeitet. Diese wird dem kommerziellen Löser übergeben und damit erneut das Strömungsfeld berechnet. Mit dieser Methode wird die Chemie-Turbulenz-Interaktion der turbulenten reaktiven Strömung modelliert. Gegenüber einer statistischen PDF hat dieser Ansatz den Vorteil, dass die PDF für jeden Berechnungsschritt in Abhängigkeit der Geometrie und des Strömungsfelds berechnet wird. Des Weiteren ermöglicht die Verwendung des hybriden PDF/RANS-Modell den Einsatz komplexer Reaktionsmechanismen. In dieser Arbeit wird der Reaktionsmechanismus GRI MECH 3.0 (Smith *et al.*, 2011) verwendet, der mit Hilfe der Software-Suite Cantera (Goodwin, 2003) direkt in die Berechnungsroutine der transportierten PDF integriert ist.

Die Validierung dieses hybriden Modells erfolgte anhand von experimentellen Daten der generischen Freistrahlflamme Typ C des Sandia National Laboratories (Barlow und Frank, 2010). In Abb. 3.11 ist der Vergleich der berechneten Temperatur- und Speziesverläufe mit den experimentellen Datensätzen dargestellt. Die Messwerte sind auf der Symmetrieachse des Brenners gemessen, die Darstellung erfolgt über der dimensionslosen axialen Lauflänge x/d. Der Vergleich der Verläufe zeigt, dass die Wärmefreisetzungsrate durch das hybride PDF/RANS-Modell überschätzt wird, wie durch den abweichenden Verlauf der berechneten Temperaturen zu erkennen ist. Analog dazu sind die Speziesverläufe entsprechend gegenüber den experimentellen Werten verschoben. Allerdings werden die Größenordnungen der betrachteten Massenbrüche recht gut getroffen, vor allem am Austritt aus der Brennkammer ist die Übereinstimmung sehr gut. Lediglich bei NO wird der Massenbruch durch das hybride PDF/RANS-Modell überschätzt. Weitere Informationen zur Validierung und Details zum numerischen Berechnungsmodell sind in (Ulmer, 2014) dokumentiert.

3.4.2 Geometrisches Modell der generischen Gasturbinenbrennkammer

Für die numerischen Strömungssimulationen der generischen Gasturbinenbrennkammer stehen zwei unterschiedliche geometrische Modelle zur Verfügung, die sich in dem Grad der

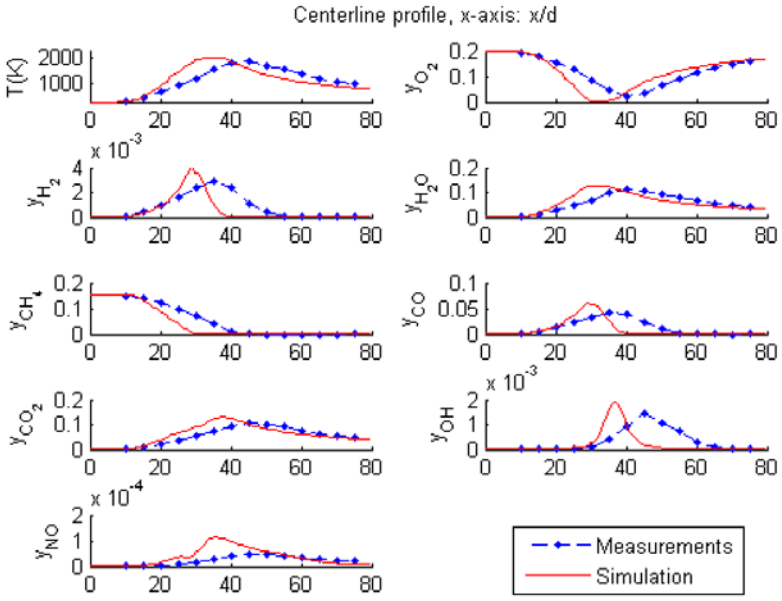
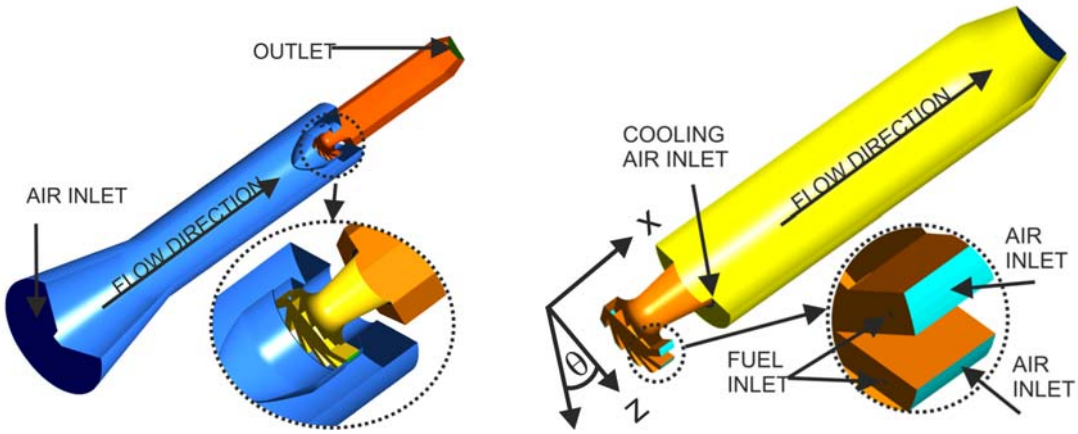


Abbildung 3.11: Vergleich der berechneten Verläufe mit den Messwerten in einer Methan/Luft-Freistrahlflamme (Ulmer und Joos, 2012)

Detaillierung unterscheiden. Diese Modelle werden im Folgenden detaillierter beschrieben. Die Berechnungsnetze sind mit der Software ICEM CFD der Firma ANSYS erstellt.

Das vollständige geometrische Modell ist in Abb. 3.12(a) dargestellt. Es beinhaltet den Mischlufteinlasskanal, den Drallerzeuger inklusive der Hauptgasdüsen, die Brennerdüse sowie das achteckige Flammrohr. RANS-Simulationen für dieses Modell haben ergeben, dass eine zufriedenstellende Unabhängigkeit der Lösung bei Netzgrößen von ca. $1{,}4 \cdot 10^6$ Zellen für das Flammrohr und $3{,}6 \cdot 10^5$ Zellen für den Einlauf erreicht werden. Aufgrund des hohen Bedarfs an Rechenzeit mit dem hybriden PDF/RANS-Modell infolge der Berücksichtigung der komplexen Chemie ist die Berechnung von geometrischen Modellen mit einem solch hohen Detailgrad nicht möglich. Hierfür muss ein vereinfachtes Modell verwendet werden, das an geeigneten Schnittstellen mit Randbedingungen belegt wird. Diese Randbedingungen werden durch RANS-Simulationen an einem 90 °-Ausschnitt mit Rotationsperiodizität gewonnen.

Das vereinfachte geometrische Modell ist in Abb 3.12(b) dargestellt. Im Vergleich zum Modell mit hohem Detailgrad beschränkt sich dieses Modell auf die Simulation des Drallerzeugers, der Brennerdüse sowie des Flammrohrs. Letzteres wird als weitere Vereinfachung mit einem kreisrunden an Stelle eines achteckigen Querschnitts modelliert. Des Weiteren wird der Kühlfilm (KF) berücksichtigt, der zur Kühlung des Brennkammerhalses im experimentellen Aufbau vorgesehen ist (vgl. Abschnitt 4.1.4). Die Kühlluft tritt leicht außerhalb des äußeren Durchmessers der Brennerdüse auf Höhe des Querschnittssprungs zum Flammrohr aus und ummantelt so den Gemischstrom vor Eintritt in die Verbrennungszone. In der Detailansicht sind die Drallerzeugereinlässe sowie die Position der Brennstoffdüsen hervorgehoben. Bei der Durchführung der Simulationen mit dem PDF/RANS-Modell wird ein 30 °-Ausschnitt mit rotationsperiodischen Randbedingungen berechnet. Die Zellenanzahl des numerischen Netzes für diesen Ausschnitt beträgt $12{,}5 \cdot 10^3$ Zellen.



(a) (b)

Abbildung 3.12: Vollständiges (a) und vereinfachtes (b) geometrisches Modell der generischen Gasturbinenbrennkammer (Ulmer und Joos, 2012)

3.4.3 Randbedingungen

Die physikalischen Randbedingungen für die numerischen Strömungssimulationen ergeben sich aus den experimentell bestimmten Werten bei den jeweiligen Betriebspunkten. Im Detail sind dabei für den Brennstoff, die Mischluft und den Kühlfilm sowie das Gesamtsystem zu definieren:

- die Massenströme $\dot{m}_{BS}$, $\dot{m}_{ML}$, $\dot{m}_{KF}$,
- die Eintrittstemperaturen T_{BS}, T_{ML}, T_{KF},
- die volumetrischen Zusammensetzungen x_{BS}, x_{ML} und x_{KF},
- der Umgebungsdruck p_{Umg}.

Die Massenströme $\dot{m}_{BS}$ und $\dot{m}_{ML}$ werden direkt gemessen. Der Kühlluftkanal ist aus konstruktiven Gründen nicht messtechnisch zugänglich, von daher wird der Kühlluftmassenstroms $\dot{m}_{KF}$ nach (Nowakowski, 2012) zu 3% des Mischluftmassenstroms angenommen.

Die Temperatur des Mischluftmassenstroms T_{ML} wird direkt vor dem Eintritt in den Drallerzeuger gemessen und kann mit T_{KF} gleichgesetzt werden. Die Brennstofftemperatur am Eintritt in die Brennkammer wird zwar gemessen, allerdings ist davon auszugehen, dass sich der Brennstoffstrom aufgrund der konstruktiven Gegebenheiten durch Wärmeleitung und Konvektion bis zum Eintritt in den Drallerzeuger weiter erwärmt. Da kein genauer Messwert zur Verfügung steht, wird für die Simulationen ein konstanter Wert von $T_{BS} = 473\,\mathrm{K}$ angenommen. Dies ist insofern zu rechtfertigen, als dass eine Veränderung der Brennstofftemperatur um 100 K eine Änderung in der adiabaten Flammentemperatur von lediglich 0,321% nach zieht.

Die volumetrischen Zusammensetzungen der Stoffströme sowie der Umgebungsdruck werden experimentell ermittelt und direkt für die Simulationen übernommen.

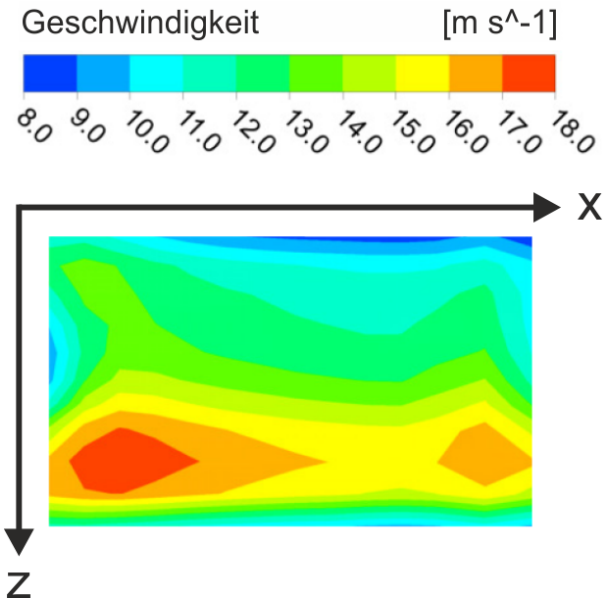


Abbildung 3.13: Berechnete Verteilung der Geschwindigkeit am Drallerzeugereinlass (RANS) mit dem vollständigen Modell (Ulmer und Joos, 2012)

Neben dem Betrag des Mischluftmassenstroms $\dot{m}_{ML}$ haben die Trajektorien der Stromlinien sowie die Verteilung der Geschwindigkeit auf den Mischlufteinlasskanälen des Drallerzeugers einen entscheiden Einfluss auf den Temperaturverlauf im Flammrohr. Dies wurde in Voruntersuchungen an dem vollständigen geometrischen Modell gezeigt (Ulmer und Joos, 2012). In Abb. 3.13 ist die Geschwindigkeitsverteilung dargestellt, die sich bei der Berechnung des vollständigen Modells einstellt. Es ist erkennbar, dass das Geschwindigkeitsprofil aufgrund der Strömungsführung im radialen Drallerzeuger stark unsymmetrisch ausfällt. Um diesen Einfluss zu berücksichtigen, wird das berechnete Geschwindigkeitsfeld auf den Einlasskanal als Randbedingung aufgeprägt.

Die Wände der Brennkammer werden als adiabat angenommen. Auf die Definition eines Strahlungsmodells wird verzichtet. Um die Wärmeübergänge innerhalb der Brennkammer zu beschreiben, wird das Thermal Energy Modell gewählt. Dieses modelliert den Enthalpiefluss im Fluid durch die Berücksichtigung von Wärmeübergängen infolge Konvektion, Wärmeleitung und turbulenter Durchmischung. Nicht berücksichtigt werden in diesem Modell die Erwärmungseffekte, die auf erhöhte Strömungsgeschwindigkeiten zurückgeführt werden wie z.B. Erwärmung durch Wandreibungseffekte. Diese sind für die Verbrennungsanwendung von untergeordneter Bedeutung(ANSYS, 2006).

Als Konvergenzkriterien wird die Schwelle bei den RMS-Residuen bei $RMS < 1e^{-5}$ gesetzt. Ferner muss die Abweichung bei den berechneten globalen Erhaltungsgleichungen weniger als 0,5% betragen. Aufgrund der Komplexität des Modells muss zudem sichergestellt werden, dass eine stationäre Lösung erreicht ist. Simulationen mit Erdgas haben gezeigt, dass in etwa 10.000 Rechenschritte benötigt werden, um dieses Kriterium zu erfüllen. Dieser Wert wird daher für alle durchgeführten Berechnungen festgesetzt.

4 Experimenteller Aufbau

Der Betriebsbereich sowie die Emissionscharakteristik eines Verbrennungssystems hängen unter andere von der Wahl des Brennstoffs und den Betriebsbedingungen ab. Die Veränderungen in den Verbrennungseigenschaften, insbesondere der Emissionen, müssen trotz Fortschritten in den numerischen Berechnungsverfahren experimentell validiert werden. Ziel dieses Versuchsaufbaus ist die Vermessung der generischen GT-Brennkammer bei Betrieb mit alternativen Brennstoffen unter Abgasrezirkulationsbedingungen. Im folgenden Kapitel werden die einzelnen Komponenten des Prüfstands beschrieben und die eingesetzte Messtechnik erläutert.

4.1 Versuchsaufbau

Am Laboratorium für Strömungsmaschinen besteht ein Verbrennungsprüfstand auf dem Gasturbinenbrennkammern mit thermischen Leistungen bis zu 2,5 MW unter atmosphärischen Bedingungen betrieben und vermessen werden können. Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine generische Gasturbinenbrennkammer mit einer thermischen Leistung von ca. 75 kW unter Abgasrezirkulationsbedingungen vermessen.

Da eine direkte Rezirkulation der Abgase zur Herstellung der Mischluft wie in Abb. 3.2 dargestellt aus infrastrukturellen Gründen nicht möglich ist, wird zur Erzeugung der benötigten Rauchgase ein handelsüblicher Brennwertkessel eingesetzt. Dieser bildet zusammen mit der Experimentalbrennkammer die Hauptkomponenten des Prüfstands. Des Weiteren verfügt der Prüfstand über ein System zur Aufbereitung und Förderung der Mischluft, ein Brennstoffversorgungssystem sowie eine Absaugung der Verbrennungsprodukte durch ein Axialgebläse. Dieser Prüfstand ist eine Weiterentwicklung des Prüfstands in (Nowakowski, 2012). In Abb. 4.1 ist der schematische Aufbau des Verbrennungsprüfstands dargestellt.

4.1.1 Brennwertkessel

Beim eingesetzten Brennwertkessel handelt es sich um das erdgasgefeuerte Modell Suprapur der Firma Junkers. Dieser verfügt im Volllastbetrieb über eine Wärmeleistung von 65 kW bei einem Abgasmassenstrom von 26,5 g/s (Junkers, 2010). Dies entspricht knapp 75% des Luftmassenstroms im Nennbetriebspunkt der untersuchten Brennkammer und ermöglicht die Mischung von Luftzusammensetzungen, die Rezirkulationsraten von FGR $> 60\%$ entsprechen. Von Vorteil bei der Verwendung eines Brennwertkessels ist, dass der Abgasstrom auf 320 K rückgekühlt und das Kondensat abgeschieden wird. Damit entfällt die Notwendigkeit einer externen Rückkühlung und Entfeuchtung der Abgase vor der Beimischung zur Frischluft. Zur Abführung der erzeugten thermischen Energie sind ein Primär- und ein Sekundärkühlkreislauf installiert. Im geschlossenen Primärkreislauf nimmt das Arbeitsmedium Wasser beim Durchströmen des Kessels die thermische Energie auf und gibt sie im nachgeschalteten Plattenwärmetauscher an den offenen Sekundärkreislauf ab. Dieser offene Kreislauf ist an die Kühlwasserversorgung des Laboratoriums angeschlossen und stellt einen kontinuierlichen Abtransport der Energie sicher. Der Plattenwärmetauscher ist für eine maximale Kühlleistung von 100 kW bei einem sekundärseitigen Wasservolumenstrom von 5,7 $\mathrm{m^3/h}$ ausgelegt. Diese Auslegung garantiert einen stabilen Betrieb des

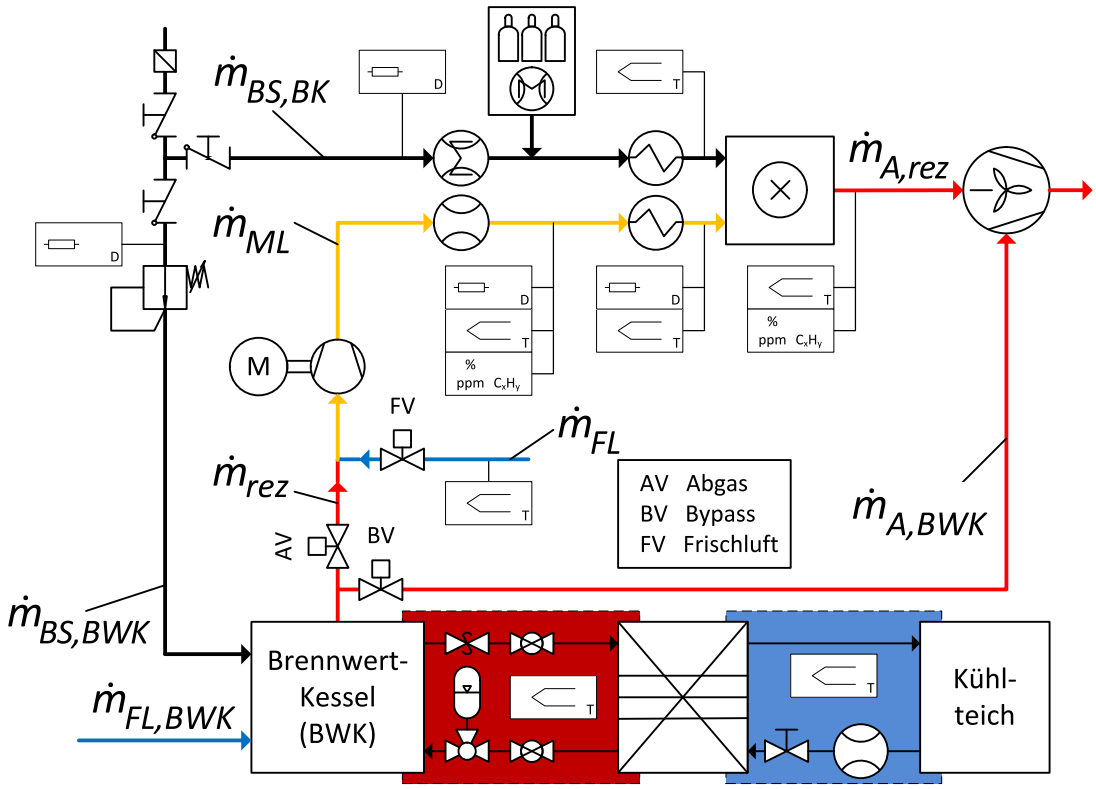


Abbildung 4.1: Schema des Brennkammer-Prüfstands

Brennwertkessels in allen Lastzuständen mit einer Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf von $\Delta T = 20\,\mathrm{K}$. Zur Betriebsüberwachung des Brennwertkessels werden die Vor- und Rücklauftemperaturen beider Kühlkreisläufe sowie der Kühlwassermassenstrom im Sekundärkreislauf gemessen. In Abb. 4.2(a) sind der Brennwertkessel, die Kühlkreisläufe sowie die verwendete Messtechnik auf dem Prüfstand dargestellt.

4.1.2 Mischluftaufbereitung und -versorgung

Die Aufbereitung der Mischluft wird über drei elektrisch verstellbare Regelventile im Luftleitungssystem realisiert, welche einen schnellen Wechsel zwischen dem Betrieb mit Frischluft zum einen und unter Abgasrezirkulationsbedingungen zum anderen ermöglicht. Für den Frischluftbetrieb wird das Abgasventil geschlossen, die Bypass- und Frischluftventile sind geöffnet. Dadurch werden die Abgase des Brennwertkessels an der Anlage vorbei in den Absaugstutzen geleitet und die Brennkammer wird mit reiner Frischluft versorgt. Diese Schaltung wurde unter anderem derart gewählt, dass der Brennwertkessel kontinuierlich im Volllastbetrieb betrieben werden kann, unabhängig von der restlichen Anlage. Durch das schrittweise Öffnen des Abgasventils wird zunehmend mehr Abgas in die Mischluft-Aufbereitungsstrecke geleitet, wo es mit der Frischluft vermischt wird. Die

(a) (b)

Abbildung 4.2: Ansicht des Brennwertkessels und des Primär- und Sekundärkühlkreislaufs (a) sowie der Mischluftaufbereitungsstrecke (b)

Mischluft wird von einem Seitenkanalverdichter angesaugt und auf einen höheren Druck gefördert. Stromab des Verdichters wird zum einen der Volumen- bzw. Massenstrom mittels eines thermischen Durchflussmessgeräts und zum anderen der Druck, die Temperatur sowie die volumetrische Zusammensetzung der Mischluft gemessen. In Abb. 4.2 sind die Komponenten und das Rohrleitungssystem Mischluft-Aufbereitungsstrecke dargestellt. Es folgt die Durchströmung des elektrischen Lufterhitzers, mit dem die Temperatur der Verbrennungsluft auf gasturbinentypische Bedingungen eingestellt werden kann. Im Anschluss an den Lufterhitzer tritt die Mischluft in die Einlaufstrecke zur Brennkammer und letztendlich in den Brenner ein. Die Mischluft-Einlaufstrecke sowie der Brennkammer-Aufbau sind in Abb. 4.3 dargestellt. Sie besteht aus zwei zylindrischen Rohrstrecken der Durchmesser DN800 und DN250, die durch ein Reduzierstück verbunden sind. Da der Luftstrom nicht über den gesamten Durchmesser des Lufterhitzers, sondern nur über einen kleinen Kreisausschnitt austritt, ist in der folgenden Rohrstrecke ein Lochblech zur Strömungsgleichrichtung eingebaut. Der große Durchmesser am Austritt des Lufterhitzers rührt daher, dass der Prüfstand für Brennkammern mit hohen Durchsätzen ausgelegt wurde. Diese Rohrstrecke dient demnach lediglich der Integration der Experimentalbrennkammer in den bestehenden Prüfstand.

4.1.3 Brennstoffversorgung

Der Verbrennungsprüfstand verfügt über einen Mitteldruckanschluss an das öffentliche Erdgasnetz. Von einer zentralen Versorgungsleitung gehen zwei separate Rohrleitungen

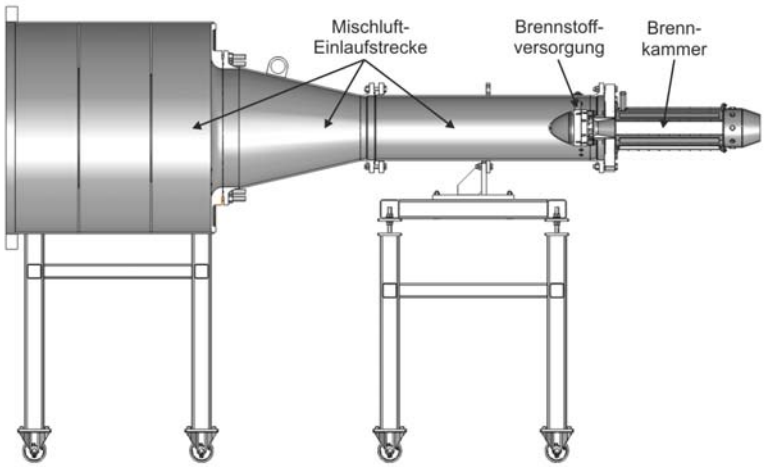


Abbildung 4.3: Schematische Darstellung des prinzipiellen Brennkammeraufbaus bestehend aus der Mischluft-Einlaufstrecke und der Brennkammer

der Abmessungen DN 50 und DN 100 ab. Jede der Leitungen ist aus sicherheitstechnischen Gründen mit elektrischen Schnellschlussventilen versehen. Im Falle eines Flammenrückschlags oder sonstiger Betriebsstörungen kann hierdurch die Gasversorgung ohne Verzögerung gestoppt werden. Als zusätzliche Sicherheitseinrichtung ist in jeder Leitung ein manuell zu betätigender Kugelhahn angebracht. Um die Funktionalität der Schnellschlussventile zu garantieren und eine Verschmutzung der Leitungen durch Fremdkörper zu verhindern, ist zu Beginn der Gasversorgungsstrecke ein Filter in die Leitung eingebaut. Für die Betriebsüberwachung wird in jeder der abgehenden Leitungen der Brennstoffdruck gemessen.

Über die größere der abgehenden Leitungen wird der Brennwertkessel mit Erdgas versorgt. Durch einen Druckminderer wird der Gasüberdruck von 700 mbar in der Versorgungsleitung auf die notwendigen 20 mbar am Kesseleintritt reduziert. Die Verbindung zwischen dem DN100 Flansch und dem Kesselanschluss ist mit Kupferrohr und flexiblen Metallschläuchen realisiert. Eine genaue Messung des Massenstroms ist nicht notwendig, da die Kesselleistung durch die Bilanzierung des Wärmetauschers ermittelt werden kann. Die Brennkammer ist durch die zweite Leitung an das Erdgasnetz angeschlossen. Die Regelung und Messung des Brennstoffmassenstroms erfolgt durch thermische Massendurchflussregler (MFC) der Firma Bürkert. Auf das zugrunde liegende Messprinzip sowie den Aufbau der Regler wird im Abschnitt 4.2 genauer eingegangen. Für die Vorheizung des Brennstoffs steht ein Gaserhitzer zur Verfügung. Die Temperatur des vorgeheizten Brennstoffs wird direkt vor Eintritt in die Brennkammer gemessen. Die Verbindung zwischen Versorgungsleitung, Reglern, dem Gaserhitzer und der Brennkammer wird mit flexiblen Metallschläuchen realisiert.

Die Versorgung mit alternativen Brenngasen erfolgt durch eine Gasmischeinheit der Firma HovaGAS. Diese besteht aus acht thermischen Massendurchflussregler der Firma Bronkhorst und der zentralen Steuereinheit. Es können variable Gasgemische bestehend aus den acht Einzelgasen O_2, H_2, N_2, CH_4, CO_2, CO, C_3H_8 und H_2S hergestellt werden. Die Reingase werden in Einzelflaschen oder Flaschenbündeln in einem abgesperrten Bereich

außerhalb des Gebäudes gelagert. Komplettiert wird der Gasmischer durch eine Verdampfereinheit, die es ermöglicht dem Gasgemisch Wasserdampf beizumischen. Die gewünschte Zusammensetzung der benötigten Gase wird in der Steuereinheit hinterlegt, bei Bedarf gemischt und kontinuierlich auf dem Prüfstand zur Verfügung gestellt. Dabei wird das Gasgemisch über eine Sammelleitung und einen beheizbaren Schlauch zur Brennkammer geleitet.

Aus Gründen der Flexibilität stehen für die Massendurchflussregler von Erdgas und den Reingasen unterschiedliche Mess- und Regelbereiche zur Verfügung. In Tab. 4.1 sind die maximalen Bereiche der vorhandenen Regler aufgelistet.

Tabelle 4.1: Zusammenstellung der maximalen Mess- und Regelbereiche der thermischen Massendurchflussregler für Erdgas (EG) und Reingase

Gas	EG	O_2	H_2	N_2	CH_4	CO_2	CO	C_3H_8	H_2S
Mess/Regel-	50	5	5	10	20	10	200	10	10
bereiche	200	75	200	500	800	500	-	-	-
$[L_N/min]$	350	-	-	-	-	-	-	-	-

4.1.4 Brennkammer

In Abb. 4.4 ist das CAD-Modell der generischen Experimentalbrennkammer dargestellt. Die Brennkammer besteht im Wesentlichen aus einer Hutze, einem radialen Drallerzeuger, dem Brenner inklusive Brennerhals, einem achteckigen Flammrohr und einer Abgasdüse. Sie wird mittels Schrauben am Befestigungsflansch mit der Mischluft-Einlaufstrecke verbunden, wie in Abb. 4.3 dargestellt. Die Zündung des Brennstoff-Luft-Gemischs erfolgt durch eine konventionelle Zündanlage für stationäre Gasturbinen (Nowakowski, 2012).

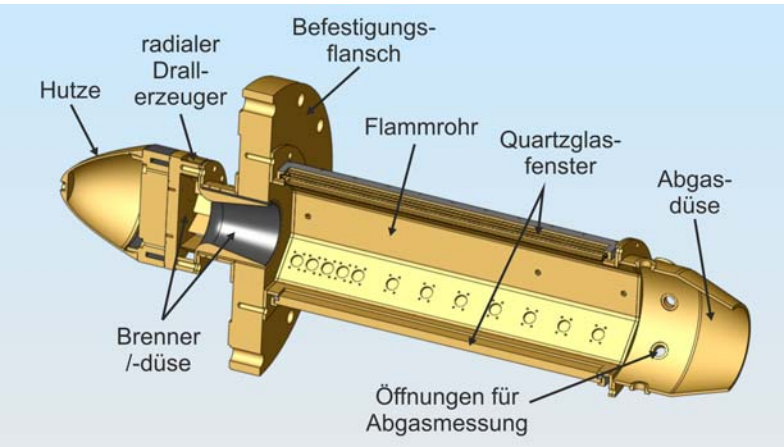


Abbildung 4.4: CAD-Modell der Schnittebene der generischen Rohrbrennkammer (Fischer *et al.*, 2014)

Drallerzeuger

Zur Veranschaulichung der Strömung im Inneren der Brennkammer ist in Abb. 4.5(a) eine Vergrößerung der Schnittansicht des Brenners dargestellt. Die aufbereitete Mischluft strömt von links aus der Mischluft-Einlaufstrecke nach rechts. Der Kontur der Hutze folgend wird die Strömung aus der Mitte der Rohrleitung verdrängt und durch die konstruktive Gestaltung vor dem Eintritt in den Drallerzeuger in radiale Richtung umgelenkt. Ein Querschnitt durch den Drallerzeuger ist in Abb. 4.5(b) dargestellt.

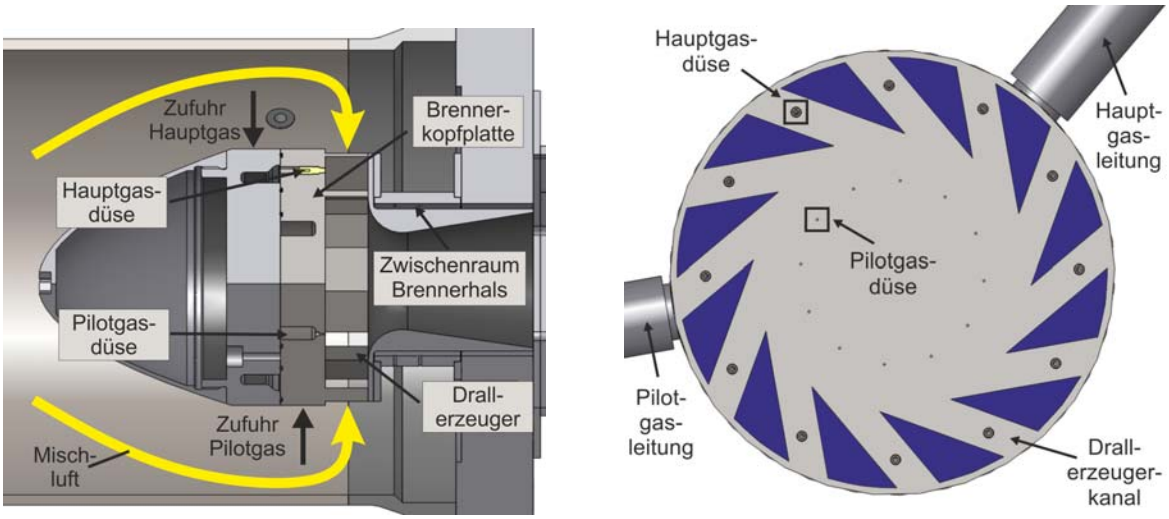
Beim Eintritt und Durchströmen der Drallerzeugerkanäle wird der Mischluftstrom erneut umgelenkt, wobei die tangentiale Geschwindigkeitskomponente induziert wird. Durch diese Strömungsführung bildet sich eine Drallströmung aus. Um die Stärke des Dralls zu beurteilen wird im Folgenden die Drallzahl S_N des Drallerzeugers verwendet. Diese berechnet sich wie folgt (Beér und Chigier, 1972):

$$S_N = \frac{G_\varphi}{G_x \cdot R},$$

mit dem Radius am Austritt aus der Brennerdüse R, dem Drehimpulsfluss G_φ und dem Axialimpulsfluss G_x. Diese Bestimmungsgleichung kann dadurch vereinfacht werden, dass es sich bei G_φ und G_x um Erhaltungsgrößen handelt, sodass die Drallzahl nach Gl. (2.29) als Funktion der axialen und tangentialen Geschwindigkeitskomponenten zu berechnen ist:

$$S_N = \frac{G_\varphi}{G_x \cdot R} = \frac{2 \cdot w}{3 \cdot u}.$$

Hierbei wird zusätzlich die Annahme getroffen, dass die Geschwindigkeitskomponenten unabhängig vom Radius konstant sind. Anhand dieser Annahme lassen sich die benötigten



(a) (b)

Abbildung 4.5: Schnittansicht des Brenners, der Brennstoffeindüsung (a) und des radialen Drallerzeugers (b) (Fischer *et al.*, 2014)

Geschwindigkeitskomponenten am Austritt der Brennerdüse mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung berechnen. Die Axialgeschwindigkeit u folgt zu:

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_R} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot \pi \cdot R^2}. \tag{4.1}$$

Für die Tangentialgeschwindigkeit am Austritt aus der Brennerdüse kann durch die Vereinfachung der ebenen Geschwindigkeitsprofile vereinfachend die Geschwindigkeit in einem der zwölf Drallerzeugerkanäle eingesetzt werden. Diese berechnet sich ebenfalls über die Massenerhaltung:

$$w = \frac{\dot{m}}{12 \cdot \rho \cdot A_{Kanal}} = \frac{\dot{m}}{12 \cdot \rho \cdot h \cdot b}, \tag{4.2}$$

mit der bekannten Höhe h und Breite b des Drallerzeugerkanals. Erneutes Einsetzen von Gl. (4.1) und (4.2) in Gl. (2.29) zeigt, dass die Drallzahl für diesen Brenner eine Funktion des Querschnitts am Austritt aus der Brennerdüse und der Querschnittsfläche des Drallerzeugerkanals ist. Für den Austrittsradius von $R = 39{,}5\,\text{mm}$, die Höhe $h = 23{,}9\,\text{mm}$ und die Breite $b = 12{,}2\,\text{mm}$ ergibt sich eine Drallzahl von:

$$S_N = \frac{A_R}{18 \cdot A_{Kanal}} = \frac{\pi \cdot R^2}{18 \cdot b \cdot h} = 0{,}93. \tag{4.3}$$

Mit steigendem Drall erhöhen sich die Querdruckgradienten in der Strömung. Nach (Beér und Chigier, 1972) ist die Ausprägung dieser Gradienten ab einer Drallzahl von $S_N > 0{,}6$ so stark, dass der axiale Impuls diese nicht mehr ausgleichen kann. Infolge dessen bildet sich eine Rezirkulationszone auf der Symmetrieachse des Brenners aus, die als Flammenstabilisierungsmechanismus dient. Innerhalb dieser Zone werden fortlaufend Verbrennungsprodukte mit hohen Temperaturen und chemisch aktiven Radikalen vom hinteren zum vorderen Stagnationspunkt rezirkuliert. Dort treffen sie auf das unverbrannte Brennstoff-Luft-Gemisch und leiten die Zündung ein.

Diese Rezirkulationszone in der Experimentalbrennkammer wurde anhand numerischer Simulationen von reagierenden Strömungen auch berechnet. In Abb 4.6 ist beispielhaft das Ergebnis einer solchen Simulation dargestellt. Der eingesetzte Brennstoff ist das Biogasgemisch #1, bestehend aus 65 vol-% CH_4, 30 vol-% CO_2, 3 vol-% N_2 und 2 vol-% O_2. Anhand der Stromlinien auf der dargestellten Schnittebene lässt sich sehr gut die Rezirkulationszone erkennen. Der vordere Rand der Zone befindet sich in etwa einen Flammrohrdurchmesser stromab des Querschnittssprungs. Die Zone reicht zurück bis in den Brennerhals, fast sogar bis an die Brennerkopfplatte. Mit den Geschwindigkeitsprofilen der numerischen Lösung ergibt sich nach Gl. (2.29) die Drallzahl $S_{N,num} = 0{,}88$, was eine gute Übereinstimmung mit dem oben abgeschätzten theoretischen Wert darstellt. Zusätzlich zur Hauptrezirkulationszone ist kurz nach dem Austritt aus der Brennerdüse am äußeren Rand des Flammrohrs eine zweite Rezirkulationszone erkennbar. Diese Zone ist das Resultat des Querschnittsprungs und wirkt unterstützend in Bezug auf die Flammenstabilisierung.

Brennstoffeindüsung und Gemischbildung im Brenner

Der Brenner ist ausgestattet mit einem Haupt- und einem Pilotgassystem. Letzteres wird eingesetzt bei der Zündung der Brennkammer und zur Flammenstabilisierung bei

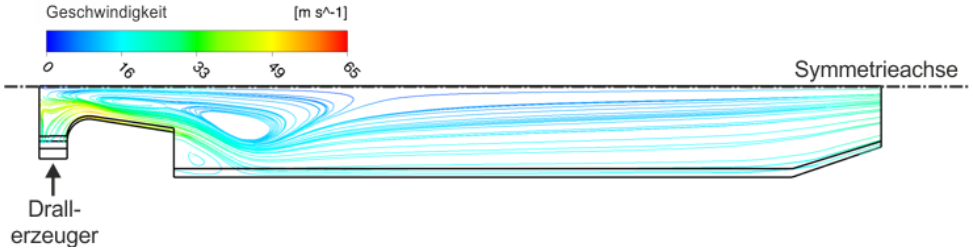


Abbildung 4.6: Oberflächenstromlinien einer reagierenden Strömung mit Biogasgemisch #1 in der generischen Brennkammer, $T_{ein,ML} = 573\,\mathrm{K}$, $T_{ad} = 1650\,\mathrm{K}$ (Fischer *et al.*, 2014)

Betriebspunkten nahe der Magerlöschgrenze. Letztere Möglichkeit des Stabilisierens wird im Rahmen dieser Arbeit jedoch nicht angewandt. Im normalen Betrieb erfolgt die Brennstoffzufuhr ausschließlich über das Hauptgassystem. Die Zufuhr des Haupt- und des Pilotgases erfolgt durch zwei unterschiedliche Leitungen, siehe Abb. 4.5(a). Jede Leitung versorgt einen abgetrennten Ringraum in der Brennerkopfplatte, aus dem der Brennstoff durch die jeweiligen Düsen in der Brennerkopfplatte austritt.

Der Brenner verfügt über je zwölf Pilot- und Hauptgasdüsen, die konzentrisch um die Symmetrieachse des Brenners angeordnet sind, wie in Abb. 4.5(b) gezeigt. Die Pilotgasdüsen sind nahe der Mitte des Brenners angeordnet. Die Einbringung des Brenngases erfolgt ohne Vormischung in die primäre Reaktionszone. Im Gegensatz dazu, sind die Hauptgasdüsen mittig in den Drallerzeugerkanälen angeordnet. Der Brennstoff wird im Querstrom zur Mischluft eingedüst, wodurch eine teilweise Vormischung des Brennstoff-Luft-Gemischs realisiert wird.

Als Kriterium für die Mischung wird laut (Lefebvre, 1983) das Impulsverhältnis J zwischen der Quer- und der Hauptströmung herangezogen. Dabei entspricht die Hauptströmung dem Mischluftmassenstrom und die Querströmung dem Brennstoffstrahl:

$$J = \frac{\rho_{BS} \cdot u_{BS}^2}{\rho_{ML} \cdot u_{ML}^2}. \tag{4.4}$$

Zur Berechnung werden die Dichten ρ und die Geschwindigkeiten u des Brennstoffs (BS) und der Mischluft (ML) benötigt. Das Eindringverhalten des Brennstoffstrahls in den Kanal Y sowie die maximale Eindringtiefe Y_{max} können mit Hilfe des Impulsverhältnisses berechnet werden. Bezogen auf die Kanalhöhe h stehen die folgenden Korrelationen zur Verfügung:

$$\frac{Y}{h} = 0{,}82 \cdot J^{0{,}5} \cdot \left(\frac{X}{d_{Düse}}\right)^{0{,}33} \cdot \frac{d_{Düse}}{h}, \tag{4.5}$$

$$\frac{Y_{max}}{h} = 1{,}15 \cdot J^{0{,}5} \cdot \sin\theta \cdot \frac{d_{Düse}}{h}, \tag{4.6}$$

mit dem Durchmesser des Brennstoffstrahls (bzw. der Brennstoffdüse) $d_{Düse}$ und dem Eindüsungswinkel θ, der relativ zur Hauptströmungsrichtung gemessen wird.

Bei Betrachtung der Gl. (4.4) - (4.6) wird deutlich, dass das Eindringverhalten bei ansonsten unveränderten Betriebsbedingungen eine Funktion der Geschwindigkeit des

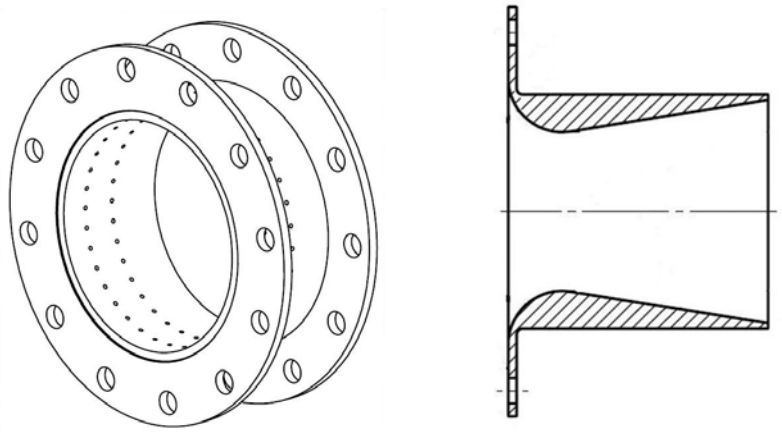
Brennstoffstrahls und damit bei einem bestimmten Volumenstrom des Durchmessers der Brennstoffdüse ist. Zur Variation der Eindringtiefe sind die Hauptgasdüsen im Experimentalbrenner auswechselbar. Es stehen Düsen mit Durchmessern von $0{,}8-2{,}4\,\mathrm{mm}$ in Schritten von $0{,}2\,\mathrm{mm}$ zur Verfügung. Um den Einfluss der Eindringtiefe auf die Gemischbildung und das Emissionsverhalten der generischen Brennkammer zu untersuchen, werden in dieser Arbeit die Düsen mit Durchmessern von $1{,}4\,\mathrm{mm}$ und $2{,}2\,\mathrm{mm}$ eingesetzt.

Brennerhals

Der Brennkammerhals setzt sich aus dem Außen- und dem Innenhals zusammen. In Teilansicht (a) der Abb. 4.7 ist der Außenhals und in Teilansicht (b) die Innenhalsdüse dargestellt.

Der Außenhals besteht aus einer zylindrischen Schale, die mittels zweier Flansche im Brennkammeraufbau befestigt wird. Zudem sind um den Umfang der Außenhalsschale zwei Reihen von Bohrungen eingebracht. Die Düse weist eine zylindrische Außenkontur auf. Sie wird über einen Flansch mit Schraubenlöchern, die deckungsgleich mit denen auf dem Außenhals sind, im Brennkammeraufbau befestigt. Die Innenkontur ist als Venturidüse ausgeführt.

In Abb. 4.5(a) ist der Brennkammerhals im eingebauten Zustand dargestellt. In dieser Abbildung ist erkennbar, dass sich durch den zweischaligen Aufbau ein Zwischenraum ausbildet. Im Betrieb tritt durch die Bohrungen im Außenhals ein geringer Teil des Mischluftstroms hindurch und sorgt für eine Kühlung des Brennkammerinnenhalses. Hierdurch sollen Schäden infolge von Überhitzungen vermieden werden. Laut (Nowakowski, 2012) beträgt dieser Kühlluftmassenstrom weniger als 3% vom gesamten Massenstrom. Am Ende des Brennerhalses tritt der Kühlluftmassenstrom über einen Ringspalt in die Verbrennungszone ein.



(a) (b)

Abbildung 4.7: Isometrische Darstellung des Außenhalses (a) und Schnittzeichnung der Brennerdüse (bzw. des Innenhalses) (b), nach (Nowakowski, 2012)

Flammrohr

Stromab der Brennerdüse befindet sich das durch Konvektion und Wärmestrahlung gekühlte Flammrohr der Experimentalbrennkammer, das mit dem Befestigungsflansch verschraubt wird. Die Länge dieses Bauteils der Brennkammer beträgt etwa 0,6 m. Aufgrund dieses Maßes ist die Aufenthaltszeit mit 70 ms so hoch, dass die CO-Konzentrationen am Austritt in etwa denen im Gleichgewichtszustand entsprechen. Im Flammrohr sind Gewindestutzen eingebracht, die der Aufnahme der Verschraubungen für Messtechnik dienen. Wie in Abb. 4.8 dargestellt, werden am vorderen und hinteren Ende des Flammrohrs die Gastemperaturen in Wandnähe gemessen. Dies dient zum einen der Bestimmung des Temperaturverlaufs entlang des Flammrohrs und zum anderen der Überwachung vor hohen Temperaturen in Wandnähe. Auf der dimensionslosen Koordinate $x/l = 0{,}75$ in Strömungsrichtung wird in Wandnähe der statische Druck im Flammrohr gemessen. Dieser Messwert wird für die Bestimmung des Brennkammerdruckverlusts herangezogen. Des Weiteren sind zwölf verschließbare Zugänge angeordnet, in die zur Aufnahme von Axial- und Radialprofilen der Temperatur und der Abgaszusammensetzung eine entsprechende Messsonde eingeführt werden kann.

Im Gegensatz zu einer Rohrbrennkammer ist das eingesetzte Flammrohr mit einem achteckigen Querschnitt ausgeführt. Dies eröffnet die Möglichkeit, einen optischen Zugang zur Flamme für die Anwendung von bildgebenden Laser-Messverfahren zu schaffen. Zu diesem Zweck sind im Flammrohr vier ebene, hochtemperaturfeste Quarzglasscheiben eingebracht, die über die gesamte Länge des Flammrohrs reichen. Jedes der Quarzgläser wird von einem Scheibenrahmen gehalten, der durch hochwarmfeste Schrauben mit dem Flammrohr verbunden ist. Die Abdichtung gegenüber der Umgebung erfolgt durch eine Glasfaserschnur. In Abb. 4.16(b) ist die Lage der Scheiben im Flammrohr dargestellt.

Die gewählte Anordnung der Scheiben genügt den Anforderungen der gängigen bildgebenden Messverfahren in der Verbrennungstechnik. Diese Messverfahren haben gemein, dass ein von einer Lichtquelle erzeugter Lichtschnitt in das Messvolumen eintritt, eine Ebene erleuchtet und das Messvolumen im Anschluss daran wieder verlässt. Im verwendeten Flammrohr ist dies durch zwei fluchtend angeordnete Scheiben realisiert. Ein weiterer

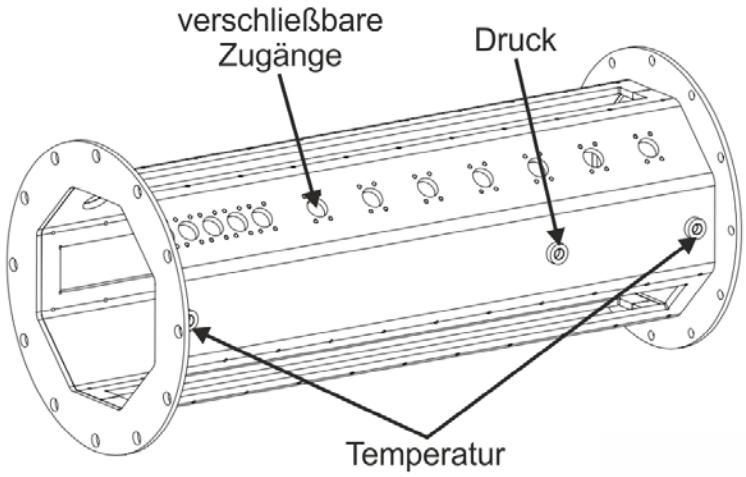


Abbildung 4.8: Messtechnikanschlüsse des Flammrohrs, nach (Nowakowski, 2012)

Zugang in einem Winkel von 90 ° zu der Achse des Lichtschnitts ermöglicht die Bildaufnahme im beleuchteten Teil des Messvolumens. Dieser Zugang wird des Weiteren für Messtechniken genutzt, bei denen keine Anregung durch eine Lichtquelle erforderlich ist, z.B. für OH-Chemilumineszenz-Aufnahmen. Zusätzlich dazu ist ein weiterer Zugang vorgesehen, mit dem im Winkel von 45 ° auf den Lichtschnitt gesehen werden kann.

Abgasdüse

Den Abschluss der Brennkammer bildet wie in Abb. 4.4 dargestellt, die Abgasdüse. Diese besteht aus einem zylindrischen und einem konisch zulaufenden Abschnitt, wodurch der Querschnitt um 55% zum Austritt der Düse hin verringert wird. Diese Querschnittsreduktion wurde realisiert, um einen leichten Gegendruck aufzubauen und Rückströmungen in die Brennkammer zu vermeiden.

Auf dem zylindrischen Teil sind um den Umfang verteilt acht verschließbare Bohrungen eingebracht, in die ähnlich wie bei den verschließbaren Öffnungen auf dem Flammrohr eine Messsonde zur Bestimmung von Temperatur und Konzentration eingeführt werden kann. Die Öffnungen sind in der Verlängerung der acht Seitenflächen des Flammrohrs angeordnet.

Werkstoffe

Die Auswahl der Werkstoffe bei der Brennkammer orientiert sich weitestgehend an den auftretenden thermischen Belastungen. Hierbei lassen sich im Wesentlichen zwei Bereiche unterscheiden. Alle luftführenden Bauteile und Verschraubungen, die nicht direkt mit der Hauptreaktionszone oder den heißen Verbrennungsgasen in Kontakt treten, sind aus legierten nichtrostenden Stählen mit 4 - 6% mittlerem Kohlenstoffgehalt gefertigt. Hierzu zählen die Rohrleitungen und alle Bauteile stromauf des Drallerzeugers. Alle Teile stromab des Drallerzeugers sind zum einen hohen Temperaturen und zum anderen korrosiven Bestandteilen ausgesetzt, die z.B. als Zwischenprodukte bei der Verbrennung entstehen. All diese heißgasführenden Bauteile wurden aus der Nickelbasislegierung HASTALLOY X gefertigt, die eine maximale Langzeit-Einsatztemperatur von 1450 K aufweisen. Aufgrund der besonderen Zähigkeit der Nickelbasislegierung sind Komponenten für Schrauben aus diesem Material nicht verfügbar. Daher werden im Heißgasbereich Schrauben aus legiertem, hitzebeständigem Stahl mit 15% mittlerem Kohlenstoffanteil eingesetzt (Nowakowski, 2012).

4.2 Messtechnik

Für den Betrieb und die Überwachung des Prüfstands werden mehrere physikalische Größen gemessen und geregelt. Hierfür stehen unterschiedliche Messwertaufnehmer und Gerätschaften zur Verfügung. Im folgenden Abschnitt wird detailliert auf die Prüfstands-Messtechnik eingegangen und die zugrundeliegenden Funktionsprinzipien erläutert.

4.2.1 Druckmessung

Für die Druckmessung auf dem Verbrennungsprüfstand werden elektromechanische Druckaufnehmer mit Dehnungsmessstreifen (DMS) der Firma GE eingesetzt. Bei dieser Art von Aufnehmern führt die Beaufschlagung mit einem Druck zu einer mechanischen Verformung einer Membran im Aufnehmergehäuse (Nitsche und Brunn, 2006). Diese Verformung wird mittels einer geeigneten elastischen Verbindung an einen DMS übertragen, der die Formänderung in ein elektrisches Spannungssignal umwandelt, das proportional zu dem gemessenen physikalischen Druck bzw. der Druckdifferenz ist. Dabei unterscheidet man zwischen Absolut- und Relativdruckaufnehmern, je nachdem ob der Aufnehmer einseitig oder zweiseitig beaufschlagt wird (Nitsche und Brunn, 2006). Bei einem Absolutdruckaufnehmer wird der am Anschluss des Aufnehmers anliegende Druck relativ zum Vakuum gemessen. Bei einem Relativdruckaufnehmer dagegen erfolgt die Verformung der Membran aufgrund der anliegenden Druckdifferenz zwischen dem ersten und dem zweiten Anschluss des Druckaufnehmers. In Abb. 4.9 sind der Aufbau unterschiedlich beaufschlagter Druckaufnehmer und das Funktionsprinzip eines DMS-Druckaufnehmers schematisch dargestellt.

Das elektrische Signal des Dehnungsmessstreifens wird über eine Wheatstone-Vollmessbrücke abgegriffen. Diese Schaltungen weisen eine sehr hohe Genauigkeit auf (Bernstein, 2013). Durch den Einsatz von temperaturveränderlichen Widerständen in der Messbrücke werden Messfehler, die aus Temperaturschwankungen resultieren, in einem großen Bereich weitestgehend kompensiert. Die resultierende Genauigkeit der eingesetzten Sensoren liegt damit unter Berücksichtigung der Nichtlinearität, der Hysterese und der Wiederholgenauigkeit bei $\pm 0{,}04\,\%$ vom Messbereichsendwert. Darüber hinaus sind die Sensoren auch für instationäre Druckmessungen geeignet mit einem möglichen Frequenzgang von bis zu 5 kHz (GE, 2011).

Auf dem Prüfstand werden Absolut- und Relativdruckaufnehmer an mehreren Stellen in der Aufbereitungs- und Einlaufstrecke der Mischluft, den Leitungen der Brennstoffversorgung sowie dem Flammrohr eingesetzt. Tabelle 4.2 enthält eine Zusammenstellung der eingesetzten Sensoren.

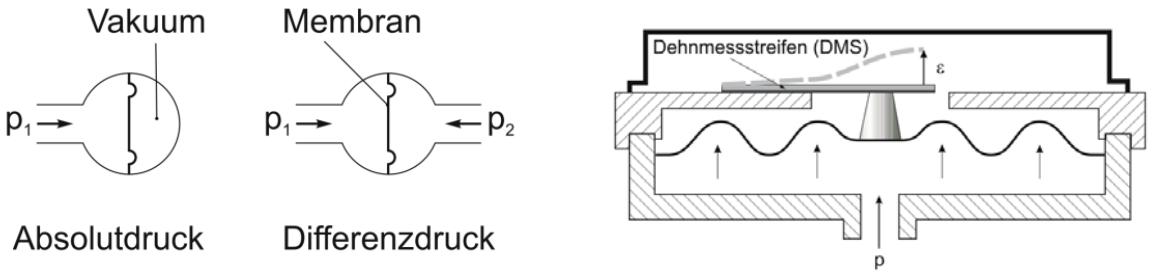


Abbildung 4.9: (a) Schematischer Aufbau von Absolut- und Relativdruckaufnehmern (b) Funktionsprinzip eines DMS-Druckaufnehmers (Nitsche und Brunn, 2006)

Tabelle 4.2: Zusammenstellung der Messbereiche, Beaufschlagungsarten und Einsatzorte der auf dem Prüfstand verwendeten Druckaufnehmer

Messbereichsendwert	Beaufschlagung	Messstelle
1 bar	Absolut	Umgebung
5 bar		Erdgasversorgung
75 mbar	Differenz	Luftversorgung, Drallerzeuger, Flammrohr
350 mbar	gg. Umgebung	Luftversorgung

4.2.2 Temperaturmessung mit Thermoelementen

Die Messung der Prozesstemperaturen in den Mischluft- und Brennstoffversorgungsstrecken sowie die Umgebungstemperatur wurden mit Thermoelementen des Typs K mit der Materialpaarung Nickel-Chrom/Nickel-Aluminium gemessen. In diesen Bereichen herrschen Temperaturen im Bereich von 0 bis 600 K. Im Flammrohr der Brennkammer treten dauerhaft Temperaturen von mehr als 1600 K auf. Da der Dauereinsatz von Typ K Thermoelementen nur bei Temperaturen bis 1300 K möglich ist (Körtvélyessy, 1998), werden im Brennraum Thermoelemente des Typs S mit der Materialpaarung Platin-Rhodium/Platin gemessen. Dabei kommen in Wandnähe Thermoelemente mit einem Manteldurchmesser von 0,5 mm zum Einsatz. Aufgrund dessen, dass auf der Symmetrieachse des Brenners die höchsten Temperaturen zu erwarten sind, wird für die Messung der Brennkammeraustrittstemperatur ein Thermoelement mit einem Mantel von 3 mm Durchmesser verwendet. Dieses Thermoelement ist Teil einer kombinierten Abgassonde. Zur Reduzierung der Strahlungsverluste ist dies von einem Keramikrohr umhüllt, durch das ein Teil des Abgasstroms abgesaugt wird zur kontinuierlichen Untersuchung der Abgaszusammensetzung. In Abb. 4.10 ist der Aufbau der Abgassonde dargestellt.

Das Auslesen der gemessenen Thermospannungen sowie die Kaltstellenkompensation und die Linearisierung der Thermospannungen für die eingesetzten Thermoelement-Typen werden von einer entsprechenden Einschubkarte im Messverstärker übernommen. Die Messunsicherheit dieser Einschübe beträgt 0,05 % vom Messwert (HBM, 2010). Somit ergibt sich eine Gesamtmessunsicherheit bei den Thermoelementen des Typs K von ±0,8 % vom Messwert. Bei einer maximalen Prozesstemperatur von 650 K beträgt die Unsicherheit des Messwerts demnach 3 K. Das Typ S Thermoelement weist eine Messunsicherheit von

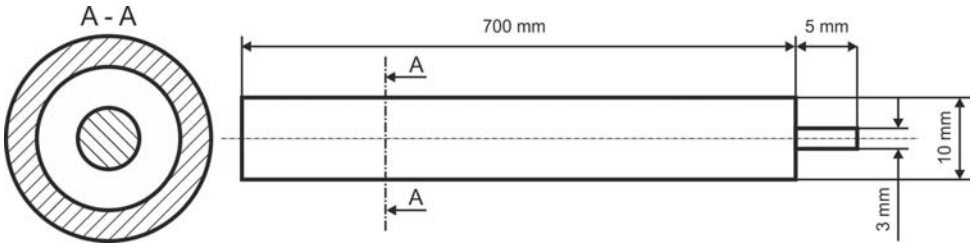


Abbildung 4.10: Schematische Darstellung der kombinierten Abgas- und Temperaturmesssonde (nicht maßstabsgetreu)

±0,3 % vom Messwert aus, wodurch sich bei der maximalen (adiabaten) Abgastemperatur von 1650 K eine Messunsicherheit von ±5 K ergibt.

Zusätzlich zu diesen Ungenauigkeiten tragen Strahlungs- und Leitungsverluste zusätzlich zu der Ungenauigkeit der gemessenen Temperatur bei. Diese Problematik wird in den Abschnitten 4.2.3 und 5.2 näher behandelt.

4.2.3 Rayleigh-Thermometrie

Im Vergleich zu dem Punktmessverfahren mit Thermoelementen werden bei der Temperaturmessung mittels Rayleigh-Thermometrie (RTM) zweidimensionale Temperaturprofile auf einer Schnittebene des Brennraums optisch vermessen. Dies ermöglicht die Identifizierung von flächigen Veränderungen innerhalb der Verbrennungszone und liefert somit weitere Ergebnisse, die bei der Interpretation des Emissionsverhaltens und einer Optimierung des Brenners herangezogen werden können. Im Folgenden wird auf das zugrundeliegende Messprinzip und den Aufbau des RTM Systems eingegangen. Auf eine detaillierte Darstellung der Physik wird an dieser Stelle verzichtet und auf entsprechende Literatur verwiesen (Rausch, 2012; Harder, 2014).

Die Rayleigh-Thermometrie zählt zu den Streulichtmesstechniken, wie auch CARS (coherent anti-stokes Raman spectroscopy) oder LIF (laser induced fluorescence) (Rausch, 2012). Diese Messtechniken haben gemein, dass elektromagnetische Wellen (z.B. Laserlicht einer bestimmten Wellenlänge) eingesetzt werden, um die Elektronen der Streukörper in einen Schwingungszustand zu versetzen. Infolge dessen sendet der Streukörper in alle Raumrichtungen eine eigene elektromagnetische Welle aus, die als Streulicht bezeichnet wird. Mittels geeigneter Aufnahmegeräte kann die Intensität dieses Streulichts aufgezeichnet und quantifiziert werden.

Man unterscheidet unterschiedliche Arten von Streulicht nach dem Durchmesser des Streuzentrums d_S im Vergleich zur Wellenlänge des anregenden Lichts (Harder, 2014):

- geometrische Streuung ($d_S >> \lambda_L$),
- Mie-Streuung ($d_S \approx \lambda_L$),
- Rayleigh-/Raman-Streuung ($d_S << \lambda_L$).

Während bei der geometrischen Streuung die Streupartikel einen großen Durchmesser im Vergleich zur Wellenlänge des angeregten Laserlichts aufweisen, sind die beiden charakteristischen Längen bei der Mie-Streuung in etwa gleich. Typische Streuzentren für geometrische Streuung sind Rußpartikel oder Tropfen eines Ölnebels, Mie-Streuung wird unter anderem durch die Präsenz von Feinstaub hervorgerufen (Rausch, 2012). Raman- und Rayleigh-Streuung entsteht bei der Anregung von einzelnen Atomen und Molekülen, bei denen der Durchmesser wesentlich geringer als die Wellenlänge des anregenden Photons ist.

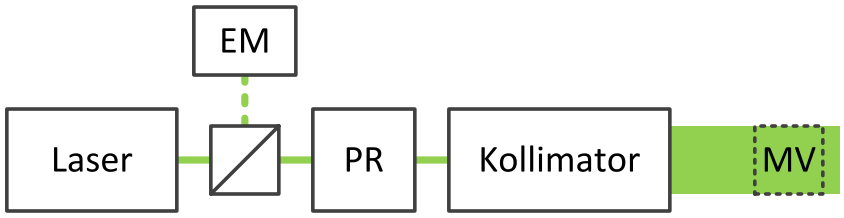
Für die Durchführung der Thermometrie-Untersuchungen muss der Rayleigh-Anteil aus der Gesamtheit des Streulichts herausgefiltert werden. Um dies zu erreichen, werden zwei Eigenschaften des Streulichts ausgenutzt, hinsichtlich derer sich bei den oben aufgeführten Streuungsarten Unterschiede ergeben. Dies ist zum einen die Wellenlänge λ_S sowie die Polarisationsrichtung des Streulichts. Bei der geometrischen, der Mie- und

der Rayleigh-Streuung entsprechen die Wellenlängen des Streulichts der des einfallenden Laserlichts, $\lambda_S = \lambda_L$. Bei der Raman-Streuung hingegen findet bei der Anregung des Streuzentrums durch das Photon ein Energietransfer zwischen beiden Teilchen statt, der eine Verschiebung der Wellenlänge des Streulichts zur Folge hat. Man unterscheidet je nach Richtung dieses sogenannten Raman-Shifts zwischen Stokes-Raman-Streuung ($\lambda_S < \lambda_L$) und Anti-Stokes-Raman-Streuung ($\lambda_S > \lambda_L$). Unter der Polarisationsrichtung versteht man die Hauptrichtung der räumlichen Schwankungsbewegung der angeregten Partikel. Die geometrische, die Mie- und die Raman-Streuung sind unpolarisiert, d.h. die Intensität des Streulichts ist unabhängig vom räumlichen Betrachtungswinkel konstant. Die Rayleigh-Streuung dagegen ist stark polarisiert, d.h. die Streulichtintensität ist eine Funktion des räumlichen Betrachtungswinkels. Infolge dessen existieren zwei um 90° zueinander versetzte Polarisationsrichtungen, in denen die Streulichtintensität ein Maximum und ein Minimum aufweist. (Harder, 2014)

Die im vorigen Abschnitt beschriebenen Eigenschaften der Streuungsarten werden bei der Anwendung des RTM Systems ausgenutzt, um die Rayleigh-Streuung aus dem gesamten Streulicht herauszufiltern. Die Komponenten des eingesetzten Messsystems der Firma LaVision lassen sich dabei in drei Hauptgruppen unterteilen (LaVision, 2012):

- das lichtgebende System,
- das bildgebende System,
- die Datenerfassung sowie die Synchronisiereinheit.

In Abb. 4.11 sind die Anordnungen der einzelnen Komponenten der licht- und bildgebenden Systeme dargestellt.



(a) Lichtgebendes System

(b) Bildgebendes System

Abbildung 4.11: Schematische Darstellung der Anordnung der Komponenten des Rayleigh-Thermometriesystems

Lichtgebendes System

Die Anregung der Moleküle und der Atome erfolgt mittels des UV-Lasers „Tempest“ der Firma New Wave, der Laserpulse der Wellenlänge $\lambda_L = 266\,\text{nm}$ mit einer Frequenz von $f_L = 10\,\text{Hz}$ emittiert. Die Laser-Pulsenergie beträgt bei dieser Wellenlänge $E_L = 30\,\text{mJ}$. Ein geringer Teil des Laserlichts wird beim Passieren einer halbtransparenten Platte abgelenkt und zum Energy Monitor (EM) geleitet. Dieser registriert kontinuierlich die Pulsenergie des abgelenkten Strahls, die systembedingt einer gewissen Schwankung unterliegt. Mittels der Aufzeichnungen kann der Messfehler aufgrund dieser Schwankungen in der Auswertung kompensiert werden. Das nicht abgelenkte Laserlicht tritt in den Polarisationsrotator (PR) ein, indem mit Hilfe einer Verzögerungsplatte die Polarisationsrichtung des Laserlichts eingestellt wird. Zu Beginn der Versuche werden die Winkelstellungen der Platte (entspricht der Polarisationsrichtung des Laserlichts) ermittelt, bei denen die maximalen und die minimalen Streulichtintensitäten gemessen werden. Diese entsprechen den sogenannten S- (von senkrecht) und P-Stellungen (von parallel), siehe Abb. 4.12. Im Versuch werden Experimentalbilder in beiden Polarisationsrichtungen aufgenommen. Aufgrund der unterschiedlichen Polarisierungen des Streulichts kann durch die digitale Subtraktion der Experimentalbilder von S- und P-Stellungen die Rayleigh-Streuung herausgefiltert werden. Im darauffolgenden Kollimator wird der punktförmige Laserstrahl vor Eintritt in das Messvolumen durch zwei zylinderförmige Linsen zu einem Lasersheet (engl. sheet: die Ebene) mit einer konstanten Höhe von 50 mm aufgeweitet.

Bildgebendes System

Auf der bildgebenden Seite wird das Streulicht durch eine Hochgeschwindigkeits-CCD-Kamera aufgezeichnet. Auf dem Prüfstand wird das Kameramodell „FlowMaster 3S“ der Firma LaVision eingesetzt, mit der eine Fläche von 1280 x 1024 Pixel mit einer Frequenz von 8 Hz abgebildet werden kann. Aufgrund der geringen Durchmesser der Streuzentren bei der Rayleigh-Streuung ist die Intensität im Vergleich zu den anderen Streuungsarten recht gering (Rausch, 2012). Um die gemessene Intensität zu erhöhen, wird der Kamera zum einen ein Bildverstärker (IRO, von engl. intensified relay optics) und zum anderen ein Objektiv mit einer erhöhten Transmission im UV-Wellenlängenbereich

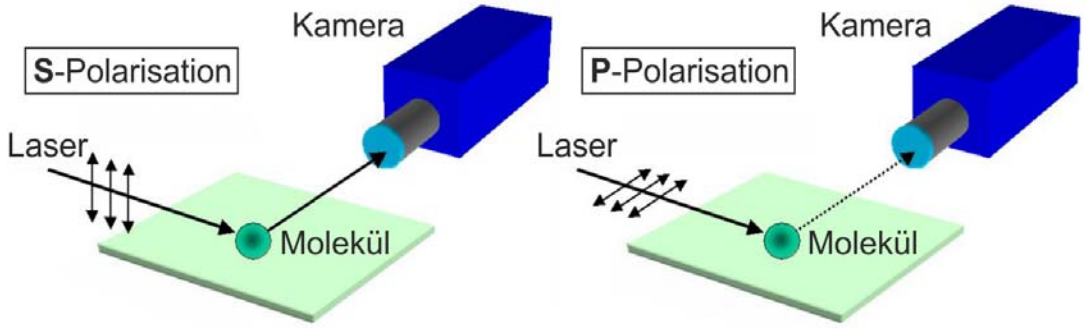


Abbildung 4.12: Darstellung der Polarisationsrichtung der anregenden Lichtwelle und des Streulichts bei maximaler (S) und minimaler Intensität (P)

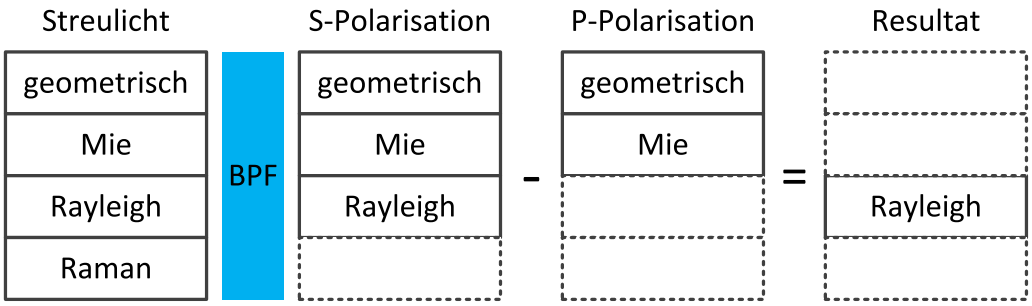


Abbildung 4.13: Darstellung des Verfahrens zur Reduzierung der Störstreuung. Die Raman-Streuung wird durch den Bandpassfilter (BPF), die geometrische und die Mie-Streuung mittels der digitalen Subtraktion der Intensitäten bei S- und P-Polarisation herausgefiltert.

vorgeschaltet. Als letzte Komponente der bildgebenden Seite wird ein Bandpassfilter (BPF) entsprechend der Wellenlänge des Lasers eingesetzt. Infolge des Raman-Shifts wird durch diesen Bandpassfilter die Raman-Streuung herausgefiltert. Das Verfahren zur Reduzierung der Störstreuung ist in Abb. 4.13 schematisch dargestellt.

Intensität und Temperatur

Bei einem messtechnischen System lässt sich die Intensität des Rayleigh-Streulichts nach folgender Gleichung bestimmen:

$$I = \eta \cdot I_0 \cdot N \cdot V \cdot \int_{\Delta\Omega} \frac{\partial\sigma}{\partial\Omega}\, d\Omega. \tag{4.7}$$

Dabei ist η die Güte der Übertragung des optischen Systems, der Intensität des Laserlichts I_0 und N die Anzahl der Teilchen im Messvolumen V. Des Weiteren wird das Integral des differentiellen Streuquerschnitts $\frac{d\sigma}{d\Omega}$ in dem von der Kamera erfassten Raumwinkel Ω gebildet. Der differentielle Streuquerschnitt ist eine Materialeigenschaft und beschreibt das Wechselwirkungspotential zwischen Streuzentrum und Photon. Aus Gl. (4.7) ist ersichtlich, dass bei einem Versuchsaufbau mit konstanten Detektoreigenschaften und Laserintensität sowie einem unveränderten Messvolumen eine Änderung der Streulichtintensität lediglich über eine Änderung der Teilchenanzahl, z.B. infolge einer Dichteänderung oder durch die Änderung des Streuquerschnitts infolge einer veränderten Gaszusammensetzung erfolgen kann. Um aus Intensitätsänderungen absolute Temperaturwerte zu ermitteln, muss die Intensität in einem Referenzzustand bekannt sein. Die absolute Temperatur in einem konstanten Betriebspunkt lässt sich mittels der folgenden Gleichung bestimmen:

$$\frac{T}{T_{ref}} = \frac{\overline{\sigma}}{\overline{\sigma}_{ref}} \cdot \frac{\overline{I}_{ref}}{I}. \tag{4.8}$$

Zur Bestimmung des mittleren Streuquerschnitts werden zum einen die molaren Anteile der Gaszusammensetzung benötigt und zum anderen die Streuquerschnitte der einzelnen Atome

oder Moleküle. Letztere sind in einer Datenbank hinterlegt, die in die genutzte Auswertesoftware integriert ist. Die Gaszusammensetzung wird messtechnisch erfasst. Der mittlere Streuquerschnitt $\overline{\sigma}$ berechnet sich mit den molaren Anteilen der Gaszusammensetzung x_i zu:

$$\overline{\sigma} = \sum x_i \cdot \sigma_i. \tag{4.9}$$

Validierung

In (Harder, 2014) wurden die Inbetriebnahme und die Validierung des RTM-Systems durchgeführt. An einem Flachflammbrenner wurden definierte Betriebspunkte eingestellt und die Flamme mittels Rayleigh-Thermometrie vermessen. Des Weiteren wurden die Betriebspunkte mittels der Thermoelement-Messsonde vermessen und ein Vergleich zwischen den ermittelten Temperaturen und der adiabaten Flammentemperatur angestellt. Hier werden lediglich die Ergebnisse der Untersuchungen dargestellt. Für detailliertere Ausführungen zum Validierungsprüfstand und zum Vorgehen einer RTM-Untersuchung sei auf (Harder, 2014) verwiesen.

In Abb. 4.14 sind die zweidimensionalen Temperaturprofile für einen Bereich von $\lambda = 0{,}9 - 1{,}4$ dargestellt. Es ist erkennbar, dass die Flammengeometrie über die Höhe des aufgespannten Lasersheets gut zu erkennen ist. Die Temperaturverteilung innerhalb der heißen Flammenzone ist recht konstant und es zeigt sich eine Temperaturabstufung zu den Randbereichen (Umgebung). Die höchste Temperatur ist im Betriebspunkt mit stöchiometrischem Luftverhältnis erkennbar. Wird das Gemisch angefettet oder abgemagert, so fällt die Temperatur ab. Dies ist besonders gut im Fall von $\lambda > 1$ zu beobachten.

Für die Beurteilung der Genauigkeit der ermittelten Temperaturen ist in Abb. 4.15(b) der Vergleich der RTM-Werte mit der adiabaten Flammentemperatur dargestellt. Bei den experimentellen Werten handelt es sich dabei um Mittelwerte, die mittels der Temperaturdaten in der heißen homogenen Flammenzone nahe dem Brennermund berechnet werden. Dieser Bereich ist in Abb. 4.15(a) als rotes Rechteck dargestellt. Des Weiteren sind die Fehlerbalken der RTM-Messungen aufgetragen. Die adiabate Flammentemperatur wurde mittels der Software Suite CANTERA (Goodwin, 2003) berechnet.

Es ist zu erkennen, dass der qualitative Verlauf der beiden Temperaturen ähnlich ist. Die Temperaturen steigen von $\lambda = 1{,}4$ bis zum stöchiometrischen Mischungsverhältnis stetig an und nehmen bei weiterer Anfettung des Gemischs wieder ab. Trotz der qualitativen Übereinstimmung, liegen die experimentellen Werte deutlich unterhalb der theoretischen Werte. Diese Diskrepanz ist dem experimentellen Aufbau geschuldet. Der Flachflammbrenner ist an einen Kühlkreislauf angeschlossen, mit dem die Brennerplatte auf einer konstanten Temperatur von 290 K gehalten wird. Um dies zu erreichen, wird der Flamme nahe der Brennerplatte thermische Energie entzogen. Die experimentelle Flamme ist demnach nicht mehr adiabat, es stellt sich eine niedrigere Temperatur ein. Mit steigender Flammentemperatur erhöht sich der abgeführte Wärmestrom bis auf maximal 300 W, was zu einer größeren Diskrepanz der Werte um das Verbrennungsluftverhältnis $\lambda = 1{,}0$ erklärt. Dabei muss beachtet werden, dass der Fehlerbalken bei $\lambda = 0{,}9 - 1{,}0$ recht groß ist. Dies ist darauf zurückzuführen, dass diese Betriebspunkte am Rand des Betriebsbereichs des Flachflammbrenners liegen.

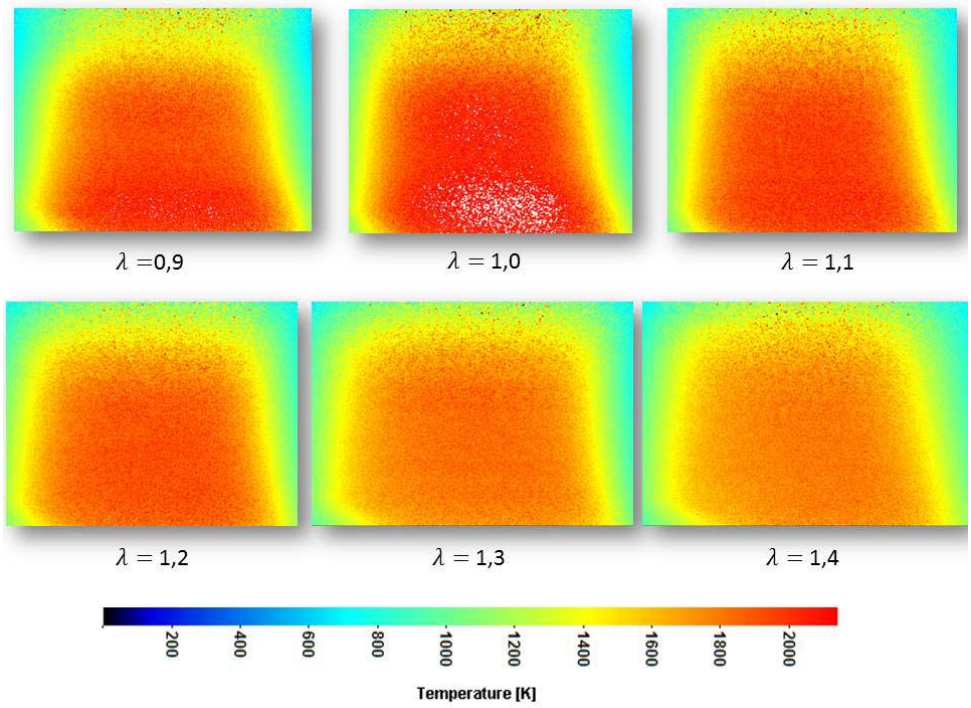
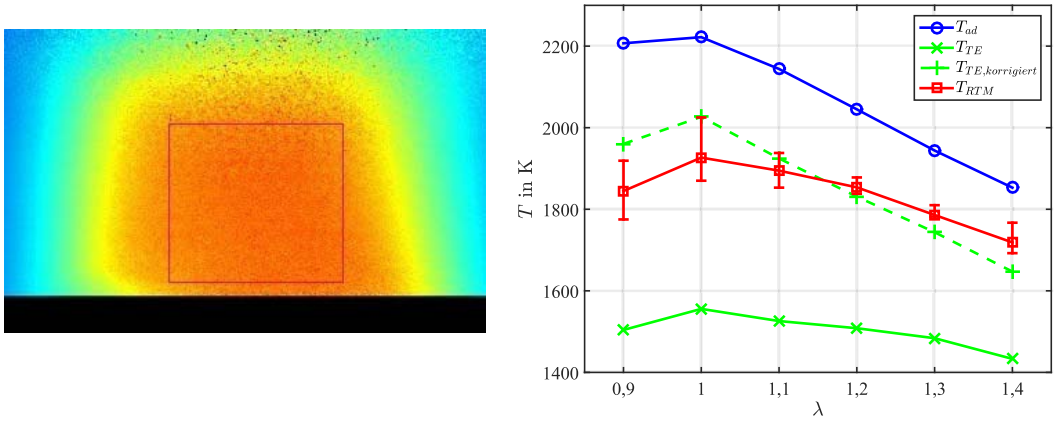


Abbildung 4.14: Ermittelte zweidimensionale Temperaturprofile bei der Verbrennung eines Methan/Luft-Gemischs an einem Flachflammbrenner bei unterschiedlichen Luftverhältnissen (Harder, 2014)



(a) (b)

Abbildung 4.15: (a): Darstellung des Ergebnisses einer RTM-Untersuchung. Für den Vergleich mit anderen Werten werden die Daten in dem Bereich des roten Rechtecks gemittelt.
(b): Vergleich der experimentell ermittelten und der berechneten Flammentemperaturen (Harder, 2014)

Neben dem Vergleich mit theoretischen Werten ist ein Vergleich der RTM-Werte mit denen der in Abschnitt 4.2.2 beschriebenen kombinierten Abgas- und Thermoelement-Sonde (TE) von Interesse. Der qualitative Verlauf der mit der Sonde ermittelten Temperaturen entspricht wiederum dem der adiabaten Temperatur. Allerdings sind die gemessenen Werte deutlich niedriger als die, die mittels RTM ermittelt wurden. Diese Abweichung wurde in (Harder, 2014) näher betrachtet und der Verlust durch Wärmestrahlung als Hauptursache hierfür identifiziert. Die gemessenen Temperaturen wurden mittels Literaturangaben korrigiert und sind ebenfalls im Diagramm abgebildet. Es zeigt sich, dass die um die Wärmeverluststrahlung korrigierten Thermoelement-Temperaturen sehr gut mit den RTM-Werten übereinstimmen, die Abweichungen betragen im gesamten Betriebsbereich weniger als 5%.

Messungen an dem Experimentalbrenner

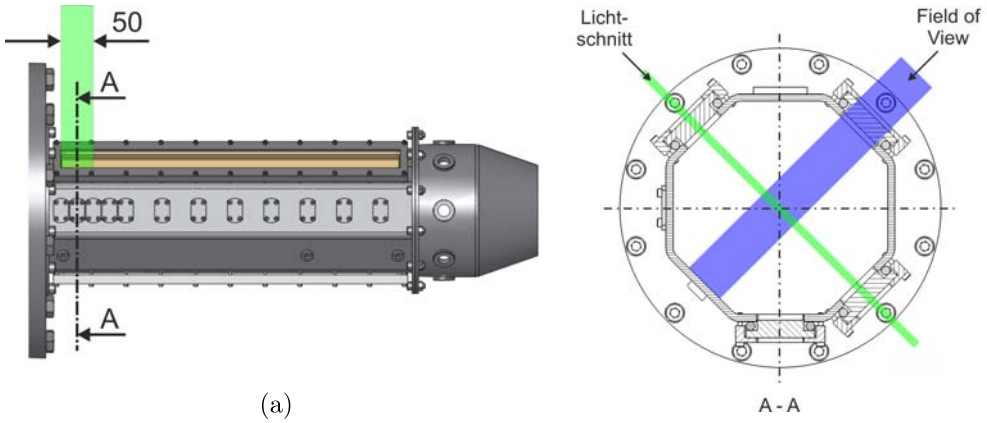
In Abb. 4.16(a) ist das Flammrohr inklusive der Abgasdüse des Experimentalbrenners in der Seitenansicht dargestellt. Zur Untersuchung des Einflusses des Abgasrezirkulationsbetriebs auf das zweidimensionale Temperaturprofil wird die axiale Messposition so gewählt, dass sich das Messvolumen möglichst nahe am Austritt aus der Brennerdüse befindet. Der von dem UV-Laser erzeugte Lichtschnitt zur Erleuchtung des Messvolumens ist in grün dargestellt. Die Breite dieses Lichtschnitts beträgt 50 mm.

Wie in Abb. 4.16(b) abgebildet, tritt der Lichtschnitt durch den optischen Zugang im oberen linken Quadranten ein und durch den im rechten unteren Quadranten aus. In einem Winkel von 90 ° zu dem Lichtschnitt wird von der Hochgeschwindigkeitskamera das Blickfenster (Field of View) aufgespannt. Hierzu wird auf dem Prüfstand der optische Zugang im rechten oberen Quadranten des Flammohrs genutzt.

Um die axiale Messposition an der Experimentalbrennkammer reproduzierbar anfahren zu können, sind die Komponenten des Rayleigh-Thermometrie-Messsystems auf einer linearen Positioniereinheit angebracht. Diese verfügt über drei Achsen und fährt die angeforderte Position mit einer Präzision von 0,1 mm an (Systec, 2003). Die Positioniereinheit wiederum ist auf einem Gestell aus Profilträgern befestigt, das an der geeigneten Stelle auf dem Prüfstand fest installiert ist. In Abb. 4.17 ist der betriebsbereite Brennkammeraufbau inklusive der Positioniereinheit und des Laser-Messsystems dargestellt.

4.2.4 Konzentrationsmesstechnik

Die Konzentrationsmessung wird mit der Abgasmessanlage (AMA) 1800 der Firma AVL durchgeführt. Diese Anlage umfasst alle Komponenten, die für die Entnahme und Aufbereitung der Abgase benötigt werden sowie die üblichen Sensoren zur Messung der Konzentration der Gasbestandteile (CO, CO_2, O_2, NO, NO_X, UHC). Alle Anlagenkomponenten sind in einem transportierbaren Schrank untergebracht. Der schematische Aufbau der Messanlage, mit Ausnahme des O_2-Messpfads, ist in Abb 4.18 dargestellt. Durch die Inbetriebnahme der beheizten Messgaspumpe (BP) wird mittels einer Sonde eine Probe des Messgases (MG) aus der Messgasleitung abgesaugt. Durch eine beheizte Probengasleitung (BPL) wird das Messgas zu den Analysatoren geleitet. Zur Abscheidung grober Staub- und Rußpartikel sind zwei Filterelemente entlang der Probenleitung verbaut. All diese Komponenten sind beheizt, um das Auskondensieren von Säuren oder Wasser zu vermeiden,



(a) (b)

Abbildung 4.16: (a): Axiale Messposition der Rayleigh-Thermometrie-Aufnahmen (b): schematische Darstellung des durch den UV-Laser aufgespannten Lichtschnitts und des durch die Kamera erfassten Blickfensters (Field of View) - beide Abbildungen nicht maßstabsgetreu

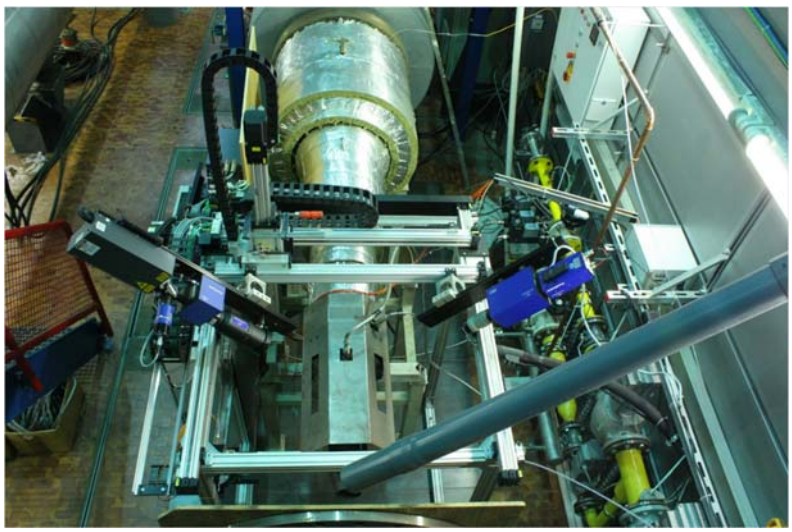


Abbildung 4.17: Abbildung des betriebsbereiten Brennkammeraufbaus mit linearer Positioniereinheit und dem Rayleigh-Thermometrie-Messsystems

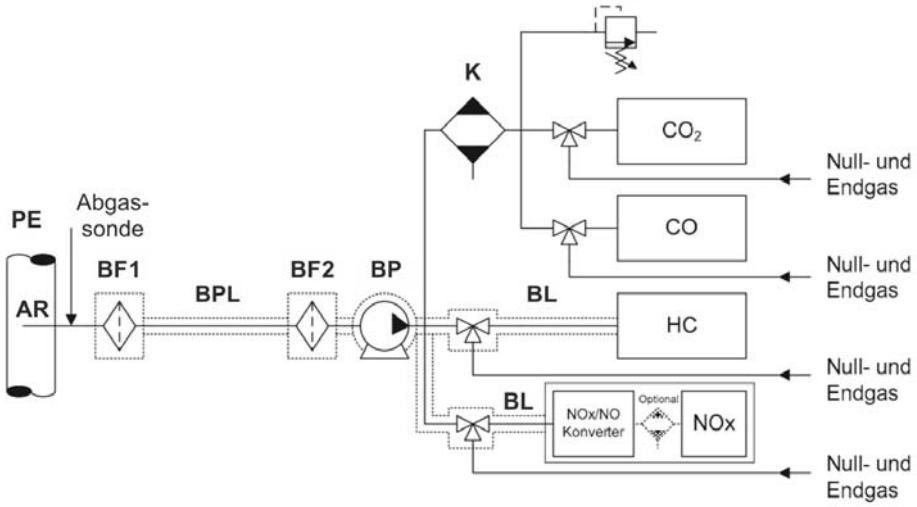


Abbildung 4.18: Schematische Darstellung des Aufbaus einer Abgasmessanlage nach ISO 16138, nach (Merker *et al.*, 2012)

die zum einen die Messergebnisse verfälschen und zum anderen zu Beschädigungen der probenführenden Leitungen und der Sensoren führen können (Merker *et al.*, 2012). Stromab der Pumpe wird das Probengas aufgeteilt. Ein Teil wird weiter über beheizte Leitungen (BL) zu den Sensoren für unverbrannte Kohlenwasserstoffe (UHC) und Stickstoffoxide (NO/NO_2) geführt. Das restliche Probengas wird auf etwa 5 °C rückgekühlt und das anfallende Kondensat abgeführt. Im getrockneten Abgas werden die Konzentrationen für Kohlenmonoxid (CO), Kohlendioxid (CO_2) und Sauerstoff (O_2) bestimmt. Die vorgeschaltete Konditionierung des Messgases für die Bestimmung dieser Komponenten ist notwendig, da das Messverfahren zur Bestimmung von CO und CO_2 eine Querempfindlichkeit zu Wasserdampf aufweist und das Messverfahren zur Bestimmung von O_2 niedrige Temperaturen benötigt.

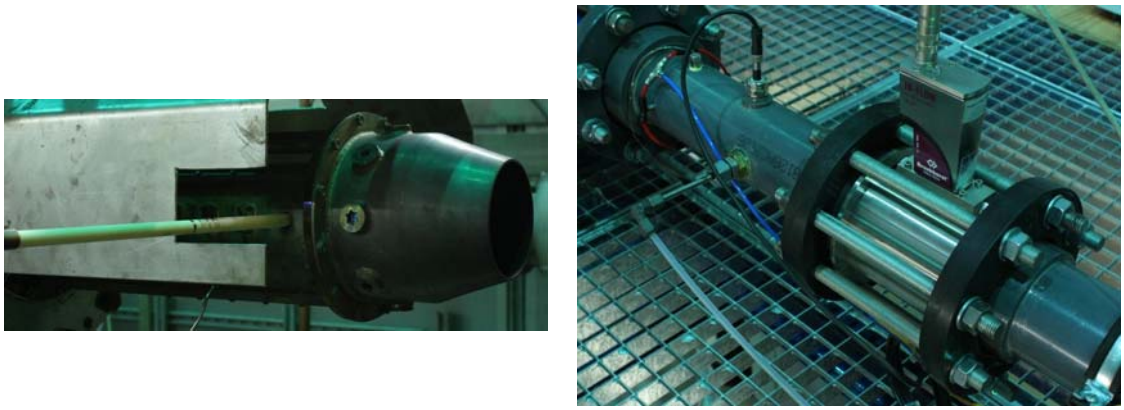
In der AMA 1800 werden nichtdispersive Infrarot-Detektoren (NDIR) zur Messung der Komponenten CO und CO_2 des Typs URAS (ABB) eingesetzt. Da bei Startvorgängen und starkem Teillastbetrieb hohe Konzentrationen an Kohlenmonoxid auftreten, sind in der eingesetzten Anlage zwei CO-Sensoren mit unterschiedlichen Messbereichen verbaut. Die Sauerstoffkonzentration wird durch einen paramagnetischen Detektor (PMD) des Fabrikats MAGNOS106 (ABB) ermittelt. Die Messung der Stickoxide erfolgt mittels Chemilumineszenz-Detektoren (CLD) des Typs FID1800HH und die der UHCs mittels Flammenionisationsdetektoren (FID) des Typs CLD1800HH (beide PIERBURG). In Tab. 4.3 sind die Messbereiche inklusive der Detektionsgrenzen sowie die Genauigkeiten der Sensoren der AMA 1800 zusammengestellt. Für Kalibrierungszwecke kann jeder Sensor separat mit Nullgas oder Prüfgas einer bestimmten Konzentration beaufschlagt werden. Des Weiteren können die Detektoren mit Inertgas und die Probenleitung inklusive der Filterelemente mit Druckluft gespült werden. Die Steuerung der Anlage erfolgt über einen separaten PC über das lokale Netzwerk.

Auf dem Brennkammer-Prüfstand wird die Konzentrationsmessung an zwei Positionen

Tabelle 4.3: Zusammenstellung der Messbereiche und -genauigkeiten der Detektoren der Abgasmessanlage. Alle Genauigkeitsangaben sind für den kleinsten Messbereich gültig. Bei mehreren Genauigkeitsangaben ist die mit dem betragsmäßig geringeren Messfehler gültig. (AVL, 2005)

Gas	Messbereich	Genauigkeit v. Messwert	Genauigkeit v. Messbereichsendwert
CO	0,4 – 100/3000 ppm 40 ppm – 1/12 vol-%	-	≤ 1 %
CO_2	60 ppm – 2/20 vol-%		
O_2	100 ppm – 25 vol-%	-	≤ 0,5 %
NO_X	0,3 – 100/1000/5000 ppm	≤ 2 %	≤ 1 %
UHC	0,3 – 100/1000/10000 ppm		

eingesetzt. Zum einen wird mit der kombinierten Abgas- und Thermoelementsonde die Zusammensetzung der Verbrennungsabgase am Austritt aus der Brennkammer gemessen. Zum anderen wird die Zusammensetzung der Mischluft vor Eintritt in den Lufterhitzer gemessen. In Abb. 4.19 sind die Gasentnahmesonden an den jeweiligen Einbauorten in der Anlage dargestellt.



(a) (b)

Abbildung 4.19: Aufnahmen der Probenentnahmen für die Konzentrationsmessung der Verbrennungsabgase (a) und der Mischluft (b)

Nichtdispersiver Infrarot-Detektor

Dieser Detektor nutzt die physikalische Eigenschaft aus, dass Gase unterschiedliche Absorptionsbanden aufweisen (Merker *et al.*, 2012). In Abb. 4.20(a) ist der schematische Aufbau eines NDIR-Detektors aufgezeigt. Er besteht aus einer zweiteiligen Messzelle, die von einer Seite von einem IR-Strahler durchleuchtet werden. Die abgeschlossene Referenzzelle (oben)

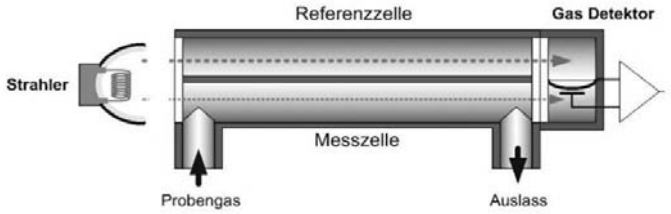
ist mit einem inerten Gas gefüllt, welches keine IR-Strahlung absorbiert, wie z.B. Stickstoff. Am Austritt aus der Referenzzelle liegt demnach die gleiche Intensität wie am Eintritt vor. Das Probengas durchströmt kontinuierlich die untere Messzelle. In Abhängigkeit der Konzentration des nachzuweisenden Gases, wird ein Teil der eingebrachten IR-Strahlung in einem gewissen Wellenlängenbereich absorbiert, was eine verringerte Intensität am Austritt aus der Messzelle zur Folge hat. Die Strahlungen unterschiedlicher Intensitäten treten nun in die abgeschlossenen Kammern des Gasdetektors ein, die mit dem nachzuweisenden Gas gefüllt sind. Durch die Absorption in den Teilkammern wir dem Gas Energie zugeführt, was einen Druckanstieg zur Folge hat. In Abhängigkeit der Intensität des abgeschwächten IR-Lichts aus der Messzelle ist ein Druckgradient zwischen den beiden Detektorkammern messbar, der in direktem Zusammenhang zu der Konzentration des nachzuweisenden Gases steht. Dieses Messprinzip ist nur mit trockenem Abgas anzuwenden, da die Absorptionsbanden von CO, CO_2 und H_2O sich in gewissen Wellenlängenbereichen überlappen. Befindet sich Wasserdampf im Probengas führt dies zu Messfehlern aufgrund von erhöhter Absorption.

Paramagnetischer Detektor

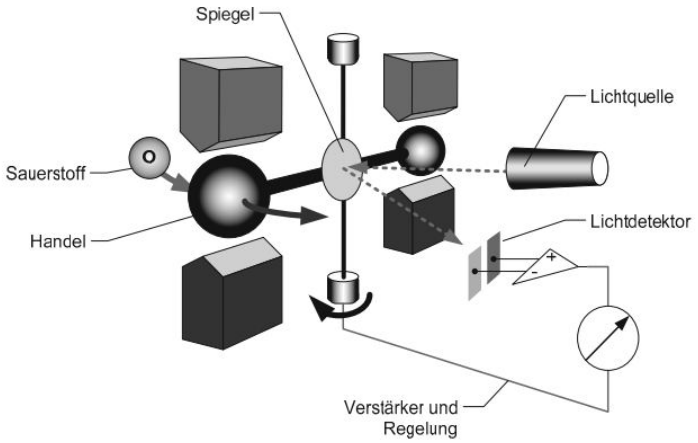
Für diesen Detektor gibt es unterschiedlichste Bauformen, aber alle nutzen die paramagnetischen Eigenschaften des Sauerstoffs zur Messung der O_2-Konzentration aus (Merker *et al.*, 2012). Weist ein Stoff paramagnetische Eigenschaften auf, wird er in anliegende divergente Magnetfelder hineingezogen. Dagegen werden diamagnetische Stoffe (wie z.B. Stickstoff) aus demselben Magnetfeld verdrängt (Baumbach, 1993). Eine Bauform dieses Sensors ist in Abb. 4.20(b) dargestellt. Durch Magneten werden zwei Magnetfelder erzeugt, in denen sich jeweils mittig eine nicht magnetische Quarzkugel befindet. Die beiden Quarzkugeln sind über eine Hantel miteinander verbunden, die drehbar gelagert ist. An der Hantel ist ein Spiegel angebracht, der kontinuierlich von einer Lichtquelle beleuchtet wird. Das reflektierte Licht wird über einen Lichtdetektor gemessen. Bei Eintritt des Probengases in die Messzelle wird der Sauerstoff in die Mitte des Magnetfelds gezogen, was zu einer Auslenkung der Hantel aus ihrer Ruhelage führt. Das Maß der Auslenkung ist direkt proportional der O_2-Konzentration im Probengas. Messtechnisch kann demnach entweder direkt die Auslenkung erfasst werden oder der elektrische Strom, der benötigt wird um die Position der Hantel mittig im Magnetfeld zu fixieren (Merker *et al.*, 2012).

Chemilumineszenz-Detektor

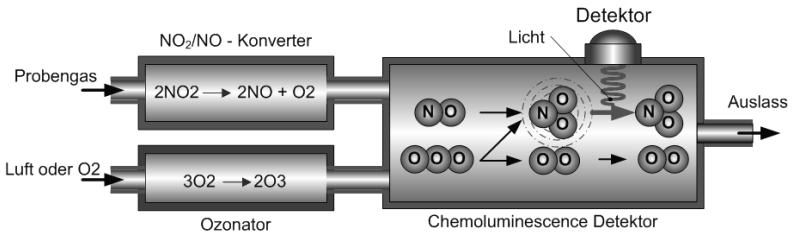
Unter Chemilumineszenz versteht man die Emission von elektromagnetischer Strahlung infolge einer chemischen Reaktion. Es handelt sich hierbei um sichtbares Licht, dessen Intensität mit einem Photomultiplier oder eine Photodiode gemessen werden kann. In Abb. 4.20(c) ist der Aufbau eines CLD schematisch dargestellt. Für die Chemilumineszenz bei der Bestimmung der Stickoxid-Emissionen müssen die folgenden Gleichungen betrachtet



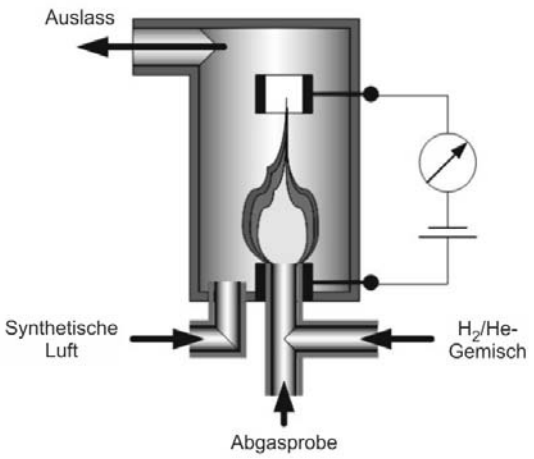
(a) Nichtdispersiver Infrarot-Detektor



(b) Paramagnetischer Detektor



(c) Chemilumineszenz-Detektor



(d) Flammenionisationsdetektor

Abbildung 4.20: Aufbau und Funktionsweise der Detektoren der Abgasmessanlage, nach (Merker *et al.*, 2012)

werden:

$$NO + O_3 \rightarrow NO_2 + O_2, \tag{4.10}$$

$$NO + O_3 \rightarrow NO_2^* + O_2, \tag{4.11}$$

$$NO_2^* \rightarrow NO_2 + h\nu. \tag{4.12}$$

Für die Durchführung dieser Messung wird Ozon (O_3) als Hilfsgas benötigt. Dieses wird in der Regel in einem externen Ozongenerator aus Luft oder reinem Sauerstoff erzeugt. In der Messzelle werden Stickstoffmonoxid (NO) und O_3 gemischt und reagieren zu Stickstoffdioxid (NO_2) und O_2. Für 90% aller NO-Moleküle läuft diese chemische Umsetzung nach der Vorschrift in Gl. (4.10) ab (Merker *et al.*, 2012). Bei den restlichen 10% dagegen entstehen bei der Reaktion energetisch angeregte NO_2-Moleküle (Gl. (4.11)). Bei der Rückkehr dieser Moleküle auf ihr normales Energieniveau wird die überschüssige Energie in Form von elektromagnetischer Strahlung emittiert. Dies ist in Gl. (4.12) durch das Planck'sche Lichtquantum $h\nu$ dargestellt. Die Intensität dieser Strahlung, die im Detektor gemessen wird, ist direkt proportional der Konzentration von NO-Molekülen im Probengas.

Die direkte Bestimmung des NO_2 ist nicht möglich, hierfür werden zwei Analysatoren benötigt. In dem ersten Analysator wird die NO-Konzentration bestimmt, wie oben beschrieben. Bei dem zweiten Analysator wird das Probengas vor Eintritt in den Detektor durch einen beheizten NO_2/NO-Konverter geleitet, in dem alle NO_2 Moleküle in NO umgewandelt werden. Die bestimmte Konzentration im Detektor entspricht der Konzentration der Stickoxide $NO_X = NO + NO_2$, mit der durch die Subtraktion der Konzentration von NO die Konzentration von NO_2 bestimmt werden kann.

Flammenionisationsdetektor

In Abb. 4.20(d) ist der schematische Aufbau eines FID dargestellt. Es handelt sich um einen Brennraum, in dem ein Wasserstoff-/Heliumgemisch mit synthetischer Luft verbrannt wird. Durch die Messung der Spannung zwischen der Anode und der Kathode kann auf den Elektronenfluss im Stromkreis infolge der Verbrennung geschlossen werden. Enthält das Probengas unverbrannte Kohlenwasserstoffe, so werden diese in der Flamme aufgespalten und der Kohlenstoff ionisiert. Dies führt zu einem erhöhten Elektronenfluss zwischen der Anode und der Kathode. Diese Änderung in der Stromstärke ist direkt proportional der gemessenen Konzentration an unverbrannten Kohlenwasserstoffen.

Massenstrommessung

Für die Bestimmung der Massenströme wird für die Mischluft ein thermischer Massendurchflussmesser (MFM) und für die Brennstoffversorgung thermische Massendurchflussregler (MFC) eingesetzt. Diese Aggregate bestehen nach (Fiedler, 1992) im Wesentlichen aus durchströmten Rohren, die mit Heizelementen und Temperaturmessstellen ausgestattet sind. Durch das Anlegen einer elektrischen Heizleistung wird thermische Energie in das strömende Medium eingebracht, was zu einer Temperaturdifferenz zwischen zwei Messpunkten führt. Diese ist proportional dem eingebrachten Wärmestrom, sodass mit Hilfe des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik der Massenstrom berechnet werden kann. Die Messung

des Massenstroms ist ein großer Vorteil gegenüber anderen Durchflussmessverfahren, bei denen ein temperatur- und druckabhängiger Betriebsvolumenstrom gemessen wird (Fiedler, 1992). Dagegen sind thermische Massendurchflussmesser und -regler nicht ohne Weiteres universell einsetzbar. Die Aggregate sind in der Regel für einen Stoff und einen Messbereich kalibriert, für die Verwendung mit anderen Stoffen müssen Korrekturfaktoren berechnet und bei der Auswertung berücksichtigt werden.

Sowohl MFMs auch MFCs bestehen aus einem Sensor mit der entsprechenden Elektronik zur Verarbeitung und Ausgabe des Messsignals. Zusätzlich dazu verfügen MFCs über einen Regler, in dem das Messsignal mit dem Sollwert verglichen und die Regelabweichung bestimmt wird und ein verfahrbares Stellglied, mit dem der tatsächliche Durchfluss dem gewünschten angepasst wird. Die Bauformen der Massendurchflussmesser und-regler sind vielfältig, vor allem bei den Sensoren. Auf dem Prüfstand werden zwei Arten von Sensoren eingesetzt, der Inline-Sensor und der Sensor in Bypass-Anordnung. Die Funktionsschemas beider Aggregate und Sensoren sowie die Verwendung auf dem Prüfstand werden im Folgenden näher beschrieben.

Erdgasmassenstrom

Für die Messung und Regelung des Erdgasmassenstroms werden MFCs des Typs 8626 der Firma Bürkert eingesetzt, deren Aufbau schematisch in Abb. 4.21 dargestellt ist. Nach Eintritt des Erdgases in den MFC wird die Strömung durch einen Vorfilter von schädlichen Partikeln befreit, die zu Verstopfungen oder Beschädigungen in den nachgeschalteten Komponenten führen könnten. Im Anschluss daran wird die Strömung konditioniert, sodass der Strömungszustand im Sensor ähnlich dem bei der Aufnahme der Kalibriergeraden ist. Hierdurch wird die Präzision des Sensors erhöht. Der eigentliche Sensor des MFCs ist zweigeteilt. Im Strömungskanal angeordnet (also „Inline“) sind zwei beheizbare Widerstände. Mit dem Widerstand stromauf R_T wird lediglich die Temperatur der strömenden Fluids gemessen, während der Widerstand stromab R_S elektrisch beheizt wird, sodass die Temperatur des Widerstands konstant bleibt. Außerhalb des Strömungskanals befinden sich die Elektronik des Sensors zur Signalverarbeitung und ein PID-Regler. Dieser steuert das Stellglied, mit dem der durchströmte Querschnitt des Hauptkanals eingestellt werden kann. Vorteile dieses Messverfahrens sind zum einen die geringe Verschmutzungsanfälligkeit und der direkte Kontakt des Sensors mit dem Fluid, wodurch eine gute Dynamik mit geringen Anspruchzeiten erreicht wird. Allerdings ist dieses MFCs sehr empfindlich bei Abweichungen von der Einbaulage und den Konditionen bei der Kalibrierung. Die Messgenauigkeit dieser MFCs liegt bei ±1,5% des Messwerts zuzüglich ±0,3% des Messbereichsendwerts. (Bürkert, 2009)

Massenstrom der Gasgemische

Wie bereits in Abschnitt 4.1.3 beschrieben, werden die alternativen Brenngase mit einer Gasmischeinheit synthetisiert. Auf dieser Gasmischeinheit sind acht thermische Massendurchflussregler des Typs EL-FLOW der Firma Bronkhorst verbaut. Der Aufbau des Gasmischers ist schematisch in Abb. 4.22(a) dargestellt. Jeder der MFCs wird mit einem Reingas beaufschlagt, dessen Massenstrom entsprechend dem Sollwert geregelt wird. Nach

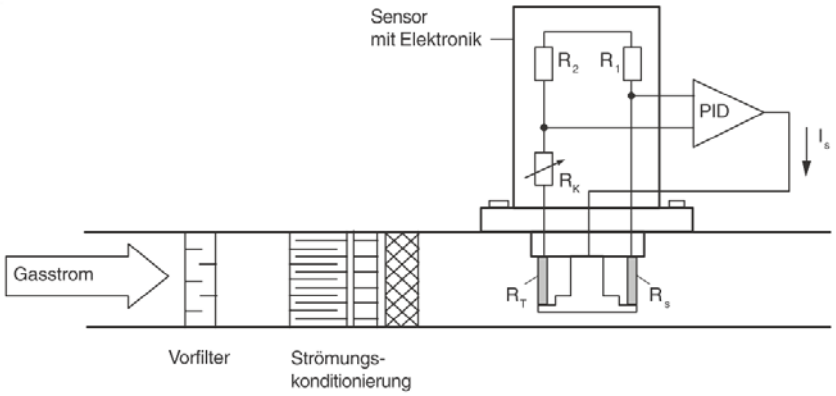


Abbildung 4.21: Funktionsschema eines thermischen Massendurchflussreglers mit Inline-Sensor, nach (Bürkert, 2009)

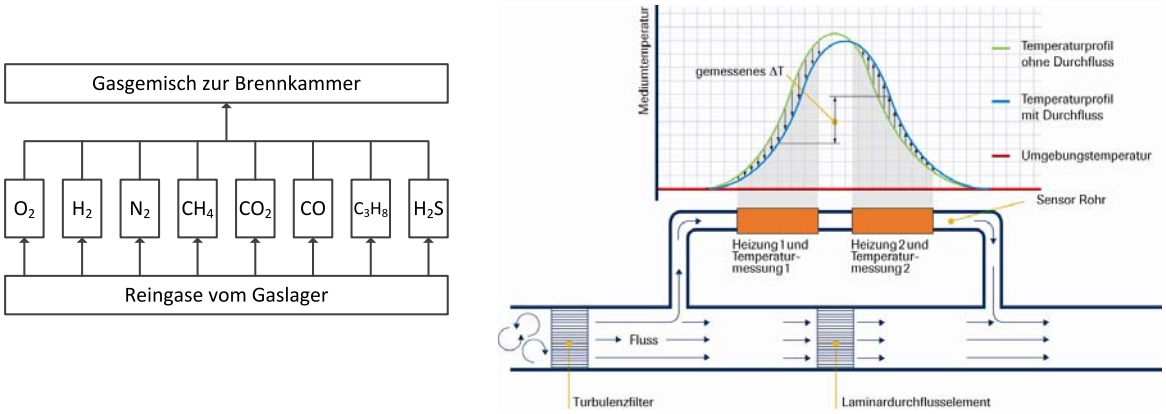
Austritt aus den MFCs mischen sich die Reingase und werden in einer beheizten Sammelleitung zur Brennkammer geleitet. Der Gemischmassenstrom entspricht der Summe der Massenströme der Reingase. Die Verarbeitung der elektrischen Ein- und Ausgangssignale der MFCs wird durch eine zentrale Steuereinheit realisiert.

Bei diesen MFCs werden Sensoren in Bypassanordnung zur Messung des Massenstroms eingesetzt. Das Funktionsschema eines solchen Sensors ist in Abb. 4.22(b) dargestellt. Am Eintritt in den Sensor passiert die Strömung einen Turbulenzfilter, mit dem die Strömung gleichgerichtet wird. Ein geringer Teil des Stroms wird in das parallel zum Hauptrohr verlaufende Messrohr abgezweigt, das einen sehr geringen Durchmesser aufweist und mit zwei thermischen Widerstandselementen bestückt ist. Durch den punktuell eingebrachten Wärmestrom bildet sich im Fluid des Messrohrs ein Temperaturverlauf aus. Ohne Durchströmung des MFM entspricht dieser Temperaturverlauf dem einer umgekehrten Parabel mit dem Höchstwert in der Mitte des Messrohrs. Die Temperaturdifferenz zwischen den beiden Messstellen entspricht Null. Wird der Sensor durchströmt führt dies zu einer Verzerrung des Temperaturprofils und zu einer messbaren Temperaturdifferenz ΔT. Anhand dieser Temperaturdifferenz kann mit Hilfe der folgenden Gleichung der zugehörige Massenstrom berechnet werden (Fiedler, 1992):

$$\Delta T = K \cdot c_p \cdot \dot{m}, \tag{4.13}$$

mit einer gerätespezifischen Kalibrierkonstanten K und der spezifischen isobaren Wärmekapazität c_p. Am Ende des Messrohrs wird der Bypassstrom dem Strom im Hauptrohr wieder zugeführt bevor der Gesamtstrom aus dem Messinstrument austritt.

Der funktionelle Zusammenhang in Gl. (4.13) ist für den gesamten Messbereich des MFM gültig, solange das Verhältnis zwischen dem Bypass- und dem Hauptstrom konstant bleibt. Da dieses nach (Fiedler, 1992) besonders bei laminaren Strömungen gewährleistet ist, ist im Hauptrohr ein Laminardurchflusselement verbaut. Hierbei handelt es sich um dicht gepackte Edelstahlscheiben, in die Durchflusskanäle eingeätzt sind. Ein Verstopfen dieser Kanäle z.B. durch Staub muss durch das Vorschalten eines Filterelements vermieden werden, da dies sonst zu einer Verschiebung des Massenstromverhältnisses und zu Messfehlern führen kann. Die Messungenauigkeit des thermischen Massendurchflussreglers beträgt $\pm 1\%$ des Messbereichsendwerts (Bronkhorst, 2011).



(a) (b)

Abbildung 4.22: Schematische Darstellung des Aufbaus der Gasmisch-Einheit und der Funktionsweise des thermischen Massendurchflusssensors in Bypassanordnung, nach (Bronkhorst, 2011)

Mischluftmassenstrom

Für die Messung des Mischluftmassenstroms wird ein thermischer Massendurchflussmesser des Typs IN-FLOW der Firma Bronkhorst eingesetzt. Bei diesem MFM wird der gleiche Sensor eingesetzt wie bei den MFCs für die Regelung des Gasgemischs, allerdings ohne den Regleranteil. Der Mischluftmassenstrom wird extern über die Drehzahl des Seitenkanalverdichters in der Mischluft-Aufbereitungsstrecke geregelt. Die Problemstellung bei der Messung des Mischluftmassenstroms ist die variable volumetrische Zusammensetzung im Abgasrezirkulationsbetrieb. Der MFM ist auf einen maximalen Durchfluss von 200 $\mathrm{m^3_N/h}$ atmosphärischer Luft kalibriert. Um die zusätzlichen Anteile von CO_2 und H_2O zu berücksichtigen, muss der jeweilige Messwert mit einem Korrekturfaktor umgerechnet werden. Dieser berechnet sich für ein Kalibrier- und ein Arbeitsmedium laut (Bronkhorst, 2010) nach folgender Gleichung:

$$C = \frac{c_{p,1} \cdot \rho_{N,1}}{c_{p,2} \cdot \rho_{N,2}}, \tag{4.14}$$

wobei die Ziffer „1“ auf den Stoffwert des Kalibriergases und die Ziffer „2“ auf den des zu messenden Gases verweist. Liegt statt eines Reingases ein Gasgemisch als Arbeitsmedium vor, wie im Falle der Mischluft im Rezirkulationsbetrieb, so berechnet sich der Korrekturfaktor für das Gasgemisch mit den Volumenanteilen x_i und den Korrekturfaktoren der Reingase nach Gl. (4.14) zu:

$$\frac{1}{C_{mix}} = \sum_{i=1}^{n} \frac{x_i}{C_i}. \tag{4.15}$$

Alternativ können zur Bestimmung von C_{mix} die spezifische Gaskonstante $c_{p,mix}$ und die Normdichte $\rho_{N,mix}$ des Gemischs berechnet und in Gl. (4.14) eingesetzt werden. Der Normvolumenstrom (bzw. Massenstrom) des Arbeitsmediums ergibt sich aus der Multiplikation

des Korrekturfaktors mit dem Messwert des MFMs, der auf das Kalibriergas bezogen ist:

$$\dot{V}_{N,2} = \dot{V}_{N,1} \cdot C_{(mix)}. \tag{4.16}$$

Neben dem Volumenstrom werden die Volumenanteile der Mischluft im Betrieb kontinuierlich berechnet. Dabei werden die Konzentrationen von O_2 und CO_2 im trockenen Abgas mit der Abgasmessanlage erfasst. Für die Bestimmung des Wassergehalts werden die relative Feuchte, die Temperatur sowie der Gesamtdruck in der Rohrleitung stromab des Massendurchflussmessers gemessen. Die Verbindung zwischen dem Partialdruck und dem Volumenanteil des Wasserdampfs der Mischluft wird über das Gesetz von Dalton hergestellt. Auflösen der Gl. (3.2) nach dem Wasserdampfpartialdruck und Einsetzen in Gl. (3.3) liefert die Bestimmungsgleichung für den volumetrischen Wasserdampfanteil der Mischluft als Funktion der Messgrößen relative Feuchte φ, Temperatur T und Gesamtdruck p_{ges} sowie dem Sättigungspartialdruck, der in gängigen Tafelwerken hinterlegt ist:

$$x_{H_2O} = \frac{p^{sat.}_{H_2O}(T) \cdot \varphi}{p_{ges}}. \tag{4.17}$$

Die Volumenanteile von O_2 und CO_2 im feuchten Abgas werden im Anschluss wie folgt berechnet:

$$x_{i,feucht} = x_{i,trocken} \cdot (1 - x_{H_2O})\,. \tag{4.18}$$

Die Konzentration von Argon bleibt über den gesamten Bereich der Rezirkulationsraten weitestgehend unverändert zum atmosphärischen Volumenanteil. Des Weiteren bleiben die Minoritätenspezies (CO, NO_X) unberücksichtigt, da die maximalen Konzentrationen im Versuchsbetrieb bei 10 ppm liegen und der Einfluss damit vernachlässigbar ist. Der restliche Anteil der Mischluft wird zu Stickstoff angenommen.

Zur Abschätzung des Fehlers und der Auswirkungen auf einen Betriebspunkt wird im Folgenden eine Beispielrechnung durchgeführt. Bei Betrieb mit Biogasgemisch #5 und einer Rezirkulationsrate von FGR = 20% setzt sich die Mischluft aus 17,9 vol-% O_2, 1,9 vol-% CO_2, 2,8 vol-% H_2O, 0,9 vol-% Ar und 76,5 vol-% N_2 zusammen. Der auf das Kalibriergas bezogene Messwert des MFMs für den Normvolumenstrom der Mischluft entspricht $\dot{V}_{ML,1} = 100{,}9\,\mathrm{m^3_N/h}$. Bei Berücksichtigung der Messungenauigkeit von 1% des Messbereichsendwerts lautet das Messergebnis:

$$\dot{V}_{ML,1} = (100{,}9 \pm 2)\ \mathrm{m^3_N/h}. \tag{4.19}$$

Der Korrekturfaktor wird mit Hilfe von $c_{p,mix}$ und $\rho_{N,mix}$ nach Gl. (4.14) berechnet:

$$C_{mix} = \frac{c_{p,1} \cdot \rho_{N,1}}{c_{p,mix} \cdot \rho_{N,mix}} = \frac{1{,}012\,\mathrm{kJ/kg{\cdot}K} \cdot 1{,}292\,\mathrm{kg/m^3_N}}{1{,}023\,\mathrm{kJ/kg{\cdot}K} \cdot 1{,}288\,\mathrm{kg/m^3_N}} = 0{,}992. \tag{4.20}$$

Durch Einsetzen des Korrekturfaktors in Gl. (4.16) ergibt sich der korrigierte Durchflusswert zu:

$$\dot{V}_{ML,2} = \dot{V}_{ML,1} \cdot C_{mix} = (100{,}9 \pm 2)\ \mathrm{m^3_N/h} \cdot 0{,}992 = (100{,}1 \pm 1{,}98)\ \mathrm{m^3_N/h}. \tag{4.21}$$

Für die Berechnung des Massenstroms wird die Normdichte der Mischluft herangezogen. Das Messergebnis des Mischluftmassenstroms folgt zu:

$$\dot{m}_{ML,2} = \dot{V}_{ML,2} \cdot \rho_{N,ML} = (100{,}1 \pm 1{,}98)\ {}^{\mathrm{m^3_N}}\!/_{\mathrm{h}} \cdot 1{,}288\,{}^{\mathrm{kg}}\!/_{\mathrm{m^3_N}} = (35{,}8 \pm 0{,}7)\ {}^{\mathrm{g}}\!/_{\mathrm{s}}. \quad (4.22)$$

Bei einem konstanten Luftmassenstrom führt der Fehler bei der Bestimmung des Mischluftmassenstroms zu einer maximalen Fehlerspanne bei der adiabaten Flammentemperatur von $T_{ad} = 1391 \pm 18\,\mathrm{K}$. Dies entspricht einer relativen Abweichung von 1,3%. Vor dem Hintergrund, dass bei der Bestimmung der Temperaturen mit unterschiedlichen Methoden durchaus größere Diskrepanzen auftreten (siehe Abschnitt 4.2.3), ist diese Abweichung vertretbar und der thermischen Massendurchflussmesser gut geeignet.

5 Ergebnisse

In dieser Arbeit wird das Verbrennungsverhalten des partiell vorgemischten Experimentalbrenners bei Feuerung mit alternativen Brenngasen unter Abgasrezirkulationsbedingungen untersucht. Die Definition der alternativen Brenngase sowie die Zusammensetzung der Mischluft als Funktion der Rezirkulationsrate wurde in Kap. 3 vorgenommen. Ferner wurde in diesem Kapitel eine Parameterstudie durchgeführt, um den Einfluss der Beschaffenheit der reaktiven Gemische auf die Reaktionskinetik zu ermitteln. Anhand der Erkenntnisse der reaktionskinetischen Studie wurde der experimentelle Ansatz festgelegt. Der Prüfstand, auf dem die experimentellen Untersuchungen durchgeführt wurden, sowie die eingesetzte Messtechnik sind in Kap. 4 beschrieben. Im folgenden Kapitel werden die Ergebnisse der durchgeführten Untersuchungen dargestellt.

Im ersten Abschnitt werden die Versuchsdurchführung und die experimentellen Testparameter erläutert. Im Anschluss daran wird auf die Validierung des Prüfstands eingegangen. Der Kernteil der Auswertung beschäftigt sich mit der Untersuchung der Emissionscharakteristik und des Stabilitätsbereichs der generischen Gasturbinenbrennkammer in Abhängigkeit von der Rezirkulationsrate. Da bei einem teilvorgemischten Brenner das Mischungsverhalten entscheidend das Betriebsverhalten beeinflusst, wird dieses vorab in Abschnitt 5.3 theoretisch und experimentell untersucht. Im Anschluss daran wird in Abschnitt 5.4 der kombinierte Einfluss des Abgasrezirkulationsbetriebs und des Mischungsverhaltens auf die Verbrennungseigenschaften bei konstanter Brennkammeraustrittstemperatur im Detail untersucht. Ferner wird ein optimiertes Betriebskonzept für teilvorgemischte Gasturbinenbrennkammer vorgestellt, das sich aus den erzielten Ergebnissen erschließt. Zuletzt werden in Abschnitt 5.5 die Auswirkungen auf das Teillastverhalten des Brenners betrachtet und ein Modell zur Vorhersage der Betriebsgrenzen validiert, welches als Auslegungswerkzeug für zukünftige brennstoffflexible Verbrennungssysteme eingesetzt werden kann.

5.1 Versuchsdurchführung

Der Nennbetriebspunkt des Experimentalbrenners wurde in (Nowakowski, 2012) festgelegt. Bei Umgebungsbedingungen beträgt der optimale Frischluftmassenstrom $\dot{m}_{FL,0} = 0{,}05\,\mathrm{kg/s}$. Um die Machzahl-Ähnlichkeit zu gewährleisten wird bei der Übersetzung auf gasturbinentypische Eintrittsbedingungen der reduzierte Massenstrom herangezogen:

$$\dot{m}_{red} = \frac{\dot{m}_{FL,0} \cdot \sqrt{T_{BK,ein}}}{p_{BK,ein}}. \tag{5.1}$$

Bei atmosphärischem Brennkammereintrittsdruck und einer Temperatur von $T_{BK,ein} = 293\,\mathrm{K}$ ergibt sich ein Wert von $\dot{m}_{red} = 0{,}85$. Durch Umstellen der Gl. (5.1) nach $\dot{m}_{FL}$ kann nun der Frischluftmassenstrom bei gasturbinentypischen Bedingungen berechnet werden:

$$\dot{m}_{FL} = \frac{\dot{m}_{red} \cdot p_{BK,ein}}{\sqrt{T_{BK,ein}}}. \tag{5.2}$$

Dabei beträgt der Brennkammereintrittsdruck $p_{BK,ein} = 1\,\mathrm{bar}$, da der Prüfstand atmosphärisch betrieben wird. Die Brennkammereintrittstemperatur stellt sich in Folge des

Druckverhältnisses des Verdichters ein, das nach (Lechner und Seume, 2006) bei Gasturbinen kleiner und mittlerer Leistung üblicherweise im Bereich von $\Pi = 11$ liegt. Bei einer isentropen Zustandsänderung ergibt sich eine Temperatur von $T_{BK,ein} = 573\,\mathrm{K}$. Somit ergibt sich ein Frischluftmassenstrom bei gasturbinentypischen Bedingungen von $\dot{m}_{FL} = 0{,}0355\,\mathrm{kg/s}$. Dieser Massenstrom der Frisch- bzw. Mischluft sowie die Brennkammereintrittstemperatur werden für alle Versuchsreihen konstant gehalten.

Zu Referenzzwecken werden die experimentellen Untersuchungen in einem ersten Schritt mit dem Brennstoff Erdgas durchgeführt. Dies ermöglicht zudem den Vergleich der Verbrennungseigenschaften des partiell vorgemischten Brenners zu den vorgemischten Verbrennungssystemen aus der Literatur. Im Anschluss daran folgt die Vermessung der Brennkammer bei Betrieb mit den Biogas- und Synthesegasgemischen nach Tab. 3.1. Für alle Brenngase werden drei Versuchsreihen durchgeführt:

1. Zur Untersuchung des Mischungsverhaltens wird der Experimentalbrenner mit zwei Düsensätzen unterschiedlicher Durchmesser betrieben. In Anlehnung an (Nowakowski, 2012) werden die Hauptgasdüsendurchmesser von $d_{Düse} = 1{,}4\,\mathrm{mm}$ und $d_{Düse} = 2{,}2\,\mathrm{mm}$ gewählt. Es werden bei unterschiedlichen Rezirkulationsraten Magerlöschversuche durchgeführt, um die Auswirkungen der Eindringtiefen des Brennstoffstrahls auf das Betriebsverhalten der Brennkammer zu ermitteln.

2. Ausgehend von einem Betriebspunkt wird die FGR-Rate vom Frischluftbetrieb bis zum Erlöschen der Flamme bei konstanter Feuerungswärmeleistung erhöht. Dabei wird dem Anstieg der Wärmekapazität der Mischluft infolge der erhöhten CO_2-Beladung durch Nachführen des Brennstoff begegnet, sodass die adiabate Flammentemperatur des Betriebspunkts im Frischluftbetrieb konstant gehalten wird. Hierdurch wird zum einen der Einfluss der Abgasrezirkulation auf die Emissionen im Volllastbetrieb ermittelt und zum anderen die maximale Rezirkulationsrate ermittelt.

3. In der dritten Versuchsreihe wird das Teillastverhalten im FGR-Betrieb untersucht und die Magerlöschgrenze ermittelt. Für diese Untersuchungen wird bei Mischluftzusammensetzungen, die denen bei FGR-Raten von 0%, 20% und 40% entsprechen, jeweils der Betriebspunkt mit der gleichen adiabaten Flammentemperatur eingestellt. Ausgehend von diesem Betriebspunkt wird der Brennstoffmassenstrom verringert, bis die Flamme erlischt.

Für die FGR-Variationen (Versuchsreihe 2) mit Erdgas und Biogas wird ein Betriebspunkt mit einer konstanten adiabaten Flammentemperatur von $T_{ad,EG/BG} = 1650\,\mathrm{K}$ gewählt. Aufgrund der hohen Flammengeschwindigkeit von Wasserstoff ist die Flamme bei Betrieb mit Synthesegas aufgrund des hohen H_2-Gehalts in diesem Betriebspunkt auf der Brennerkopfplatte verankert. Ein längerer Betrieb bei dieser Gemischzusammensetzung ist nicht möglich wegen der Gefahr von Schäden an den Brennerbauteilen. Aus diesem Grund wird für die Untersuchungen des Synthesegases ein Betriebspunkt mit einer verringerten adiabaten Temperatur von $T_{ad,SG} = 1450\,\mathrm{K}$ gewählt. Dies hat zur Folge, dass die absoluten Emissionswerte nicht quantitativ mit denen der Biogase vergleichbar sind. Allerdings können anhand der qualitativen Verläufe Aussagen über die Ähnlichkeit des Betriebsverhaltens getroffen werden.

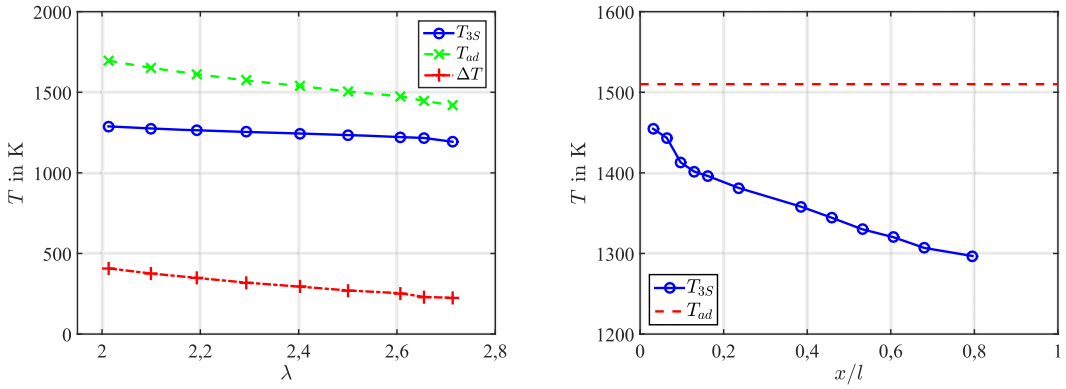
Die Emissionen in den einzelnen Betriebszuständen sowie die Abgastemperatur werden mittels der kombinierten Abgas- und Temperaturmesssonde stromab des achteckigen Flammrohrs auf Höhe der Abgasdüse gemessen. An dieser Stelle beträgt die Aufenthaltszeit des Gemischs in der Brennkammer unter der Annahme einer mittleren Geschwindigkeit $\tau_{res} \approx 70\,\text{ms}$. Dies ist ein Mehrfaches von dem, was üblicherweise bei stationären Gasturbinen zur Verfügung steht $(10 - 30\,\text{ms})$ (Joos, 2006). Die Spitze der Sonde befindet sich stationär auf der Symmetrieachse des Brenners. Es wird keine Traversierung durchgeführt. Diese Vereinfachung ist dadurch zu rechtfertigen, dass radiale Temperatur- und Konzentrationsprofile in unterschiedlichen Betriebspunkten ein homogenes Profil an dieser Stelle in der Brennkammer aufweisen.

5.2 Validierung des Prüfstands

Um experimentelle Untersuchungen unter Abgasrezirkulationsbedingungen durchzuführen, musste der bestehende Brennkammer-Prüfstand erweitert werden. Der Prüfstand wurde um den Brennwertkessel, die Rohrleitungen für die Mischluftaufbereitung und -versorgung sowie der notwendigen Messtechnik zur Erfassung wichtiger Betriebsgrößen ergänzt. Eine dieser Größen ist der Mischluftmassenstrom, der mittels eines thermischen Massendurchflussmessers (MFM) gemessen wird. Diese Messgeräte sind in der Regel auf den Durchfluss eines Mediums kalibriert, wie z.B. auf atmosphärische Luft im Fall des MFMs auf dem Prüfstand. Im Abgasrezirkulationsbetrieb allerdings verändert sich die Zusammensetzung und damit die Dichte der Mischluft in Abhängigkeit der FGR-Rate. Sind die volumetrischen Anteile der Mischluftspezies bekannt, so kann ein Korrekturfaktor bestimmt werden, der nach Verrechnung mit dem Messwert des MFMs den tatsächlichen Durchfluss ergibt.

Aufgrund der Tatsache, dass der Mischluftmassenstrom neben dem Brennstoffmassenstrom die Stellgrößen sind, mit denen der Betriebspunkt der Brennkammer eingestellt wird, muss der erweiterte Prüfstand validiert werden. Hierfür werden zwei mögliche Vorgehensweisen betrachtet. Zum einen wird mit Hilfe der Energiebilanz der Brennkammer im jeweiligen Betriebspunkt die adiabate Temperatur T_{ad} bestimmt und mit der gemessenen Abgastemperatur T_{3S} verglichen. Die Ergebnisse für dieses Vorgehen bei einer Variation des Verbrennungsluftverhältnisses λ ist in Abb. 5.1(a) dargestellt.

Der Abb. 5.1(a) ist zu entnehmen, dass im gesamten Betriebsbereich eine Abweichung zwischen der theoretischen und der gemessenen Temperatur von $\Delta T = 200 - 400\,\text{K}$ auftritt. Des Weiteren fällt auf, dass die Abweichung im Betriebspunkt mit der höchsten adiabaten Flammentemperatur bei $\lambda = 2$ ihren maximalen Wert erreicht. Dies legt die Vermutung nahe, dass die Abweichung auf Verlustwärmeströme infolge Strahlung und Konvektion zurückzuführen ist. Dieses wurde in (Grüger, 2011) für den Experimentalbrenner untersucht. Dabei stellte sich heraus, dass der Verlust durch Strahlung einen deutlich größeren Einfluss ausübt als der durch den konvektiven Wärmeübergang. Dies wird durch den Vergleich eines experimentell ermittelten axialen Temperaturprofils mit den Werten einer numerischen Simulation mit adiabaten Randbedingungen bestätigt. Die Temperaturverläufe sind als Funktion der dimensionslosen Ortskoordinate des Flammrohrs in Hauptströmungsrichtung x/l in Abb. 5.1(b) geplottet. Der Vergleich zeigt, dass der gemessene Wert am Austritt aus der Brennerdüse weniger als $\Delta T = 100\,\text{K}$ von der adiabaten Temperatur abweicht

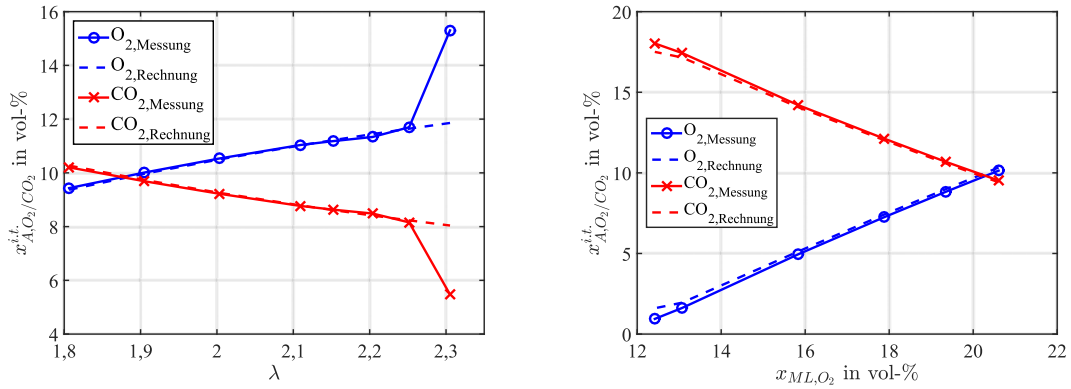


(a) (b)

Abbildung 5.1: Zur Validierung des Prüfstands mittels des Vergleichs der adiabaten und der gemessenen Flammentemperatur
(a): am Austritt aus dem Brennkammer-Flammrohr
(b): auf der Symmetrieachse des Brennkammer-Flammrohrs

und dass die Differenz der beiden Werte entlang des Flammrohrs stetig zunimmt bis zu einem maximalen Unterschied von $\Delta T_{max} \approx 250\,\mathrm{K}$ am Ende des Flammrohrs. Diese Erkenntnisse zeigen, dass die gemessene Abgastemperatur am Austritt aus dem Flammrohr für die Validierung des Betriebspunkts grundsätzlich nicht geeignet ist, da dieser Wert beim Durchströmen des Flammrohrs durch Verlustwärmeströme verfälscht wird. Die gemessene Temperatur an einer axialen Position nahe der Brennerdüse dagegen eignet sich grundsätzlich, um den Betriebspunkt der Brennkammer zu validieren. Allerdings ist dies mit einem sehr hohen Aufwand verbunden, da die axiale Position der maximalen Temperatur sowohl vom eingesetzten Brennstoff als auch von der Beschaffenheit des Brennstoff-Luft-Gemischs abhängt.

Die zweite Variante der Prüfstands-Validierung besteht in der Messung der Mischluft- und der Abgaszusammensetzung und dem Vergleich mit den berechneten Werten einer Stoffmengenbilanz der Brennkammer. Für diese werden neben der Zusammensetzung der Mischluft die Brennstoffzusammensetzung sowie die Mischluft- und Brennstoffmassenströme benötigt. In Abb. 5.2 sind Beispiele für die Ergebnisse dieses Vergleichs bei Betrieb mit Biogasgemisch #2 dargestellt, in Abb. 5.2(a) für die Variation des Luftverhältnisses und in Abb. 5.2(b) für die Variation der Abgasrezirkulationsrate. Der Vergleich zeigt, dass in beiden Betriebsmodi die berechneten und gemessenen Werte über den gesamten Betriebsbereich sehr gut übereinstimmen. Nur bei hohen Rezirkulationsraten, d.h. einem Mischluftsauerstoffgehalt von weniger als $x_{ML,O_2} < 13$ vol-% sind leichte Abweichungen erkennbar. Die Ursache hierfür kann zum einen ein instabiler Betriebspunkt sein, da man sich nahe der Stabilitätsgrenze befindet. Zum anderen kann diese Abweichung dem Messaufbau geschuldet sein. Die Konzentrationsmessung der Mischluft und der Abgase wurde mit einem Messgerät durchgeführt. Es ist daher denkbar, dass sich die Mischluftzusammensetzung leicht geändert hat, während die Emissionen gemessen wurden. Es bleibt jedoch festzuhalten, dass diese Abweichungen nur bei sehr extremen Betriebsbedingungen auftreten und selbst dann gering sind. Somit kann davon ausgegangen werden, dass die



(a) Frischluftbetrieb - BG #2

(b) FGR-Betrieb - BG #2

Abbildung 5.2: Zur Validierung des Prüfstands mittels der Messung der Abgaskonzentrationen und dem Vergleich mit berechneten Werten

Funktion der Brennstoff-MFCs und des Mischluft-MFMs sichergestellt und der erweiterte Brennkammer-Prüfstand validiert ist.

5.3 Untersuchung des Mischungsverhaltens

Die Vorgänge bei der Mischung des Brennstoffs und der Mischluft sind bei einem partiell vorgemischten Brenner von essentieller Wichtigkeit im Hinblick auf die Stabilitätsgrenzen und die Emissionscharakteristik (Nowakowski, 2012). Im stationären Betrieb wird die in dieser Arbeit untersuchte Brennkammer ausschließlich mit dem Hauptgassystem betrieben. Die entsprechenden Hauptgasdüsen sind mittig in der Nähe des Eintritts der Drallerzeugerkanälen angeordnet (siehe Abb. 4.5), die Eindüsung des Brennstoffs erfolgt orthogonal zum Mischluftstrom. Aufgrund dieser Anordnung wird das Mischungsverhalten wesentlich von der maximalen Eindringtiefe des Brennstoffstrahls in den Drallerzeugerkanal Y_{max} beeinflusst. Dieses ist nach Gl. (4.6) eine Funktion des Durchmessers der Hauptgasdüsen $d_{Düse}$ sowie des Impulsverhältnisses J:

$$\frac{Y_{max}}{h} = 1{,}15 \cdot J^{0,5} \cdot \sin\theta \cdot \frac{d_{Düse}}{h}.$$

Das Impulsverhältnis setzt dabei den Impuls des Brennstoffstroms mit dem des Mischluftstroms ins Verhältnis (GL. (4.4)):

$$J = \frac{\rho_{BS} \cdot u_{BS}^2}{\rho_{ML} \cdot u_{ML}^2}.$$

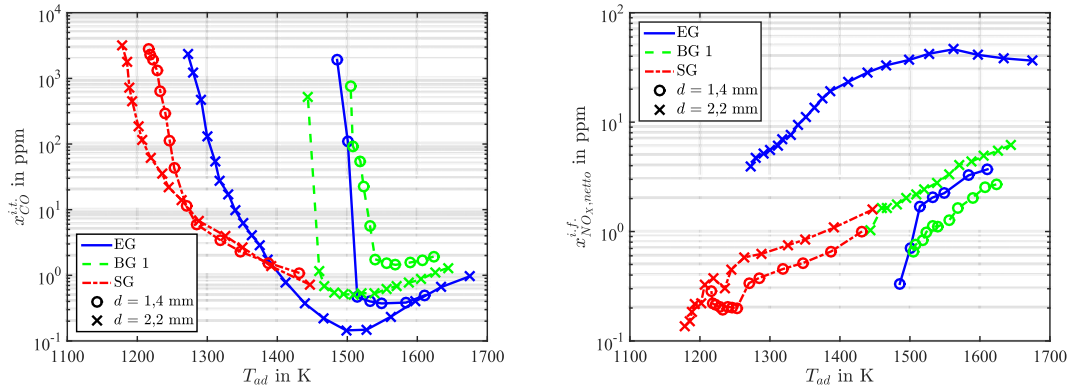
Anhand dieser Bestimmungsgleichungen zeigt sich, dass die maximale Eindringtiefe bzw. das Impulsverhältnis im Frischluftbetrieb hauptsächlich durch den Hauptgasdüsendurchmesser sowie durch die Brennstoffzusammensetzung beeinflusst werden. Im Rezirkulationsbetrieb muss zudem die veränderte Zusammensetzung der Mischluft berücksichtigt werden.

5.3.1 Mischungsverhalten im Frischluftbetrieb

In einem ersten Schritt wird das Mischungsverhalten bei zwei Düsendurchmessern für die Brenngase Erdgas, Biogas #1 und Synthesegas im Frischluftbetrieb untersucht. In Abb. 5.3 sind die experimentell ermittelten CO- und NO_X-Emissionen über dem Verbrennungsluftverhältnis aufgetragen. Als Durchmesser der Hauptgasdüsen wurden in Anlehnung an (Nowakowski, 2012) 1,4 mm und 2,2 mm gewählt. Für diese und alle weiteren Betrachtungen sei die Magerlöschgrenze definiert als der Betriebspunkt, in dem die CO-Emissionen einen Wert von 100 ppm aufweisen.

In Abb. 5.3(a) ist für alle drei untersuchten Brenngase erkennbar, dass mit dem Düsendurchmesser von $d_{Düse} = 2{,}2\,\text{mm}$ ein Betrieb bei magereren Gemischen möglich ist als dies bei der Bedüsung mit dem kleineren Durchmesser der Fall ist. Am ausgeprägtesten ist dieser Effekt bei Erdgas, bei dem die Magerlöschgrenze von $T_{ad} = 1500\,\text{K}$ zu $T_{ad} = 1300\,\text{K}$ verschoben werden kann. Bei Biogasgemisch #1 ist dieser Effekt ebenfalls vorhanden, allerdings ist er weniger ausgeprägt. Dies ist auf den geringeren Heizwert des Biogasgemischs im Vergleich zu Erdgas zurückzuführen (siehe Abschnitt 3.3.2). Bedingt durch die geringere chemische Reaktivität des Brennstoff-Luft-Gemischs mit Biogasen im Vergleich zu Erdgas erlischt die Flamme zudem bei beiden Düsendurchmessern bei höheren Flammentemperaturen. Dagegen ist mit Synthesegas, aufgrund des hohen Wasserstoffgehalts des Brennstoffs ($x_{BS,H_2} = 40$ vol-%), bei beiden Düsendurchmessern ein Betrieb bei magereren Verhältnissen möglich als bei Erdgas. Ähnlich wie bei dem Verlauf von Biogas #1 wird die Magerlöschgrenze durch den Wechsel des Düsendurchmessers um lediglich $\Delta T_{ad} = 50\,\text{K}$ in Richtung niedrigerer Temperaturen verschoben.

Der Vorteil des erweiterten Stabilitätsbereichs bei Betrieb mit $d_{Düse} = 2{,}2\,\text{mm}$ wird begleitet von erhöhten Stickoxid-Emissionen bei allen Verbrennungsluftverhältnissen, wie die Verläufe in Abb. 5.3(b) beweisen. Analog zu den CO-Emissionen ist dieser Effekt erneut bei Erdgas am meisten ausgeprägt. Hier liegen die Stickoxid-Werte bei den beiden Düsendurchmessern um mehr als Faktor 10 auseinander, wohingegen bei Biogas #1 die



(a) CO-Emissionen (b) NO_X-Emissionen

Abbildung 5.3: Vergleich des Emissionsverhaltens bei Betrieb mit unterschiedlichen Düsendurchmessern für die Variation des Verbrennungsluftverhältnisses im Frischluftbetrieb

Differenz lediglich Faktor 2 und bei Synthesegas etwa Faktor 1,5 beträgt.

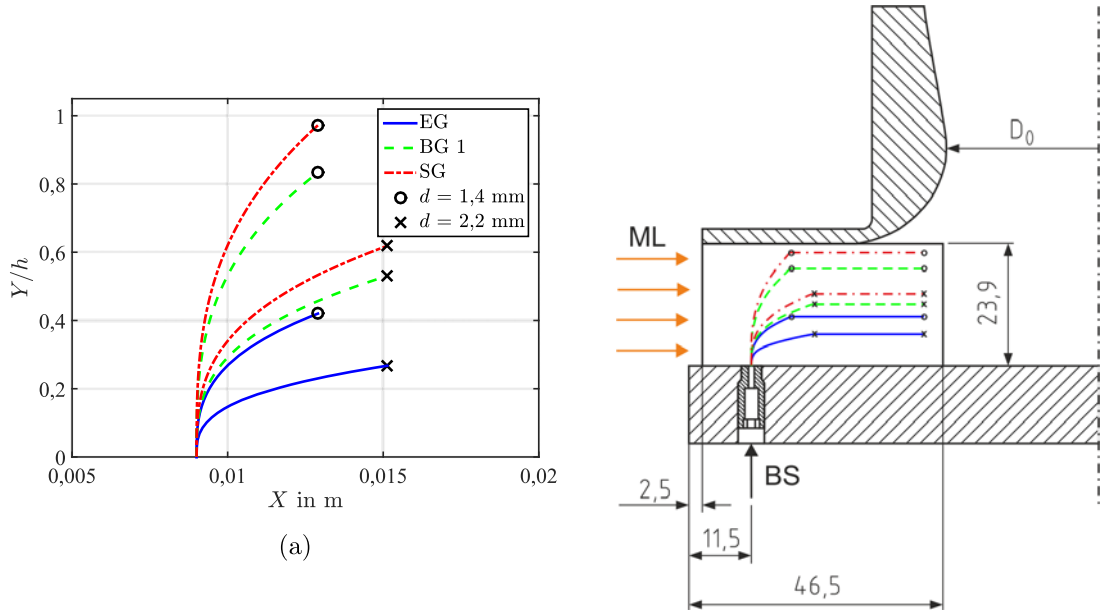
Diese Emissionscharakteristik lässt sich durch die maximale Eindringtiefe des Brennstoffstrahls in den Mischluftstrom erklären. Bedingt durch die Kontinuitätsgleichung ist die Geschwindigkeit des Brennstoffstrahls am Austritt aus der Düse bei dem Düsendurchmesser von 1,4 mm höher als bei $d_{Düse} = 2{,}2\,\text{mm}$. Wird ein konstanter Mischluftmassenstrom vorausgesetzt, führt dies bei dem kleinen Düsendurchmesser zu einem erhöhten Impulsverhältnis und damit zu einer höheren maximalen Eindringtiefe des Brennstoffstrahls in den Drallerzeugerkanal. Ferner wird durch das erhöhte Impulsverhältnis die Trajektorie des Brennstoffstrahls beeinflusst. Diese kann nach (Lefebvre, 1983) durch die folgende Korrelation als Funktion der Ortsvariablen X bestimmt werden (siehe Gl. (4.5)):

$$\frac{Y}{h} = 0{,}82 \cdot J^{0,5} \cdot \left(\frac{X}{d_{Düse}}\right)^{0,33} \cdot \frac{d_{Düse}}{h}.$$

In Abb. 5.4(a) sind die nach dieser Korrelation berechneten Brennstofftrajektorien für Erdgas, Biogas #1 und Synthesegas dargestellt. In dieser Darstellung wurde die Eindringtiefe jeweils auf die Kanalhöhe h bezogen, sodass die Brennstofftrajektorien in die Schnittansicht des Drallerzeugers des Experimentalbrenners in Abb. 5.4(b) eingetragen werden können. Die Betrachtung dieser Trajektorien zeigt, dass die verwendeten Korrelationen gut eingesetzt werden können um das Mischungsverhalten theoretisch zu untersuchen. Allerdings weist diese Modellvorstellung auch Schwächen auf. Nach Erreichen der maximalen Eindringtiefe erfolgt ein sprunghafter Übergang zu einer axialen Strömung durch den Mischluftkanal. Dieser Verlauf ist nicht physikalisch und wird in Realität stetig verlaufen. Die Ursache für diesen Verlauf liegt darin, dass die Korrelationen für Y_{max} und Y/h empirisch ermittelt wurden und nicht vollständig aufeinander abgestimmt sind. Dennoch können anhand der Trajektorien wertvolle Erkenntnisse gewonnen werden.

Wie oben beschrieben ist erkennbar, dass die maximalen Eindringtiefen mit abnehmendem Brennstoffimpuls geringer ausfallen. Während zum Beispiel bei Betrieb mit Biogas #1 und Düsendurchmesser $d_{Düse} = 1{,}4\,\text{mm}$ der Brennstoffstrahl bis auf 83% der Kanalhöhe vordringt, beträgt die maximale Eindringtiefe bezogen auf die Kanalhöhe bei $d_{Düse} = 2{,}2\,\text{mm}$ lediglich 53%. Ferner zeigt sich, dass mit abnehmendem Brennstoffimpuls die Steigung der Trajektorie geringer wird. Dadurch wird die maximale Eindringtiefe erst weiter stromab erreicht als dies bei $d_{Düse} = 1{,}4\,\text{mm}$ der Fall ist. Die Kombination dieser beiden Effekte beeinflusst das Mischungsverhalten der Brennkammer. Bei geringen Geschwindigkeiten am Austritt aus der Hauptgasdüse wird der Brennstoffstrahl vom Impuls der Mischluftströmung bereits in der Nähe der Brennerkopfplatte mitgerissen, was zu einer Konzentration des Brennstoffs in der Nähe der Symmetrieachse des Brenners führt. Die Stromab-Verschiebung der Ortskoordinate, bei der die maximale Eindringtiefe erreicht wird, verringert zudem die verbleibende Zeit für den Mischvorgang bevor die Edukte die Reaktionszone erreichen. Dies führt zum einen zu einer Erhöhung der Brennstoff-Luft-Inhomogenität und zum anderen zu einer Anfettung der Reaktionszone nahe der Symmetrieachse des Brenners mit abnehmendem Impuls des Brennstoffstrahls.

Diese brennstoffreiche Zone im Betrieb mit $d_{Düse} = 2{,}2\,\text{mm}$ ist von Vorteil für den Stabilitätsbereich, wie durch die Messergebnisse gezeigt wird. Allerdings ist diese Konfiguration des Brenners anfällig für die erhöhte Bildung von thermischen NO_X-Emissionen aufgrund



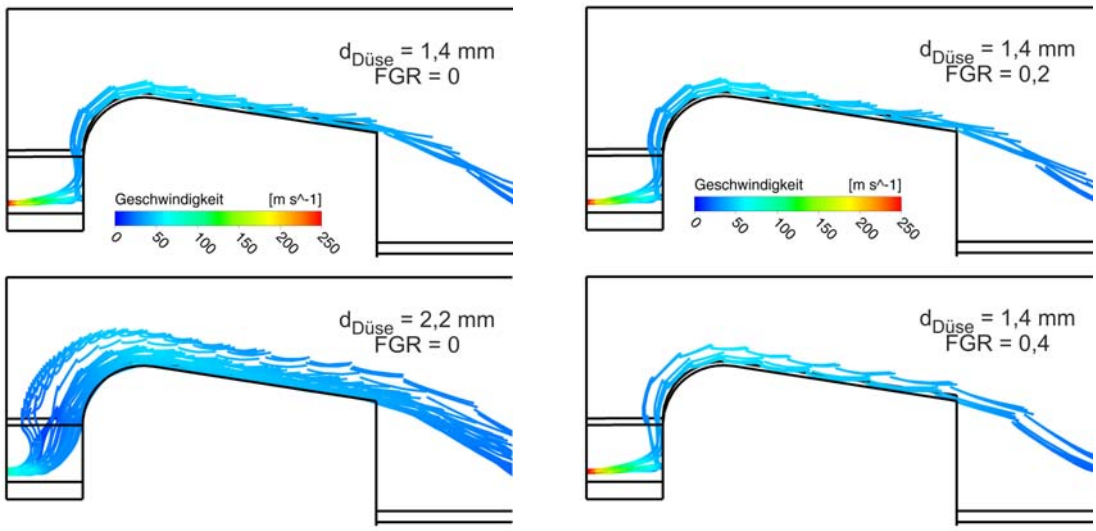
(a) (b)

Abbildung 5.4: Zum Einfluss des Hauptgasdüsendurchmessers auf das Mischungsverhalten für unterschiedliche Brenngase im Frischluftbetrieb
(a): Berechnete Brennstofftrajektorie bis zur maximalen Eindringtiefe mit Korrelation nach (Lefebvre, 1983)
(b): Darstellung der Brennstofftrajektorien im Drallerzeugerkanal nach (Nowakowski, 2012)

der lokalen brennstoffreichen Bereiche mit Temperaturen von $T > 1800\,\mathrm{K}$. Mit steigender Eindringtiefe und einer steileren Brennstofftrajektorie liegt eine zunehmend gleichmäßigere Verteilung des Brennstoffs in der Luft vor. Dies führt zu einer magereren inneren Reaktionszone, in der nur geringere Mengen an thermischen Stickoxiden produziert werden. Aufgrund der geringeren Temperaturen in dieser Zone, fällt jedoch der Stabilitätsbereich geringer aus als bei dem größeren Düsendurchmesser.

In Abb. 5.5(a) sind die dreidimensionalen Stromlinien des Brennstoffstrahls für die beiden Düsendurchmesser bei Betrieb mit Biogasgemisch #5 und Frischluft dargestellt. Deutlich zu erkennen sind die höheren Geschwindigkeiten an der Brennstoffdüse bei dem kleineren Durchmesser. Durch den hohen Impuls prallen alle Stromlinien auf die gegenüberliegende Seite des Kanals. Der Brennstoff wird durch die Hauptströmung mitgerissen, der Großteil verbleibt jedoch in Wandnähe am äußeren Durchmesser der Brennerdüse. Bei $d_{Düse} = 2{,}2\,\mathrm{mm}$ dagegen sind die Geschwindigkeiten an der Brennstoffdüse geringer. Infolge dessen gelangt mehr Brennstoff in Richtung der Symmetrieachse.

Dieses Verhalten ist für alle drei untersuchten Gase vergleichbar. In Tab. 5.1 sind die Werte der Impulsverhältnisse J und Y_{max}/h für die drei untersuchten Brenngase bei den beiden Düsendurchmessern zusammengestellt. Aufgrund der im Vergleich zu Erdgas geringeren Heizwerte, sind bei den alternativen Brenngasen höhere Volumenströme notwendig, um den Brenner unter einer vergleichbaren thermischen Last zu betreiben.



(a) Frischluftbetrieb (b) Rezirkulationsbetrieb

Abbildung 5.5: Numerisch berechnete Trajektorien des Brennstoffstrahls für unterschiedliche Düsendurchmesser und Mischluftzusammensetzungen, Biogasgemisch #5, $T_{ad,BG} = 1650\,\mathrm{K}$

Infolgedessen sind die Eindringtiefen bei Biogas #1 und Synthesegas bei einem Düsendurchmesser von $d_{Düse} = 2{,}2\,\mathrm{mm}$ höher als die von Erdgas bei $d_{Düse} = 1{,}4\,\mathrm{mm}$. Dies führt analog zu den oben ausgeführten Überlegungen dazu, dass durch die Substitution von Erdgas mit den alternativen Brenngasen die NO_X-Emissionen reduziert werden können ohne die Brennerkonfiguration zu verändern. Von Nachteil ist der Stabilitätsbereich, der wesentlich schmaler ausfällt als bei Erdgas. Besonders hervorzuheben ist in diesem Zusammenhang das Synthesegas. Bei dem Düsendurchmesser von $d_{Düse} = 1{,}4\,\mathrm{mm}$ verläuft die Trajektorie über die gesamte Höhe des Kanals, was auf eine sehr hohe Homogenität des Brennstoff-Luft-Gemischs hindeutet.

Tabelle 5.1: Zum Einfluss des Durchmessers der Hauptgasdüsen auf die Eindringtiefe des Brennstoffstrahls in den Drallerzeugerkanal im Frischluftbetrieb, $T_{ML} = 573\,\mathrm{K}$, $T_{BS} = 473\,\mathrm{K}$, $T_{ad,EG/BG} = 1650\,\mathrm{K}$ bzw. $T_{ad,SG} = 1450\,\mathrm{K}$

$d_{Düse}$	Gas	J	$Y_{max}/_h$
1,4 mm	BG 1	153,1	0,833
	SG	208,2	0,972
	EG	38,9	0,420
2,2 mm	BG 1	25,1	0,530
	SG	34,1	0,619
	EG	6,4	0,267

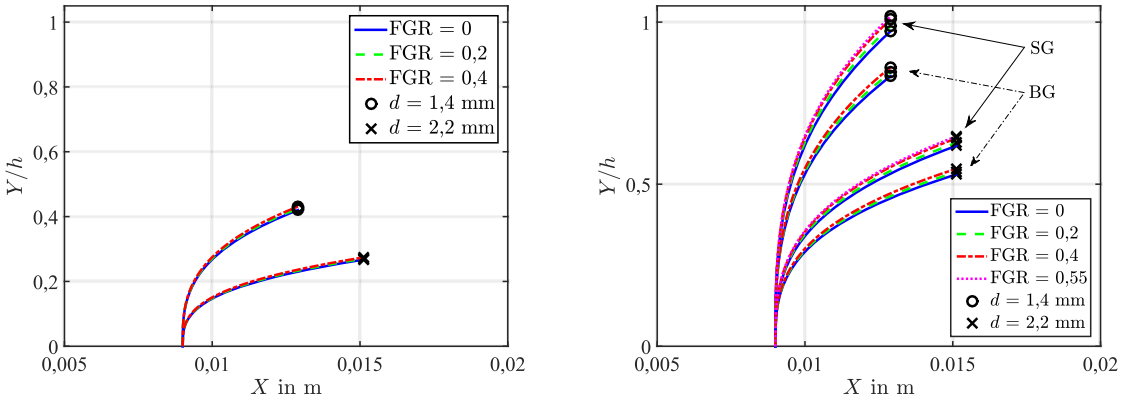
5.3.2 Mischungsverhalten im Rezirkulationsbetrieb

Im Abgasrezirkulationsbetrieb verändert sich die Beschaffenheit der Mischluft aufgrund der Verdünnung mit CO_2. Ferner ist der Brennstoffmassenstrom nicht mehr konstant, da dieser aufgrund der erhöhten Wärmekapazität der Mischluft gesteigert werden muss, um die globale adiabate Flammentemperatur im Rezirkulationsbetrieb konstant auf der Referenztemperatur von $T_{ad} = 1650\,\mathrm{K}$ zu halten. Hierdurch werden die Ergebnisse der unterschiedlichen Brenngase direkt vergleichbar.

konstant zu halten. Somit beeinflussen zusätzlich zum Düsendurchmesser und der Brennstoffzusammensetzung die Dichte der Mischluft und die erhöhte Geschwindigkeit des Brennstoffstrahls (infolge der Erhöhung des Massenstroms) das Impulsverhältnis. Im Folgenden wird nun untersucht, welchen Einfluss der Rezirkulationsbetrieb auf das Mischungsverhalten des Experimentalbrenners ausübt.

In Abb. 5.6 sind die auf die Kanalhöhe bezogenen Eindringtiefen Y/h über der Ortsvariablen X für die beiden Düsendurchmesser $d_{Düse} = 1{,}4\,\mathrm{mm}$ und $d_{Düse} = 2{,}2\,\mathrm{mm}$ bei unterschiedlichen Rezirkulationsraten aufgetragen. Es zeigt sich, dass sich die Trajektorien bei den unterschiedlichen FGR-Raten kaum voneinander unterscheiden, d.h. dass sich die Einflüsse der erhöhten Normdichte der Mischluft und des größeren Brennstoffimpulses nahezu ausgleichen. Die maximalen auf die Kanalhöhe bezogenen Eindringtiefen nehmen mit steigender FGR-Rate leicht zu, was auf eine geringfügig bessere Durchmischung von Brennstoff und Mischluft schließen lässt. Allerdings ist auf Basis dieser Ergebnisse nicht davon auszugehen, dass der Betrieb unter Abgasrezirkulationsbedingungen einen nennenswerten Einfluss auf das Mischungsverhalten des Brenners hat. Dieses Verhalten ist erneut für alle drei Brenngase vergleichbar, in Tab. 5.2 sind die berechneten Werte von J und Y_{max}/h hinterlegt.

Die numerisch berechneten dreidimensionalen Stromlinien in Abb. 5.5(b) für den Betrieb bei Rezirkulationsraten von FGR = 20% und 40% bestätigen dieses Ergebnis. Bei der



(a) EG (b) BG #1 / SG

Abbildung 5.6: Zum Einfluss des Abgasrezirkulationsbetriebs auf die Eindringtiefe des Brennstoffstrahls in den Drallerzeugerkanal, $T_{ML} = 573\,\mathrm{K}$, $T_{BS} = 473\,\mathrm{K}$, $T_{ad,EG/BG} = 1650\,\mathrm{K}$ bzw. $T_{ad,SG} = 1450\,\mathrm{K}$ (Fischer *et al.*, 2015)

Tabelle 5.2: Werte des Impulsverhältnisses J und der maximalen auf die Kanalhöhe bezogene Eindringtiefe des Brennstoffstrahls Y_{max}/h in den Drallerzeugerkanal im Abgasrezirkulationsbetrieb, $T_{ML} = 573\,\mathrm{K}$, $T_{BS} = 473\,\mathrm{K}$, $T_{ad,EG/BG} = 1650\,\mathrm{K}$ bzw. $T_{ad,SG} = 1450\,\mathrm{K}$

$d_{Düse}$	Gas/FGR	J				Y_{max}/h			
		0	0,2	0,4	0,55	0	0,2	0,4	0,55
1,4 mm	BG 1	153,1	157,4	163,3	-	0,833	0,845	0,861	-
	SG	208,2	214,8	224,3	228,4	0,972	0,987	1,009	1,018
	EG	38,9	39,8	40,9	-	0,420	0,425	0,431	-
2,2 mm	BG 1	25,1	25,8	26,8	-	0,530	0,538	0,548	-
	SG	34,1	35,2	36,8	37,4	0,619	0,628	0,642	0,648
	EG	6,4	6,5	6,7	-	0,267	0,271	0,274	-

Erhöhung der Rezirkulationsrate ist keine nennenswerte Veränderung der Trajektorien erkennbar.

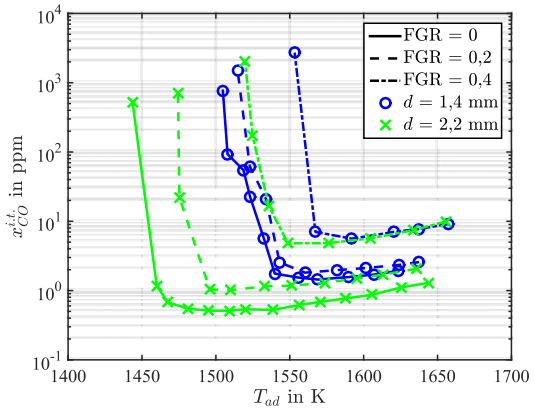
In Abb. 5.7 sind die ermittelten Verläufe der Kohlenmonoxid- und Stickoxid-Emissionen für beide Düsendurchmesser bei unterschiedlichen FGR-Raten dargestellt. Im Rezirkulationsbetrieb ist die Mischluft evtl. dotiert mit Stickoxiden, die in dem rückgeführten Abgas enthalten sind. Aus diesem Grund werden im Folgenden stets die Netto-NO_X-Emissionen verglichen. Diese werden berechnet durch die Subtraktion des Volumenanteils der Dotierung von der gemessenen Konzentration am Brennkammeraustritt:

$$x_{NO_X,netto} = x_{NO_X,A} - x_{NO_X,ML} \cdot \frac{M_A}{M_{ML}}. \tag{5.3}$$

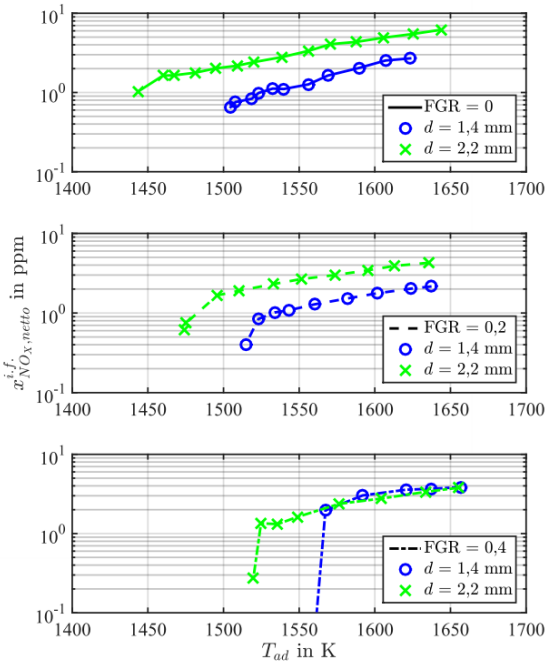
Damit beschreiben die Netto-NO_X-Emissionen lediglich die Stickoxide, die durch den Verbrennungsprozess gebildet werden. An dieser Stelle wird angenommen, dass die Bildungsrate der Stickoxide unabhängig von der Konzentration in der Mischluft ist. Diese Annahme ist insofern vertretbar, als das in der reaktionskinetischen Studie durch die Dotierung mit Minoritätenspezies ein vernachlässigbar geringer Einfluss auf die reaktionskinetischen Eigenschaften des Brennstoff-Luft-Gemischs festgestellt wurde. Des Weiteren wurde in (Ulmer und Joos, 2013) bis auf eine leichte Erhöhung der Zündverzugszeit ein vernachlässigbar geringer Einfluss der Dotierung auf das Temperaturfeld und den Brennverlauf nachgewiesen.

Ausgehend von dem Ergebnis, dass das Mischungsverhalten bei veränderter Rezirkulationsrate nahezu unverändert bleibt, ist es plausibel zu vermuten, dass im Rezirkulationsbetrieb ähnliche Emissionsverläufe wie im Frischluftbetrieb zu erwarten sind (vgl. Abb. 5.3). Dies ist jedoch nicht so, wie die experimentellen Ergebnisse in Abb. 5.7 zeigen.

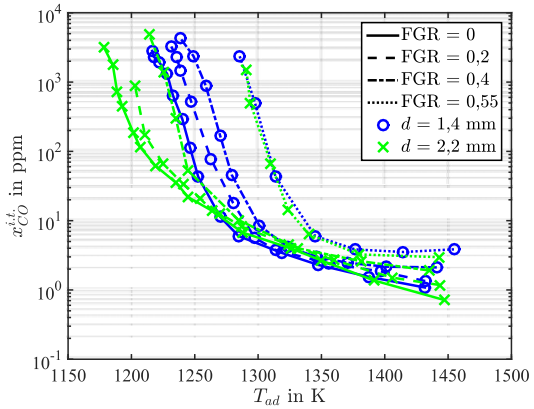
Bei der Betrachtung der Abb. 5.7(a) und 5.7(c) fällt auf, dass sich die Verläufe der CO-Emissionen beim Betrieb mit den unterschiedlichen Düsendurchmessern mit steigender Rezirkulationsrate einander annähern. Bei Biogasgemisch #1 ist bei einer Rezirkulationsrate von FGR = 40% annähernd kein Unterschied mehr im Emissionsverlauf und



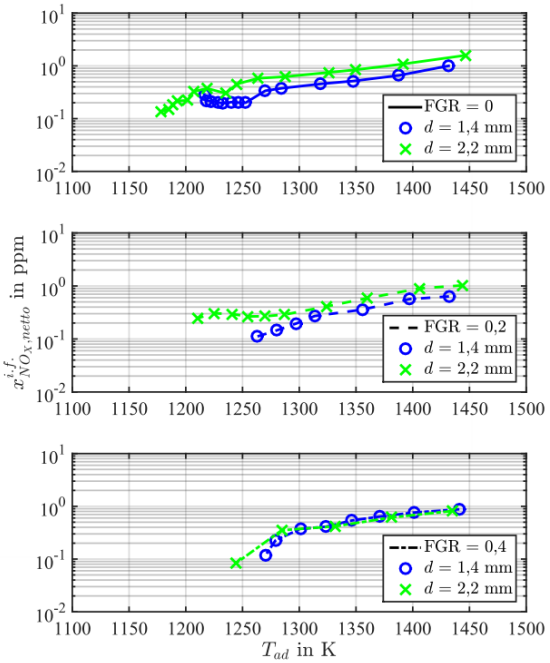
(a) BG #1, CO-Emissionen



(b) BG #1, Netto-NO_X-Emissionen



(c) SG, CO-Emissionen



(d) SG, Netto-NO_X-Emissionen

Abbildung 5.7: Vergleich der gemessenen Emissionsverläufe bei Variation der Eindringtiefe des Brennstoffstrahls in den Mischluftstrom und der Rezirkulationsrate

damit im Stabilitätsbereich erkennbar. Die Magerlöschgrenze befindet sich bei Betrieb mit dem Düsendurchmesser $d_{Düse} = 1{,}4\,\text{mm}$ bei $T_{ad} = 1560\,\text{K}$, bzw. mit $d_{Düse} = 2{,}2\,\text{mm}$ bei $T_{ad} = 1530\,\text{K}$. Dies entspricht einer Differenz von $\Delta T = 30\,\text{K}$. Im Frischluftbetrieb betrug der Unterschied im Stabilitätsbereich dagegen $\Delta T = 60\,\text{K}$. Bei Betrieb mit Synthesegas fallen die Kurven bei der Rezirkulationsrate von 55% sogar vollständig aufeinander. Bei den Verläufen für Erdgas, die hier nicht abgebildet sind, ist ein vergleichbarer Trend erkennbar.

Der Vergleich der Verläufe der Stickoxid-Emissionen zeigt ein ähnliches Bild wie das bei den CO-Emissionen. Mit steigender Rezirkulationsrate wird die Differenz in den Netto-NO_X-Emissionen zwischen dem Betrieb mit $d_{Düse} = 1{,}4\,\text{mm}$ und $d_{Düse} = 2{,}2\,\text{mm}$ geringer. Besonders bei Biogasgemisch #1 in Abb. 5.7(b) und dem Synthesegas in Abb. 5.7(d) sind bei den hohen Rezirkulationsraten von 40% beinahe identische Verläufe zu erkennen. Bei Erdgas fallen die Verläufe zwar nicht aufeinander, aber die Verläufe für $d_{Düse} = 1{,}4\,\text{mm}$ und 2,2 mm bei der Rezirkulationsrate von 40% sind wesentlich enger gruppiert als bei der Rate von FGR = 20% und im Frischluftbetrieb.

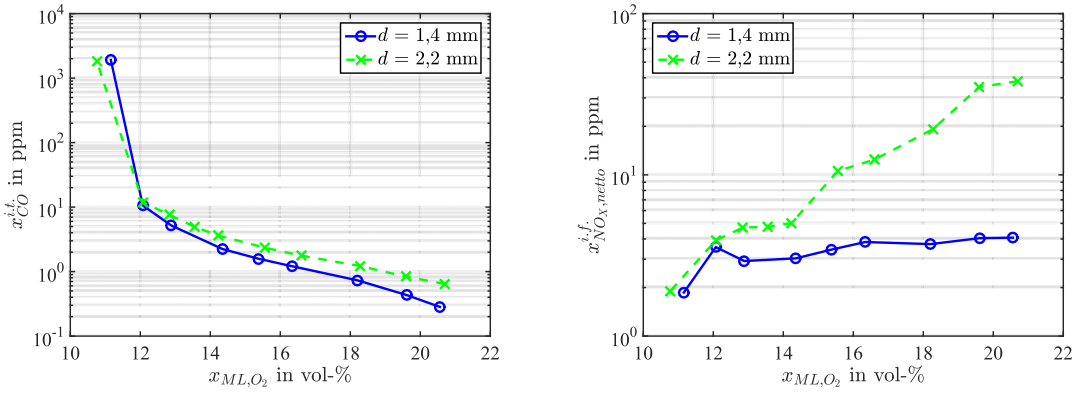
Die experimentellen Ergebnisse zeigen, dass der Einfluss der Qualität der Mischung auf den Stabilitätsbereich und die Stickoxidbildung des Experimentalbrenners mit steigender FGR-Rate abnimmt, bzw. gänzlich verschwindet. In der reaktionskinetischen Studie in Abschnitt 3.3 wurde unter anderem festgestellt, dass die maximale stöchiometrische Temperatur des verbrannten Gemischs mit steigender FGR-Rate abnimmt und das Äquivalenzverhältnis in Richtung Stöchiometrie verschoben wird. Da das Mischungsverhalten selbst durch den Rezirkulationsbetrieb nahezu unbeeinflusst bleibt, ist es naheliegend anzunehmen, dass die Annäherung der Verläufe auf diese Effekte zurückzuführen ist. Die Untersuchung dieses Sachverhalts sowie der Einfluss weiterer Effekte werden in den folgenden Abschnitten detailliert an Hand experimenteller Ergebnisse untersucht.

5.4 Variation der FGR-Rate bei konstanter adiabater Flammentemperatur

Im folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse der Vermessung des partiell vorgemischten Experimentalbrenners vorgestellt. Anhand der Erkenntnisse der Studien der Reaktionskinetik und des Mischungsverhaltens sowie von Emissionsverläufen und optischer Aufnahmen der brennernahen Flammenzone wird auf die Verbrennungseigenschaften unter Abgasrezirkulationsbedingungen eingegangen. Dies wird in einem ersten Schritt mit dem Referenzbrennstoff Erdgas durchgeführt und mit bisherigen Veröffentlichungen verglichen. Im Anschluss daran werden die Ergebnisse der alternativen Brenngase dargestellt.

5.4.1 Untersuchungen mit Erdgas

In Abb. 5.8(a) sind die Verläufe der CO- und in Abb. 5.8(b) die der Netto-NO_X-Emissionen für die zwei untersuchten Düsendurchmesser als Funktion des Mischluftsauerstoffgehalts dargestellt. Die Auftragung über x_{ML,O_2} ist gegenüber der über der FGR-Rate zu bevorzugen, da die Mischluftzusammensetzungen und damit der Sauerstoffgehalt zweier Brenngase unterschiedlicher Zusammensetzung bei gleicher FGR-Rate variieren. Die Abbildung des



(a) CO-Emissionen (b) Netto-NO_X-Emissionen

Abbildung 5.8: Gemessene Emissionsverläufe für die Variation der FGR-Rate bei Betrieb mit Erdgas bei $T_{ad,EG} = 1650\,\mathrm{K}$

Verlaufs als Funktion des Mischluftsauerstoffgehalts ermöglicht dagegen den direkten Vergleich der Verläufe unterschiedlicher Brenngase.

Kohlenmonoxid-Emissionen

Mit zunehmender FGR-Rate steigen bei beiden Düsendurchmessern die CO-Emissionen stetig an bis zum Erlöschen bei einem Mischluftsauerstoffgehalt von $x_{ML,O_2} = 11$ vol-%, was einer Rezirkulationsrate von etwa 50% entspricht. Dieser Trend stimmt mit Ergebnissen überein, die in (ElKady *et al.*, 2008; Burdet *et al.*, 2010) veröffentlicht wurden. Der Grund für diese Zunahme ist der in der reaktionskinetischen Studie identifizierte Rückgang der chemischen Reaktivität hervorgerufen durch die Abnahme der laminaren Flammengeschwindigkeit. Dies kann durch die Messung der Intensität der OH-Radikale verdeutlicht werden, die ein Maß für die chemische Reaktivität ist. An der Experimentalbrennkammer werden diese Aufnahmen in dem in Abb. 5.9 schematisch dargestellten Messvolumen ermittelt. Dieses Messvolumen befindet sich auf der Symmetrieachse des Brenners und erstreckt sich vom Austritt der Brennerdüse bis zum Ende der inneren Rezirkulationszone, etwa 150 mm stromab der Querschnittserweiterung. Durch den Einsatz unterschiedlicher Filter können mit einem Messaufbau zum einen OH-Chemilumineszenz-Bilder (links) aufgenommen und zum anderen zweidimensionale Temperaturfelder mittels Rayleigh-Thermometrie ermittelt werden (rechts). Bei dem erstgenannten Verfahren können Messwerte in dem gesamten dargestellten Bereich aufgezeichnet werden. Bei der Rayleigh-Thermometrie dagegen ist der verwertbare Teil des Bildschnitts aufgrund der Breite des Lasersheets auf 50 mm beschränkt (vgl. Abschnitt 4.2.3). Alle folgenden Bilder sind auf die dargestellten Skalen normiert.

In Abb. 5.10(a) bis 5.10(c) sind die OH-Chemilumineszenz-Aufnahmen im Frischluftbetrieb sowie bei einer mittleren (FGR = 20%) und einer hohen Rezirkulationsrate (FGR = 40%) und einem von Düsendurchmesser $d_{Düse} = 1{,}4\,\mathrm{mm}$ dargestellt. Für den größeren Düsendurchmesser sind die Erkenntnisse vergleichbar. Die Abbildungen zeigen eine hohe Intensität im Frischluftbetrieb zu Beginn des Messvolumens. Mit steigender

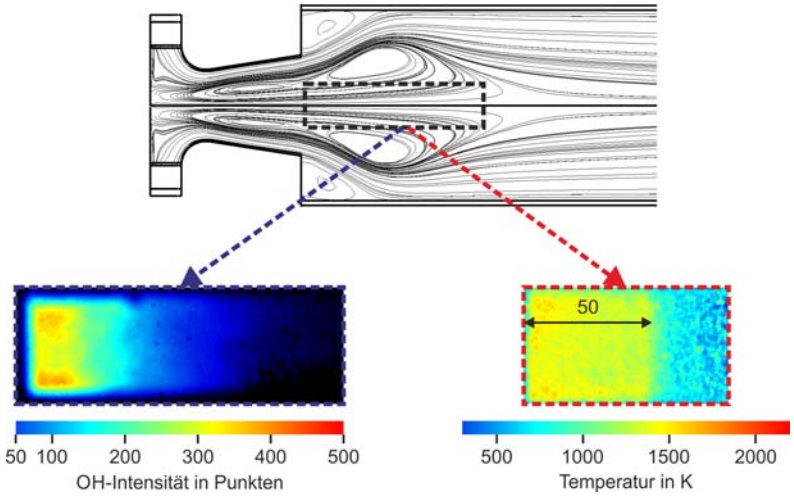
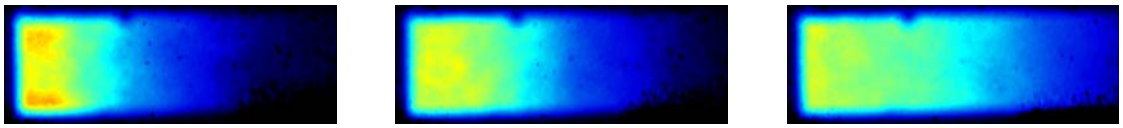
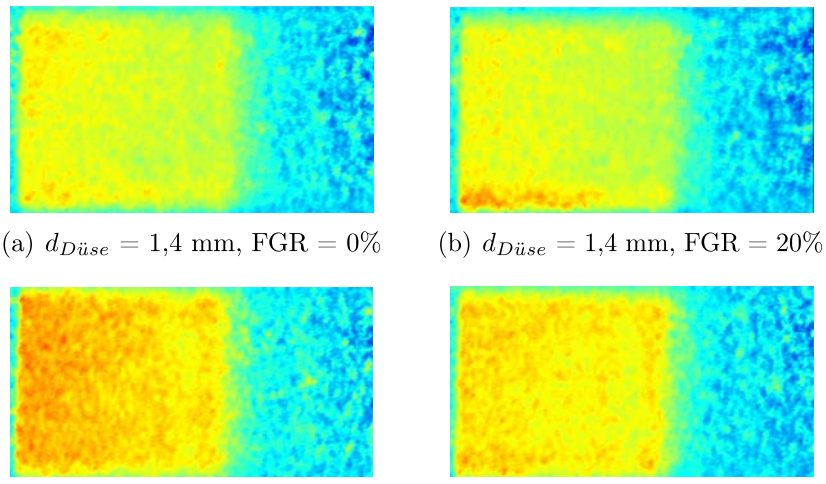


Abbildung 5.9: Schematische Darstellung der Position des Messvolumens für die OH-Chemilumineszenz-Aufnahmen (links) und die Rayleigh-Thermometrie-Messungen (rechts)



(a) FGR = 0% (b) FGR = 20% (c) FGR = 40%

Abbildung 5.10: OH-Chemilumineszenz-Aufnahmen der brennernahen Flamme für Variation der FGR-Rate bei Betrieb mit Erdgas, $d_{Düse} = 1{,}4\,\text{mm}$ und $T_{ad,EG} = 1650\,\text{K}$



(a) $d_{Düse}$ = 1,4 mm, FGR = 0% (b) $d_{Düse}$ = 1,4 mm, FGR = 20%

(c) $d_{Düse}$ = 2,2 mm, FGR = 0% (d) $d_{Düse}$ = 2,2 mm, FGR = 20%

Abbildung 5.11: Durch Rayleigh-Thermometrie ermittelte zweidimensionale Temperaturfelder in der brennernahen Flammzone bei Betrieb mit Erdgas bei $T_{ad,EG} = 1650\,\text{K}$

FGR-Rate ist ein Abfall in der gemessenen Intensität der OH-Radikale zu erkennen, welcher die Verringerung der Reaktivität des Brennstoff-Luft-Gemischs bestätigt. Des Weiteren liefern die Aufnahmen die Information, dass sich die Flammenlänge mit steigender CO_2-Beimischung zur Mischluft verändert. Während sich im Frischluftbetrieb die reaktive Zone der Flamme nur bis etwa zur Hälfte des sichtbaren Bereichs erstreckt, so füllt dieser Bereich bei FGR = 40% den gesamten sichtbaren Bereich aus. Somit nimmt die Aufenthaltszeit in der Reaktionszone mit steigender FGR-Rate zu.

Stickoxid-Emissionen

Im Gegensatz zu den CO-Emissionen unterscheiden sich zum einen das Niveau der Netto-Stickoxid-Emissionen als auch die Verläufe mit steigender Rezirkulationsrate bei den beiden Düsendurchmesser deutlich voneinander (siehe Abb. 5.8(b)). Im Frischluftbetrieb liegen die Emissionen mit $d_{Düse} = 2{,}2\,\text{mm}$ bei 40 ppm, bei der Brennerkonfiguration mit dem höheren Brennstoffimpuls dagegen beträgt der maximale Wert 4 ppm. Dies ist wie in Abschnitt 5.3.1 beschrieben auf das Impulsverhältnis zwischen Brennstoff- und Mischluftstrom bei den beiden Düsendurchmessern zurückzuführen. Aufgrund der geringen Eindringtiefe des Brennstoffstrahls in den Mischluftkanal bei $d_{Düse} = 2{,}2\,\text{mm}$, bildet sich eine brennstoffreiche Primärzone. Aufgrund der hohen Temperaturen in dieser Zone werden vermehrt thermische Stickoxide gebildet.

Diese Argumentation wird durch die Rayleigh-Thermometrie-Aufnahmen der brennernahen Reaktionszone im Frischluftbetrieb in Abb. 5.11 bestärkt. Das zweidimensionale Temperaturfeld der inneren Rezirkulationszone bei $d_{Düse} = 1{,}4\,\text{mm}$ ist sehr homogen, es sind keine heißen Strähnen erkennbar. Dagegen ist in Abb. 5.11(c) ein Bereich deutlich höherer Temperaturen zu erkennen. Die theoretische Betrachtung des Mischungsverhaltens hat gezeigt, dass im Falle einer geringen Eindringtiefe ($d_{Düse} = 2{,}2\,\text{mm}$) der Brennstoff in Richtung der Symmetrieachse des Brenners geleitet wird. Da sich das Messvolumen ebenfalls auf der Symmetrieachse des Brenners befindet, zeigt dieses Messergebnis, dass die thermische Stickoxidbildung plausibel mit Hilfe der Rayleigh-Thermometrie-Aufnahmen abgebildet werden kann. Ferner lässt diese Feststellung die Schlussfolgerung zu, dass die leicht höheren CO-Emissionen im Frischluftbetrieb mit dem größeren Düsendurchmesser auf dissoziative Effekte in der heißen Rezirkulationszone zurückzuführen sind, da dort Temperaturen größer 2000 K gemessen werden.

Im Rezirkulationsbetrieb werden die Messpunkte bis $x_{ML,O_2} = 12$ vol-% für einen Vergleich der Verläufe bei den unterschiedlichen Düsendurchmessern herangezogen. Abb. 5.12 zeigt die generische Brennkammer im Betrieb bei der höchsten Rezirkulationsrate bei $x_{ML,O_2} = 11{,}3$ vol-%. Die Flamme hat sich vom Brennermund gelöst und ist eingeschnürt. Dies führt dazu, dass unverbrannte Mischluft durch das Flammrohr gesaugt und die Emissionsmessung auf der Höhe der Abgasdüse verfälscht wird. Dies macht sich u.a. durch einen plötzlichen Anstieg der CO-Emissionen und ein Abfallen der Netto-NO_X-Messungen bemerkbar, wie dies bei dem Verlauf für $d_{Düese} = 1{,}4\,\text{mm}$ beim Reduzieren des Mischluftsauerstoffgehalts von $x_{ML,O_2} = 12$-vol-% auf 11,3-vol-% zu erkennen ist (siehe Abb. 5.8). Dieser letzte Betriebspunkt stellt die Betriebsgrenze dar, in dem kein stationärer Zustand erreicht wird. Des Weiteren werden die Emissionswerte wie oben beschrieben durch andere physikalische Effekte beeinflusst als die Verbrennung. Aufgrund dieser Tatsache werden

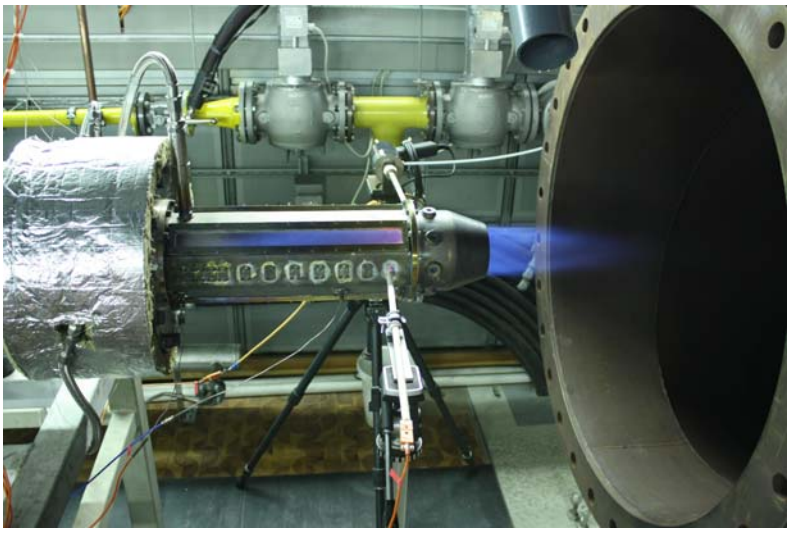


Abbildung 5.12: Generische Brennkammer im Betrieb mit Erdgas bei maximaler Rezirkulationsrate und $T_{ad} = 1650\,\mathrm{K}$

die Emissionswerte für diese höchste Rezirkulationsrate für eine vergleichende Bewertung außen vor gelassen.

Bei der Anhebung der Rezirkulationsrate ist unabhängig vom Düsendurchmesser ein Rückgang der Netto-NO_X-Emissionen zu verzeichnen. Im letzten Betriebspunkt vor Erreichen der definierten Magerlöschgrenze (100 ppm) bei $x_{ML,O_2} = 12$ vol-% entsprechen sich die Werte der beiden Verläufe. Dabei unterscheiden sie sich grundlegend in Ihrer Steigung. Beim Düsendurchmesser von 2,2 mm wird unabhängig von der Rezirkulationsrate ein Rückgang der Netto-NO_X-Emissionen erreicht, maximal bis zu 95%. Bei dem Verlauf mit von $d_{Düse} = 1{,}4\,\mathrm{mm}$ dagegen ist die Steigung sehr viel flacher. Bis zu einem Mischluftsauerstoffgehalt von $x_{ML,O_2} = 12{,}7$ vol-% wird ein Rückgang der Emissionen erzielt. Wird die Rezirkulationsrate weiter erhöht, steigt der Emissionswert allerdings wieder an.

Der Rückgang der Netto-NO_X-Emissionen bei steigenden Rezirkulationsraten deckt sich mit Ergebnissen, die in (ElKady *et al.*, 2008; Burdet *et al.*, 2010; Winkler *et al.*, 2009) bei der experimentellen Untersuchung vorgemischter Brennkammern erzielt wurden. In (Guethe *et al.*, 2009) wurde dieses Phänomen zudem numerisch untersucht. Der rückläufige Trend wurde in allen Quellen auf den Abfall der stöchiometrischen adiabaten Flammentemperatur infolge der Verringerung des Mischluftsauerstoffgehalts zurückgeführt. Diese Feststellung entspricht den Ergebnissen, die im Rahmen der reaktionskinetischen Studie erarbeitet wurden (vgl. Tab. 3.4). Die Folge hiervon sind geringere lokale Spitzentemperaturen in brennstoffreichen Zonen und damit einhergehend geringere thermische Stickoxid-Emissionen bei konstanten globalen adiabaten Flammentemperaturen.

Die Ausprägung dieses Effekts hängt im Wesentlichen vom Grad der Vormischung von Mischluft und Brennstoff ab. Bei voll vorgemischten Flammen ist die Temperaturverteilung sehr homogen, es existieren wenige heiße Strähnen. Bei der teilvorgemischten Experimentalbrennkammer, im Betrieb mit $d_{Düse} = 2{,}2\,\mathrm{mm}$ dagegen, läuft die Bildung der Stickoxide zum größten Teil über den Zeldovich-Mechanismus in der brennstoffreichen inneren Rezirkulationszone. Das Potential zur Reduzierung dieser Emissionen durch die Eliminierung

dieser heißen Strähnen durch den Rezirkulationsbetrieb ist hoch. In Abb. 5.11(d) ist das brennernahe Temperaturfeld bei dieser Bedüsung und einer Rezirkulationsrate von 20% dargestellt. Im Vergleich mit der Abb. 5.11(c) ist das Temperaturfeld wesentlich homogener und das Temperaturniveau im Allgemeinen niedriger. Infolgedessen sinken die Netto-NO_X-Emissionen um 50% von absolut 40 ppm auf 20 ppm. Das Temperaturfeld für den gleichen Betriebspunkt mit dem Düsendurchmesser von 1,4 mm ist in Abb. 5.11(b) dargestellt. Hier ist bis auf das allgemein etwas niedrigere Temperaturniveau kaum eine Veränderung im Vergleich zum Frischluftbetrieb (Abb. 5.11(a)) erkennbar. Dies stimmt gut mit den Messwerten überein, da die Emissionen bei der Reduzierung des Mischluftsauerstoffgehalts von $x_{ML,O_2} = 21$ vol-% auf 18 vol-% nur geringfügig abnehmen.

Als Ergebnis der Referenzuntersuchungen mit Erdgas ist festzuhalten, dass die Emissionsverläufe und Mechanismen nachvollzogen werden konnten, die für vollständig vorgemischte Brennkammern bekannt sind. Zum einen steigen die CO-Emissionen mit zunehmender Rezirkulationsrate stetig an und zum anderen besteht das Potential eine Verringerung der Netto-NO_X-Emissionen zu erreichen. Das Ausmaß dieses Rückgangs hängt dabei wesentlich von der gewählten Bedüsung des teilweise vorgemischten Brenners ab, da durch diese beeinflusst werden kann inwieweit die innere Reaktionszone angefettet wird. Anhand der Ergebnisse der Referenzversuche wird nun das Verbrennungsverhalten der alternativen Brenngase unter Abgasrezirkulationsbedingungen untersucht.

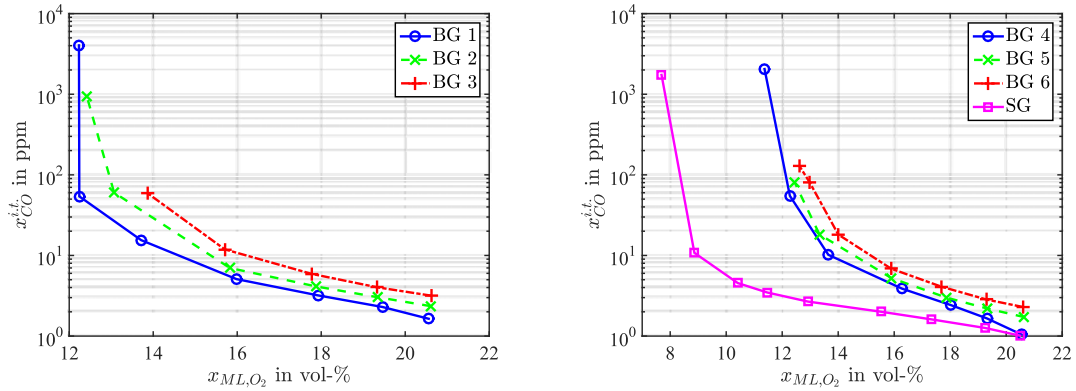
5.4.2 Untersuchungen mit den alternativen Brenngasen

Im folgenden Abschnitt wird auf die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen der alternativen Brenngase eingegangen. In Anlehnung an die Referenzversuche wird zuerst auf die Brennerkonfiguration mit dem Düsendurchmesser von 1,4 mm eingegangen. Im Anschluss daran folgt die Darstellung der Ergebnisse mit der Bedüsung von 2,2 mm und zuletzt ein Vergleich der Emissionsverläufe der beiden Brennerkonfigurationen.

Kohlenmonoxid-Emissionen

In Abb. 5.13 sind die gemessenen CO-Emissionen als Funktion des Mischluftsauerstoffgehalts für den Düsendurchmesser von $d_{Düse} = 1{,}4$ mm aufgetragen. Im linken Diagramm sind die Biogasgemische #1 - 3 zusammengefasst und im rechten Diagramm alle Brenngase, die Wasserstoff enthalten, d.h. Biogasgemische #4 - 6 und das Synthesegas.

Für alle Brenngase ist ein ähnlicher Verlauf wie bei dem Referenzbrennstoff Erdgas in Abb. 5.8(a) zu erkennen: Mit zunehmender FGR-Rate steigen die CO-Emissionen stetig an bis zum Erreichen der Magerlöschgrenze. Aufgrund der Auswirkung auf die chemische Reaktivität wurde im Zuge der reaktionskinetischen Studie die These aufgestellt, dass der minimal einstellbare Mischluftsauerstoffgehalt eine Funktion des CH_4-Gehalts des Brennstoffs ist. Die Verläufe in Abb. 5.13(a) bestätigen dies, denn der minimale Wert von x_{ML,O_2} steigt mit abnehmenden CH_4-Brennstoffgehalt. Während bei Biogasmischung #1 die Rezirkulationsrate bis zu $x_{ML,O_2} = 12{,}2$ vol-% erhöht werden kann bevor CO-Werte größer 100 ppm gemessen werden, erlischt die Flamme bei Biogasgemisch #3 bereits bei $x_{ML,O_2} = 13{,}9$ vol-%. Die Addition von 10 vol-% Wasserstoff verschiebt die Magerlöschgrenze hin zu geringeren Mischluftsauerstoffgehalten, wie in Abb. 5.13(b) ersichtlich ist. Besonders die Biogasmischung #3 profitiert von der Zugabe von Wasserstoff, der minimale



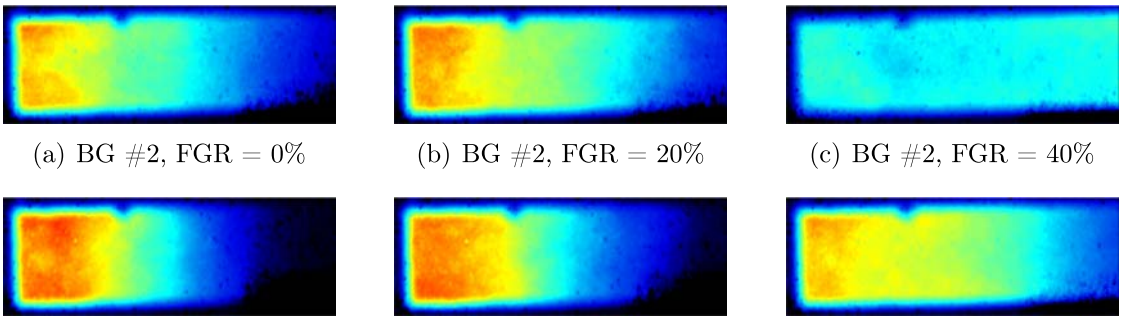
(a) BG #1 - 3 (b) BG #4 - 6, SG

Abbildung 5.13: Gemessene CO-Emissionen für die Variation der FGR-Rate bei Betrieb mit den alternativen Brenngasen, $d_{Düse} = 1{,}4\,\text{mm}$ und $T_{ad,BG} = 1650\,\text{K}$ bzw. $T_{ad,SG} = 1450\,\text{K}$

Mischluftsauerstoffgehalt ist um 1,3 vol-% hin zu höheren FGR-Raten verschoben. Dies ist auf die Erhöhung der laminaren Flammengeschwindigkeit infolge des hochreaktiven Wasserstoffs zurückzuführen, wie in Abschnitt 3.3.2 gezeigt wurde. Trotz der geringeren adiabaten Flammentemperatur des Betriebspunkts zeigt sich bei Synthesegas das Potenzial zu sehr hohen Rezirkulationsraten. Bis zu einem Mischluftsauerstoffgehalt von $x_{ML,O_2} = 8{,}3$ vol-% ist ein Betrieb mit $CO < 100\,\text{ppm}$ möglich.

Neben der maximal erreichbaren Rezirkulationsrate wirkt sich der CH_4-Gehalt auf die absoluten Werte der CO-Emissionen aus. In Abb. 5.13(a) und 5.13(b) verlaufen die Trends der Gasgemische nahezu parallel zueinander, wobei die absoluten Emissionswerte mit abnehmendem CH_4-Gehalt zunehmen. Dies ist erneut eine Eigenschaft des teilweise vorgemischten Experimentalbrenners. Mit abnehmendem CH_4-Gehalt sinkt der Heizwert des Biogasgemischs. Demnach muss nach Gl. (2.18) bei Biogasgemisch #3 mehr Brennstoff eingesetzt werden, um die vergleichbare thermische Last zu erreichen wie bei Gemisch #1. Dies hat einen höheren Impuls an der Düse zur Folge und führt dazu, dass mehr Brennstoff aus der inneren Reaktionszone nach außen getragen wird. Dies führt nach (Nowakowski, 2012) zu Löschungseffekten an der Flammrohrwand, wodurch die leicht ansteigenden CO-Emissionen bei einem konstanten Mischluftsauerstoffgehalt zu erklären sind.

In Abb. 5.14 sind analog zu den Untersuchungen mit Erdgas die OH-Chemilumineszenz-Aufnahmen bei drei Rezirkulationsraten für die Biogasgemische #2 und #5 dargestellt. Da die numerische Studie keine großen Abweichungen zwischen dem reaktionskinetischen Verhalten der Biogase im Rezirkulationsbetrieb ergeben hatte, wurden diese Gase aufgrund des mittleren Heizwerts als repräsentative Biogase ausgewählt. Es zeigt sich ein ähnliches Bild bei diesen OH-Aufnahmen wie bei denen in Abschnitt 5.4.1: Die Konzentration der OH-Radikale nimmt mit steigender FGR-Rate ab während die Flammenlänge zunimmt. Die Vergrößerung der Zone der Wärmefreisetzung, die wie erwähnt bereits bei Erdgas erkannt wurde, passt mit Ergebnissen aus (Guethe *et al.*, 2009) überein. Ferner sind zwischen den Aufnahmen der beiden Biogase Unterschiede erkennbar, die auf die erhöhte Reaktivität des Biogasgemischs #5 zurückzuführen sind. Zum einen sind höhere OH-



(a) BG #2, FGR = 0% (b) BG #2, FGR = 20% (c) BG #2, FGR = 40%

(d) BG #5, FGR = 0% (e) BG #5, FGR = 20% (f) BG #5, FGR = 40%

Abbildung 5.14: OH-Chemilumineszenz-Aufnahmen der brennernahen Flammzone für die Variation der FGR-Rate bei Betrieb mit den Biogasgemischen #2 und #5, $d_{Düse} = 1{,}4\,\text{mm}$ und $T_{ad} = 1650\,\text{K}$

Intensitäten in Abb. 5.14(d) - 5.14(f) als in Abb. 5.14(a) - 5.14(c) zu verzeichnen. Zum anderen weisen die Flammen von Gemisch #5 bei gleicher FGR-Rate aufgrund der höheren Flammengeschwindigkeiten eine geringere Ausdehnung auf als bei Biogas #2.

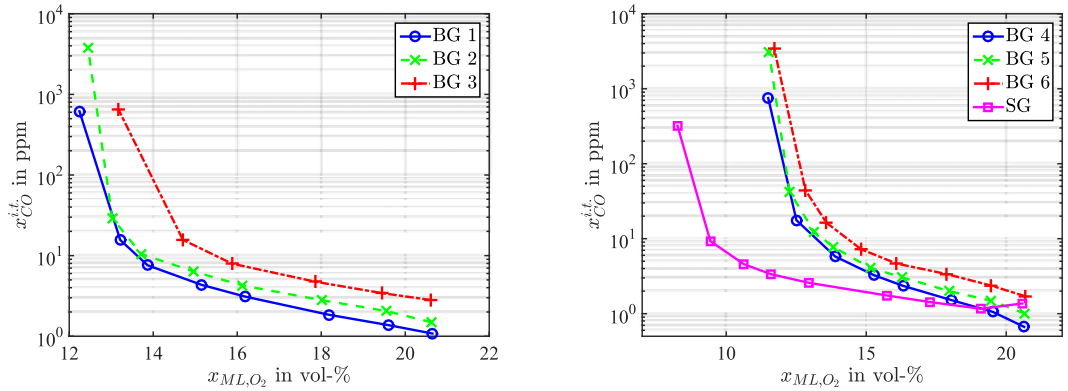
In Abb. 5.15 sind die Verläufe der CO-Emissionen für $d_{Düse} = 2{,}2\,\text{mm}$ dargestellt. Gegenüber dem Verlauf der Emissionen bei dem kleineren Düsendurchmesser ergeben sich keine neuen Erkenntnisse. Für alle Brenngase steigen die CO-Emissionen mit zunehmender Rezirkulationsrate an und die Stabilitätsgrenze verschiebt sich mit abnehmendem Wobbe-Index hin zu höheren Werten von x_{ML,O_2}. Ferner wirkt sich die Zugabe von Wasserstoff analog zum Betrieb mit dem Düsendurchmesser von 1,4 mm positiv auf die Stabilitätsgrenze aus.

Der Vergleich der Verläufe bei Betrieb mit den beiden Düsendurchmessern in Abb. 5.16 zeigt, dass die Verläufe neben der qualitativen Übereinstimmung auch von der Höhe der Messwerte sehr eng beieinander liegen. Des Weiteren ist erkennbar, dass die maximal erreichbare Rezirkulationsrate für beide Brennerkonfigurationen nahezu identisch ist. Daraus folgt, dass im Gegensatz zum Frischluftbetrieb das Mischungsverhalten bei erhöhten Rezirkulationsraten keinen Einfluss auf die Betriebsgrenze der Brennkammer hat.

Stickoxid-Emissionen

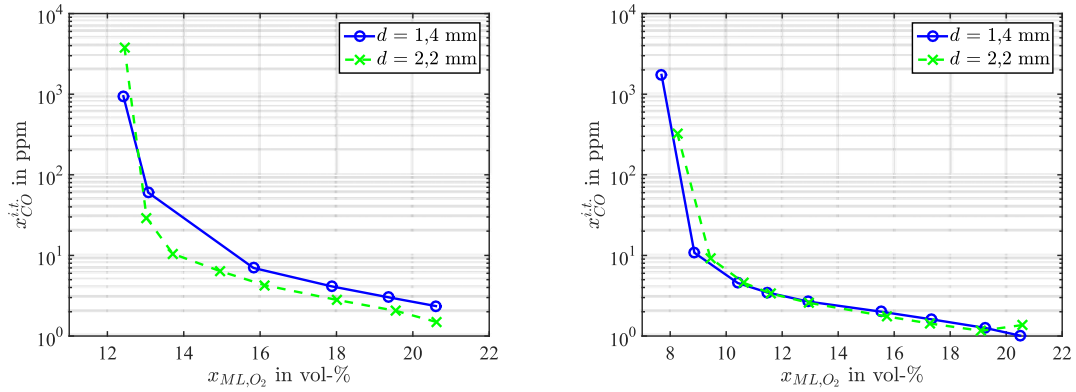
In Abb. 5.17 sind die Netto-NO_X-Emissionen für den Betrieb mit $d_{Düse} = 1{,}4\,\text{mm}$ über dem Mischluftsauerstoffgehalt aufgetragen. Der Vergleich der absoluten Werte der Netto-NO_X-Emissionen zeigt, dass die Verdünnung der Biogasgemische mit Wasserstoff keinen nennenswerten Einfluss auf das Emissionsniveau hat. Dies entspricht den Beobachtungen von (Winkler *et al.*, 2009). Des Weiteren ist zu erkennen, dass die Trends aller untersuchten alternativen Brenngase ähnlich sind. Bei geringen FGR-Raten nehmen die Werte von $x_{NO_X,netto}$ zuerst leicht ab. Bei einem gewissen Mischluftsauerstoffgehalt wird der minimale Wert erreicht und der Trend kehrt sich um. Wird die FGR-Rate weiter angehoben, so steigen die Netto-NO_X-Emissionen wieder an. Der maximale Wert der Stickoxid-Emissionen im Rezirkulationsbetrieb ist bei allen betrachteten Brenngasen höher als der Emissionswert im Frischluftbetrieb.

Diese Trendumkehr wurde bereits in Ansätzen bei den Messergebnissen mit dem Referenz-



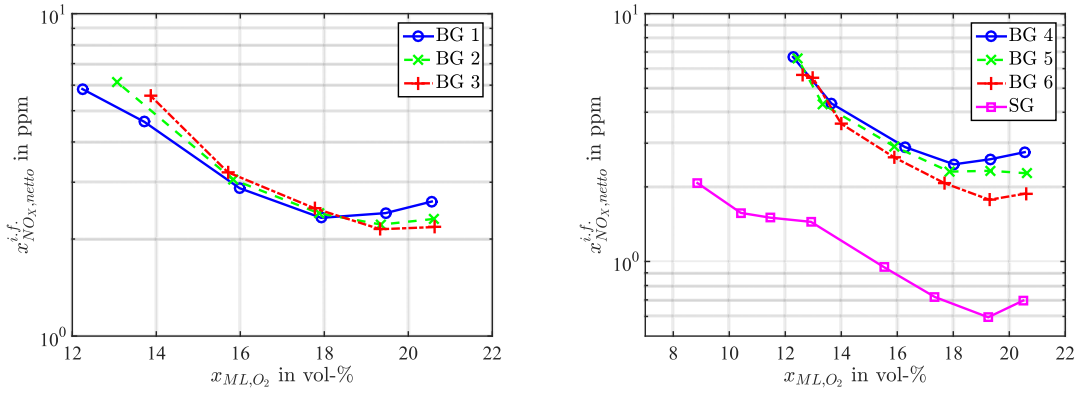
(a) BG #1 - 3 (b) BG #4 - 6, SG

Abbildung 5.15: Gemessene CO-Emissionen für die Variation der FGR-Rate bei Betrieb mit den alternativen Brenngasen, $d_{Düse} = 2{,}2\,\text{mm}$ und $T_{ad,BG} = 1650\,\text{K}$ bzw. $T_{ad,SG} = 1450\,\text{K}$



(a) BG #2 (b) SG

Abbildung 5.16: Vergleich der gemessenen CO-Emissionen für die Variation der FGR-Rate bei Betrieb mit den alternativen Brenngasen und unterschiedlichen Düsendurchmessern bei $T_{ad,BG} = 1650\,\text{K}$ bzw. $T_{ad,SG} = 1450\,\text{K}$



(a) BG #1 - 3 (b) BG #4 - 6, SG

Abbildung 5.17: Verläufe der Netto-NO_X-Emissionen für die Variation der FGR-Rate bei Betrieb mit den alternativen Brenngasen, $d_{Düse} = 1{,}4\,\text{mm}$ und $T_{ad,BG} = 1650\,\text{K}$ bzw. $T_{ad,SG} = 1450\,\text{K}$

brennstoff Erdgas bemerkt. In Abb. 5.8(b) ist für $d_{Düse} = 1{,}4\,\text{mm}$ ein stetig abnehmender Wert der Netto-NO_X-Emissionen zu verzeichnen bis zu einem Anstieg beim Übergang von $x_{ML,O_2} = 12{,}7$ vol-% auf 12 vol-%. Dieser Anstieg ist gleichbedeutend mit der oben beschriebenen Trendumkehr. Dass dieser Umschlag bei Erdgas erst bei sehr niedrigen Mischluftsauerstoffgehalten auftritt, hängt mit dem Mischungsverhalten des Brenners zusammen. Auf den Zusammenhang zwischen der Gemischgüte und dem Verlauf der Stickoxid-Emissionen wird im weiteren Verlauf noch detailliert eingegangen. In (Guethe *et al.*, 2009) wird dieser Umschlag ebenfalls beobachtet, allerdings nicht in dem Ausmaß, in dem er hier festgestellt wird. Die Ursache hierfür ist ein Wechsel des primären Bildungsmechanismus der NO_X-Emissionen bei erhöhten FGR-Raten.

Im Frischluftbetrieb ist der Hauptanteil der produzierten Stickoxide auf den Zeldovich- und den N_2O-Mechanismus zurückzuführen. Das thermische NO wird in den brennstoffreichen Bereichen der Reaktionszone gebildet, in denen Temperaturen von $T > 1800\,\text{K}$ vorliegen. In den mageren Zonen dagegen verläuft die Bildung über den N_2O-Mechanismus, angetrieben von der hohen Konzentration an Sauerstoffradikalen. In der reaktionskinetischen Studie wurde festgestellt, dass mit steigender FGR-Rate die stöchiometrische Temperatur des Gemischs abnimmt. Die Rayleigh-Thermometrieaufnahmen bei den Referenzversuchen haben gezeigt, dass dies zu einer Vergleichmäßigung des zweidimensionalen Temperaturfelds führt. Zusätzlich dazu nimmt mit steigender FGR-Rate der Mischluftsauerstoffgehalt ab, wodurch auch die Anzahl verfügbarer Sauerstoffradikale verringert wird. Diese beiden Effekte führen dazu, dass die Bildung von Stickoxiden durch den Zeldovich- und den N_2O-Mechanismus mit steigender Rezirkulationsrate abnimmt.

Ab einem gewissen Mischluftsauerstoffgehalt fangen die Emissionen wieder an zu steigen. Dies lässt sich gut durch die Stickoxidbildung über den NNH- und den Fenimore-Mechanismus erklären, deren Einfluss bei diesen Betriebsbedingungen anscheinend zunimmt. Sowohl beim NNH- als auch beim Fenimore-Mechanismus werden die Stickoxide in der reaktiven Zone der Wärmefreisetzung gebildet. Die in Abb. 5.14 beobachtete volumetrische Ausdehnung der Reaktionszone mit steigender FGR-Rate begünstigt die Stickoxidbildung

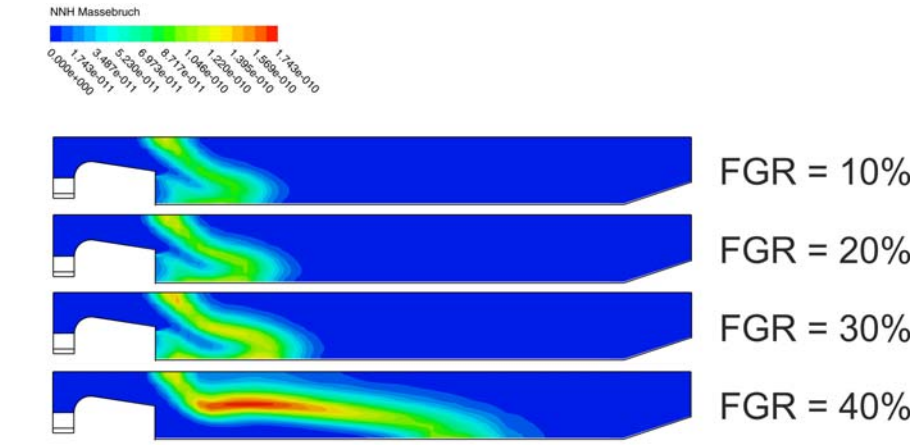
durch diese beiden Mechanismen. Zusätzlich dazu wurde in der reaktionskinetischen Studie festgestellt, dass der Betriebspunkt bei hohen FGR-Raten zunehmend in Richtung eines stöchiometrischen Gemischs verschoben wird. Diese Tatsache spricht für erhöhte Konzentrationen von Radikalen bei diesen Betriebszuständen und damit erhöhte Emissionen von promptem NO.

In Abb. 5.18 sind für unterschiedliche FGR-Raten die numerisch berechneten Konturplots der NNH- und CH-Radikale der reaktiven Brennkammerströmung für das Biogasgemisch #1 dargestellt. Bei diesem Brenngas sind die NO_X-Emissionen rückläufig bis zu einem Mischluftsauerstoffgehalt von $x_{ML,O_2} = 18$ vol-%, was einer Rezirkulationsrate von FGR = 20% entspricht. Bei höheren Rezirkulationsraten steigen die Emissionen bis zum Erlöschen an. Die Betrachtung der numerischen Ergebnisse zeigt, dass die NNH-Konzentration bis zu der Rezirkulationsrate von FGR = 20% in etwa unverändert bleibt. Bei höheren FGR-Raten dagegen nimmt die Konzentration der NNH-Radikalen zu. Bei den CH-Radikalen ist erst bei der Rezirkulationsrate von 40% ein nennenswerter Anstieg der Konzentration zu verzeichnen. Diese Ergebnisse bestätigen die Argumentation mit den wechselnden Stickoxid-Bildungsmechanismen sehr gut.

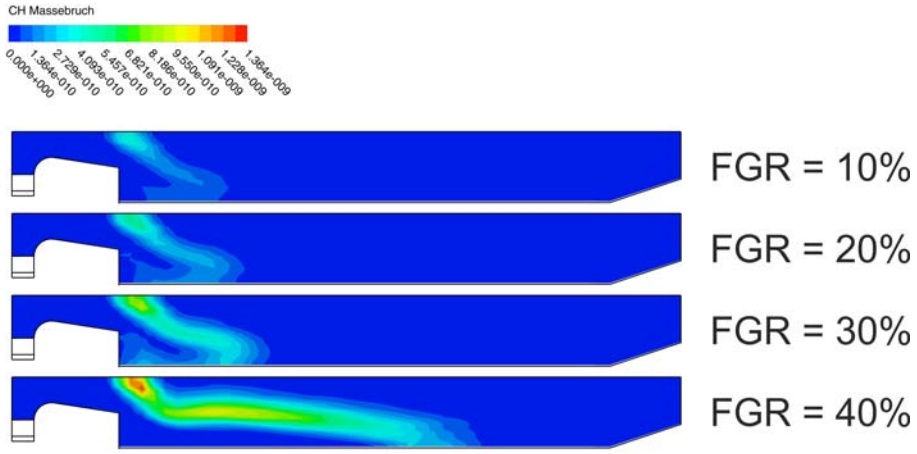
Eine weitere Quelle, die das Ansteigen der CH-Emissionen bei hohen Rezirkulationsraten bestätigt, ist (Cabot *et al.*, 2014). Die Autoren haben eine drallstabilisierte Flamme im Rezirkulationsbetrieb mit CH-Chemilumineszenz-Messtechnik vermessen. Die Ergebnisse dieser experimentellen Untersuchungen sind in Abb. 5.19 dargestellt, mit ansteigender CO_2-Konzentration von links (Frischluftbetrieb) nach rechts. Mit zunehmender FGR-Rate ist eine Vergrößerung der Bereiche zu erkennen, in denen die CH-Radikale produziert werden. Kurz vor dem Erlöschen der Flamme ist dabei die größte Konzentration der Radikalen zu erkennen, was sich mit den numerischen Ergebnissen deckt.

Die thermischen Stickoxid-Emissionen bei dem Düsendurchmesser von 1,4 mm sind sehr gering aufgrund der hohen Eindringtiefe des Brennstoffstrahls und der guten Durchmischung von Brennstoff und Mischluft. Im Frischluftbetrieb fallen bei den Biogasgemischen maximal 2 bis 3 ppm NO an. Das Potential zur Reduzierung der Emissionen durch die im vorigen Abschnitt beschriebenen Effekte ist somit bei $d_{Düse} = 1{,}4$ mm bereits bei geringen Rezirkulationsraten ausgereizt. Die Breite des Bereichs an Mischluftsauerstoffgehalten, in dem eine Reduzierung der Netto-NO_X-Emissionen erreicht wird, hängt wiederum von der Zusammensetzung des Brennstoffs ab. Bei den Biogasgemischen wird dieser mit sinkendem CH_4-Brennstoffanteil schmaler. Während sich der Bereich bei Biogasgemisch #1 bis zu $x_{ML,O_2} = 16{,}6$ vol-% erstreckt, treten bei Gemisch #3 bereits ab $x_{ML,O_2} = 18{,}9$ vol-% höhere Emissionswerte als bei FGR = 0% auf. Eine mögliche Erklärung hierfür ist das Abfallen der chemischen Reaktivität mit sinkendem Heizwert. Dies führt zu einer geringeren Anzahl an Sauerstoffradikalen, wodurch die Stickoxidbildung durch den N_2O-Mechanismus weniger ausgeprägt ist. Dies verringert das Potential der NO_X-Reduzierung, sodass der Trend bereits bei höheren Mischluftsauerstoffgehalten umschlägt. Dieser Zusammenhang ist bei den mit Wasserstoff verdünnten Biogasgemischen ebenfalls erkennbar. Allerdings wirkt sich die erhöhte Reaktivität begünstigend auf die Breite des Bereichs aus, in dem die NO_X-Emissionen verringert werden können. Dieser Effekt ist besonders bei der Biogasmischung #6 ausgeprägt. Bei dieser verschiebt sich die Grenze hin zu $x_{ML,O_2} = 18{,}3$ vol-%.

Bei Betrieb mit dem Synthesegas können bis zu einem Mischluftsauerstoffgehalt von $x_{ML,O_2} = 17{,}4$ vol-% geringere Netto-NO_X-Emissionen als im Frischluftbetrieb verzeichnet



(a) NNH-Radikale



(b) CH-Radikale

Abbildung 5.18: Berechnete Konturplots der NNH- und CH-Radikalverteilung der generischen Brennkammer für die Variation der FGR-Rate bei Betrieb mit Biogasgemisch #1, $d_{Düse} = 1{,}4\,\text{mm}$ und $T_{ad,BG} = 1650\,\text{K}$

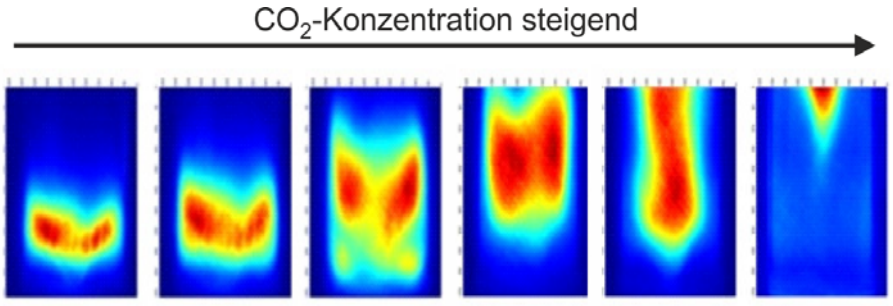


Abbildung 5.19: CH-Chemilumineszenz-Aufnahmen an einer drallstabilisierten Flamme eines atmosphärischen Brenners (Cabot *et al.*, 2014)

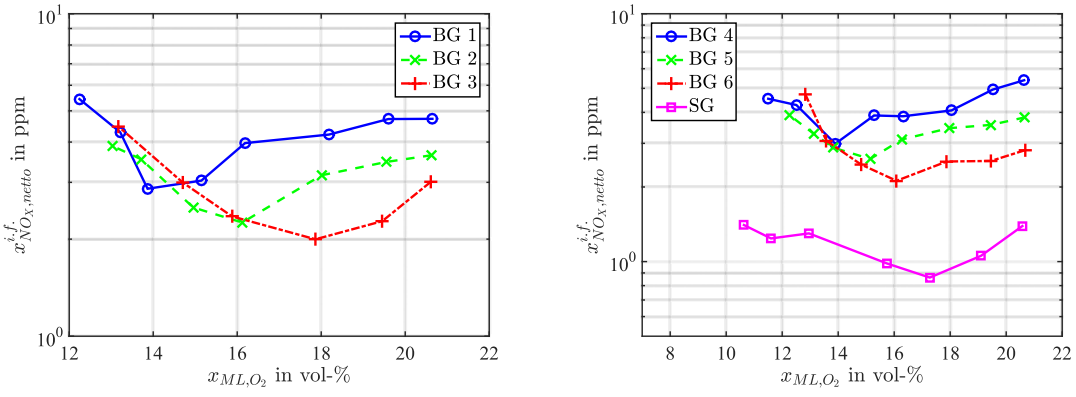
werden. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die thermischen NO_X-Emissionen aufgrund des Eindringverhaltens und der um 200 K niedrigeren adiabaten Flammentemperatur sehr gering sind.

In Abb. 5.20 sind die Netto-NO_X-Verläufe bei Betrieb mit $d_{Düse} = 2{,}2\,\text{mm}$ als Funktion des Mischluftsauerstoffgehalts dargestellt. Im Gegensatz zu den CO-Emissionen ist bei diesen Verläufen der Einfluss des Mischungsverhaltens bei Betrieb mit dem größeren Düsendurchmesser deutlich erkennbar. Analog zu den Verläufen in Abb. 5.17 ist mit beginnendem Rezirkulationsbetrieb ein Rückgang der Emissionen zu beobachten. Dieser hält bis zu einer gewissen Rezirkulationsrate an, bei dem der Trend umschlägt und die Emissionen ansteigen. Allerdings ergeben sich zwei wesentliche Unterschiede zu dem Betriebsverhalten mit $d_{Düse} = 1{,}4\,\text{mm}$:

1. Der Betriebspunkt, bei dem die maximale Verringerung der Netto-NO_X-Emissionen erreicht wird, ist zu höheren Rezirkulationsraten verschoben. Bei der Verbrennung des Biogasgemischs #3 beispielsweise wird der niedrigste Emissionswert bei einem Mischluftsauerstoffgehalt von $x_{ML,O_2} = 16{,}1$ vol-% erreicht. Bei dem Düsendurchmesser von 1,4 mm dagegen liegt dieser Betriebspunkt bei $x_{ML,O_2} = 19{,}3$ vol-%.

2. Bis auf wenige Ausnahmen bei den minimalen Mischluftsauerstoffgehalten wird eine Verringerung der Netto-NO_X-Emissionen für den gesamten Bereich des Rezirkulationsbetriebs erreicht.

Diese Veränderung in der Emissionscharakteristik ist auf das Mischungsverhalten zurückzuführen. Wie in Abschnitt 5.3 festgestellt und in Abb. 5.11 durch zweidimensionale Temperaturfelder nachgewiesen wurde, steigt die Inhomogenität des Brennstoff-Luft-Gemischs mit abnehmendem Impuls des Brennstoffstrahls an der Hauptgasdüse. Dies führt aufgrund der Anfettung der inneren Rezirkulationszone zu höheren Emissionen an thermischen Stickoxiden, wie der Vergleich zwischen den Werten im Frischluftbetrieb mit denen in Abb. 5.17 zeigt. Der Wechsel der NO_X-Bildungsmechanismen findet immer noch statt,



(a) BG #1 - 3 (b) BG #4 - 6, SG

Abbildung 5.20: Netto-NO_X-Emissionen für die Variation der FGR-Rate bei Betrieb mit den alternativen Brenngasen, $d_{Düse} = 2{,}2\,\text{mm}$ und $T_{ad,BG} = 1650\,\text{K}$ bzw. $T_{ad,SG} = 1450\,\text{K}$

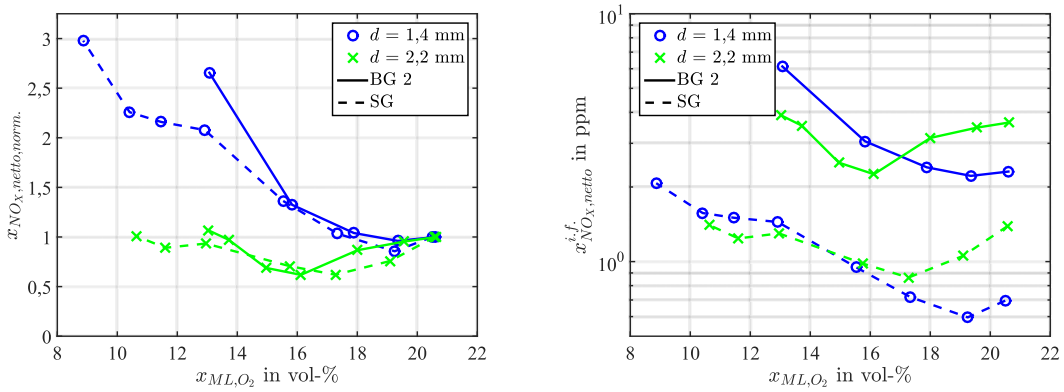
allerdings wird der Einfluss des NNH- und des Fenimore-Mechanismus erst bei höheren Rezirkulationsraten so stark, um der Verringerung der thermischen und N_2O-Stickoxide entgegenzuwirken. Das höhere Potential zur Verringerung der Netto-NO_X-Emissionen bei Betrieb mit einem größeren Düsendurchmesser wird in Abb. 5.21(a) deutlich. In dieser Graphik sind die normierten Emissionsverläufe für den Betrieb mit den untersuchten Düsendurchmessern für das Biogasgemisch #2 und das Synthesegas gegeneinander aufgetragen. Die Normierung wurde dabei mit dem Emissionswert im Frischluftbetrieb vorgenommen:

$$x_{NO_X,netto,norm.} = \frac{x_{NO_X,netto}}{x_{NO_X,netto}^{FGR=0}}. \tag{5.4}$$

Optimierte Betriebsstrategie

Anhand der experimentell ermittelten Verläufe der CO- und Netto-NO_X-Emissionen lässt sich eine optimierte Betriebsstrategie für einen teilvorgemischten Brenner herleiten, die der Anforderung nach einem breiten Teillastbereich und niedrigen Emissionen bei Volllast genügt.

Das Mischsystem der Brennkammer wird derart gestaltet, dass ein inhomogenes Brennstoff-Luft-Gemisch entsteht. Hierdurch wird ein breiter Stabilitätsbereich im Frischluftbetrieb sichergestellt. Nachdem der Volllastbetrieb erreicht ist, wird die Brennkammer unter Abgasrezirkulationsbedingungen betrieben. Hierdurch können die Stickoxid-Emissionen gesenkt werden ohne den CO-Emissionsverlauf und die Magerlöschgrenze zu beeinträchtigen. In Abb. 5.21(b) sind die Verläufe der Netto-NO_X-Emissionen beider Düsendurchmesser für Biogasgemisch #2 und das Synthesegas dargestellt. Der Vergleich zeigt, dass bei der Brennerkonfiguration mit geringem Impulsverhältnis ($d_{Düse} = 2{,}2\,\text{mm}$) durch die korrekte Wahl der Rezirkulationsrate Werte von $x_{NO_X,netto}$ erreicht werden, die vergleichbar sind mit denen im Frischluftbetrieb bei der Bedüsung mit dem höheren Impulsverhältnis ($d_{Düse} = 1{,}4\,\text{mm}$). Ferner können bei gleicher FGR-Rate niedrigere oder gleiche Stickoxid-



(a) normierte Werte (b) absolute Werte

Abbildung 5.21: Vergleich der Netto-NO_X-Emissionen für die Variation der FGR-Rate bei Betrieb mit den alternativen Brenngasen und unterschiedlichen Düsendurchmessern, $T_{ad,BG} = 1650\,\text{K}$ bzw. $T_{ad,SG} = 1450\,\text{K}$

werte erreicht werden, wenn der Mischluftsauerstoffgehalt zu Werten $x_{ML,O_2} < 17{,}1$ vol-% für das Biogasgemisch #2 bzw. $x_{ML,O_2} < 14{,}7$ vol-% für das Synthesegas gewählt wird.

Kohlendioxid-Anreicherung

In Abb. 5.22 sind die Verläufe der CO_2-Emissionen der alternativen Brenngase über dem Mischluftsauerstoffgehalt aufgetragen. Wie erwartet, steigt die CO_2-Konzentration im Abgas stetig linear mit der Rezirkulationsrate an. Des Weiteren führt die Erhöhung des CO_2-Brennstoffanteils zu höheren CO_2-Partialdrücken im Abgas. Die höchsten gemessenen Konzentrationen traten bei der Verbrennung der Biogasgemische #3 und #6 auf. Bei der höchsten Rezirkulationsrate wurden 20 vol-% an CO_2 im Abgas nachgewiesen. Dies entspricht einer relativen Zunahme von 67% für das Biogasgemisch #3. Durch die Zugabe von Wasserstoff kann dieser Wert auf 87% für das Gemisch #6 erhöht werden. Die größte relative Steigerung der CO_2-Konzentrationen wird beim Betrieb mit Synthesegas erreicht, was auf den großen Stabilitätsbereich zurückzuführen ist. Die CO_2-Ausbeute kann bei Güssing-Gas um 165% gesteigert werden.

Die Kohlendioxid-Konzentrationen im Abgas bei Betrieb mit dem großen Düsendurchmesser entsprechen weitestgehend den Verläufen bei Betrieb mit $d_{Düse} = 1{,}4\,\text{mm}$. Aufgrund der unveränderten Stabilitätsgrenzen und des hohen CO_2-Brennstoffgehalts erfolgt die höchste CO_2-Ausbeute erneut bei Biogasgemischen #3 mit $x_{A,CO_2} = 19{,}8$ vol-% bzw. bei Gemisch #6 mit $x_{A,CO_2} = 19{,}9$ vol-%. Die höchste relative Steigerung der Konzentrationen kann weiterhin beim Betrieb mit Synthesegas erreicht werden: eine Erhöhung um 180% von $x_{A,CO_2} = 6{,}8$ vol-% im Frischluftbetrieb zu 18,4 vol-% bei der maximalen Rezirkulationsrate.

Es ist somit festzuhalten, dass das Potential zur Erhöhung des CO_2-Partialdrucks im Abgas nicht vom Mischungsverhalten des Brenners abhängt.

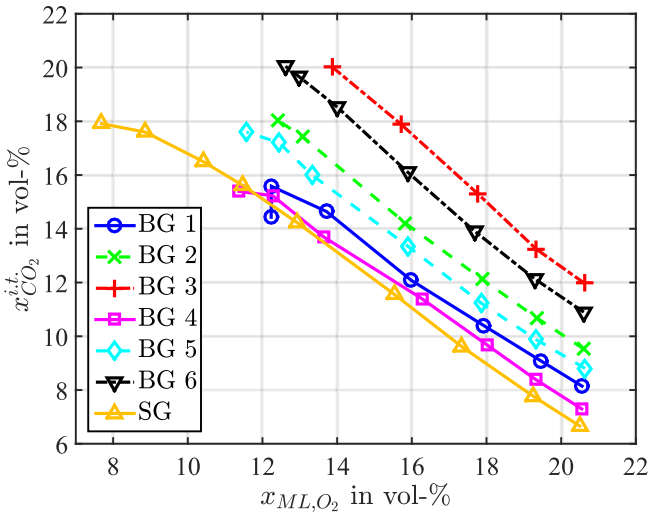


Abbildung 5.22: Gemessene CO_2-Konzentration für die Variation der FGR-Rate bei Betrieb mit den alternativen Brenngasen, $d_{Düse} = 1{,}4\,\text{mm}$ und $T_{ad,BG} = 1650\,\text{K}$ bzw. $T_{ad,SG} = 1450\,\text{K}$

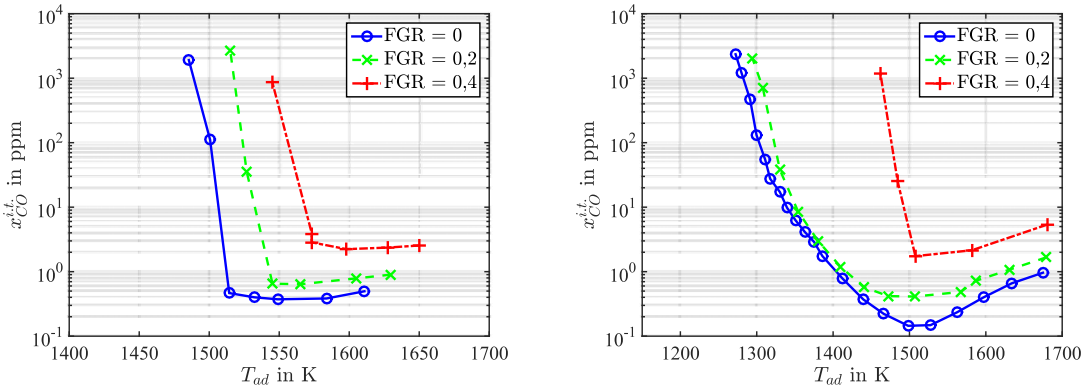
5.5 Einfluss der FGR-Rate auf das Teillastverhalten

Die Untersuchungen im vorigen Abschnitt konzentrierten sich auf das Verbrennungsverhalten unter Abgasrezirkulationsbedingungen bei einer konstanten Feuerungswärmeleistung. Damit wurde das Volllastverhalten des Experimentalbrenners unter den veränderten Betriebsbedingungen erschlossen. In diesem Abschnitt wird der Einfluss des Rezirkulationsbetriebs auf das Teillastverhalten des partiell vorgemischten Brenners ermittelt. Hierzu wird bei einer konstanten Mischluftzusammensetzung der Brennstoffmassenstrom schrittweise reduziert, um die Magerlöschgrenze (CO > 100 ppm) zu bestimmen. Für den Referenzbrennstoff Erdgas und die Biogasgemische wurde dies für die Rezirkulationsraten von FGR = 0%, 20% und 40% durchgeführt. Bei Synthesegas konnte zusätzlich dazu noch die Stabilitätsgrenze bei FGR = 55% bestimmt werden.

In Abb. 5.23(a), 5.23(c) und 5.23(e) sind die Verläufe der gemessenen CO-Emissionen im Betrieb mit $d_{Düse} = 1{,}4\,\text{mm}$ dargestellt. Bei allen untersuchten Gasen verschiebt sich die Magerlöschgrenze mit zunehmender FGR-Rate zu höheren Flammentemperaturen, d.h. der Teillastbetriebsbereich wird eingeschränkt. Dies ist auf die verringerte Reaktivität bei erhöhten Rezirkulationsraten zurückzuführen. In der reaktionskinetischen Studie wurde festgestellt, dass der Rückgang der laminaren Flammengeschwindigkeit beim Übergang vom Frischluftbetrieb zu einer mittleren Rezirkulationsrate geringer ausfällt im Vergleich zu dem bei der Erhöhung auf eine hohe FGR-Rate (vgl. Tab. 3.4). Diese Tatsache findet sich in den Verläufen der Biogasgemische #1 und #4 sowie dem des Synthesegases wieder. Die Einschränkung des Teillastbereichs beim Übergang vom Frischluftbetrieb zu FGR = 20%, bzw. beim Synthesegas zu FGR = 40% ist relativ gering. Für das Biogas #1 zum Beispiel wird der Verlauf der CO-Emissionen nur um $\Delta T_{ad,min}^{0-20\%} = 10\,\text{K}$ in Richtung höherer Temperaturen verschoben. Bei der Erhöhung auf die maximale FGR-Rate (40% bei den Biogasgemischen und 55% bei Synthesegas) dagegen wird der Teillastbereich deutlicher eingeschränkt, bei Biogas #1 um $\Delta T_{ad,min}^{20-40\%} = 50\,\text{K}$. Bei Erdgas ist dieser Trend bei den dargestellten Rezirkulationsraten nicht erkennbar, allerdings wird erwartet, dass dies bei höheren FGR-Raten auftritt.

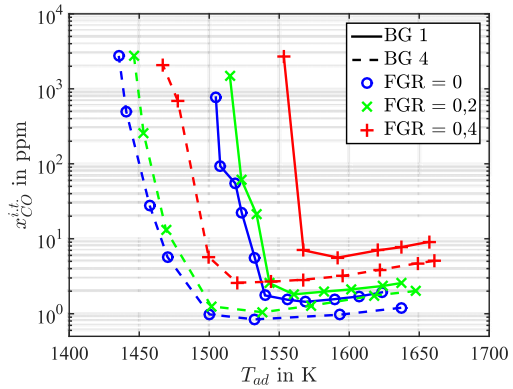
Im vorigen Abschnitt wurde gezeigt, dass die Addition von 10 vol-% H_2 zum Brenngas sich bei konstanter Feuerungswärmeleistung nur geringfügig auf die maximal erreichbare Rezirkulationsrate auswirkt. Im Gegensatz dazu wirkt sich die Erhöhung der Reaktivität durch den Wasserstoff sehr positiv auf das Teillastverhalten aus. In Abb. 5.23(c) ist erkennbar, dass bei gleicher Rezirkulationsrate die Magerlöschgrenze im Betrieb mit Biogas #4 um etwa $\Delta T_{ad,min}^{BG\#1-4} = 100\,\text{K}$ hin zu niedrigeren Temperaturen verschoben wird. Ferner zeigen die Messergebnisse, dass der Teillastbereich bei Biogasgemisch #4 und einer Rezirkulationsrate von 40% größer ist als bei Gemisch #1 im Frischluftbetrieb.

In Abb. 5.23(b), 5.23(d) und 5.23(f) sind die gemessenen CO-Emissionen bei Betrieb mit $d_{Düse} = 2{,}2\,\text{mm}$ dargestellt. Der Einfluss der FGR-Rate auf das Betriebsverhalten in Teillast ist vergleichbar mit dem bei $d_{Düse} = 1{,}4\,\text{mm}$. Bei allen drei Gasen allerdings fällt auf, dass die Erhöhung der minimalen Temperatur beim Übergang zu der hohen Rezirkulationsrate deutlich ausgeprägter ist. Beim Synthesegas zum Beispiel wird die Magerlöschgrenze bei dem kleineren Düsendurchmesser um $\Delta T_{ad,min}^{40-55\%} = 45\,\text{K}$ verschoben. Bei $d_{Düse} = 2{,}2\,\text{mm}$ dagegen beträgt die Erhöhung der minimalen adiabaten Flammentemperatur $\Delta T_{ad,min}^{40-55\%} = 80\,\text{K}$. Dies ist auf das Mischungsverhalten des Brenners zurückzuführen.

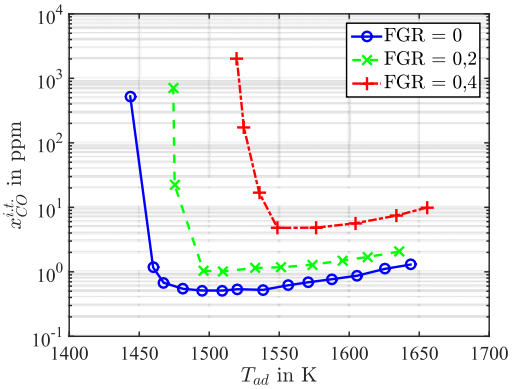


(a) EG, $d_{Düse}$ = 1,4 mm

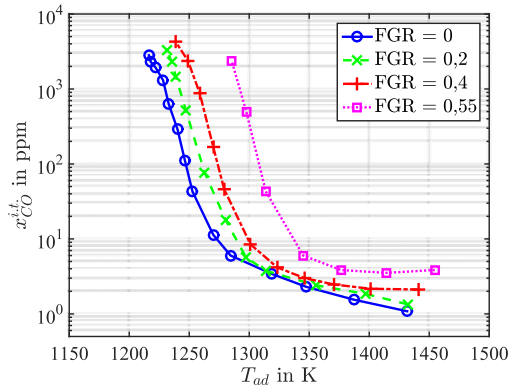
(b) EG, $d_{Düse}$ = 2,2 mm



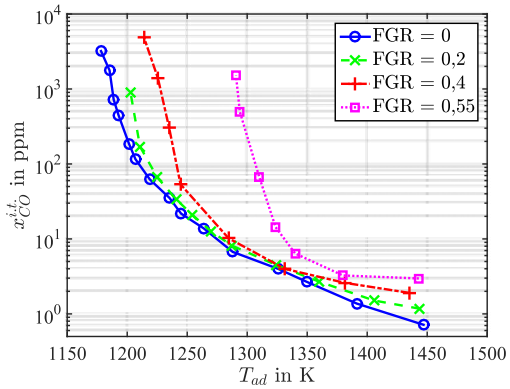
(c) BG #1/BG #4, $d_{Düse}$ = 1,4 mm



(d) BG #1, $d_{Düse}$ = 2,2 mm



(e) SG, $d_{Düse}$ = 1,4 mm



(f) SG, $d_{Düse}$ = 2,2 mm

Abbildung 5.23: CO-Emissionen für die Variation des Brennstoffmassenstroms in Abhängigkeit der Abgasrezirkulationsrate

Aus der Studie des Mischungsverhaltens (Abschnitt 5.3) ist bekannt, dass die Flammenstabilisierung durch ein stark inhomogenes Temperaturfeld in der primären Reaktionszone bei $d_{Düse} = 2{,}2\,\text{mm}$ wesentlich ausgeprägter ist als bei $d_{Düse} = 1{,}4\,\text{mm}$. Mit zunehmender Rezirkulationsrate wird das Temperaturfeld zunehmend vergleichmäßigt und die stabilisierende Wirkung nimmt ab. Infolge der Zustände im Frischluftbetrieb hat dieser Effekt daher einen größeren Einfluss bei $d_{Düse} = 2{,}2\,\text{mm}$, was sich in dem erhöhten Rückgang der minimalen adiabaten Temperatur widerspiegelt.

5.6 Untersuchungen zur Magerlöschgrenze

Der Stabilitätsbereich im Teillastbetrieb wird Ergebnissen des letzten Abschnitts zur Folge zum einen durch den Brennstoff und zum anderen durch die Höhe der Rezirkulationsrate beeinflusst. Bei dem breiten Spektrum der Zusammensetzung alternativer Brenngase stellt die experimentelle Vermessung der Magerlöschgrenzen bei der Entwicklung eines brennstoffflexiblen Brenners einen hohen zeitlichen und finanziellen Aufwand dar. Aus diesem Grund ist es wünschenswert die magere Betriebsgrenze für unterschiedliche Betriebsbedingungen vorhersagen zu können.

Im Folgenden wird ein Verfahren zur numerischen Berechnung der Magerlöschgrenzen dargestellt und die Ergebnisse präsentiert. Durch den Vergleich mit den experimentell gemessenen Magerlöschgrenzen soll ermittelt werden, ob dieses Verfahren zur Vorhersage von Betriebsgrenzen bei dem untersuchten teilweise vorgemischten Brenner eingesetzt werden kann. Des Weiteren sollen die Einflüsse des Betriebs unter Abgasrezirkulationsbedingungen sowie unterschiedlicher Brennstoffzusammensetzungen auf die Genauigkeit der Vorhersage ermittelt werden.

5.6.1 Vorgehen

Für die Vorhersage der Magerlöschgrenzen werden reaktionskinetische Berechnungen an dem Modell eines idealen Rührreaktors durchgeführt (PSR, von engl. perfectly stirred reactor), wie sie z.B. in der Software Chemkin bereitgestellt werden. Bei einem PSR wird angenommen, dass sich der Inhalt homogen auf das gesamte Reaktorvolumen verteilt (Reaction Design, 2010). Die Mischung wird dabei idealisiert betrachtet, d.h. es wird eine Situation simuliert, in der der Rücktransport der Verbrennungsprodukte sowie die Mischung mit den Edukten unendlich schnell abläuft (Page *et al.*, 2012). Die Umsatzgeschwindigkeit der Edukte in Produkte wird demnach allein durch die chemischen Reaktionsgeschwindigkeiten definiert. Maßgebend für die Charakterisierung eines solchen Reaktors ist eine nominelle Aufenthaltszeit, die z.B. an Hand experimenteller Daten ermittelt wird.

In der Literatur wurden bereits eine Vielzahl unterschiedlicher Methoden zur Bestimmung der Magerlöschgrenzen mit PSRs intensiv untersucht und in mehreren Studien erfolgreich angewandt. In (Noble *et al.*, 2006) wurde der Einfluss von unterschiedlichen $H_2/CO/CH_4$-Gemischen auf die Magerlöschgrenze experimentell ermittelt und mit einer Genauigkeit von 10% modelliert. In (Page *et al.*, 2012) wurden diese Untersuchungen aufgegriffen und um Gemische erweitert, die zum größten Teil aus Kohlenmonoxid bestehen. Des Weiteren wurde in (Strakey *et al.*, 2007) und (Akbari *et al.*, 2013) die Verschiebung

der Magerlöschgrenze durch die Beimischung von Wasserstoff zu Erdgas untersucht. Bei all diesen Untersuchungen handelte es sich um turbulente vorgemischte Flammen.

Bei den bisher entwickelten Modellansätzen wird die Magerlöschgrenze mit der Damköhler-Zahl Da korreliert. Diese setzt die physikalische Zeitskala der Strömung τ_{res} mit der Zeitskala der chemischen Reaktion τ_{chem} ins Verhältnis (Turns, 2000):

$$Da = \frac{\tau_{res}}{\tau_{chem}}. \tag{5.5}$$

Dabei wird angenommen, dass Magerlöschen auftritt wenn die chemische Zeitskala größer wird als die physikalische (Zhang *et al.*, 2005). Dies ist plausibel, da die physikalische Zeitskala als Aufenthaltszeit interpretiert werden kann. In dem Fall von $Da < 1$ ist die chemische Reaktion am Ende der Aufenthaltszeit noch nicht abgeschlossen, was zu lokalem Verlöschen und letztendlich zum Ausblasen der Flamme führt. Im Rahmen dieser Arbeit wird das Verfahren angewandt, das von (Noble *et al.*, 2006), (Strakey *et al.*, 2007) und (Page *et al.*, 2012) eingesetzt wird. Bei diesem werden die Magerlöschgrenzen von unterschiedlichen Brenngasen mit einer konstanten nominellen Aufenthaltszeit approximiert. Im Folgenden wird das Vorgehen, das in Abb. 5.24 schematisch dargestellt ist, weiter erläutert.

Ermittlung der nominellen Aufenthaltszeit des PSR

Der erste Schritt ist die Bestimmung der nominellen Aufenthaltszeit des PSR an der Magerlöschgrenze anhand eines experimentellen Datensatzes. Hierfür wird der letzte stationäre Betriebspunkt der Erdgas-Frischluft-Messreihe aus Abb. 5.23(a) vor dem vollständigen Erlöschen der Flamme verwendet. Die Zusammensetzungen sowie die Eintrittstemperaturen des Brennstoffs und der Luft, der Umgebungsdruck, sowie das experimentell ermittelte Äquivalenzverhältnis nahe der Magerlöschgrenze $\phi_{exp,LBO} = 0{,}4$ (Lean Blowout von engl. Magerlöschen) werden als Parameter definiert. Ferner werden dem Reaktor adiabate Eigenschaften zugewiesen und eine erwartete Reaktortemperatur wird vorgegeben. Diese muss oberhalb der Selbstzündtemperatur des Brennstoff-Luft-Gemischs liegen. Analog zu der Randbedingung einer numerischen Simulation wird dadurch das Niveau der inneren Energie im Reaktorvolumen auf einen Wert initialisiert, der ausreicht, um die Verbrennungsreaktion zu erhalten. Hierdurch grenzen sich die durchgeführten Untersuchungen von Zündversuchen ab, die bei einem kalten Reaktor durchgeführt werden. Die Berechnung wird für unterschiedliche nominelle Aufenthaltszeiten im Reaktor $\tau_{res,PSR}$ durchgeführt

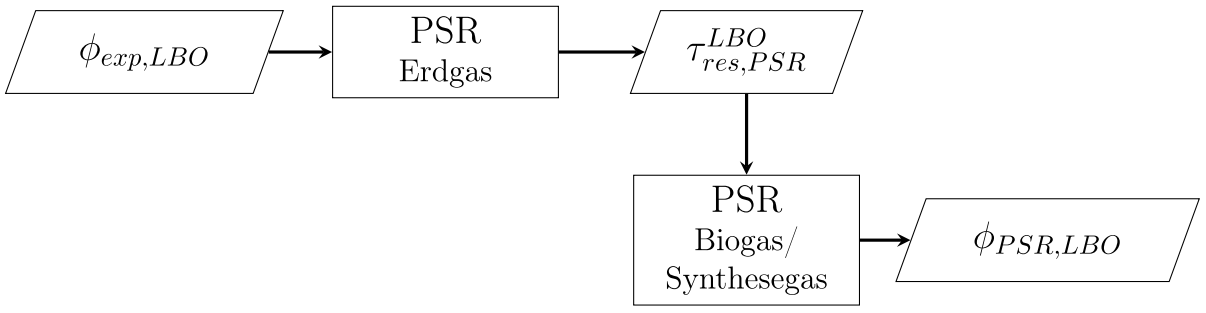
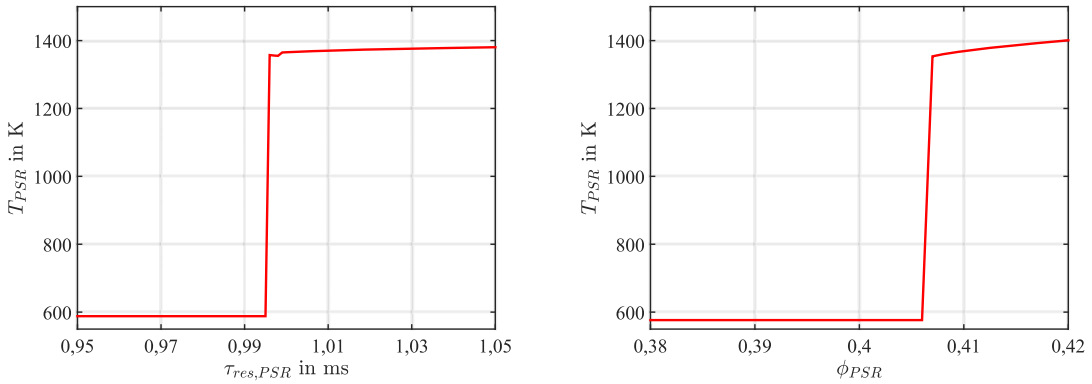


Abbildung 5.24: Vorgehen bei der Vorhersage der Magerlöschgrenzen für reaktive Gemische mit unterschiedlichen Brennstoff- bzw. Luftzusammensetzungen



(a) EG (b) BG #1

Abbildung 5.25: Berechnete Reaktortemperaturen T_{PSR} als Funktion
(a): der nominellen Aufenthaltszeit $\tau_{res,PSR}$ bei Betrieb mit Erdgas
(b): des Äquivalenzverhältnisses ϕ_{PSR} bei Betrieb mit Biogas #1
Randbedingungen: $T_{ein} = 573\,\mathrm{K}$, $p_{ein} = 1\,\mathrm{bar}$, $d_{Düse} = 1{,}4\,\mathrm{mm}$

und die jeweilige kalkulierte Reaktortemperatur T_{PSR} über der Aufenthaltszeit aufgetragen. Das Ergebnis dieser Parametervariation ist in Abb. 5.25(a) dargestellt. Um Verwechslungen auszuschließen, sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass in dieser Abbildung kein zeitlicher Verlauf, sondern die berechnete Reaktortemperatur nach der jeweiligen Aufenthaltszeit aufgetragen ist.

Für Aufenthaltszeiten von $\tau_{res,PSR} \geq 0.996\,\mathrm{ms}$ werden durch den PSR Reaktortemperaturen von $T_{PSR} \approx 1350\,\mathrm{K}$ berechnet, d.h. die Verbrennungsreaktion wird erhalten. Bei geringeren Aufenthaltszeiten ($\tau_{res,PSR} < 0.996\,\mathrm{ms}$) dagegen entspricht die Reaktortemperatur den Eintrittstemperaturen der Edukte. In diesen Fällen ist die Erhaltung der Verbrennungsreaktion trotz der Initialisierung bei hohen Temperaturen nicht möglich, aufgrund einer zu kurzen Aufenthaltszeit im Reaktor. Daher wird die nominelle Aufenthaltszeit des Reaktors beim Erreichen der Magerlöschgrenze zu $\tau^{LBO}_{res,PSR} = 0{,}996\,\mathrm{ms}$ gesetzt.

Ermittlung der berechneten Magerlöschgrenze des PSR

Im zweiten Schritt werden für unterschiedliche Brenngase und Rezirkulationsraten die Magerlöschgrenzen durch PSR-Berechnungen approximiert. Die Parametrierung des PSR erfolgt analog zum ersten Schritt, allerdings mit den entsprechend veränderten Brennstoff- und Luftzusammensetzungen. Des Weiteren wird für alle Berechnungen die ermittelte nominelle Aufenthaltszeit des PSR als charakteristischer Reaktorparameter eingesetzt. Die Berechnungen werden mit unterschiedlichen Äquivalenzverhältnissen ϕ_{PSR} durchgeführt und die berechneten Reaktortemperaturen T_{PSR} über der Gemischzusammensetzung aufgetragen, wie dies beispielhaft in Abb. 5.25(b) für das Biogasgemisch #1 dargestellt ist. Für $\phi_{PSR} \geq 0{,}418$ sind analog zu Abb. 5.25(a) Temperaturen im Bereich von $T_{PSR} \approx 1350\,\mathrm{K}$ vorzufinden. Bei magereren Gemischzusammensetzungen dagegen, kann die Verbrennungsreaktion aufgrund zu hoher Luftzahlen nicht aufrechterhalten werden.

Es tritt Magerlöschen auf und die Reaktortemperatur entspricht den Edukttemperaturen. Die Gemischzusammensetzung im Grenzfall wird als Äquivalenzverhältnis nahe der Magerlöschgrenze $\phi_{PSR,LBO} = 0{,}418$ interpretiert.

5.6.2 Ergebnisse

Der im vorigen Abschnitt vorgestellte zweite Schritt des Vorgehens wurde für alle untersuchten Brenngase durchgeführt. Des Weiteren wurde die Mischluftzusammensetzung variiert, um die Verwendbarkeit sowie die Genauigkeit des Vorhersagemodells bei erhöhten Rezirkulationsraten von FGR = 20% und FGR = 40% zu beurteilten. Die Ergebnisse dieser Untersuchung ist in Abb. 5.26 dargestellt. In dieser Grafik sind die durch den PSR berechneten Magerlöschgrenzen $\phi_{PSR,LBO}$ auf der Ordinate gegen die experimentell ermittelten Betriebsgrenzen $\phi_{exp,LBO}$ auf der Abszisse aufgetragen. Die Wertepaare sind mit unterschiedlichen Symbolen für die drei Rezirkulationsraten gekennzeichnet. Entspricht der berechnete Wert dem experimentell ermittelten, so liegt das Symbol auf der gestrichelten Winkelhalbierenden. Der Bereich, in dem die Abweichung der Vorhersage weniger als ±10% beträgt, in rot hinterlegt.

In dem dargestellten Diagramm sind zwei Gruppen von Symbolen erkennbar, die sich klar voneinander unterscheiden. Die erste Gruppe beinhaltet die Brenngase, für die experimentelle Magerlöschgrenzen von $\phi_{exp,LBO} > 0{,}35$ ermittelt wurden. Dabei handelt es sich um die typischen Biogasgemische (BG #1 - 3) sowie die Gase mit Wasserstoffzugabe (BG #4 - 6). Bei allen drei Rezirkulationsraten sind die Symbole in der Nähe der Winkelhalbierenden im roten Bereich gruppiert. In der Tat beträgt die maximale Abweichung zwischen den numerisch und den experimentell bestimmten Magerlöschgrenzen für die Gasgemische #1 - 6 lediglich 8%. Dies bedeutet, dass das Vorgehen zur Vorhersage der Magerlöschgrenzen mit einem PSR und einer konstanten nominellen Aufenthaltszeit für

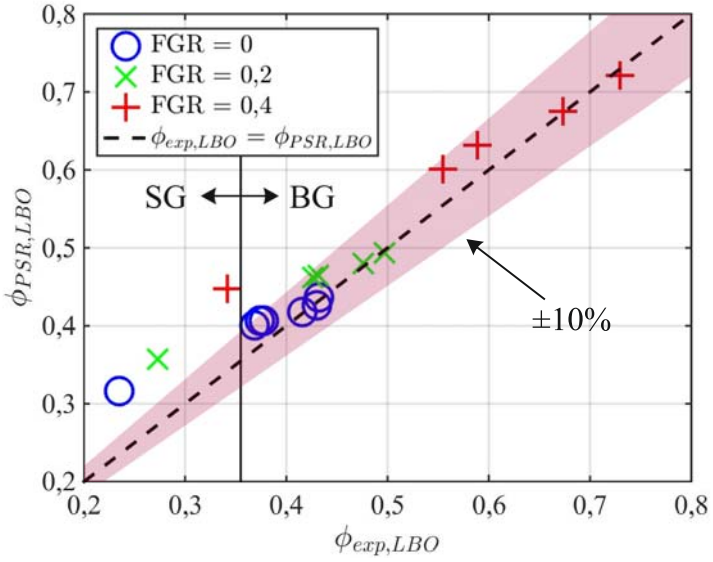


Abbildung 5.26: Vergleich der experimentell und numerisch bestimmten Magerlöschgrenzen mit $\tau^{LBO}_{res,PSR}$ = konst. und Betrieb mit $d_{Düse} = 1{,}4\,\text{mm}$

Gase mit niedrigem Brennwert und einem Wasserstoffanteil von 10 vol-% gute Ergebnisse liefert. Diese Erkenntnis deckt sich mit Ergebnissen in den oben angegebenen Studien, bei denen nach dem gleichen Vorgehen gearbeitet wurde. Allerdings belegen die hier gezeigten Ergebnisse, dass dieser Ansatz auch für einen partiell vorgemischten Brenner eingesetzt werden kann, bei dem sich das Mischungs- und damit das Stabilitätsverhalten mit der Brennstoffzusammensetzung verändert (vgl. Abschnitt 5.3). Des Weiteren zeigt diese Untersuchung, dass nahezu kein Einfluss der Mischluftzusammensetzungen auf die Vorhersagegenauigkeit des Modells zu beobachten ist.

Die zweite Gruppe in diesem Diagramm besteht aus dem Synthesegas. Aufgrund des hohen Wasserstoffgehalts und der daraus resultierenden hohen Reaktivität war ein stabiler Betrieb bei sehr mageren Gemischen möglich. Die experimentell ermittelten Magerlöschgrenzen liegen hier im Bereich von $\phi_{exp,LBO} < 0{,}35$. Für dieses Brenngas unterschätzt das Vorhersagemodell die Breite des Betriebsbereichs um 35%. Dabei ist erneut kein Einfluss der Mischluftzusammensetzung erkennbar, für alle drei FGR-Raten ist der Fehler in etwa gleich groß. Die wahrscheinliche Erklärung hierfür liegt in der Brennstoffzusammensetzung des Synthesegases, genauer gesagt an den hohen Anteilen von H_2 und CO. Ein ähnlicher Effekt tritt in der Studie von (Page *et al.*, 2012) auf, in der die Magerlöschgrenze für Brenngasgemische aus H_2/CO untersucht wurde. Die Autoren berichten, dass der Fehler bei der Vorhersage mit zunehmendem CO-Gehalt ansteigt und führen dies auf eine starke Veränderung der chemischen Zeitskala zurück. Um diesen Sachverhalt näher zu untersuchen, werden im Folgenden anhand der experimentellen Daten die Damköhler-Zahlen bei Magerverlöschen für alle untersuchten Brenngase ermittelt und verglichen.

Hierzu werden für alle Gase analog zu dem ersten Schritt des Vorgehens aus dem vorigen Abschnitt die nominellen Aufenthaltszeiten an der Magerlöschgrenze $\tau_{res,PSR}^{LBO}$ ermittelt (siehe Abb.5.25(a)). Wie oben beschrieben, kann in diesem Grenzfall kurz vor dem Erlöschen angenommen werden, dass $Da = 1$ gilt. Somit entspricht die mit dem PSR bestimmte Aufenthaltszeit nahe der Magerlöschgrenze der chemischen Zeitskala, d.h. $\tau_{res,PSR}^{LBO} \approx t_{chem}$. Mit Hilfe dieser Approximation kann nun die Damköhler-Zahl wie folgt berechnet werden:

$$Da = \frac{\tau_{res}}{\tau_{chem}} = \frac{\tau_{res}}{\tau_{res,PSR}^{LBO}}. \tag{5.6}$$

Die Aufenthaltszeit τ_{res} wird als Quotient eines charakteristischen Längenmaßes d und einer Geschwindigkeit u berechnet:

$$\tau_{res} = \frac{d}{u}. \tag{5.7}$$

Für das charakteristische Längenmaß wird in Anlehnung an (Noble *et al.*, 2006) die Länge der Rezirkulationszone eingesetzt, die anhand der numerisch berechneten Oberflächenstromlinien in Abb. 5.27 in etwa zu dem hydraulischen Durchmesser des Flammrohrs $D_{h,FR}$ abgeschätzt wird. Für u wird die mittlere Geschwindigkeit im Flammrohr $\bar{u}_{FR}$ eingesetzt, die nach der folgenden Formel approximiert wird:

$$\bar{u}_{FR} = u_0 \cdot \frac{T_{ad}}{T_0}, \tag{5.8}$$

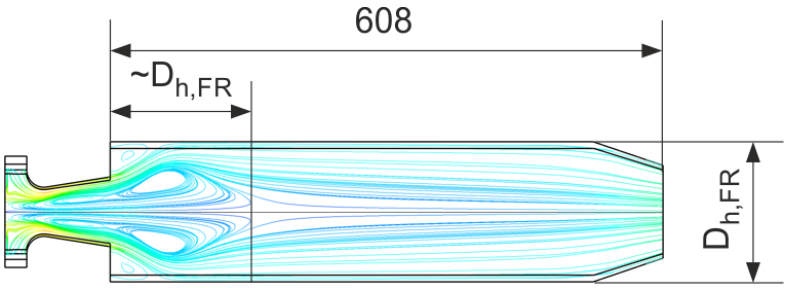


Abbildung 5.27: Abschätzung der Länge der Rezirkulationszone anhand der Oberflächenstromlinien einer numerischen Simulation der Experimentalbrennkammer bei Betrieb mit Biogasgemisch #1, $T_{ein} = 573\,\mathrm{K}$, $d_{Düse} = 1{,}4\,\mathrm{mm}$

mit u_0 der Geschwindigkeit im Flammrohr bei kalter Strömung, T_0 der Temperatur des unverbrannten Gemischs und T_{ad} der Temperatur des verbrannten Gemischs mit einer adiabaten Randbedingung. Die Geschwindigkeit u_0 wird mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung berechnet.

Für Erdgas im Frischluftbetrieb ergibt sich durch das Einsetzen der Geometriedaten und der thermodynamischen Werte eine Damköhler-Zahl von $Da_{EG} = 2{,}413$ beim Erreichen der Magerlöschgrenze. Dieser experimentell ermittelte Wert weist eine leichte Diskrepanz zu dem Wert $Da \approx 1$ auf, bei dem laut der zuvor erwähnten Modellvorstellung von (Zhang *et al.*, 2005) Magerlöschen auftritt. Für diese Abweichung gibt es mehrere mögliche Gründe. Einer davon ist, dass die Länge der Rezirkulationszone hier anhand numerischer Daten abgeschätzt wurde, was sich auf die Berechnung der Aufenthaltszeit τ_{res} auswirkt. Eine weitere Erklärung sind Messungenauigkeiten, die bei der Bestimmung der nominellen Aufenthaltszeit des PSR $\tau^{LBO}_{res,PSR}$ zu einer Abweichung führen. Aufgrund dieser Ungenauigkeiten ist eine gewisse Abweichung des experimentell ermittelten Werts der Damköhler-Zahl von dem theoretischen Wert vertretbar. In Abb. 5.28 sind zum Vergleich zum Frischluftbetrieb mit Erdgas (Da_{EG}) die berechneten Damköhler-Zahlen für den Betrieb mit den alternativen Brenngasen bei den drei Rezirkulationsraten FGR = 0%, 20% und 40% dargestellt.

Ähnlich wie in Abb. 5.26 ist hier erneut ein deutlich unterschiedliches Ergebnis zwischen den Biogasgemischen und dem Synthesegas zu erkennen. Unabhängig von der Rezirkulationsrate liegen die Damköhler-Zahlen der Biogasgemische an der Magerlöschgrenze in einem ähnlichen Bereich wie die bei Erdgas. Dies ist zum einen auf die erdgasähnliche Zusammensetzung der Biogasgemische zurückzuführen. Infolge dessen sind die chemischen Zeitskalen dieser Brenngase vergleichbar mit der von Erdgas. Die Zusammensetzung des Synthesegases unterscheidet sich jedoch deutlich von der von Erdgas, besonders aufgrund des hohen Anteils CO. Die Damköhler-Zahlen im Betrieb mit Synthesegas weisen deutlich niedrigere Werte auf als die bei den Biogasgemischen. (Zhang *et al.*, 2005) haben den Zusammenhang der physikalischen und chemischen Zeitskala für verschiedene $H_2/CO/CH_4$-Gemische untersucht und für niedrige CO-Konzentrationen einen engen Zusammenhang der beiden Zeitskalen gefunden. Mit steigendem CO-Anteil entfernen sich die beiden Zeitskalen jedoch zunehmend voneinander. Dies führt dazu, dass das Löschverhalten durch den Ansatz mit dem Rührreaktor nicht mehr korrekt vorausgesagt werden kann, da die nominelle Aufenthaltszeit $\tau^{LBO}_{res,PSR}$ nahe der Magerlöschgrenze nun nicht mehr mit der chemischen Zeitskala übereinstimmt (Page *et al.*, 2012).

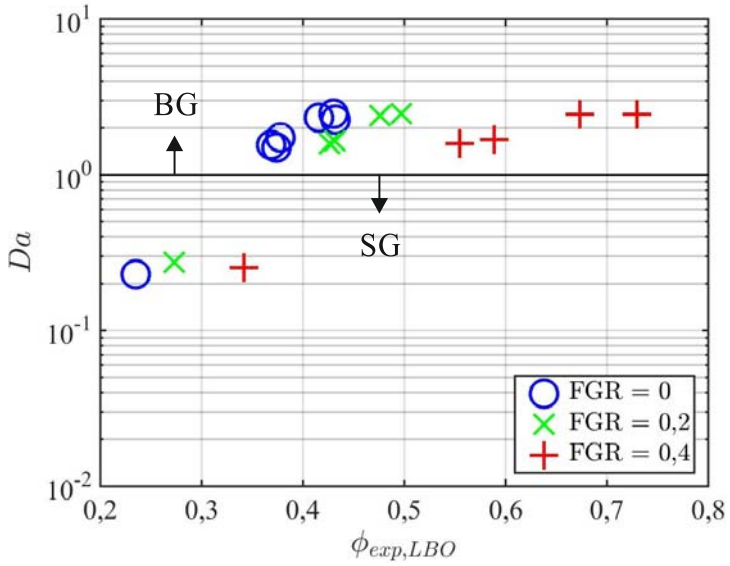


Abbildung 5.28: Damköhlerzahlen bei den experimentell vermessenen Magerlöschgrenzen im Betrieb mit $d_{Düse} = 1{,}4\,\mathrm{mm}$

Ein weiterer Grund weshalb es bei der Voraussage der Magerlöschgrenze bei dem Synthesegasgemisch zu starken Abweichungen kommt, hängt mit Modelleigenschaften des Rührkessels zusammen. Bei einem PSR wird der Transport von thermischer Energie und Radikalen in das unverbrannte Gemisch als unendlich schnell angenommen. Dies bedeutet, dass Unterschiede in den Diffusionskoeffizienten nicht aufgelöst werden. Dies ist unkritisch, solange die Reaktanden ähnliche Diffusionseigenschaften aufweisen, wie dies bei den Biogasgemischen und Erdgas der Fall ist. Bei der Verbrennung von CH_4, CO_2, O_2 und N_2 ist nach (Kröner *et al.*, 2007) die thermische Diffusion der dominierende Transportprozess, wobei die thermischen Diffusionskoeffizienten der Stoffe ähnlich sind. Durch die Beimischung von H_2 wird dieses Transportverhalten geändert. Im Vergleich zu den Edukten bei der Biogasverbrennung weist Wasserstoff einen Massendiffusionskoeffizienten mit einem dreifach höheren Wert auf. Wasserstoffradikale diffundieren demnach wesentlich schneller als andere Radikale in Richtung unverbranntem Gemisch und tragen wesentlich zur Wärmefreisetzung bei. Dies führt dazu, dass mit steigendem Wasserstoffanteil der dominierende Transportprozess von der thermischen zur Massendiffusion umschlägt (Kröner *et al.*, 2007). Dies beeinflusst selbstverständlich wesentlich das Stabilitätsverhalten des Brenners. Da diese Veränderung der Transportmechanismen nicht vom PSR modelliert wird, existiert ein spezieller Ansatz mit dem diese sogenannte bevorzugte Massendiffusion im Nachgang der PSR Berechnungen berücksichtigt wird. Dieser Ansatz sowie die Auswirkungen auf die Ergebnisse in Abb. 5.26 ist im folgenden Abschnitt dargestellt.

5.6.3 Berücksichtigung von Diffusionseffekten

Der Ansatz für die Berücksichtigung der Massendiffusion stammt aus Untersuchungen zur Skalierung von turbulenten Flammengeschwindigkeiten, bei denen die einzelnen Brennstoffkomponenten unterschiedliche Diffusionskoeffizienten aufweisen (Kido und Nakahara,

1998). Die Autoren weisen darauf hin, dass infolge der unterschiedlichen Diffusionseigenschaften der Stoffe die Gemischzusammensetzung entlang der gefalteten Flammenfront stark variiert. Diese Schwankung des Äquivalenzverhältnisses wirkt sich auf die Magerlöschgrenze aus und muss daher berücksichtigt werden, sofern Stoffe mit stark unterschiedlichen Diffusionskoeffizienten vorliegen. Dies geschieht durch die Berechnung eines $\Delta\phi$, dass sich anhand der mittleren Diffusionskoeffizienten des Brennstoffs $D_{m,BS}$ und der Mischluft $D_{m,ML}$ berechnen lässt:

$$\Delta\phi = F \cdot \ln\left(\frac{D_{m,BS}}{D_{m,ML}}\right). \tag{5.9}$$

Bei dem Faktor F handelt es sich dabei um eine brennerspezifische Konstante. Für die Berechnung der mittleren Massendiffusionskoeffizienten müssen zunächst die Diffusionskoeffizienten der Gaskomponenten in dem unverbrannten Gemisch ermittelt werden. Für ein Gemisch bestehend aus j Komponenten berechnen sich diese wie folgt:

$$D_{m,i} = \sum_{j=1}^{n} D_{ij} = \frac{1 - x_i}{\sum_{j\neq i}^{n} \frac{x_j}{D_{ij}}}. \tag{5.10}$$

Dabei sind x_i bzw. x_j die Volumenanteile des Stoffs i bzw. j im Gemisch und D_{ij} die binären Diffusionskoeffizienten, die mit Cantera berechnet werden (Goodwin, 2003). Unter der Annahme einer Diffusionszone mit unveränderter Dicke in der Flammenfront werden $D_{m,BS}$ und $D_{m,ML}$ aus der Summe der Produkte der Volumenanteile und dem Diffusionskoeffizient der Gaskomponenten berechnet:

$$\begin{aligned} D_{m,BS} = {} & x_{CH_4} \cdot D_{m,CH_4} + x_{CO_2} \cdot D_{m,CO_2} + x_{H_2} \cdot D_{m,H_2} + x_{CO} \cdot m,D_{CO} + \\ & + x_{O_2} \cdot D_{m,O_2} + x_{N_2} \cdot D_{m,N_2}, \end{aligned} \tag{5.11}$$

$$\begin{aligned} D_{m,ML} = {} & x_{O_2} \cdot D_{m,O_2} + x_{CO_2} \cdot D_{m,CO_2} + x_{H_2O} \cdot m,D_{H_2O} + x_{Ar} \cdot D_{m,Ar} + \\ & + x_{N_2} \cdot D_{m,N_2}. \end{aligned} \tag{5.12}$$

Mit Hilfe dieses nach Gl. (5.9) berechneten $\Delta\phi$ wird aus den Berechnungsergebnissen des PSR aus dem vorigen Abschnitt nach Gl. (5.13) das lokale Äquivalenzverhältnis $\phi^{lokal}_{PSR,LBO}$ gebildet:

$$\phi^{lokal}_{PSR,LBO} = \phi_{PSR,LBO} - \Delta\phi. \tag{5.13}$$

In Abb. 5.29 sind die angepassten Äquivalenzverhältnisse $\phi^{lokal}_{PSR,LBO}$ als Funktion der experimentell ermittelten Magerlöschgrenzen für alle Gase und die drei Rezirkulationsraten FGR = 0%, 20% und 40% aufgetragen. Die brennerspezifische Konstante aus Gl. (5.9) wird zu $F = 0{,}65$ gewählt.

Im Vergleich mit Abb. 5.26 hat sich bei den Biogasgemischen durch die Berücksichtigung der Massendiffusionseffekte nahezu nichts verändert. Dies ist nicht überraschend, da diese Brenngase maximal 10 vol-% Wasserstoff aufweisen und der Einfluss der bevorzugten Massendiffusion bei höheren Konzentrationen von H_2 erwartet wird. Bei Synthesegas mit $x_{BS,H_2} = 40$ vol-% dagegen ist eine starke Veränderung sichtbar gegenüber der Vorhersage

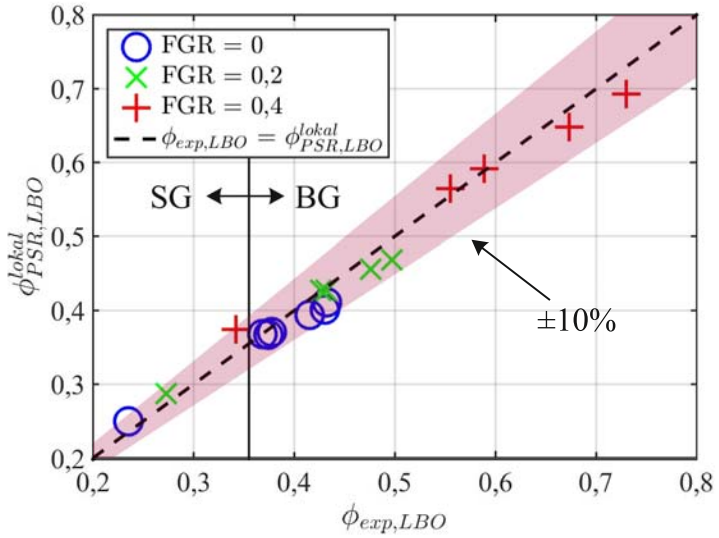


Abbildung 5.29: Vergleich der experimentell und numerisch bestimmten Magerlöschgrenzen bei Betrieb mit $d_{Düse} = 1{,}4\,\text{mm}$, und τ_{res} = konst. und Berücksichtigung des Einflusses von Diffusionseffekten

ohne die Berücksichtigung der bevorzugten Massendiffusion. Die Abweichung der angepassten berechneten Magerlöschgrenzen von den experimentellen wurde von 35% auf unter 10% verringert. Diese Verbesserung legt die Vermutung nahe, dass die hohen Abweichungen im Betrieb mit Synthesegas bei der Betrachtungen der globalen $\phi_{PSR,LBO}$ hauptsächlich auf den hohen Wasserstoffgehalt zurückzuführen sind und nicht auf den CO-Anteil von 22 vol-%. In (Page *et al.*, 2012) wurde eine starke Abweichung zwischen $\phi_{PSR,LBO}$ und $\phi_{exp,LBO}$ erst bei CO-Brennstoffgehalten von $x_{BS,CO} > 30$ vol-% beobachtet. Um dies genauer zu untersuchen, sollten in einer nachfolgenden Arbeit weitere Synthesegasgemische und gezielt der Einfluss der Bestandteile CO und H_2 auf die Magerlöschgrenze untersucht werden.

Die Ergebnisse der Untersuchungen zur Magerlöschgrenze in dieser Arbeit zeigen, dass die Berechnung der mageren Betriebsgrenze mittels eines homogenen Rührreaktors für den teilweise vorgemischten Brenner anwendbar ist. Für die Biogasgemische liegen die berechneten Äquivalenzverhältnisse der untersuchten alternativen Brenngase bei Magerlöschen in einem Bereich von ±10% der experimentell vermessenen Werte. Der Vergleich der Werte bei Synthesegas zeigt größere Abweichungen von bis zu 35%. Durch die nachträgliche Berücksichtigung der erhöhten Massendiffusion bei hohen Anteilen von Wasserstoff im Brenngas, konnte für alle alternativen Brenngase eine Übereinstimmung der berechneten und experimentell ermittelten Werte von ±10% erreicht werden. Des Weiteren ist festzuhalten, dass die Zusammensetzung der Mischluft einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Genauigkeit des Ergebnisses der Vorhersage hat. Dieses Vorhersagemodell kann somit in der Zukunft dafür eingesetzt werden, um die Breite des Stabilitätsbereichs für weitere alternative Brenngasgemische abzuschätzen.

5.7 Fehlerbetrachtung

Bedingt durch den Umstand, dass die Untersuchungen unter atmosphärischen Bedingungen durchgeführt werden, bewegen sich die gemessenen Stickoxid-Emissionen bei den alternativen Brenngasen in einem Bereich von kleiner 10 ppm. Zusätzlich dazu werden bei dem Düsendurchmesser von $d_{Düse} = 1{,}4\,\text{mm}$ im Frischluftbetrieb und bei geringen Rezirkulationsraten Werte gemessen, die kleiner als 3 ppm sind.

Der Stickoxid-Sensor ist spezifiziert mit einer Abweichung von der Linearität von 1% des Messbereichendwerts. Dieser liegt bei 100 ppm, sodass der systematische Fehler einer Einzelmessung bei ±1 ppm liegt. Die aufgetragenen Stickoxidemissionen sind jedoch berechnete Werte nach der Gl. (5.3):

$$x_{NO_X,netto} = x_{NO_X,A} - x_{NO_X,ML} \cdot \frac{M_A}{M_{ML}},$$

sodass die Bestimmung des systematischen Fehlers der Netto-NO_X-Emissionen unter Berücksichtigung der Fehlerfortpflanzung erfolgt. Ist das Messergebnis y eine Funktion aus mehreren Einzelgrößen x_i, so berechnet sich der systematische Fehler Δy zu (Lerch, 2012):

$$\Delta y = \sum_{i=1}^{n} \frac{\partial y}{\partial x_i} \cdot \Delta x_i. \tag{5.14}$$

Angewandt auf die Bestimmungsgleichung für Netto-NO_X-Emissionen ergibt sich:

$$\frac{\partial x_{NO_X,netto}}{\partial x_{NO_X,A}} = \Delta x_{NO_X,A}, \tag{5.15}$$

$$\frac{\partial x_{NO_X,netto}}{\partial x_{NO_X,ML}} = -\Delta x_{NO_X,ML} \cdot \frac{M_A}{M_{ML}} \tag{5.16}$$

$$\Delta x_{NO_X,netto} = \Delta x_{NO_X,A} - \Delta x_{NO_X,ML} \cdot \frac{M_A}{M_{ML}} \approx \Delta x_{NO_X,A} - \Delta x_{NO_X,ML}. \tag{5.17}$$

Der systematische Fehler der berechneten Größe ergibt sich somit aus der Subtraktion der systematischen Fehler der Einzelgrößen. Der Betrag des systematischen Fehlers für beide Einzelmessgrößen ist laut Spezifikation des Sensors gleich groß, d.h.

$$|\Delta x_{NO_X,A}| = |\Delta x_{NO_X,ML}|. \tag{5.18}$$

Dies führt in der Theorie dazu, dass sich die Messungenauigkeiten der beiden Einzelmessgrößen gegenseitig aufheben, vorausgesetzt die Richtungsabweichung der Fehler ist gleich. In der Praxis ist das Vorzeichen des Fehlers meist nicht bekannt, sodass man vom „worst case“ ausgeht, d.h. man betrachtet den maximalen absoluten Fehler. Dieser ergibt sich aus Gl. (5.17) für den Fall, dass die Richtungsabweichung bei den Einzelgrößen direkt entgegengerichtet ist:

$$\Delta x_{NO_X,netto} = |\Delta x_{NO_X,A}| + \left| -\Delta x_{NO_X,ML} \cdot \frac{M_A}{M_{ML}} \right| \approx \Delta x_{NO_X,A} + \Delta x_{NO_X,ML}. \tag{5.19}$$

Der maximale Fehler der Netto-NO_X-Emissionen beläuft sich damit auf den doppelten Wert der Einzelfehler, d.h. 2 ppm.

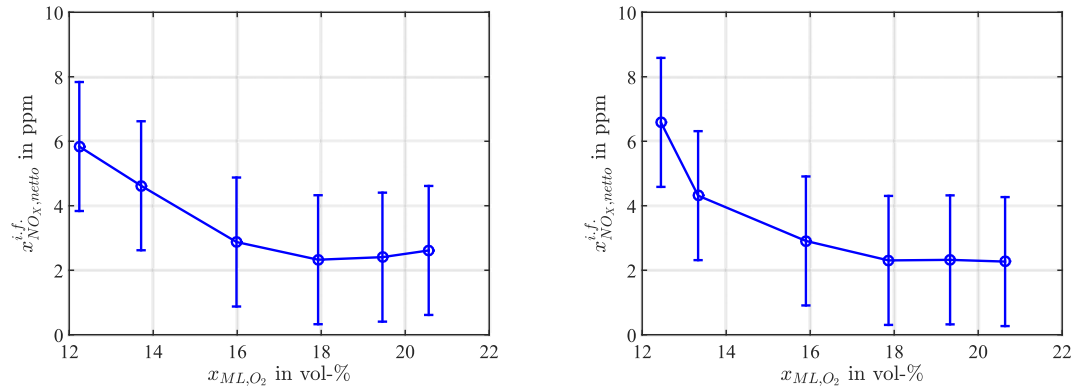
In Abb. 5.30 sind exemplarisch für zwei Biogasgemische der Verlauf der Stickoxidemissionen (entsprechend Abb. 5.17) inklusive des berechneten Fehlerbalkens aufgetragen. Es ist deutlich erkennbar, dass der mögliche maximale Fehler bezogen auf die geringen Messwerte groß ausfällt und damit den ermittelten experimentellen Verlauf in Frage stellen könnte. Allerdings gibt es mehrere Argumente, die die Validität der ermittelten Verläufe unterstützen.

Erstens liegen die gemessenen Werte der Eintritts- und Austrittkonzentrationen der Stickoxide in einem sehr engen Bereich bis ca. 15 ppm. Die Wahrscheinlichkeit, dass die Richtungsabweichung der Messgrößen innerhalb dieser 15% des Sensorbereichs von einem Extremum zum anderen umschlägt ist recht unwahrscheinlich.

Zweitens wurden die ermittelten Verläufe in unmittelbarer zeitlicher Abfolge durch abwechselndes Messen der Eingangs- und Ausgangskonzentration gemessen. Somit kann eine Erhöhung des systematischen Fehlers aufgrund eines zeitlichen Drifts oder aufgrund stark veränderter Betriebsbedingungen ausgeschlossen werden.

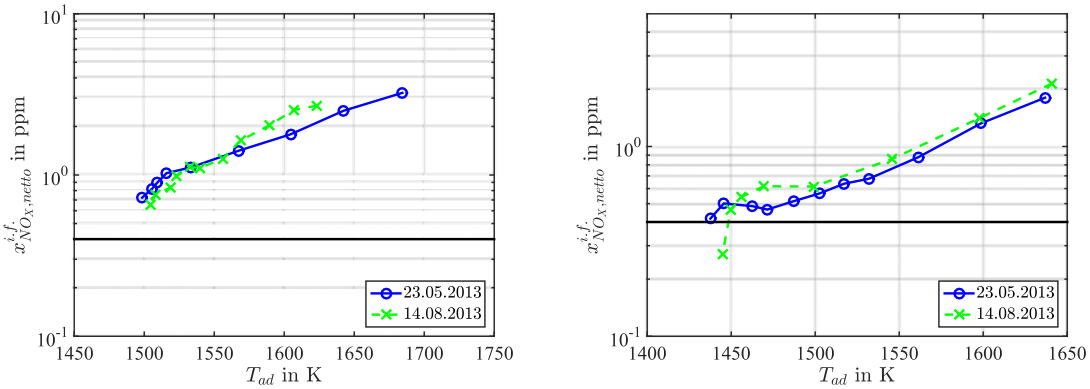
Drittens sind Emissionsverläufe von Messreihen unterschiedlicher Tage reproduzierbar, auch bei geringen absoluten Werten. Dies ist in Abb. 5.31 veranschaulicht. Gezeigt sind die Verläufe der Netto-NO_X-Emissionen für die Variation des Äquivalenzverhältnisses an zwei unterschiedlichen Tagen. Die horizontale schwarze Linie zeigt die Nachweisgrenze des Sensors bei 0,4 ppm auf. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Emissionsverläufe bei beiden Gasen sehr nah beieinander liegen. Bei allen Betriebspunkten, vom Nennbetriebspunkt bis in die hohe Teillast, liegt die Differenz der Stickoxidwerte bei weniger als 1 ppm. Dieses Ergebnis attestiert die Funktionstüchtigkeit des Sensors und bestätigt die hohe Genauigkeit.

Angesichts dieser Reproduzierbarkeit der Verläufe bei geringen Werten von $1\,\text{ppm} < x_{NO_X,netto} < 3\,\text{ppm}$ in Kombination mit den beiden weiteren Argumenten ist es plausibel anzunehmen, dass die ermittelten Emissionsverläufe durch den systematischen Messfehler des Abgassensors nicht entscheidend beeinträchtigt werden.



(a) BG #1 (b) BG #5

Abbildung 5.30: Maximale theoretische Messunsicherheit bei der Bestimmung der Netto-NO_X-Emissionen für die Variation der FGR-Rate, $T_{ad,BG} = 1650\,\mathrm{K}$, $d_{Düse} = 1{,}4\,\mathrm{mm}$



(a) BG #1 (b) BG #5

Abbildung 5.31: Zur Reproduzierbarkeit der Netto-NO_X-Emissionsverläufe für die Variation des Äquivalenzverhältnisses, $d_{Düse} = 1{,}4\,\mathrm{mm}$

6 Zusammenfassung und Ausblick

Angesichts des Klimawandels, der Endlichkeit fossiler Ressourcen und dem zunehmenden Bedarf an Brennstoffflexibilität bei Gasturbinen wächst die Bedeutung der Erforschung alternativer Brenngase. Von besonderer Bedeutung sind die Energieträger, die aus biogenen Feststoffen gewonnen werden, da deren Umsetzung CO_2-neutral verläuft und damit die Emissionen von anthropogenen Treibhausgasen reduziert werden können. Eine weitere Alternative zur Senkung dieser Ausstöße besteht in der direkten Abscheidung des Kohlendioxids aus den Verbrennungsabgasen. Dieser Vorgang ist jedoch sehr kostenintensiv. Eine technische Lösung für diesen Konflikt stellt der Betrieb unter Abgasrezirkulationsbedingungen dar. Bei diesem wird der zu behandelnde Abgasvolumenstrom verringert, wodurch die Baugröße der CCS-Anlagenkomponenten kleiner gewählt und damit die Betriebs- und Investitionskosten gesenkt werden können. In bisherigen Forschungsarbeiten wurde nachgewiesen, dass beide Betriebsvarianten getrennt voneinander betrachtet das Verbrennungsverhalten der Brennkammer verändern. In dieser Arbeit wird der kombinierte Einfluss des Betriebs mit alternativen Brenngasen unter Abgasrezirkulationsbedingungen untersucht.

Ziel der Studie ist, die Auswirkungen unterschiedlicher Brennstoff- und Mischluftzusammensetzungen auf den Stabilitätsbereich und das Emissionsverhalten der teilvorgemischten Brennkammer zu ermitteln. Dazu wird eine reaktionskinetische Parameterstudie durchgeführt, um Veränderungen in der chemischen Reaktivität aufzuzeigen. Im Anschluss daran wird die Gasturbinenbrennkammer experimentell mittels konventioneller und bildgebender Messtechnik vermessen. Für unterschiedliche Mischungsverhältnisse werden getrennt voneinander die Feuerungsleistung und die Rezirkulationsrate variiert und jeweils die Betriebsgrenzen und die Emissionsverläufe ermittelt. Anhand der Messergebnisse wird zuletzt ein Modell zur Vorhersage von Magerlöschgrenzen für den teilvorgemischten Gasturbinenbrenner validiert.

Als alternative Brenngase kommen nieder- und mittelkalorische Biogas- und Synthesegasgemische zum Einsatz. Die Biogasgemische bestehen hauptsächlich aus Methan und Kohlendioxid. Der Methangehalt des untersuchten Synthesegases ist mit 10 vol-% recht gering. Dafür weist dieses Gas einen hohen Wasserstoffgehalt von 40 vol-% sowie Anteile an Kohlenmonoxid und -dioxid zu gleichen Teilen von 22 vol-% auf. Als Referenzgas wird Erdgas H aus dem öffentlichen Versorgungsnetz mit dem Hauptbestandteil Methan (91 vol-%) eingesetzt.

Die Ergebnisse der reaktionskinetischen Studie zeigen, dass wie erwartet die chemische Reaktivität der Brennstoff-Luft-Gemische sowohl von der Brennstoff- als auch von der Mischluftzusammensetzung beeinflusst wird. Bei den Biogasgemischen nimmt durch die Verringerung des CH_4-Brennstoffgehalts die laminare Flammengeschwindigkeit ab. Die Anreicherung des Brenngases mit bereits geringen Anteilen von Wasserstoff dagegen erhöht die chemische Reaktivität. Aufgrund der Zusammensetzung liegen die Werte der laminaren Flammengeschwindigkeiten für Biogas-Luft-Gemische unterhalb derer im Vergleich zu Erdgas. Die höchste Reaktivität aller untersuchten Brenngase weisen Brennstoff-Luft-Gemische mit dem Synthesegas auf.
Die Erhöhung der Rezirkulationsrate verändert die thermodynamischen Eigenschaften der Mischluft, was sich hinsichtlich der Reaktionskinetik in drei wesentlichen Effekten äußert:

- in der Verringerung der chemischen Reaktivität des reaktiven Gemischs,
- in der Verringerung der adiabaten Temperatur bei stöchiometrischer Mischung sowie
- in der Verschiebung des Betriebspunkts mit konstanter adiabater Flammentemperatur in Richtung Stöchiometrie.

Diese Beobachtungen treffen auf alle untersuchten alternativen Brenngase sowie den fossilen Brennstoff Erdgas zu.

Die experimentellen Untersuchungen werden auf einem atmosphärischen Prüfstand durchgeführt, der mit einer partiell vorgemischten Brennkammer ausgestattet ist. Zur Veränderung des Grades der Vormischung ist der Brenner mit modularen Brennstoffdüsen ausgestattet, die mittig am Eintritt in die Drallerzeugerkanäle angeordnet sind. Die Eindüsung des Brenngases erfolgt orthogonal zum Verbrennungsluftstrom. Durch die Wahl des Düsendurchmessers kann somit die Inhomogenität des Brennstoff-Luft-Gemischs vor Eintritt in die Hauptreaktionszone beeinflusst werden.

Im Betrieb mit konstanter adiabater Flammentemperatur und zunehmender Rezirkulationsrate steigen die CO-Emissionen stetig an bis zum Erlöschen der Flamme. Dies ist auf die Verringerung der chemischen Reaktivität zurückzuführen, die in der reaktionskinetischen Studie identifiziert wurde. Diese Tendenz ist im Experiment für alle untersuchten Brenngase nachweisbar. Dabei ist die Betriebsgrenze abhängig von der Brennstoffzusammensetzung. Die minimalen Werte der Mischluftsauerstoffgehalte, bei der ein stabiler Betrieb realisierbar ist, verschiebt sich bei den Biogasgemischen mit abnehmendem CH_4-Brennstoffgehalt in Richtung höherer Werte. Durch die Addition von Wasserstoff wird die maximale Rezirkulationsrate geringfügig erhöht. Der größte Stabilitätsbereich wird im Betrieb mit Synthesegas erreicht, was auf die hohe Reaktivität des Brenngas-Luft-Gemischs zurückzuführen ist.

Die Verläufe der Stickoxid-Emissionen sind ebenfalls für alle untersuchten Brenngase ähnlich. Ausgehend vom Frischluftbetrieb sind die bei geringen Rezirkulationsraten durch den Verbrennungsprozess erzeugten Emissionen bis zu einem gewissen Mischluftsauerstoffgehalt rückläufig. Bei höheren Rezirkulationsraten steigen die Emissionen wieder an. Dieser Trend ist auf einen Wechsel des primären Stickoxidbildungsmechanismus vom Zeldovich-Mechanismus im Frischluftbetrieb zu den prompten Bildungsmechanismen über NNH- und CH-Radikale (Fenimore) bei höheren Rezirkulationsraten zu begründen. Der Bereich der Mischluftsauerstoffgehalte, in dem eine Verringerung der bei der Verbrennung produzierten Stickoxide erreicht wird, wird mit abnehmendem CH_4-Brennstoffgehalt schmaler und durch die Addition von Wasserstoff breiter.

Neben der Brennstoffzusammensetzung wird das Emissions- und Stabilitätsverhalten zusätzlich durch das Mischungsverhalten des Brenners beeinflusst. Im Betrieb mit Hauptgasdüsen kleinen Durchmessers weist der Brennstoffstrahl einen hohen Impuls am Düsenaustritt auf. Die hohe Eindringtiefe fördert eine gute Durchmischung der beiden Edukte und resultiert in einer hohen Homogenität des Brennstoff-Luft-Gemischs vor Eintritt in die reaktive Primärzone. Bei Düsen größeren Durchmessers nimmt der Impuls und damit die Eindringtiefe des Brennstoffstrahls in den Luftstrom ab. Dies führt zu einer Anfettung der Hauptreaktionszone. Im Frischluftbetrieb bei veränderlicher Feuerungsleistung führt ein hoher Brennstoffimpuls (kleine Düsen) zu einem engen Stabilitätsbereich mit niedrigen Stickoxid-Emissionen. Bei der Brenner-Konfiguration mit den Düsen großen Durchmessers

(niedriger Impuls) ist die Magerlöschgrenze aufgrund der stabilisierenden Wirkung der heißen Reaktionszone zu niedrigeren Temperaturen verschoben. Dieser Vorteil wird allerdings begleitet von stark ansteigenden Stickoxid-Emissionen.

Der Betrieb unter Abgasrezirkulationsbedingungen hat einen vernachlässigbar geringen Einfluss auf die Eindringtiefe des Brennstoffstrahls und damit auf das Mischungsverhalten des Brenners. Folglich ist beim Vergleich der CO-Emissionsverläufe kein Unterschied zwischen den beiden Mischungsverhältnissen zu erkennen und auch die maximal erreichbare Rezirkulationsrate ist nahezu identisch. Bei den Stickoxid-Emissionen dagegen sind deutliche Unterschiede in den Verläufen erkennbar. Bei der Bedüsung mit hohem Brennstoffimpuls treten im Frischluftbetrieb lediglich sehr geringe Stickoxid-Emissionen auf. Dies führt dazu, dass die Verringerung durch die Unterdrückung von thermischem NO bereits bei niedrigen Rezirkulationsraten ausgeschöpft ist und bei höheren Rezirkulationsraten die Produktion über die prompten Mechanismen überwiegen. Dies führt dazu, dass die Stickoxid-Emissionen bei hohen Rezirkulationsraten ein Mehrfaches des Werts im Frischluftbetrieb betragen. Im Fall der Brennerbedüsung mit niedrigem Brennstoffimpuls dagegen, treten im Frischluftbetrieb aufgrund der geringeren Gemischhomogenität wesentlich höhere Stickoxid-Emissionen auf. Dadurch spielt die Verringerung des thermischen NO bei höheren Rezirkulationsraten eine maßgebendere Rolle als dies bei der Bedüsung mit hohem Brennstoffimpuls der Fall ist. In der Tat kann für nahezu alle Brenngase eine Verringerung der bei der Verbrennung produzierten Stickoxide im Vergleich zum Frischluftbetrieb erreicht werden.

Diese Veränderung im Emissionsverhalten eröffnet eine neue Betriebsstrategie für teilweise vorgemischte Brennkammern, mit der die Anforderungen nach einem großen Teillastbereich und niedrigen Emissionen im Volllastbetrieb erfüllt werden können. Die Mischeinrichtung wird derart gestaltet, dass ein Brennstoff-Luft-Gemisch mit niedriger Homogenität entsteht. Hierdurch kann im Frischluftbetrieb durch die angefettete Primärzone der stabile Betrieb bei niedrigen Flammentemperaturen gewährleistet werden. Um die geforderten Emissionen zu erreichen, wird die Brennkammer dann im Abgasrezirkulationsmodus betrieben. Durch die Wahl einer bestimmten Rezirkulationsrate können die produzierten Stickoxid-Emissionen verringert werden, sogar nahezu bis auf das Niveau, welches bei einem homogeneren Mischungsverhalten erreicht wird.

Zuletzt wird anhand der experimentell ermittelten Magerlöschgrenzen bei unterschiedlichen Rezirkulationsraten ein Modell zur Vorhersage der Betriebsgrenzen vorgestellt und auf den teilweise vorgemischten Brenner angewandt. Die Ergebnisse dieser Untersuchung zeigen, dass mittels eines idealen Rührreaktors und der experimentell ermittelten Betriebsgrenze bei Erdgas die Magerlöschgrenzen der Biogasgemische bis auf $\pm 10\%$ bestimmt werden können. Dies ist zweifelsohne auf die erdgasähnliche Zusammensetzung der Biogase zurückzuführen. Die Prognosen für das Synthesegas dagegen weichen um bis zu 30% von den experimentellen Werten ab. Der Grund hierfür liegt in dem hohen Wasserstoffgehalt und dem stark unterschiedlichen Diffusionsverhalten dieses Stoffs. Durch die Berücksichtigung dieser speziellen Brennstoffeigenschaften können auch für das Synthesegas die Betriebsgrenzen bis auf $\pm 10\%$ vorhergesagt werden. Dieses Modell verringert demnach den Aufwand, der bei der Auslegung einer brennstoffflexiblen Gasturbine getrieben werden muss, auf die Vermessung der experimentellen Betriebsgrenzen mit dem fossilen Brennstoff Erdgas.

Die Spanne der Brennstoffzusammensetzungen bei den Synthesegasen ist sehr breit, vor allem in Anbetracht der unterschiedlichen Vergasungsmedien und -verfahren. Um das Verständnis des Verbrennungsverhaltens von Synthesegasen zu erweitern, sollten in weiterführenden Arbeiten mehrere unterschiedliche Zusammensetzungen dieser Gase vermessen werden. Anhand der Ergebnisse können dann Gesetzmäßigkeiten für die Veränderung des Verbrennungsverhaltens entwickelt werden. Ferner sollte das vorgestellte Modell für die Vorhersage der Magerlöschgrenzen erweitert werden. In dieser Arbeit wurde das Modell lediglich für einen Düsendurchmesser validiert. Im nächsten Schritt sollte das gleiche Verfahren bei unterschiedlichen Düsendurchmessern wiederholt werden. Ziel der Optimierung dieses Modells sollte sein, dass mit der experimentellen Bestimmung der Magerlöschgrenze bei einem Düsendurchmesser die Betriebsgrenzen für unterschiedliche Gase bei unterschiedlichen Düsendurchmessern vorhergesagt werden können. Hierfür gilt es die entsprechenden Vorschriften, die für die Erstellung einer Korrelation benötigt werden, zu identifizieren.

Literaturverzeichnis

Akbari, A., McDowell, V. und Samuelsen, S. 2013. Impact of fuel composition on blow off and flashback in swirl stabilized lean premixed combsution. *In: Proceedings of ASME Turbo Expo.* GT2013-94824.

Alzueta, M., Glarborg, P. und Dam-Johansen, K. 1997. Low Temperature Interactions between Hydrocarbons and Nitric Oxide: An Experimental Study. *Combustion and Flame*, **109**, 25–36.

ANSYS. 2006 (December). *ANSYS CFX-Solver Modeling Guide.* ANSYS, Inc., Southpointe, 275 Technology Drive, Canonsburg, PA 15317.

AVL. 2005. *AMA 1800 with GEM 105: Operating Instructions.* AVL List GmbH, Graz.

Baehr, H.D. und Kabelac, S. 2009. *Thermodynamik.* 14. Auflage. Springer-Verlag, Berlin.

Barlow, R. S. und Frank, J. H. 2010. *Sandia/TUD Piloted CH4/Air Flames C,D,E,F - Release 2.0.* online. http://www.ca.sandia.gov/TNF.

Baumbach, G. 1993. *Luftreinhaltung.* 2. Auflage. Springer-Verlag, Berlin.

Beér, J. M. und Chigier, N. A. 1972. *Combustion Aerodynamics.* Applied Science Publishers Ltd, London.

Bernstein, H. 2013. *Messelektronik und Sensoren.* 1. Auflage. Springer Fachmedien GmbH, Wiesbaden.

BMWi. 2014 (Juli). *Energiedaten: Gesamtausgabe.* online. http://www.bmwi.de/DE/Themen/Energie/Energiedaten-und-analysen/energiedaten.html.

Bouvet, N., Chauveau, C., Gökalp, I. und Halter, F. 2011. Experimental studies of the fundamental flame speeds of syngas/air mixtures. *Proceedings of the Combustion Institute*, **33**(1), 913–920.

Bozzelli, J. W. und Dean, A. M. 1995. O + NNH: A possible new route for NO_X formation in flames. *International Journal of Chemical Kinetics*, **27**(11), 1097–1109.

Braun-Unkhoff, M., Kick, T., Frank, P. und Aigner., M. 2007. An investigation on laminar flame speed as part of needed combustion characteristics of biomass-based syngas fuels. *In: Proceedings of ASME Turbo Expo.* GT2007-27479.

Bürkert. 2009. *Bedienungsanleitung Mass Flow Controller Typ 8626.* Bürkert Fluid Control Systems, Ingelfingen.

Bronkhorst. 2010. *Benutzerhandbuch für digitale Massendurchflussmesser und -regler.* BRONKHORST HIGH-TECH B.V., Ruurlo, Niederlande.

Bronkhorst. 2011. *Technical specifications for industrial style digital mass flow meters and controllers for gases.* BRONKHORST HIGH-TECH B.V., Ruurlo, Niederlande.

Burdet, A., Lachaux, T., de la Cruz Garcia, M. und Winkler, D. 2010. Combustion under flue gas recirculation conditions in gas turbine lean premix burner. *In: Proceedings of ASME Turbo Expo.* GT2010-23396.

Cabot, G., de Persis, S., Belaissaoui, B., Xavier, P., Pillier, L., Calbry, M., Favre, E. und Vandel, A. 2014. Effect of CO_2 capture on combined cycle gas turbine efficiency using membrane separation, EGR and OEA effects on combustion characteristics. *In: Proceedings of ASME Turbo Expo.* GT2014-25781.

Cerbe, G. 2004. *Grundlagen der Gastechnik.* 6. Auflage. Carl Hanser Verlag, München Wien.

Damköhler, G. 1940. Der Einfluss der Turbulenz auf die Flammengeschwindigkeit in Gagemischen. *Zeitschrift für Elektrochemie und angewandte physikalische Chemie*, **46**, 601–626.

Egerton, A. C. und Lefebvre, A. H. (eds). 1954 (März). *Flame propagation: The effect of pressure variation on burning velocities.* Proceedings of the Royal Society London, Series A, Band 222.

ElKady, A., Evulet, A., Brand, A., Ursin, T. und Lynghjem, A. 2008. Exhaust gas recirculation in DLN F-class gas turbines for post combustion CO_2 capture. *In: Proceedings of ASME Turbo Expo.* GT2008-51152.

ElKady, A., Brand, A. R., Vandervort, C. L. und A. T. Evulet. 2011. Exhaust gas recirculation performance in dry low emissions combustors. *In: Proceedings of ASME Turbo Expo.* GT2011-46482.

Fiedler, O. 1992. *Strömungs- und Durchflussmesstechnik.* Oldenbourg Verlag, München.

Fischer, S., Kluß, D. und Joos, F. 2014. Experimental investigation of a fuel flexible generic gas turbine combustor with external flue gas recirculation. *In: Proceedings of ASME Turbo Expo.* GT2014-25388.

Fischer, S., Kluß, D. und Joos, F. 2015. On the influence of fuel mixing and flue gas recirculation on the emissions of a fuel flexible gas turbine combustor. *In: Proceedings of ASME Turbo Expo.* GT2015-42373.

GE. 2011. *Dokumentation: UNIK 5000 Drucksensorplattform.* General Electric: Measurement and Control Solutions, Connecticut.

Glarborg, P., Miller, J. A. und Kee, R. J. 1986. Kinetic modeling and sensitivity analysis of nitrogen oxide formation in welled-stirred reactors. *Combustion and Flame*, **65**(2), 177–202.

Günther, R. 1974. *Verbrennung und Feuerungen.* Springer Verlag, Berlin.

Goodwin, D. (ed). 2003. *An open-source, extensible software suite for CVD process simulation.* CVD XVI and EuroCVD Fourteen. Electrochemical Society. 155-162.

Grüger, M. 2011. *Bestimmung des konvektiven Wärmeübergangs an einer Experimentalbrennkammer.* Studienarbeit, Helmut-Schmidt-Universität/Universität der Bundeswehr Hamburg, Hamburg.

Guethe, F., de la Cruz Garcia, M. und Burdet, A. 2009. Flue gas recirculation in gas turbine: Investigation of combustion reactivity and NO_X emission. *In: Proceedings of ASME Turbo Expo.* GT2009-59221.

Guethe, F., Stankovic, D., Genin, F., Syed, K. und Winkler, D. 2011. Flue gas recirculation of the Alstom sequential gas turbine combustor tested at high pressure. *In: Proceedings of ASME Turbo Expo.* GT2011-45379.

Harder, A. 2014. *Messung von 2D-Temperaturfeldern an einem Flachflammbrenner mittels Rayleigh-Thermometrie.* Masterarbeit, Helmut-Schmidt-Universität/Universität der Bundeswehr Hamburg, Hamburg.

HBM. 2010. *Bedinenungsanleitung Messverstärkersystem MGC Plus.* Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstadt.

IPCC. 2011. Summary for Policymakers. *In:* Edenhofer, O., Pichs-Madruga, R., Sokona, Y., Seyboth, K., Matschoss, P., Kadner, S., Zwickel, T., Eickemeier, P., Hansen, G., Schloerner, S. und von Stechow, C. (eds), *IPCC Special Report on Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation.* Cambridge University Press.

Joos, F. 2006. *Technische Verbrennung.* Springer-Verlag, Berlin.

Junkers. 2010. *Gas-Brennwertkessel Suprapur: Installations- und Wartungsanleitung.* Bosch Thermotechnik GmbH, Wernau.

Kaltschmitt, M. 2009. *Energie aus Biomasse.* 2. Auflage. Springer-Verlag, Berlin.

Karlovitz, B., Denniston, D. W und F. E. Wells. 1951. Investigation of turbulent flames. *Journal of Chemical Physics*, **19**, 541.

Khalil, A. E. E., Arghode, V. K., Gupta, A. K. und Lee, S. C. 2012. Low calorific value fuelled distributed combustion with swirl for gas turbine applications. *Seiten 69–78 in: Applied Energy*, Band **98**.

Kido, H. und Nakahara, M. 1998. A Model of Turbulent Burning Velocity Taking the Preferential Diffusion Effect into Consideration. *JSME International Journal*, **41**(3), 666–673.

Kim, H. S., Arghode, V. K. und Gupta, A. K. 2009. Flame characteristics of hydrogen-enriched methane-air premixed flames. *Seiten 1063–1973 in: International Journal of Hydrogen Energy*, Band **34**.

Kröner, M., Sattelmayer, T., Fritz, J., Kiesewetter, F. und Hirsch, C. 2007. Flame propagation in swirling flows - Effect of local extinction on the combustion induced vortex breakdown. *Combustion Science and Technology*, **179**, 1385–1416.

Körtvélyessy, László von. 1998. *Thermoelement-Praxis*. 3. Auflage. Vulkan-Verlag, Essen.

Lafay, Y., Taupin, B., Martins, G., Cabot, G., Renou, B. und Boukhalfa, A. 2007. Experimental study of biogas combustion using a gas turbine configuration. *Experiments in Fluids*, **43**, 395–410.

LaVision. 2012. *Product Manual for Rayleigh Thermometry*. LaVision GmbH, Göttingen.

Lechner, C. und Seume, J. 2006. *Stationäre Gasturbinen*. 1. Auflage. Springer-Verlag, Berlin.

Lee, M., Seo, S., Chung, J., Kim, S., Joo, Y. und Ahn, D. 2010. Gas turbine combustion performance test of hydrogen and carbon monoxide synthetic gas. *Seiten 1485–1491 in: Fuel*, Band **89**.

Lefebvre, A. H. 1983. *Gas Turbine Combustion*. 1. Auflage. Hemisphere Publishing Corporation, Washington.

Lerch, R. 2012. *Elektrische Messtechnik*. 6. Auflage. Springer-Verlag, Berlin.

Lin, Y.-C., Daniele, S., Jansohn, P. und Boulouchos, K. 2012. Combustion characteristics and NO_X emissions of hydrogen rich fuel gases at gas turbine relevant conditions. *In: Proceedings of ASME Turbo Expo*. GT2012-69080.

Liu, F., Guo, H. und Smallwood, G. 2003. The chemical effect of CO_2 replacement of N_2 in air on the burning velocity of CH_4 and H_2 premixed flames. *Combustion and Flame*, **133**(4), 495–497.

Lucas, K. 2005. *Thermodynamik*. 5. Auflage. Springer-Verlag, Berlin.

Mathieu, O., Petersen, E. L., Heuter, A., Donohoe, N., Curran, W. M. H. J., Güthe, F. und Bourque, G. 2013. Numerical study on the effect of real syngas compositions on ignition delay time and laminar flame speeds at gas turbine conditions. *In: Proceedings of ASME Turbo Expo*. GT2013-95156.

Merker, G., Schwarz, C. und Teichmann, R. 2012. *Grundlagen Verbrennungsmotoren*. 6. Auflage. Vieweg+Teubner, Wiesbaden.

Nitsche, W. und Brunn, A. 2006. *Strömungsmesstechnik*. 2. Auflage. Springer-Verlag, Berlin.

Noble, D. R., Zhang, Q., Shareef, A., Tottle, J., Meyers, A. und Lieuwen, T. 2006. Syngas mixture composition effects upon flashback and blowout. *In: Proceedings of ASME Turbo Expo*. GT2006-90470.

Notz, R. J. 2009. CO_2*-Abtrennung aus Kraftwerksabgasen mittels Reaktivabsorption*. Logos-Verlag, Berlin.

Nowakowski, T. 2012. *Verbrennungsverhalten regenerativer Gase unter gasturbinentypischen Bedingungen.* Dissertation, Helmut-Schmidt-Universität/Universität der Bundeswehr Hamburg, Hamburg.

Oexmann, J. und Kather, A. 2009. Post-Combustion CO_2-Abtrennung in Kohlekraftwerken. *VGB Power Tech*, **1**, 92–103.

Page, D., Shaffer, B. und McDonell, V. 2012. Establishing operating limits in a commercial lean premixed combustor operating on synthesis gas pertaining to flashback and blowout. *In: Proceedings of ASME Turbo Expo.* GT2012-69355.

Ramesohl, S., Arnold, K., Kaltschmitt, M., Scholwin, F., Hofmann, F., Plättner, A., Kalies, M., Lulies, S., Schröder, G., Althaus, W., Urban, W. und Burmeister, F. 2005. *Analyse und Bewertung der Nutzungsmöglichkeiten von Biomasse.* Endbericht Band 1-4. Im Auftrag des Bundesverbands der Deutschen Gas- und Wasserwirtschaft (BGW) und der Deutschen Vereinigung des Gas- und Wasserfachs (DVGW), Wuppertal, Leipzig, Oberhausen, Essen.

Rausch, A. 2012. *Zeitlich und räumlich aufgelöste Vermessung von Dichteänderungen in technischen Strömungen mittels Rayleigh-Streuung.* Dissertation, Technische Universität Berlin, Berlin.

Reaction Design. 2010. *CHEMKIN-PRO 15101: Theory Manual.* Reaction Design, San Diego.

Rebhan, E. 2002. *Energiehandbuch: Gewinnung, Wandlung und Nutzung von Energie.* Springer-Verlag, Berlin.

Riedel, U., Schmidt, R. und Warnatz, J. 1992. Different levels of air dissociation chemistry and its coupling with flow fields. *In:* Bertin, J.J, Periaux, J. und Ballmann, J. (eds), *Advances in Hypersonics - Vol. 2: Modeling Hypersonic Flows.* Birkhäuser, Boston.

Rochelle, G.T. 2009. Amine Scrubbing for CO_2 Capture. *Science*, **325**(September), 1652–1654.

Scurlock, A. C. und Grover, J. H. 1953. Propagation of turbulent flames. *Symposium (International) on Combustion*, **4**(1), 645–658.

Shchelkin, K. I. 1943. Combustion in turbulent flow. *Journal of Technical Physics (in Russisch)*, **13**, 520–530. Englische Übersetzung in NACA Tech. Memo 1110, 1947.

Smith, G. P., Golden, D. M., Frenklach, M., Moriarty, N. W., Eiteneer, B., Goldenberg, M., Bowman, C. T., Hanson, R. K., Song, S., W. C. Gardiner, Jr., Lissianski, V. V. und Qin, Z. 2011. *GRI-Mech 3.0.* online. http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/.

Spalding, D. B. 1979. *Combustion and mass transfer.* Pergamon Press, Oxford.

Strakey, P., Sidwell, T. und Ontko, J. 2007. Investigation of the effects of hydrogen addition on lean extinction in a swirl stabilized combustor. *Proceedings of the Combustion Institute*, **31**, 3173–3180.

Systec. 2003. *Handbuch DriveSets M-Serie*. 1. Auflage. Systec Elektronik und Software GmbH, Münster-Roxel.

Turns, Stephen R. 2000. *An Introduction to Combustion: Concepts and Applications*. 2. Auflage. McGraw-Hill, Boston.

Ulmer, S. 2014. *Numerische Simulation turbulenter reagierender Strömungen mittels transportierter Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion und komplexer Reaktionsmechanismen*. Dissertation, Helmut-Schmidt-Universität/Universität der Bundeswehr Hamburg, Hamburg.

Ulmer, S. und Joos, F. 2012. Hybrid PDF/RANS simulation of a dry low emission combustor using detailed chemistry. *In: Proceedings of ISROMAC-14*.

Ulmer, S. und Joos, F. 2013. Investigation of a generic gas turbine combustor with exhaust gas recirculation. *In: Proceedings of ASME Turbo Expo*. GT2013-94678.

Vagelopoulos, C. M. und Egolfopoulos, F. N. 1998. Direct experimental determination of laminar flame speeds. *Symposium (International) on Combustion*, **1**(27), 513–519.

Warnatz, J. (ed). 1988. *Detailed studies of combustion chemistry*. Proceedings of the contractors' meeting on EC combustion research. EC, Brüssel.

Warnatz, J., Maas, U. und Dibble, R. 2001. *Combustion*. 3. Auflage. Springer-Verlag, Berlin.

Winkler, D., Mueller, P., Reimer, S., Griffin, T., Burdet, A., Mantzaras, J. und Ghermay, Y. 2009. Improvement of gas turbine combustion reactivity under flue gas recirculation conditions with in-situ hydrogen addition. *In: Proceedings of ASME Turbo Expo*. GT2009-59182.

Winkler, D., Reimer, S., Müller, P. und Griffin, T. 2010. Comparison of methane and natural gas combustion behavior at gas turbine conditions with flue gas recirculation. *In: Proceedings of ASME Turbo Expo*. GT2010-22571.

Zhang, Q., Noble, D. R., Meyers, A., Xu, K. und Lieuwen, T. 2005. Characterization of fuel composition effects in $H_2/CO/CH_4$ mixtures upon lean blowout. *In: Proceedings of ASME Turbo Expo*. GT2005-68907.

Abbildungsverzeichnis

2.1 Verlauf der Massenbrüche der Edukte und Produkte als Funktion des Mischungsbruchs für ein einfaches Reaktionssystem, nach (Warnatz *et al.*, 2001) 10
2.2 Massenströme bei der Bilanzierung einer adiabaten Brennkammer 11
2.3 Typische Verläufe der adiabaten Flammentemperatur als Funktion des Luftverhältnisses und der Luft-Eintrittstemperatur für mehrere Brennstoffe 12
2.4 Zur Abhängigkeit des Verhältnisses von laminarer und turbulenter Flammengeschwindigkeit von der Reynoldszahl und der turbulenten Flammenfront nach (Damköhler, 1940) 14
2.5 Experimentelle und numerische Werte der laminaren Flammengeschwindigkeit in Abhängigkeit des Äquivalenzverhältnisses für Brenngas-Luft-Gemische 16
2.6 Zur Abhängigkeit der laminaren Flammengeschwindigkeit von der Eintrittstemperatur für stöchiometrische Brenngas-Luft-Gemische 16
2.7 Zur Abhängigkeit der laminaren Flammengeschwindigkeit vom Systemdruck für stöchiometrische Brenngas-Luft-Gemische 17
2.8 Abhängigkeit der Länge der Rezirkulationszone von der Drallzahl S_N der Strömung nach (Beér und Chigier, 1972) 20
2.9 Vergleich des Strömungsfelds innerhalb der Rezirkulationszone bei einer Brennerdüse mit Querschnittssprung und einer Düse mit divergentem Verlauf (Beér und Chigier, 1972) 20
2.10 Abhängigkeit der Geschwindigkeitskoeffizienten von der Temperatur für die geschwindigkeitsbestimmenden Reaktionen des Zeldovich- und des Fenimore-Mechanismus nach (Riedel *et al.*, 1992) 22
2.11 NO-Bildung in einem idealen Rührreaktor in Abhängigkeit von der Luftzahl nach (Glarborg *et al.*, 1986) 23

3.1 Zur Abhängigkeit der Eigenschaften der Produktgase von der Art des Vergasungsverfahrens und des Oxidationsmittels (Kaltschmitt, 2009) . . . 26
3.2 Fließschema der Abgasrezirkulation an einer GUD-Anlage 29
3.3 Zur Bilanzierung der Massenströme zur Berechnung der Mischluftzusammensetzung 31
3.4 Verläufe der laminaren Flammengeschwindigkeit der Biogasgemische #1 - 6 bei unterschiedlichen Rezirkulationsraten 34
3.5 Verläufe der laminaren Flammengeschwindigkeit der alternativen Brenngase und Erdgas bei unterschiedlichen Rezirkulationsraten 36
3.6 Zum Einfluss des Rezirkulationsbetriebs auf den Betriebspunkt: Darstellung der laminaren Flammengeschwindigkeit als Funktion der adiabaten Flammentemperatur 37
3.7 Vergleich des Einflusses des Abgasrezirkulationsbetriebs auf die reaktionskinetischen Eigenschaften der Brennstoff-Luft-Gemische mit Erdgas und den alternativen Brenngasen 40
3.8 Zur Abhängigkeit der chemischen Reaktivität vom Wassergehalt der Mischluft, bzw. der Rückkühltemperatur des rezirkulierten Abgasmassenstroms 42

3.9 Zur Abhängigkeit der chemischen Reaktivität von der Dotierung der Mischluft mit den Minoritätenspezies CO und NO 44
3.10 Zum Einfluss des Brennkammereintrittsdrucks auf die Reaktivität der Brennstoff-Luft-Gemische 45
3.11 Vergleich der berechneten Verläufe mit den Messwerten in einer Methan/Luft-Freistrahlflamme (Ulmer und Joos, 2012) 49
3.12 Geometrisches Modell der generischen Gasturbinenbrennkammer (Ulmer und Joos, 2012) 50
3.13 Berechnete Verteilung der Geschwindigkeit am Drallerzeugereinlass (RANS) mit dem vollständigen Modell (Ulmer und Joos, 2012) 51

4.1 Schema des Brennkammer-Prüfstands 54
4.2 Ansicht des Brennwertkessels und des Primär- und Sekundärkühlkreislaufs sowie der Mischluftaufbereitungsstrecke 55
4.3 Schematische Darstellung des prinzipiellen Brennkammeraufbaus bestehend aus der Mischluft-Einlaufstrecke und der Brennkammer 56
4.4 CAD-Modell der Schnittebene der generischen Rohrbrennkammer 57
4.5 Schnittansicht des Brenners, der Brennstoffeindüsung und des radialen Drallerzeugers 58
4.6 Oberflächenstromlinien einer reagierenden Strömung mit Biogasgemisch #1 in der generischen Brennkammer 60
4.7 Isometrische Darstellung des Außenhalses und Schnittzeichnung der Brennerdüse (bzw. des Innenhalses) des Brenners 61
4.8 Messtechnikanschlüsse des Flammrohrs, nach (Nowakowski, 2012) 62
4.9 Schematischer Aufbau von Absolut- und Relativdruckaufnehmern und Funktionsprinzip eines DMS-Druckaufnehmers nach (Nitsche und Brunn, 2006) 64
4.10 Schematische Darstellung der kombinierten Abgas- und Temperaturmesssonde (nicht maßstabsgetreu) 65
4.11 Schematische Darstellung der Anordnung der Komponenten des Rayleigh-Thermometriesystems 67
4.12 Darstellung der Polarisationsrichtung der anregenden Lichtwelle und des Streulichts bei maximaler (S) und minimaler Intensität (P) 68
4.13 Darstellung des Verfahrens zur Reduzierung der Störstreuung 69
4.14 Ermittelte zweidimensionale Temperaturprofile bei der Verbrennung eines Methan/Luft-Gemischs an einem Flachflammbrenner bei unterschiedlichen Luftverhältnissen (Harder, 2014) 71
4.15 Darstellung des Ergebnisses einer RTM-Untersuchung und Vergleich mit berechneten Flammentemperaturen (Harder, 2014) 71
4.16 Schematische Darstellung des Messvolumens des Rayleigh-Thermometrie-Systems an der Experimentalbrennkammer 73
4.17 Abbildung des betriebsbereiten Brennkammeraufbaus mit linearer Positioniereinheit und dem Rayleigh-Thermometrie-Messsystems 73
4.18 Schematische Darstellung des Aufbaus einer Abgasmessanlage nach ISO 16138, nach (Merker *et al.*, 2012) 74

4.19 Aufnahmen der Probenentnahmen für die Konzentrationsmessung der Verbrennungsabgase und der Mischluft 75
4.20 Aufbau und Funktionsweise der Detektoren der Abgasmessanlage, nach (Merker *et al.*, 2012) 77
4.21 Funktionsschema eines thermischen Massendurchflussreglers mit Inline-Sensor, nach (Bürkert, 2009) 80
4.22 Schematische Darstellung des Aufbaus der Gasmisch-Einheit und der Funktionsweise des thermischen Massendurchflusssensors in Bypassanordnung, nach (Bronkhorst, 2011) 81

5.1 Zur Validierung des Prüfstands mittels des Vergleichs der adiabaten und der gemessenen Flammentemperatur 88
5.2 Zur Validierung des Prüfstands mittels der Messung der Abgaskonzentrationen und dem Vergleich mit berechneten Werten 89
5.3 Vergleich des Emissionsverhaltens bei Betrieb mit unterschiedlichen Düsendurchmessern für die Variation des Verbrennungsluftverhältnisses im Frischluftbetrieb 90
5.4 Zum Einfluss des Hauptgasdüsendurchmessers auf das Mischungsverhalten für unterschiedliche Brenngase im Frischluftbetrieb 92
5.5 Numerisch berechnete Trajektorien des Brennstoffstrahls für unterschiedliche Düsendurchmesser und Mischluftzusammensetzungen 93
5.6 Zum Einfluss des Abgasrezirkulationsbetriebs auf die Eindringtiefe des Brennstoffstrahls in den Drallerzeugerkanal 94
5.7 Vergleich der gemessenen Emissionsverläufe bei Variation der Eindringtiefe des Brennstoffstrahls in den Mischluftstrom und der Rezirkulationsrate . . 96
5.8 Gemessene Emissionsverläufe für die Variation der FGR-Rate bei Betrieb mit Erdgas 98
5.9 Schematische Darstellung der Position des Messvolumens für die OH-Chemilumineszenz- und die Rayleigh-Thermometrie-Messungen 99
5.10 OH-Chemilumineszenz-Aufnahmen der brennernahen Flamme für Variation der FGR-Rate bei Betrieb mit Erdgas 99
5.11 Durch Rayleigh-Thermometrie ermittelte zweidimensionale Temperaturfelder in der brennernahen Flammzone bei Betrieb mit Erdgas 99
5.12 Generische Brennkammer im Betrieb mit Erdgas bei maximaler Rezirkulationsrate 101
5.13 Gemessene CO-Emissionen für die Variation der FGR-Rate bei Betrieb mit den alternativen Brenngasen, $d_{Düse} = 1{,}4\,\mathrm{mm}$ und $T_{ad,BG} = 1650\,\mathrm{K}$ bzw. $T_{ad,SG} = 1450\,\mathrm{K}$ 103
5.14 OH-Chemilumineszenz-Aufnahmen der brennernahen Flammzone für die Variation der FGR-Rate bei Betrieb mit den Biogasgemischen #2 und #5, $d_{Düse} = 1{,}4\,\mathrm{mm}$ und $T_{ad} = 1650\,\mathrm{K}$ 104
5.15 Gemessene CO-Emissionen für die Variation der FGR-Rate bei Betrieb mit den alternativen Brenngasen, $d_{Düse} = 2{,}2\,\mathrm{mm}$ und $T_{ad,BG} = 1650\,\mathrm{K}$ bzw. $T_{ad,SG} = 1450\,\mathrm{K}$ 105

5.16 Vergleich der gemessenen CO-Emissionen für die Variation der FGR-Rate bei Betrieb mit den alternativen Brenngasen und unterschiedlichen Düsendurchmessern bei $T_{ad,BG} = 1650\,\mathrm{K}$ bzw. $T_{ad,SG} = 1450\,\mathrm{K}$ 105
5.17 Verläufe der Netto-NO_X-Emissionen für die Variation der FGR-Rate bei Betrieb mit den alternativen Brenngasen, $d_{Düse} = 1{,}4\,\mathrm{mm}$ und $T_{ad,BG} = 1650\,\mathrm{K}$ bzw. $T_{ad,SG} = 1450\,\mathrm{K}$ 106
5.18 Berechnete Konturplots der NNH- und CH-Radikalverteilung der generischen Brennkammer für die Variation der FGR-Rate bei Betrieb mit Biogasgemisch #1, $d_{Düse} = 1{,}4\,\mathrm{mm}$ und $T_{ad,BG} = 1650\,\mathrm{K}$ 108
5.19 CH-Chemilumineszenz-Aufnahmen an einer drallstabilisierten Flamme eines atmosphärischen Brenners (Cabot *et al.*, 2014) 108
5.20 Netto-NO_X-Emissionen für die Variation der FGR-Rate bei Betrieb mit den alternativen Brenngasen, $d_{Düse} = 2{,}2\,\mathrm{mm}$ und $T_{ad,BG} = 1650\,\mathrm{K}$ bzw. $T_{ad,SG} = 1450\,\mathrm{K}$ 109
5.21 Vergleich der Netto-NO_X-Emissionen für die Variation der FGR-Rate bei Betrieb mit den alternativen Brenngasen und unterschiedlichen Düsendurchmessern, $T_{ad,BG} = 1650\,\mathrm{K}$ bzw. $T_{ad,SG} = 1450\,\mathrm{K}$ 110
5.22 Gemessene CO_2-Konzentration für die Variation der FGR-Rate bei Betrieb mit den alternativen Brenngasen, $d_{Düse} = 1{,}4\,\mathrm{mm}$ und $T_{ad,BG} = 1650\,\mathrm{K}$ bzw. $T_{ad,SG} = 1450\,\mathrm{K}$ 111
5.23 CO-Emissionen für die Variation des Brennstoffmassenstroms in Abhängigkeit der Abgasrezirkulationsrate 113
5.24 Vorgehen bei der Vorhersage der Magerlöschgrenzen für reaktive Gemische mit unterschiedlichen Brennstoff- bzw. Luftzusammensetzungen 115
5.25 Berechnete Reaktortemperaturen als Funktion der nominellen Aufenthaltszeit bei Betrieb mit Erdgas des Äquivalenzverhältnisses bei Betrieb mit Biogas #1 116
5.26 Vergleich der experimentell und numerisch bestimmten Magerlöschgrenzen mit $\tau^{LBO}_{res,PSR}$ = konst. und Betrieb mit $d_{Düse} = 1{,}4\,\mathrm{mm}$ 117
5.27 Abschätzung der Länge der Rezirkulationszone anhand der Oberflächenstromlinien einer numerischen Simulation der Experimentalbrennkammer bei Betrieb mit Biogasgemisch #1, $T_{ein} = 573\,\mathrm{K}$, $d_{Düse} = 1{,}4\,\mathrm{mm}$ 119
5.28 Damköhlerzahlen bei den experimentell vermessenen Magerlöschgrenzen im Betrieb mit $d_{Düse} = 1{,}4\,\mathrm{mm}$ 120
5.29 Vergleich der experimentell und numerisch bestimmten Magerlöschgrenzen bei Betrieb mit $d_{Düse} = 1{,}4\,\mathrm{mm}$, und τ_{res} = konst. und Berücksichtigung des Einflusses von Diffusionseffekten 122
5.30 Maximale theoretische Messunsicherheit bei der Bestimmung der Netto-NO_X-Emissionen für die Variation der FGR-Rate 125
5.31 Zur Reproduzierbarkeit der Netto-NO_X-Emissionsverläufe für die Variation des Äquivalenzverhältnisses 125

Tabellenverzeichnis

3.1 Zusammensetzung, Heizwert und Wobbe-Index der untersuchten Biogas- und Synthesegasgemische sowie von Erdgas 27
3.2 Werte der stöchiometrischen Mischungsbrüche der Brennstoff-Luft-Gemische in Abhängigkeit von der FGR-Rate 36
3.3 Volumetrische Zusammensetzung der Mischluft für die Berechnung der laminaren Flammengeschwindigkeiten in Abb. 3.6 38
3.4 Werte der laminaren Flammengeschwindigkeit der Brennstoff-Luft-Gemische bei $T_{ad} = 1650\,\mathrm{K}$ und der stöchiometrischen adiabaten Flammentemperatur in Abhängigkeit von der FGR-Rate 40
3.5 Zur Veränderung des Mischluft-Wassergehalts mit veränderlicher Rückkühltemperatur in Abhängigkeit von der FGR-Rate 42
3.6 Werte der laminaren Flammengeschwindigkeit der Brennstoff-Luft-Gemische bei $T_{ad} = 1650\,\mathrm{K}$ in Abhängigkeit der FGR-Rate und des Brennkammereintrittsdrucks $p_{BK,ein}$ 45

4.1 Zusammenstellung der maximalen Mess- und Regelbereiche der thermischen Massendurchflussregler für Erdgas (EG) und Reingase 57
4.2 Zusammenstellung der Messbereiche, Beaufschlagungsarten und Einsatzorte der auf dem Prüfstand verwendeten Druckaufnehmer 65
4.3 Zusammenstellung der Messbereiche und -genauigkeiten der Detektoren der Abgasmessanlage (AVL, 2005) 75

5.1 Zum Einfluss des Durchmessers der Hauptgasdüsen auf die Eindringtiefe des Brennstoffstrahls in den Drallerzeugerkanal im Frischluftbetrieb 93
5.2 Werte des Impulsverhältnisses und der maximalen auf die Kanalhöhe bezogene Eindringtiefe des Brennstoffstrahls in den Drallerzeugerkanal im Abgasrezirkulationsbetrieb 95

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name	Stefan Alexander Fischer
Geburtsdatum	19. Juli 1983
Geburtsort	Karlsruhe, Baden-Württemberg
Staatsangehörigkeit	deutsch

Ausbildung

1990 - 1993	Weiherwald-Grundschule, Karlsruhe
1993 - 1994	Cedar Hill Elementary School, New Jersey, USA
1994 - 1995	William Annin Junior High School, New Jersey, USA
1995 - 1998	Helmholtz-Gymnasium, Karlsruhe
1998 - 2003	Albert-Schweitzer-Gymnasium, Hamburg
2004 - 2010	Technische Universität Hamburg-Harburg Abschluss: Diplom-Ingenieur

Berufstätigkeit

11/2010 - 11/2014	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Laboratorium für Strömungsmaschinen der Helmut-Schmidt-Universität \ Universität der Bundeswehr, Hamburg
01/2015 - 04/2016	Projektleiter Brennerentwicklung bei den Viessmann Werken Berlin GmbH, Berlin
seit 05/2016	Gruppenleiter Brennerentwicklung bei den Viessmann Werken Berlin GmbH, Berlin