

VT-Forschungsbericht 2020-01

Entwicklung eines Brennkammer- systems mit Abgasrückführung für den Einsatz in Mikrogasturbinen

Dipl.-Ing. Stefan Hasemann-Seeger

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
Institut für Verbrennungstechnik
Stuttgart



DLR

Deutsches Zentrum
für Luft- und Raumfahrt



Herausgeber

Deutsches Zentrum
für Luft- und Raumfahrt

**Institut für
Verbrennungstechnik**

Pfaffenwaldring 38-40
70569 Stuttgart

Telefon
Telefax

(0 7 11) 68 62 - 3 08
(0 7 11) 68 62 - 5 78

Als Manuskript gedruckt.
Abdruck oder sonstige Verwendung
nur nach Absprache mit dem Institut gestattet

D93, Stuttgart

Entwicklung eines Brennkammersystems mit Abgasrückführung für den Einsatz in Mikrogasturbinen

Von der Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik und Geodäsie
der Universität Stuttgart zur Erlangung der Würde eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von

Dipl.-Ing. Stefan Hasemann-Seeger

aus Backnang

Hauptberichter:	Prof. Dr.-Ing. Manfred Aigner
Mitberichter:	Prof. Dr. techn. Günter Scheffknecht
Tag der mündlichen Prüfung	16. September 2019

Institut für Verbrennungstechnik der Luft- und Raumfahrt
Universität Stuttgart

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Verbrennungstechnik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt e.V. in Stuttgart. An dieser Stelle möchte ich mich bei allen bedanken, die mich während dieser Zeit unterstützt haben.

Ich danke meinem Doktorvater und Institutsleiter Prof. Dr. Manfred Aigner für meine Anstellung am Institut und die Möglichkeit, die Doktorarbeit hier anfertigen zu können. Prof. Dr. techn. Günter Scheffknecht, Leiter des Instituts für Feuerungs- und Kraftwerkstechnik danke ich für das Interesse an meiner Arbeit und die Übernahme des Mitberichts, Prof. Dr. Po Wen Cheng vom Institut für Flugzeugbau danke ich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Ein ganz besonderer Dank geht an meine beiden fachlichen Betreuer Dr. Andreas Huber und Dr. Peter Kutne für die ausgezeichnete Betreuung und die sehr angenehme Atmosphäre. Ihre Tür stand mir stets für hilfreiche Diskussionen und Ratschläge offen. Auch das mir entgegengebrachte Vertrauen und die gewährten Freiheiten für das Erstellen dieser Arbeit haben mir sehr geholfen.

Sowohl meinen ehemaligen als auch aktuellen Kolleginnen und Kollegen in der Abteilung und am Institut möchte ich für die vielfache Unterstützung in Form von zahlreichen fachlichen Diskussionen, Tipps und Tricks im Labor oder am Rechner und für die wirklich stets angenehme Arbeitsatmosphäre danken. Für die sehr gute Zusammenarbeit und die zuverlässige Umbau- und Versuchsunterstützung möchte ich insbesondere Hannah Seliger-Ost und Jürgen Roth danken und mit Blick auf viele hilfreiche Diskussionen zum Thema CFD und Gittergenerierung meinem ehemaligen Kollegen Andreas Schwärzle. Auch Christoph Arndt möchte ich für die tolle Zusammenarbeit in Bezug auf die PR-Aktivitäten des Instituts sowie die zahlreichen interessanten und hilfreichen Gespräche danken. Ebenfalls ein herzliches Dankeschön geht an meine langjährige Bürokollegin Eleni Agelidou für die vielen Diskussionen und die ausgezeichnete Büroatmosphäre. Auch die Zusammenarbeit mit den Kollegen von der Versuchsvorbereitung um Jens Kreeb möchte ich hervorheben, nur durch ihre schnelle und zuverlässige Hilfe war ein reibungsloser Laboralltag überhaupt erst möglich.

Zu guter Letzt danke ich meiner Familie und insbesondere meiner Frau Annette für den steten Rückhalt und für die vielen freien Stunden, die für das Erstellen dieser Arbeit notwendig waren.

Stefan Hasemann-Seeger, im Dezember 2019

Inhaltsverzeichnis

Symbol- und Abkürzungsverzeichnis	7
Kurzfassung	11
Abstract	13
1. Einleitung	15
1.1. Inverser MGT-Kreislauf	16
1.2. Abgasrezirkulation: Stand der Technik	18
1.3. Zielsetzung, Motivation und Beschreibung der Arbeit	22
2. Grundlagen	25
2.1. MGT-Brennkammersysteme	25
2.1.1. Flammenstabilisierung	26
2.1.2. Stand der Technik	30
2.2. Abgasrezirkulation	32
2.2.1. Flammengeschwindigkeit	33
2.2.2. Zündverzugszeit	36
2.2.3. NO _x -Emissionen	38
2.2.4. CO-Emissionen	42
2.2.5. Luftzahl λ	44
2.3. Numerische Strömungssimulation	45
2.4. Messtechnik	48
2.4.1. OH*-Chemolumineszenz	48
2.4.2. Abgasanalytik	50
2.4.3. Erdgasanalysator	51
3. Brennerentwicklung	53
3.1. Randbedingungen	53
3.2. Untersuchte Versuchsträger	54

4. Versuchsaufbau	57
4.1. Atmosphärischer Einzelbrennerprüfstand	57
4.2. Messtechnik	59
4.2.1. Messstellen	60
4.2.2. Messgenauigkeiten	62
4.2.3. Auswerteverfahren	62
5. Numerische Strömungssimulation	65
5.1. Geometriaufbereitung	65
5.2. Berechnungsgitter und Randbedingungen	66
5.3. Verwendete Modelle und Mechanismen	68
5.4. Auswerteverfahren	69
6. Ergebnisse	71
6.1. Einfluss Abgasrezirkulation	72
6.1.1. Validierung CFD	72
6.1.2. Variation AGR-Rate	77
6.1.3. Variation Luftzusammensetzung bei konstantem Sauerstoffgehalt	81
6.1.4. NO _x - und CO-Seeding	87
6.1.5. Zusammenfassung	88
6.2. Sensitivitätsanalyse Brennergeometrie	89
6.2.1. Variation Düsenanzahl	90
6.2.2. Variation Luftdüsendurchmesser	95
6.2.3. Variation Mischstreckenlänge	101
6.2.4. Variation Brennstoffdüsendurchmesser	103
6.2.5. Zusammenfassung	104
6.3. Entwicklung Brennkammersystem	104
6.4. Analyse MGT-Brennkammersystem	105
6.4.1. Volllast unter AGR-Bedingungen	106
6.4.2. Teillast unter AGR-Bedingungen	111
7. Zusammenfassung und Ausblick	115
A. Anhang	119
Literaturverzeichnis	123

Symbol- und Abkürzungsverzeichnis

Lateinische Symbole

\dot{m}	Massenstrom	g/s
A	Vorfaktor in der Arrheniusgleichung	
b	Exponent in der Arrheniusgleichung	
c_p	spezifische Wärmekapazität	J/(kg K)
C_α	Bezeichnung der Spezies α	
d	Durchmesser	mm
E_A	Aktivierungsenergie in der Arrheniusgleichung	J/mol
g	Gravitationskraft	m/s ²
h	spezifische Enthalpie	J/kg
H_i	Heizwert	MJ/kg
$\dot{j}_{\alpha i}$	Diffusionsmassenfluss der Spezies α in Richtung i	kg/(m ² s)
k	turbulente kinetische Energie	m ² /s ²
k_f, k_b	Geschwindigkeitskoeffizient der Hin- und Rückreaktion	
K_v	Rate an brennerintern rezirkuliertem Abgas	
l	Länge	mm
N_{Duese}	Düsenanzahl	
N_{sp}	Speziesanzahl	
p	Druck	bar
p	Impuls	kg m/s
P_T	PDF für Temperaturverteilung	
P_Y	PDF für Speziesverteilung	
R	universelle Gaskonstante	J/(mol K)
R_r	Reaktionsrate	mol/(m ³ s)
R_{AGR}	Rate an extern rezirkuliertem Abgas	
S_α	Speziesquellterm	kg/(m ³ s)
S_L	Laminare Flammengeschwindigkeit	cm/s

S_R	Strahlungsquellterm	J/(m ³ s)
T	Temperatur	K oder °C
t	Zeit	s
t_{misch}	Mischungszeit	s
u	Geschwindigkeit	m/s
u_i	Geschwindigkeitskomponente in Richtung i	m/s
X_α	Mengenanteil der Spezies α	mol/mol
x_i	Koordinate in Raumrichtung i	m
Y_α	Massenanteil der Spezies α	g/g

Griechische Symbole

ϵ	Dissipationsrate der turbulenten kinetischen Energie k	m ² s ³
λ	Luftzahl	
μ	dynamische Viskosität	Pa s
ν', ν''	Stöchiometriekoeffizienten der Edukte bzw. Produkte	
ω	spezifische turbulente Dissipation	1/s
ϕ	Äquivalenzverhältnis	
ρ	Dichte	kg/m ³
τ_{ign}	Zündverzugszeit	s
τ_{ij}	Element des Spannungstensors	kg/(ms ²)

Chemische Formeln

C ₂₊	Ethan und längerkettige Kohlenwasserstoffe
CH	CH-Molekül
CH ₄	Methan
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
CO ₂ *	angeregtes Kohlenstoffdioxid-Molekül
FCO ₂	fiktives Kohlenstoffdioxid
H	Wasserstoffatom
H ₂ O	Wasser
H ₂ O ₂	Wasserstoffperoxid
HCN	Blausäure
HO ₂	Hydroperoxyl-Radikal

M	Stoßpartner
N	Stickstoffatom
N ₂	Stickstoff
N ₂ O	Lachgas
NNH	NNH-Radikal
NO	Stickstoffmonoxid
NO ₂	Stickstoffdioxid
NO _x	Summe aus Stickstoffmonoxid und -dioxid
O	Sauerstoffatom
O ₂	Sauerstoff
OH	Hydroxyl-Radikal
OH*	angeregtes Hydroxyl-Radikal

Indizes

α	Speziesindex
<i>Br</i>	Brennstoff
<i>ein</i>	Eintritt
<i>Eintauch</i>	Eintauchtiefe
<i>el</i>	elektrisch
<i>ges</i>	gesamt
<i>Misch</i>	Mischstrecke
<i>r</i>	Reaktionsindex
<i>Rezi</i>	Rezirkulierender Massenstrom
<i>t</i>	turbulenzbedingte Größe
<i>tot</i>	total
<i>v</i>	Vorwärmung

Abkürzungen

AFR	Luft-Brennstoff-Verhältnis (air fuel ratio)
AGR	Abgasrezirkulation
CCS	CO ₂ Abscheidung und Speicherung (carbon dioxide capture and storage)
CFD	Computational Fluid Dynamics
DLN	Dry Low NO _x
DNS	Direkte numerische Simulation

EDM	Eddy-Dissipations-Modell
EV	EnVironmental Brenner der Firma Ansaldo
FLOX [®]	Flameless Oxidation
FRC	Finit-Rate-Chemistry
HiTAC	High Temperature Air Combustion
IBC	inverser Brayton Kreislauf (inverted Brayton cycle)
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
LES	Large-Eddy-Simulation
MGT	Mikrogasturbine
MILD	Moderate or Intense Low-oxygen Dilution Combustion
NDIR	nicht dispersives Infrarot
PDF	Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion (probability density function)
PFR	Plug Flow Reactor
PIV	Particle Image Velocimetry
ppm	parts per million
PSR	Perfectly Stirred Reactor
RANS	Reynolds gemittelte Navier-Stokes Gleichungen (Reynolds Averaged Navier-Stokes equations)
SEV	Sequential EnVironmental Brenner der Firma Ansaldo
SLM	Selective Laser Melting
SST	Shear-Stress-Transport Turbulenzmodell
VOC	flüchtige organische Verbindungen (volatile organic compounds)

Sonstige Zeichen

\bar{u}	Reynolds-gemittelte Zustandsgröße
\tilde{u}	Favre-gemittelte Zustandsgröße
u', u''	Fluktuation bei Reynolds- bzw. Favre-Zerlegung

Kurzfassung

Die dezentrale Energieerzeugung mittels Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) ist ein wichtiger Baustein für das Erreichen der Energiewende. Dabei bietet die Anwendung von KWK-Systemen in kleineren Wohneinheiten, bedingt durch die hohe Anzahl dieser Gebäude, ein besonders großes Potential für die Einsparung von Primärenergie. Nach der VDI-Richtlinie 4656 liegt der Bedarf an elektrischer Energie in einem durchschnittlichen Einfamilienhaus in Deutschland zu mehr als 84 % der Zeit unterhalb von 1 kW_{el} [3]. In diesem Leistungsbe- reich bieten sich neben konventionellen Verbrennungsmotoren vor allem rekuperierte, inver- se Mikrogasturbinen (MGTs) als KWK-Systeme an, da diese beispielsweise hinsichtlich der erreichbaren Schadstoffemissionen, einer höheren Brennstoffflexibilität und geringeren War- tungskosten Vorteile gegenüber Motor-basierten Anlagen aufweisen.

Eine der größten Herausforderungen von MGT-KWK-Systemen dieser Leistungsklasse ist die Realisierung eines hohen Gesamtnutzungsgrades. Ein Lösungsansatz dafür ist die Kon- densation des im Abgas enthaltenen Wasserdampfs und die Nutzung der dabei zusätzlich frei werdenden Wärme. Aufgrund der mageren Verbrennung in MGTs muss jedoch zunächst der Dampfanteil im Abgas erhöht werden, um eine Kondensation zu ermöglichen. Dies kann beispielsweise durch eine teilweise Rezirkulation der Abgase (Abgasrezirkulation - AGR) durch den MGT-Kreislauf erreicht werden kann. Infolge der AGR ändert sich allerdings die Zusammensetzung der Verbrennungsluft, was sich auf den kompletten MGT-Kreislauf, aber insbesondere auf die in der Brennkammer ablaufende Verbrennungsreaktion auswirkt. Sowohl der reduzierte Sauerstoffgehalt der Verbrennungsluft, als auch rezirkuliertes CO_2 und H_2O beeinflussen durch Verschiebungen im chemischen Gleichgewicht und eine veränderte Lage der Flamme die Verbrennung und erhöhen die CO-Emissionen. Um einen stabilen Betrieb der MGT unter AGR-Bedingungen bei gleichzeitig geringen Emissionen zu erreichen, muss das Brennkammersystem folglich gezielt für die veränderten Randbedingungen ausgelegt sein. Im Rahmen dieser Arbeit wird daher für das beschriebene MGT-KWK-System ein einstufiges, jetstabilisiertes Brennkammersystem entwickelt. Bisher in der Literatur verfügbare Unter- suchungen von Brennkammern großer Industriegasturbinen unter AGR-Bedingungen sind dabei nur teilweise verwendbar, da die dort betrachteten Betriebsbedingungen stark von den hier vorliegenden Randbedingungen abweichen, beispielsweise hinsichtlich des Drucks oder der Vorwärmtemperatur.

Die Entwicklung des Brennkammersystems erfolgt sowohl mithilfe von experimentellen Un- tersuchungen, als auch durch numerische Strömungssimulationen. Für die grundlegende Ana- lyse eines einstufigen, jetstabilisierten Brenners bei unterschiedlichen AGR-Raten wird zu- nächst ein Brenner, dessen Geometrie auf den Erkenntnissen aus früheren Arbeiten basiert,

auf einem atmosphärischen Einzelbrennerprüfstand untersucht. Dazu wird die Verbrennungsluft entsprechend mit CO_2 , H_2O und N_2 verdünnt, um reale AGR-Bedingungen abzubilden. Die Messung der Abgasemissionen zeigt dabei einen Anstieg der CO-Emissionen mit zunehmender AGR-Rate. Gleichzeitig durchgeführte OH^* -Chemolumineszenzmessungen deuten auf eine Zunahme des Flammenvolumens hin. Die anhand der Ergebnisse validierten CFD-Simulationen zeigen dieselben Trends. Um mögliche Vereinfachungen in der Luftzusammensetzung bei weiteren Versuchsreihen bewerten zu können, wird der Einfluss von rezirkuliertem CO_2 und H_2O getrennt betrachtet. Dabei zeigt sich, dass CO_2 zu einem starken CO-Anstieg und gleichzeitig vorhandener Wasserdampf zu einer längeren und stärker ausge dehnten Reaktionszone führt. Der tendenzielle Verlauf der CO-Emissionen in Abhängigkeit des Sauerstoffgehalts kann jedoch auch ohne $\text{CO}_2/\text{H}_2\text{O}$ -Verdünnung abgebildet werden. Da bei einer realen AGR zusätzlich Schadstoffe rezirkuliert werden, wird die Verbrennungsluft in ausgewählten Messpunkten mit CO, NO und NO_2 versetzt. Es zeigt sich, dass am Brenneintritt vorhandenes CO keinen Einfluss auf das Emissionsverhalten hat. NO und NO_2 erhöhen hingegen die gemessenen NO_x -Emissionen entsprechend ihrer zugeführten Menge. Zusammengefasst erlaubt der untersuchte Brenner bei einer aus dem MGT-KWK-System abgeleiteten Vorwärmtemperatur von 730°C und einem Sauerstoffgehalt von $Y_{\text{O}_2} = 12,5\%$ (am Brenneintritt) einen stabilen Betrieb. Für adiabate Flammentemperaturen unterhalb von 1800 K liegen die CO-Emissionen unter den gesetzlichen Grenzwerten.

Um die Brennergeometrie für den Einsatz unter AGR-Bedingungen zu optimieren, werden unterschiedliche Geometrieparameter (Düsenanzahl, Länge der Mischstrecke und Durchmesser von Luft- und Brennstoffdüsen) variiert und hinsichtlich ihres Einflusses auf die CO-Emissionen und die Flammenlänge beurteilt. Die Experimente zeigen, dass sowohl eine höhere Düsenanzahl, als auch ein geringerer Düsendurchmesser zu niedrigeren Emissionen führen. Anhand der CFD-Simulationen kann dieser Zusammenhang auf Änderungen im Strömungsfeld hinsichtlich der sich bildenden Rezirkulationszone und auf eine unterschiedliche Mischungsqualität von Luft und Brennstoff am Brenneraustritt zurückgeführt werden. Die Flammenlänge wird maßgeblich durch die Anzahl vorhandener Düsen bestimmt. Die untersuchten Variationen der Mischstreckenlänge und des Brennstoffdüsendurchmessers haben nur geringe Auswirkungen auf die gemessenen Emissionen und die Lage der Flamme.

Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse wird die hinsichtlich des Emissionsverhaltens und der Länge der Reaktionszone am besten geeignete Brennergeometrie ausgewählt und in ein vollständiges MGT-Brennkammersystem inklusive Mischlufteindüsung über das Flammrohr integriert. Die Analyse dieses MGT-Brennkammersystems unter AGR-Bedingungen mittels CFD-Simulationen zeigt, dass sich das Strömungsfeld in der Brennkammer, bedingt durch die Mischlufteindüsung, ändert. Teilweise wird kalte Mischluft zum Brenneraustritt zurück transportiert und bewirkt einen Abfall der Flammentemperatur. Zusätzlich wirkt sich ein veränderter Mischungs Zustand von Luft und Brennstoff am Brenneraustritt auf die Form und Lage der Reaktionszone aus. Dennoch erlaubt das Brennkammersystem auf Basis der Simulationsergebnisse einen stabilen Betrieb der MGT, sowohl im Voll- als auch im Teillastfall und ermöglicht die Realisierung hoher AGR-Raten des MGT-KWK-Systems.

Abstract

The decentralized power supply with combined heat and power (CHP) units is an important part of the energy transition. Especially the use of CHP-systems in small residential buildings offers the possibility of high primary energy savings due to the high number of these houses. According to the VDI-standard 4656, the electrical power demand of a typical single family house in Germany is below 1 kW_{el} for 84 % of the time [3]. In this power range either conventional motor-based or recuperated, inverted micro gas turbines (MGTs) CHP-systems can be used. Here, MGTs have advantages regarding emissions, fuel flexibility and maintenance costs.

A key point concerning small scale MGT-CHP-systems is to achieve a high efficiency. One promising solution for this challenge is to condense the steam in the exhaust gas and to use the additionally gained heat. To enable the condensation a high steam content in the exhaust gas is desirable. Due to the lean combustion in MGTs, this can be achieved by recirculating part of the exhaust gas (exhaust gas recirculation - EGR). As a consequence, the composition of the working gas changes, which affects the MGT operation and especially the combustion process. The reduced oxygen content at the combustor inlet and recirculated CO₂ and H₂O lower the speed of the combustion reactions and lead to higher CO-emissions, due to changes in the chemical equilibrium as well as in the flame position. Consequently, to guarantee a stable operation and low emissions under EGR-conditions, the combustion system has to be designed according to the new boundary conditions. Therefore, a single stage, jet stabilized combustion system for the described MGT-CHP-application is developed within the framework of this thesis. Previous studies from the literature are only partially useful, since the operating conditions differ strongly from boundary conditions of the small scale MGT considered here, for example regarding the pressure or the preheat temperature.

The development of the combustion system is performed both experimentally and numerically using detailed measurements in an atmospheric test rig and under machine relevant conditions, as well as computational fluid dynamics (CFD) simulations, respectively. For the fundamental analysis of a single stage, jet stabilized combustor under EGR-conditions, tests are performed on an atmospheric combustor test rig using optical measurements and exhaust gas sampling. The geometry of the combustor is thereby based on the results of previous works. To simulate EGR-conditions, the air is mixed with CO₂, H₂O and N₂. The measured emissions show increasing CO-emissions with higher EGR-rates. At the same time the volume of the flame increases, as indicated by the performed OH*- chemiluminescence measurements. The CFD simulations, which were validated based on the experimental results, show the same trends. To allow the valuation of simplifications in the air compositions

for further measurements, the effect of recirculated CO_2 and H_2O is considered separately. The measurements show, that CO -emissions increase strongly with increased CO_2 content in the oxidizer stream. On the other hand, H_2O added to the combustion air leads to a more distributed and longer flame. However, the general effect of reduced oxygen content in the combustion air can already be represented without CO_2 and H_2O in the combustion air. In order to simulate the effect of recirculated pollutants in the MGT, the combustion air is also mixed with CO , NO and NO_2 . It is shown that added CO has no influence on the emissions. On the other hand, NO or NO_2 at the combustor inlet lead to higher NO_x -emissions according to their added amount. In summary, the investigated combustor allows a stable operation at an oxygen content of $Y_{\text{O}_2} = 12.5\%$ (at the combustor inlet) with an air preheat temperature of 730°C , which is derived from the MGT-CHP-system. Furthermore, for adiabatic flame temperatures below 1800 K , CO emissions stay below the statutory thresholds.

To optimize the combustor geometry for the use under EGR-conditions, several geometry parameters (nozzle number, length of the mixingzone, diameter of air and fuel nozzles) are varied. The experiments show that a higher nozzle number as well as a smaller air nozzle diameter can reduce emissions. According to the CFD-simulations, this can be explained by changes in the flow field regarding the recirculation zone and by different mixing qualities of air and fuel at the combustor outlet. The length of the flame is determined by the number of nozzles. The evaluated variations of the length of the mixing zone and the fuel nozzle diameter show only minor changes on emissions and flame position.

Based on the results regarding emissions and flame length, the most suitable combustor geometry is chosen and integrated into a complete MGT-combustion system with mixing air injection via the flame tube. The analysis of this MGT-combustion system with numerical simulations shows an impact of the mixing air on the flow field inside the combustion chamber. Part of the mixing air is transported back to the combustor outlet. Accordingly, the flame temperature is reduced. Additionally, the position and shape of the reaction zone changes, caused by differences in the mixture of air and fuel at the combustor outlet compared to the atmospheric test rig. However, based on the simulation results, the combustion system allows a stable operation of the MGT, for full- as well as partload conditions and under high EGR-rates of the MGT-CHP-system.

1. Einleitung

Der Ausbau erneuerbarer Energien in Deutschland hat in den vergangenen Jahren große Fortschritte gemacht. An vielen Orten lässt sich die ablaufende Veränderung in Form neu entstehender Windräder, Solarparks oder Biogasanlagen wahrnehmen, ergänzt durch vielfältige Diskussionen und Berichterstattungen über das Thema der Energieerzeugung in den Medien. Im Jahr 2015 konnten bereits 31,6 % des Bruttostromverbrauchs durch erneuerbare Energien erzeugt werden [82]. Allerdings kann der Anteil erneuerbarer Energien ohne geeignete Speicherkonzepte nicht beliebig erhöht werden. Da diese derzeit noch nicht in großem Maßstab verfügbar sind, sind konventionelle Kraftwerke nach wie vor unverzichtbar. Es ist deshalb trotz der beschriebenen Entwicklung von gesellschaftlichem Interesse, die Effizienz von fossil betriebenen Kraftwerken weiter zu steigern. Eine vielversprechende Möglichkeit, den Gesamtbedarf an fossiler Primärenergie zu senken, bietet der Einsatz moderner Kraft-Wärme-Kopplungs-Systeme (KWK-Systeme). Mit der gekoppelten Erzeugung von Wärme und Strom können zum einen hohe Gesamtnutzungsgrade von bis zu 90 % erreicht werden [5]. Zum anderen bieten die flexiblen, dezentralen KWK-Systeme auch die Möglichkeit, auf Schwankungen im Stromnetz dynamisch zu reagieren. Diese Fähigkeit gewinnt durch den vermehrten Einsatz von Fotovoltaik- und Windanlagen zunehmend an Bedeutung. Aufgrund der genannten Vorteile strebt die Bundesregierung in der Novellierung des Kraft-Wärme-Kopplungsgesetzes zum 01.01.2017 eine Erhöhung der Nettostromerzeugung aus KWK-Anlagen auf 110 Terawattstunden bis zum Jahr 2020 sowie auf 120 Terawattstunden bis zum Jahr 2025 an [11]. Aktuell werden für KWK-Systeme fast ausschließlich konventionelle Kolbenmotoren oder Stirlingmotoren verwendet. Brennstoffzellen-basierte Systeme hingegen befinden sich noch in der Entwicklungsphase und sind nicht in großem Umfang am Markt erhältlich. Neben den genannten Systemen eignen sich auch Mikrogasturbinen (MGT) für den Einsatz in KWK-Anlagen. MGTs erreichen selbst ohne Abgasnachbehandlung geringe Schadstoffemissionen. Zudem bieten sie Vorteile hinsichtlich geringerer Wartungskosten und Lärmemissionen sowie eine höhere Brennstoffflexibilität im Vergleich zu konventionellen Kolbenmotoren. Motorbasierte KWK-Systeme gleicher Leistung ermöglichen andererseits höhere elektrische Wirkungsgrade.

Mit Blick auf die Wohngebäude in Deutschland zeigt sich, dass die Mehrzahl der 18 Mio. Wohngebäude Ein- und Zweifamilienhäuser (65 % bzw. 17 %) sind [9]. Die in diesen Gebäuden verbauten Heizungen sind teilweise stark veraltet, weshalb Studien das Potential für die Installation von bis zu 132 000 KWK-Systemen bis zum Jahr 2020 sehen [35]. Bezüglich des Energieverbrauchs ist der VDI-Richtlinie 4656 zu entnehmen, dass der Bedarf an elektrischer Energie in einem Einfamilienhaus zu mehr als 84 % der Zeit unterhalb von 1 kW_{el} liegt [3].

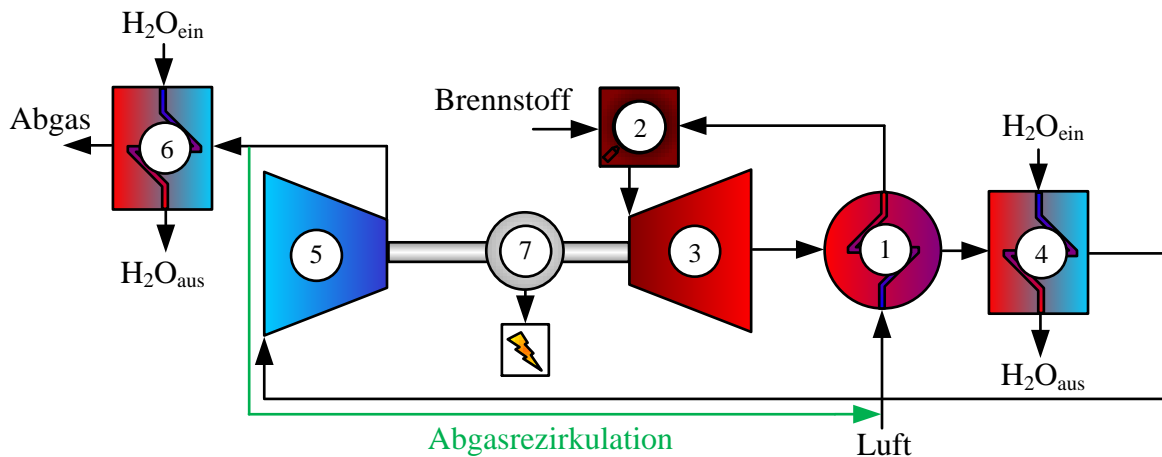


Abbildung 1.1.: Kreislaufschema eines inversen MGT-Kreislaufs (basieren auf [1])

Das beschriebene Marktpotential für KWK-Systeme mit einer elektrischen Leistung im Bereich von 1 kW_{el} begründet die Forschungs- und Entwicklungsarbeiten des Instituts für Verbrennungstechnik in diesem Themengebiet, welche unter anderem den Transfer der MGT-Technologie in den genannten Leistungsbereich zum Ziel haben. Aufgrund prozentual gesehen steigender Dichtungs- und Schaufelverluste sowie größerer Fertigungstoleranzen, ist es dabei derzeit technisch nicht möglich, bestehende Turbokomponenten mit einem ausreichend guten Wirkungsgrad so weit zu verkleinern, dass mit einem klassischen Gasturbinenkreislauf MGT-Leistungen von 1 kW_{el} erreicht werden können.

1.1. Inverser MGT-Kreislauf

Eine mögliche Lösung für dieses Problem bietet die Anwendung des sogenannten inversen Brayton Kreislaufs (IBC) [1, 41]. Das zugehörige Kreislaufschema ist in Abbildung 1.1 dargestellt. Die Prozessluft wird dabei zunächst über den Rekuperator (1) erwärmt, bevor sie in die Brennkammer (2) strömt. Durch Zugabe von Brennstoff, in diesem Fall Erdgas, erfolgt dort die Verbrennung und die heißen Abgase werden im Anschluss über die Turbine (3) in den Unterdruck entspannt. Nach Abkühlung der Abgase in einem Rekuperator (1) und einem Wasserwärmetauscher (4) folgt die Kompression durch den Verdichter (5) zurück auf annähernd Umgebungsdruck. Da die Abgase durch die Verdichtung nochmals erwärmt werden, ist ein zweiter Wärmetauscher (6) sinnvoll, um den Gesamtnutzungsgrad des Kreislaufes zu steigern. Über den Generator (7), welcher auf der selben Welle wie die Turbine und der Verdichter sitzt, wird überschüssige mechanische Energie in elektrische Energie umgewandelt. Der Vorteil dieser Kreislaufvariante ist, dass aufgrund der veränderten Druckverhältnisse die Dichte der Luft beziehungsweise der Abgase in Verdichter und Turbine geringer ist. Somit können unter Betrachtung eines identischen Massenstroms im inversen Kreislauf größere Turbokomponenten eingesetzt werden, als im klassischen druckaufgeladenen System. Die Notwendigkeit eines Rekuperators ergibt sich aus dem geringen Druckverhältnis und der damit verbundenen hohen Turbinenaustrittstemperatur. Ohne eine entsprechende Vor-

wärmung der Verbrennungsluft lassen sich unter diesen Bedingungen nur geringe elektrische Wirkungsgrade realisieren. Im betrachteten Anwendungsfall einer 1 kW_{el}-IBC-MGT werden Brennkammereintrittstemperaturen von bis zu 730 °C erwartet. Eine weitere Besonderheit ist die unter Atmosphärendruck stattfindende Verbrennungsreaktion, weshalb Druckeffekte vernachlässigt werden können. Die Verbrennung bei Umgebungsdruck ermöglicht auch den Verzicht auf einen Brennstoffkompressor. Dafür muss das Brennkammersystem so ausgeführt werden, dass es mit dem sehr geringen Brenngasüberdruck von ca. 20 mbar, welcher an einem üblichen Hausanschluss von Erdgas anliegt, betrieben werden kann.

Ein Nachteil der inversen MGT im Vergleich zu konventionellen Heizungsgeräten ist das wesentlich höhere Luft-Brennstoff-Verhältnis (λ). Dadurch ist der Wasserdampfanteil im Abgas der MGT gering und es kann keine zusätzliche Kondensationswärme wie bei modernen Brennwertheizungen gewonnen werden. Um diesen Nachteil auszugleichen und damit den Gesamtnutzungsgrad eines inversen MGT-Kreislaufs weiter zu steigern, kann eine teilweise externe Abgasrückführung (AGR) eingesetzt werden [41]. Bei dieser wird, wie in Abbildung 1.1 dargestellt, Abgas nach dem Verdichter entnommen und mit der Frischluft vor Eintritt in den Rekuperator vermischt. Durch die AGR wird unter anderem der durch die Verbrennung entstehende Wasserdampf (H₂O) im Abgas angereichert. Der erhöhte Wasserdampfgehalt kann anschließend in einem Wärmetauscher teilweise auskondensiert werden. Die dabei frei werdende Kondensationswärme steht als zusätzliche Nutzwärme zur Verfügung. Aufgrund einer Verschiebung des Taupunktes findet die Kondensation nicht im ersten Wasserwärmetauscher (4), sondern erst im zweiten Wasserwärmetauscher (6) nach dem Verdichter statt. Durch die AGR wird nicht nur der Wasserdampfanteil im Abgas erhöht, vielmehr ändert sich die gesamte Zusammensetzung der Prozessluft. Die Prozessluft wird in dieser Arbeit zur besseren Verständlichkeit dennoch weiterhin als „Luft“ bezeichnet, auch wenn die chemische Zusammensetzung abweicht. Die veränderte Luftzusammensetzung hat Auswirkungen auf das ganze System, der vorhandene Wasserdampf erfordert beispielsweise die Verwendung korrosionsbeständiger Materialien. Den mit Abstand größten Einfluss hat die AGR jedoch auf die Verbrennungsreaktion. Abbildung 1.2 zeigt, wie sich die Luftzusammensetzung am Brennkammereintritt einer inversen MGT in Abhängigkeit der AGR-Rate für den Teil- und Vollastbetrieb ändert. Die Daten wurden mithilfe eines stationären Kreislaufsimulations-tools [41] berechnet, bei welchem die thermodynamischen Randbedingungen an die ersten Messergebnisse eines IBC-MGT-Demonstrators [1, 2] angepasst wurden. Die eingezeichneten Punkte zeigen die in dieser Arbeit betrachteten Luftzusammensetzungen, welche an den jeweiligen Stellen im Ergebniskapitel näher beschrieben werden. Deutlich zu erkennen ist, dass mit steigendem Abgasanteil mehr Kohlenstoffdioxid (CO₂) und Wasserdampf am Brennkammereintritt vorhanden sind. Gleichzeitig nimmt der Sauerstoffgehalt ab. Infolge sinken die Reaktionsgeschwindigkeiten bei der Verbrennung, was zu einer Volumenzunahme der Reaktionszone und einer Verschiebung der Flamme entlang der Strömungsrichtung führt. Durch die einhergehende Minderung von Temperaturspitzen ist die AGR eine gute Möglichkeit, um auftretende Stickoxidemissionen (NO_x) zu reduzieren. Kohlenmonoxid-Emissionen (CO) können allerdings unter AGR-Bedingungen ansteigen, bedingt durch Verschiebungen im chemi-

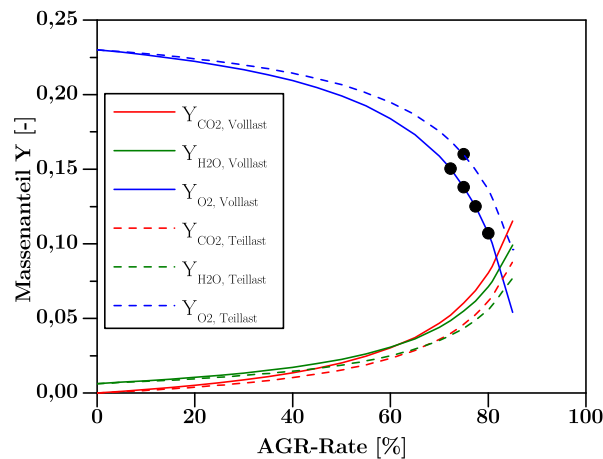


Abbildung 1.2.: Luftzusammensetzung am Brennkammereintritt bei unterschiedlichen AGR-Raten für Teil- und Vollast

schen Gleichgewicht aufgrund des bereits am Brennkammereintritt vorhandenen CO_2 . Neben dem chemischen Gleichgewicht, welches wegen begrenzter Aufenthaltszeiten in einer MGT-Brennkammer in aller Regel nicht erreicht werden kann, spielen aber auch das verwendete Brennerkonzept und die konkrete geometrische Ausführung des Brenners eine entscheidende Rolle für die tatsächlich auftretenden CO-Emissionen unter AGR-Bedingungen.

1.2. Abgasrezirkulation: Stand der Technik

Im Bereich der motorischen Verbrennung ist die Abgasrückführung ein etabliertes Mittel. Bei Dieselmotoren wird mittels der AGR der Sauerstoffgehalt im Brennraum reduziert. Wie bereits beschrieben, kann dadurch die Stickoxidbildung maßgeblich verringert werden. Gleichzeitig fördern hohe AGR-Raten allerdings die Rußbildung. Daher ist es zwingend notwendig, dass die Rückführrate kontinuierlich vom Motormanagement überwacht und gesteuert wird. Bei Ottomotoren steht nicht die Minderung von Stickoxiden, sondern die Reduktion des Kraftstoffverbrauchs im Teillastbetrieb im Vordergrund. Die Teillastregelung eines konventionellen Ottomotors erfolgt über die Drosselklappe, durch welche der Luftmassenstrom reduziert werden kann. Die dabei entstehenden Druckverluste können reduziert werden, wenn Abgas rezirkuliert wird und die Drosselklappe dadurch wieder weiter geöffnet werden kann. Bei Gasturbinenprozessen ist die Rezirkulation von Abgasen eng mit dem Thema CCS (carbon dioxide capture and storage), der Abscheidung und anschließenden Speicherung von CO_2 bei Kraftwerken verbunden. Die Effizienz des Abscheideprozesses hängt stark vom CO_2 -Gehalt im Abgas ab. Je höher dieser ist, desto höher ist der Wirkungsgrad der Abscheidung und desto geringer sind folglich die Einbußen beim Gesamtwirkungsgrad des Kraftwerks [12]. Um den CO_2 -Gehalt mittels einer AGR zu steigern, wird ein Teil der Gasturbinenabgase entnommen und durch einen Wärmetauscher abgekühlt. Das dabei anfallende Kondensat wird entfernt, anschließend werden die Abgase zusammen mit der Frischluft erneut dem Verdichter zugeführt. Nach Berechnungen von ElKady et al. können die Kosten einer CO_2 -Abscheidung

durch die Realisierung einer AGR um ca. 35 % reduziert werden, wenn ein CO_2 -Gehalt von 10 Vol-% im Abgas erreicht wird [26].

Die AGR wirkt sich in mehrerlei Hinsichten auf die Gasturbinenanwendung aus: Durch veränderte Fluideigenschaften ändern sich beispielsweise der Wirkungsgrad und das Druckverhältnis der Turbokomponenten. Die höhere spezifische Wärmekapazität des Abgases steigert zusätzlich die benötigte Brennstoffmenge, welche für das Erreichen einer bestimmten Turbineneintrittstemperatur notwendig ist. Zudem besitzt das rezirkulierte Abgas, wie bereits erwähnt, deutlich korrosivere Eigenschaften im Vergleich zu reiner Luft als Prozessmedium, weshalb alle durchströmten Bauteile aus geeigneten Materialien gefertigt sein müssen. Der Schwerpunkt bisher geleisteter Arbeiten liegt allerdings auf der Untersuchung von Brennkammersystemen hinsichtlich ihres Verhaltens unter AGR-Bedingungen. Da bis heute keine Gasturbine real mit einer AGR ausgerüstet wurde, begrenzen sich alle durchgeführten Arbeiten auf Untersuchungen unter Laborbedingungen. Die Verbrennungsluft wird dabei meist mithilfe von N_2 und teilweise auch CO_2 so gemischt, dass die Zusammensetzung einer realen Gasturbinenanwendung mit angenommener AGR entspricht. Wenn möglich begrenzen sich die Tests auf kleine Einzelbrennersegmente, da die benötigten Mengen von verdichteter Luft, Stickstoff und Kohlenstoffdioxid erhebliche Anforderungen an die Laborinfrastruktur stellen. Eine weitere Möglichkeit ist die Reihenschaltung von zwei Brennern. Der erste Brenner erzeugt dabei heiße Abgase, welche anschließend durch Mischung mit weiterer Luft die gewünschte Zusammensetzung ergeben.

Die Autoren Burdet et al. untersuchten den EV-Brenner (EnVironmental Brenner der Firma Ansaldo, ehemals Alstom) unter Gasturbinen-typischen Drücken von 11 und 16 bar bei Vorwärmtemperaturen von 370 und 550 °C [12]. Um die Bedingungen der AGR abzubilden, wurde die Luft vor der Vorheizung mit N_2 und CO_2 gemischt. Wasserdampf und Schadstoffe wie CO und NO_x wurden hingegen nicht berücksichtigt. Der Brenner zeigte dabei ein sehr stabiles Verhalten auch unter hohen AGR-Raten und bei einem Sauerstoffgehalt am Brenneintritt von ca. 12,5 Vol-%. Die Reaktionszone vergrößerte sich zwar, der Ausbrand war jedoch stets vollständig. Es zeigte sich ein Anstieg der CO -Emissionen, wobei der CO -Verlauf dem berechneten chemischen Gleichgewicht am Brennkammeraustritt folgte. Die NO_x -Emissionen konnten für eine feste Flammentemperatur deutlich gesenkt werden. Guethe et al. bauten thematisch auf der Arbeit von Burdet et al. auf und untersuchten das Verhalten des selbstzündungsstabilisierten SEV-Brenners (Sequential EnVironmental Brenner der Firma Ansaldo) im Hinblick auf die AGR [37]. Bedingt durch die Reihenschaltung von EV- und SEV-Brennkammer wird die SEV-Brennkammer immer unter AGR-ähnlichen Bedingungen mit reduziertem Sauerstoffgehalt betrieben. Zusätzlich rezirkuliertes Abgas senkt die NO_x -Emissionen des SEV-Brenners ab. Die CO -Emissionen steigen erst bei hohen AGR-Raten stark an, insbesondere bei hohen Eintrittstemperaturen des Oxidators. Winkler et al. zeigten, dass sich dieser CO -Anstieg durch Zugabe von Wasserstoff beziehungsweise einem Syngas aus Wasserstoff und Kohlenstoffmonoxid vermindern lässt [81]. Das Syngas kann mittels eines katalytischen Reaktors und einem fetten Brennstoff-Luft-Gemisch produziert werden. Die Autoren ElKady et al. untersuchten in ihrer Arbeit das Verhalten eines DLN-Brenners einer

GE-Gasturbine der F-Klasse [27]. Bei dem verwendeten Brenner handelte es sich um einen Forschungsbrenner, welcher in Bezug auf den in der Gasturbine eingesetzten Brenner leicht abgewandelt ist. Es war daher beispielsweise möglich, den Brenner mit Diffusionsflamme, teilweise oder auch komplett vorgemischt, zu betreiben. Die verwendete Luft wurde zunächst überhitzt, so dass sich nach Zugabe von N_2 und CO_2 die gewünschte Brennkammereintrittstemperatur von 700 K einstellte. Effekte durch rezirkuliertes CO und NO_x wurden nicht untersucht. Die bei 17 bar durchgeführten Versuche zeigten, dass es in einem engen Betriebsbereich und nach Durchführung kleinerer Modifikationen möglich ist, CO_2 -Gehalte von mehr als 10 Vol-% im Abgas zu erreichen. Die Stabilität der Flamme unter AGR-Bedingungen konnte durch eine kleine Zugabe von Brennstoff über die Pilotstufe (Diffusionsflamme) stark erhöht werden. Evulet et al. untersuchten das Verhalten eines DLN-Brenners einer GE 9FB-Gasturbine unter sehr realitätsnahen AGR-Bedingungen [28]. Dafür wurde eine Reihenschaltung von zwei Brennern realisiert, wobei der erste Brenner lediglich der Produktion heißer Abgase diente. Die Abgase wurden im Anschluss mittels einer Wassereindüsung und anschließenden Wärmetauschern abgekühlt. Dabei wurde das eingedüste Wasser zum Großteil wieder entfernt. Durch Mischung mit überhitzter Luft wurde zusammen mit den Abgasen eine Oxidatorzusammensetzung bei 540 °C und 14 bar realisiert, welche einer realen Abgasrezirkulation entspricht. Die Flamme zeigte während der Versuche auch bei Sauerstoffgehalten von $Y_{O_2} = 17,8\%$ im Oxidator und abgeschalteter Pilotstufe noch ein stabiles Verhalten. Da die gemessenen CO -Emissionen unter AGR-Bedingungen teilweise geringer waren als die bereits am Brenneintritt vorhandenen CO -Emissionen, ist von einem guten CO -Ausbrand auszugehen. Auch die NO_x -Emissionen konnten unter AGR-Bedingungen deutlich gesenkt werden, obwohl bereits am Brenneintritt NO_x vorhanden war. Ito et al. beschreiben die AGR als Möglichkeit, die NO_x -Emissionen zukünftiger Gasturbinengenerationen mit deutlich höheren Turbineneintrittstemperaturen zu reduzieren [46]. Dafür untersuchten die Autoren einen neu entwickelten Brenner mit koaxialem Drallerzeuger. Die Versuche fanden bei einem Druck von 3,7 bar, einer angenommenen Turbineneintrittstemperatur von 1700 °C und einer AGR-Rate von 35 % statt. Trotz der sehr hohen Turbineneintrittstemperatur leiteten die Autoren aus den Ergebnissen ab, dass unter realen Gasturbinendrücken NO_x -Emissionen unter 50 ppm und CO -Emissionen unter 10 ppm erreichbar sein werden.

Kutne et al. untersuchten in ihrer Arbeit das Verhalten eines FLOX[®]-Brenners unter AGR-Bedingungen mittels OH^* -Chemolumineszenz-Messungen [52]. Der Begriff FLOX[®]-Brenner bezeichnet dabei ein jetstabilisiertes Brennerkonzept, welches in Kapitel 2.1.1 detailliert vorgestellt wird. Der analysierte Brenner besaß 12 Luftdüsen mit einem Durchmesser von 6 mm, was unter den gewählten Betriebsbedingungen zu Eintrittsgeschwindigkeiten zwischen 40 und 100 m/s führte. Betrachtet wurden Drücke von 5 und 10 bar. Um die Luftzusammensetzung am Brennkammereintritt unter AGR-Bedingungen nachzubilden, wurde Druckluft mit N_2 und CO_2 verdünnt. Als Brennstoff kam Erdgas, bestehend aus 92,5-94,8 Vol-% Methan, zum Einsatz. Die Messungen zeigten, dass unter 5 bar Druck bis zu 7 Vol-% CO_2 und unter 10 bar bis zu 9 Vol-% CO_2 im Abgas erreicht werden können. Das Flammenbild zeigte dabei eine Entwicklung von diskreten Einzelflammen hin zu einer größeren homogenen Reaktionszone

bei geringen Sauerstoffgehalten am Brennkammereintritt.

Eine weitere mögliche Anwendung der AGR bei Gasturbinen sehen Camporeale et al. bei der Verbrennung von Schweröl [19]. Durch die Reduktion des Sauerstoffgehalts im Oxidator und einer zusätzlichen Erhöhung der Brennkammereintrittstemperatur ist es möglich, auch mit Schweröl eine flammlose Oxidation zu erreichen. In diesem Flammenregime sinken die NO_x -Emissionen deutlich ab. Eindeutige Aussagen über den Verlauf der CO-Emissionen konnten die Autoren nicht geben, da der Versuchsaufbau dafür nicht geeignet war.

Die Realisierung einer externen AGR für einen MGT-Kreislauf beschreiben Camaretti et al. sehr ausführlich in mehreren Arbeiten [14–18]. Sie betrachteten dabei simulativ eine MGT mit einer elektrischen Leistung von $100 \text{ kW}_{\text{el}}$ mit der Zielsetzung, möglichst geringe NO_x -Emissionen durch eine Verbrennung unter MILD-Bedingungen (Moderate or Intense Low-oxygen Dilution Combustion) zu erreichen. Dafür beinhaltete der untersuchte Kreislauf einen Rekuperator um eine ausreichend hohe Vorwärmtemperatur zu erreichen und zusätzlich eine externe AGR. 2D-CFD-Simulationen mit Verwendung des EDM-Verbrennungsmodells mit einem globalen Zweischritt-Mechanismus und der gleichzeitigen Berechnung des thermischen NO_x zeigten, dass die NO_x -Emissionen stark reduziert werden können, wenn der Sauerstoffgehalt am Brenneintritt auf $Y_{\text{O}_2} = 16,6\%$ gesenkt wird. Eine MILD-Verbrennung konnten die Autoren aufgrund des durch die MGT vorgegebenen Luft-Brennstoff-Verhältnisses allerdings nicht erreichen [14]. Für den Betrieb unter Teillast untersuchten die Autoren eine Reduktion der Turbinendrehzahl, um NO_x -Emissionen zu senken [15]. In zwei weiteren Arbeiten [16, 18] beschreiben Camaretti et al., dass sich die Spitzentemperatur der Verbrennung bei Verwendung von Kerosin unter AGR-Bedingungen im betrachteten Fall um 65% reduzieren lässt, was infolge zu wesentlich geringeren NO_x -Emissionen führt. Für diese Simulationen wechselten die Autoren von einer 2D- auf eine 3D-Strömungsberechnung. Zusätzlich wird eine Variation der Pilotdüsen beschrieben, um innerhalb der Brennkammer eine bessere Vermischung und damit eine weitere Verdünnung der Frischluft mit heißen Reaktionsprodukten zu erreichen. Inwiefern sich die Ergebnisse der Autoren auf eine reale MGT-Brennkammer übertragen lassen, muss entweder über detailliertere CFD-Simulationen unter Berücksichtigung der CO-Emissionen oder über Versuche experimentell untersucht werden. Die Autoren beschreiben zwar berechnete CO-Emissionen am Brennkammeraustritt, der Schwerpunkt der Betrachtung liegt aber auf der Reduktion der NO_x -Emissionen und nicht der unter AGR-Bedingungen limitierenden CO-Emissionen.

Hasemann et al. beschreiben in ihrer Arbeit erste experimentelle Untersuchungen eines MGT-Brenners unter AGR-Bedingungen [40]. Die unter atmosphärischen Bedingungen durchgeführten Tests mit einem einstufigen, jetstabilisierten Brenner bei 600°C Vorwärmtemperatur zeigten, dass ein stabiler Betrieb bis zu einem Sauerstoffgehalt von $Y_{\text{O}_2} = 12,6\%$ möglich ist, wenn auch bei erhöhten CO-Emissionen. Die Autoren konnten zudem zeigen, dass eine Erhöhung der Vorwärmtemperatur auf 718°C zu einer deutlichen Reduktion der CO-Emissionen über den kompletten Betriebsbereich führt.

1.3. Zielsetzung, Motivation und Beschreibung der Arbeit

Das übergeordnete Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung eines jetstabilisierten Brennkammersystems für einen inversen MGT-Kreislauf mit 1 kW_{el} Leistung und externer Abgasrezirkulation. Bei einer jetstabilisierten Verbrennung tritt eine teilweise vorgemischte Luft-Brennstoffmischung mit hoher axialer Geschwindigkeit über in der Regel konzentrisch zur Brennerachse angeordnete Düsen in den Brennraum ein. Durch den hohen Axialimpuls der eintretenden Strömung bildet sich entlang der Brennerachse ein starkes Rezirkulationsgebiet aus. Dieses transportiert heiße Verbrennungsabgase zurück zum Brenneraustritt und sorgt damit für eine Stabilisierung der Verbrennungsreaktion. Dieses Brennerkonzept zeichnet sich unter anderem durch sehr geringe Emissionen und eine hohe Sicherheit gegenüber einem Flammenrückschlag auch bei hohen Vorwärmtemperaturen aus. Eine ausführliche Beschreibung findet in Kapitel 2.1.1 statt.

Neben einem stabilen Betrieb des Brennkammersystems über den kompletten Betriebsbereich der MGT steht auch die Einhaltung gesetzlich geltender CO-Grenzwerte [10] unter hohen AGR-Raten im Vordergrund. Für NO_x -Emissionen werden Werte im einstelligen ppm-Bereich für alle relevanten Betriebsbedingungen angestrebt.

Den Ausgangspunkt für die Motivation dieser Arbeit stellen zunächst die beschriebenen Randbedingungen für das zu entwickelnde Brennkammersystem dar, insbesondere die hohen Brennkammereintrittstemperaturen der Luft, die Verbrennung unter atmosphärischen Bedingungen und die Realisierung einer AGR mit entsprechend hohen Anteilen an H_2O und CO_2 in der Verbrennungsluft. Wie der Darstellung des Stands der Technik zu entnehmen ist, ist ein technisch relevantes MGT-Brennkammersystem unter diesen Bedingungen bisher in der Literatur nicht beschrieben. Verfügbare Arbeiten beziehen sich vornehmlich auf Großgasturbinen. Dabei kommen komplexe, mehrstufige Brennergeometrien ohne Anpassungen für AGR-Bedingungen zum Einsatz. Des Weiteren finden die meisten Experimente und Simulationen unter hohen Drücken statt. Gleichzeitig sind die Vorwärmtemperaturen in Bezug auf den in dieser Arbeit betrachteten MGT-Kreislauf wesentlich geringer. Wasserdampf oder rezirkulierende Schadstoffe (CO und NO_x) werden nicht abgebildet.

Für die Entwicklung eines Brennkammersystems für den beschriebenen speziellen Anwendungsfall ist daher zunächst eine Analyse der grundlegenden Zusammenhänge notwendig. Hierzu zählen die Auswirkung unterschiedlicher AGR-Raten, der Einfluss der Oxidatorzusammensetzung in Bezug auf vorhandene Spezies, die Folgen von am Brennkammereintritt bereits vorhandenen Schadstoffen und die Bedeutung der Vorwärmtemperatur. Nur durch das damit erarbeitete umfassende Verständnis ist es möglich, ein Brennkammersystem für den beschriebenen Anwendungsfall optimal zu entwickeln und auszulegen.

Um diese Zielsetzung zu erreichen, ist diese Arbeit wie folgt strukturiert: Zunächst werden die Grundlagen zu MGT-Brennkammersystemen, dem Themenfeld AGR, den später eingesetzten numerischen Methoden und der verwendeten Messtechnik erläutert. Anschließend wird ein Überblick über die Brennerentwicklung und die untersuchten Versuchsträger sowie über den experimentellen und numerischen Aufbau gegeben.

Der erste Teil der Ergebnisse bezieht sich auf die Analyse eines jetstabilisierten Brenners mit 12 Düsen auf einem atmosphärischen Einzelbrennerprüfstand unter realen AGR-Bedingungen. Der verwendete Brenner basiert auf einem von Seliger et al. entwickelten und vorgestellten Brenner mit 6 Düsen [73]. Entsprechend der Ergebnisse von Panne [66] wurde die Düsenanzahl erhöht, um der erwarteten verlängerten Reaktionszone unter AGR-Bedingungen entgegenzuwirken. Die Untersuchung des Brenners auf einem atmosphärischen Einzelbrennerprüfstand, herausgelöst aus dem Mikrogasturbinenkreislauf, erlaubt es, die Brennkammer unabhängig vom Maschinenbetriebsbereich zu testen. Luft- und Brennstoffmassenstrom sowie die Vorwärmtemperatur können dabei beliebig eingestellt werden. Durch die Zugabe von N_2 , CO_2 und H_2O zur Prozessluft ist es möglich, AGR-Bedingungen vollständig zu simulieren. Wie in Kapitel 4.2.1 ausführlich beschrieben, werden die unterschiedlichen Betriebspunkte anhand von Emissions- und OH^* -Chemolumineszenzmessungen beurteilt. Ein weiterer Aspekt in diesem Teil der Arbeit ist die Betrachtung unterschiedlicher numerischer Verbrennungsmodelle und Reaktionsmechanismen in CFD-Simulationen mit dem Ziel, ihre Gültigkeit und Anwendbarkeit unter AGR-Bedingungen zu beurteilen. Hierzu wird eine Validierung der mit dem DLR-internen CFD-Code THETA durchgeführten RANS-Simulationen mithilfe der gewonnenen Messdaten durchgeführt. Die CFD-Simulationen erlauben eine zusätzliche Analyse des Brennkammersystems bei unterschiedlichen Betriebspunkten, welche die Auswertung der experimentellen Daten hilfreich ergänzen kann.

Entsprechend der wissenschaftlichen Zielsetzung dieser Arbeit dienen diese Untersuchungen dazu, den Einfluss unterschiedlicher AGR-Raten und Luftzusammensetzungen bei variierender Vorwärmtemperatur und adiabater Flammentemperatur auf das Emissionsverhalten sowie die Form und Lage der Reaktionszone zu analysieren. Zusätzlich wird der Einfluss von rezirkuliertem CO , NO und NO_2 auf die Emissionen experimentell untersucht.

Anschließend erfolgt im zweiten Ergebnisteil die Durchführung einer Sensitivitätsanalyse der Brennergeometrie bei reduziertem Sauerstoffgehalt der Verbrennungsluft. Dafür werden Brenner unterschiedlicher Düsenzahl, Düsendurchmesser und -längen hinsichtlich der Möglichkeiten untersucht, das Emissionsverhalten sowie die Länge der Reaktionszone unter AGR-Bedingungen zu optimieren. Die unterschiedlichen Brennergeometrien werden dabei experimentell und/oder numerisch mittels CFD-Simulationen untersucht.

Basierend auf den bis dahin gewonnenen Erkenntnissen und Ergebnissen wird anschließend unter Berücksichtigung der Randbedingungen, welche aus den Messdaten des IBC-Demonstrators abgeleitet wurden, das komplette MGT-Brennkammersystem inklusive Mischluftereindüsung (welche auf dem atmosphärischen Einzelbrennerprüfstand nicht abgebildet werden kann, siehe auch Kapitel 2.1 und 4.1) ausgelegt. Dieses Brennkammersystem wird abschließend numerisch unter AGR-Bedingungen untersucht. Schwerpunkt dabei ist die Fragestellung, inwiefern sich die Mischluftereindüsung auf das Brennkammerverhalten, die Lage der Reaktionszone und die zu erwartenden Emissionen auswirkt.

2. Grundlagen

In diesem Kapitel werden die Grundlagen zu den Themen MGT-Brennkammersysteme und Abgasrezirkulation bei Verbrennungsprozessen in Gasturbinen beschrieben. Im Hinblick auf die in dieser Arbeit durchgeführten Experimente und Simulationen werden ergänzend die Grundlagen der verwendeten CFD-Methoden und der eingesetzten Messtechnik dargestellt.

2.1. MGT-Brennkammersysteme

Die Randbedingungen für MGT-Brennkammersysteme unterscheiden sich deutlich von denen größerer Industriegasturbinen. MGTs sind in den meisten Fällen mit einstufigen Turbokomponenten (Radialverdichter und Radialturbine) ausgeführt. Dadurch liegt das Druckverhältnis im Bereich von ca. 3 bis 5. Industriegasturbinen arbeiten im Vergleich dazu bei Druckverhältnissen in der Größenordnung von 10 bis 30, Flugzeugtriebwerke erzielen noch weit höhere Werte. Um den Wirkungsgrad von MGTs trotz des geringen Druckverhältnisses zu steigern, sind die Maschinen meistens rekuperiert. Durch den Rekuperator (Luft-Luft-Wärmetauscher) wird die verdichtete Luft mithilfe der heißen Abgase weiter vorgewärmt. Infolge wird weniger Brennstoff für das Erreichen einer bestimmten Turbineneintrittstemperatur benötigt. Die Eintrittstemperaturen der Verbrennungsluft in die Brennkammer können durch den Rekuperator bei mehreren hundert Grad Celsius liegen, bei der 3 kW_{el} MGT EnerTwin der Firma MTT BV werden über 700 °C erreicht. Bei Vorwärmtemperaturen über 640 °C, der Selbstzündtemperatur einer typischen Erdgaszusammensetzung, muss das verwendete Brennkammersystem besonders sicher gegenüber frühzeitigem Zünden und Flammenrückschlag ausgeführt sein.

Eine weitere Besonderheit bei MGTs ist der Einsatz ungekühlter Radialturbinen. Es wird im Unterschied zu Großgasturbinen keine Verdichterluft entnommen, um die Leit- und Laufbeschaukelung der Turbine aktiv zu kühlen. Infolge sind auch keramische Schutzschichten wenig hilfreich um die Materialtemperaturen der Beschaukelung zu senken. Der Verzicht auf eine Kühlung senkt zwar die Komplexität und die Herstellkosten erheblich, führt allerdings auch dazu, dass MGTs mit einem hohen globalen Luftüberschuss betrieben werden müssen: Um die Temperaturen am Brennkammeraustritt auf einen für die Turbine akzeptablen Wert zu senken, ist es notwendig, den größeren Teil der Verbrennungsluft zunächst an der Reaktionszone vorbei zu führen. Wie in Abbildung 2.1 schematisch gezeigt, wird die restliche Verbrennungsluft erst nach der Reaktionszone als Sekundärluft mit den heißen Verbrennungsabgasen gemischt.

Bevor nachfolgend in Kapitel 2.1.2 der Stand der Technik aktueller MGT-Brennkammer-

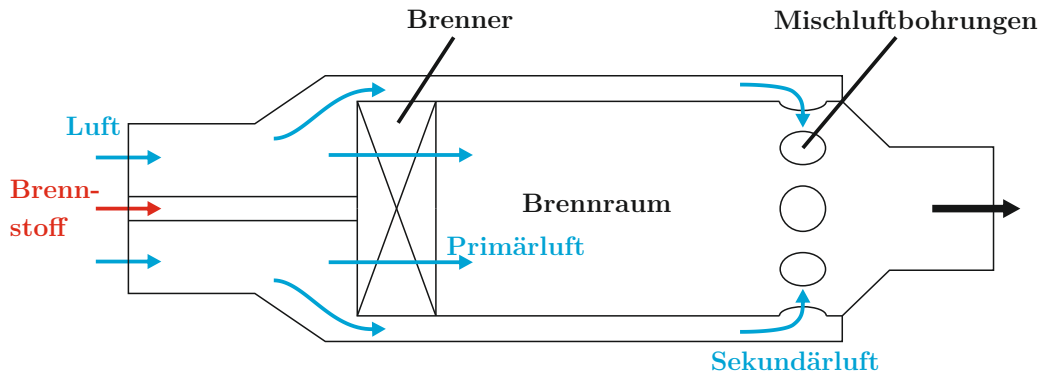


Abbildung 2.1.: Schematische Skizze eines MGT-Brennkammersystems

systeme beschrieben wird, werden zunächst in Kapitel 2.1.1 die relevanten Grundlagen der Flammenstabilisierung in Gasturbinenbrennkammern diskutiert.

2.1.1. Flammenstabilisierung

Um geltende Emissionsvorschriften erfüllen zu können, besitzen moderne Gasturbinen für die Verbrennung gasförmiger Brennstoffe mager vorgemischt betriebene Brennkammersysteme. Das bedeutet, der Brennstoff wird unter lokalem Luftüberschuss verbrannt. Dadurch werden die Flammentemperaturen verringert und infolge die Schadstoffemissionen gesenkt. Insbesondere die Stickoxidemissionen (NO_x) können deutlich reduziert werden. Allerdings ist unter diesen Bedingungen die Flammengeschwindigkeit reduziert. Aus dem Wunsch nach hohen Leistungsdichten ergeben sich zusätzlich hohe Strömungsgeschwindigkeiten in der Brennkammer. In der stark turbulenten Strömung ist eine Stabilisierung der Flamme alleine durch diffusive Transportprozesse nicht ausreichend, da nicht genügend Wärme und freie Radikale aus der Reaktionszone in das noch unverbrannte Luft-Brennstoff-Gemisch transportiert werden können. Es ist daher nötig, das Strömungsfeld innerhalb der Brennkammer so zu beeinflussen, dass sich eine oder mehrere Rezirkulationszonen ausbilden. Diese Rezirkulationsgebiete verursachen einen zusätzlichen konvektiven Rücktransport heißer Abgase und der darin enthaltenen Radikale in Richtung des Brenneraustritts. Die Mischung dieser Abgase mit dem noch unverbrannten Luft-Brennstoff-Gemisch erhöht die Reaktivität und ermöglicht so auch bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten eine stabile, schadstoffarme Verbrennung. Die erreichbaren Leistungsdichten lassen zudem ein sehr kompaktes Brennkammerdesign zu.

Für die Realisierung eines Rezirkulationsgebiets innerhalb des Strömungsfelds gibt es unterschiedliche konstruktive Möglichkeiten. Der einfachste Ansatz ist die Platzierung eines Flammhalters am Brennkammereintritt. Durch die plötzlich auftretende Querschnittsänderung bildet sich auf dessen Rückseite ein Rückströmgebiet aus, allerdings wirkt dieses unter Gasturbinen-typischen Bedingungen nicht ausreichend stabilisierend [55]. Eine wesentlich bessere Flammenstabilisierung ist mittels Drall- oder Jetstabilisierung erreichbar, beide Stabilisierungskonzepte werden nachfolgend näher beschrieben.

Um eine stabile Verbrennung über einen breiten Betriebsbereich gewährleisten zu können, ist es in den meisten Fällen sinnvoll, die Brennkammer mit mehreren Brennerstufen auszu-

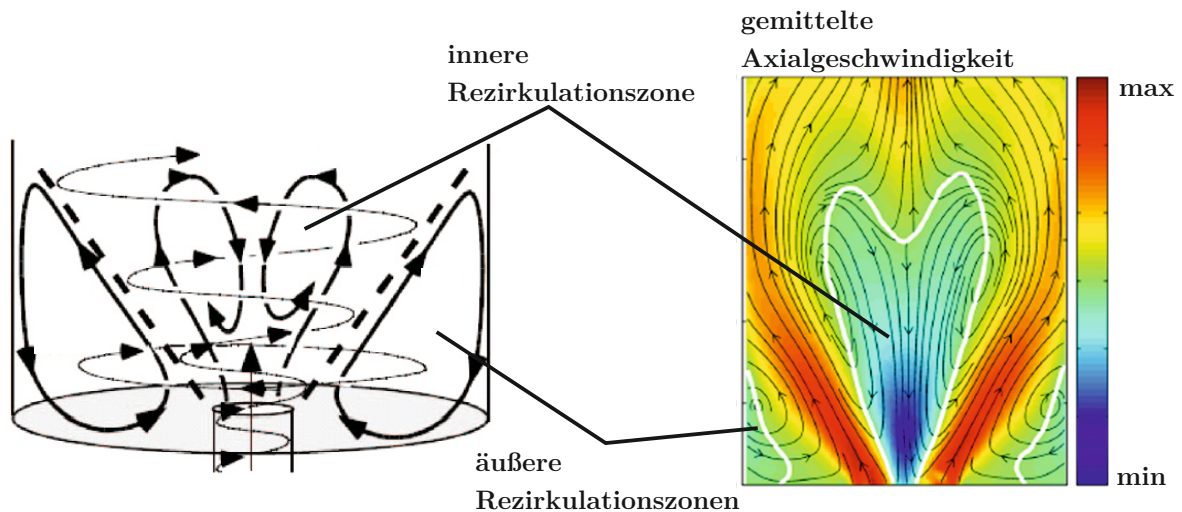


Abbildung 2.2.: Links schematische Skizze [44], rechts gemitteltetes Strömungsfeld [4] eines typischen Drallbrenners

führen. Typischerweise wird ein Pilotbrenner mit einem Hauptbrenner (auch als Pilot- und Hauptstufe bezeichnet) kombiniert. Der Pilotbrenner wird dabei während der Zündung und zur Stabilisierung der Hauptstufe vor allem im mageren Teillastbetrieb genutzt.

Drallstabilisierte Verbrennung

Bei drallstabilisierten Brennkammersystemen wird der Luft oder dem Luft-Brennstoff-Gemisch vor Eintritt in den Brennraum ein Drall aufgeprägt. In der einfachsten Ausführung geschieht dies durch einen Drallerzeuger, in komplexeren Gestaltungsvarianten können auch mehrere Drallerzeuger miteinander kombiniert werden. Der Drall erzeugt im Brennraum ein Druckfeld, welches zu einem starken Rückströmgebiet in der Nähe der Brennerachse führt. In Abbildung 2.2 ist diese Rückströmung mittels einer schematischen Skizze und einem vermessenen Geschwindigkeitsfeld verdeutlicht. Zusätzlich zu der inneren Rezirkulationszone bilden sich am Brenneraustritt zwei äußere Rezirkulationszonen aus.

In den hochturbulenten Scherschichten dieser Rezirkulationsgebiete kann sich trotz hoher Strömungsgeschwindigkeiten eine Flammenfront stabilisieren. Aufgrund des Strömungsfelds nimmt die kompakte Reaktionszone bei Drallbrennern üblicherweise eine V-Form an.

Drallflammen zeichnen sich durch eine hohe Leistungsdichte und einen breiten möglichen Betriebsbereich mit geringen CO- und NO_x-Emissionen aus. In industriellen Brennkammern sind sie daher weit verbreitet. Der grundlegende Aufbau ist bei allen Ausführungen ähnlich, Unterschiede gibt es vor allem in der Vormischung des Brennstoffs. Nachteilig zu erwähnen ist die in bestimmten Betriebspunkten vorhandene Neigung der Drallflamme zu thermoakustischen Instabilitäten.

Jetstabilisierte Verbrennung

Bei jetstabilisierten Brennkammersystemen wird das Luft-Brennstoff-Gemisch über in der Regel kreisförmig angeordnete Düsen mit hohem Axialimpuls in die Brennkammer einge-

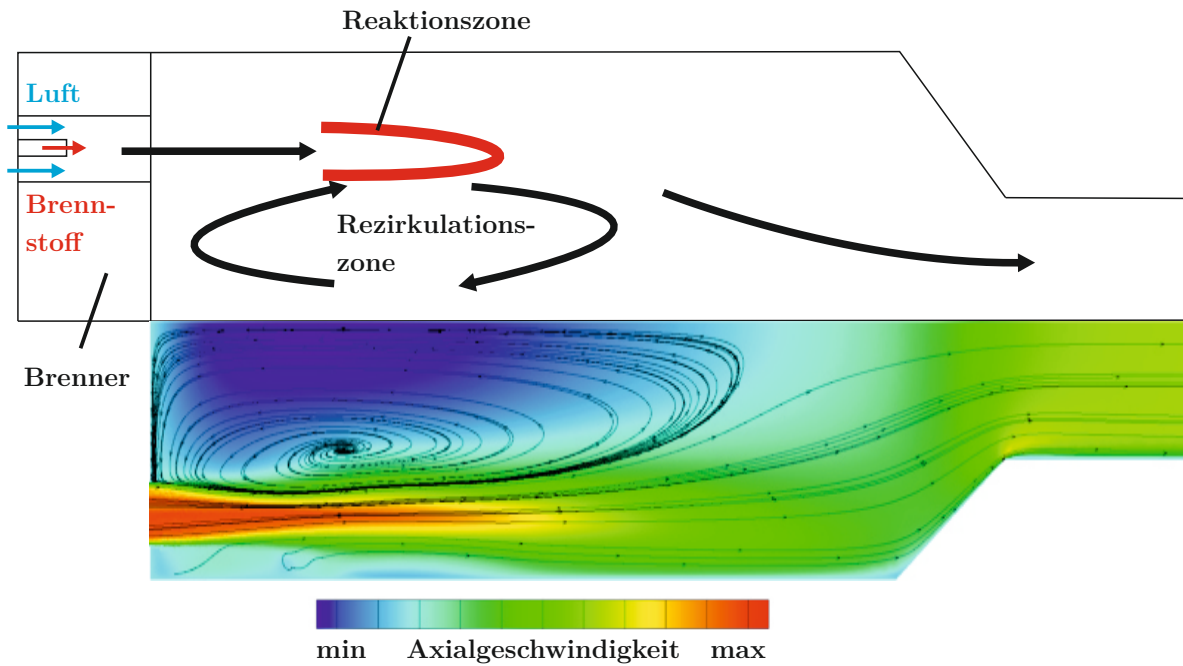


Abbildung 2.3.: Oben schematische Skizze, unten berechnetes Geschwindigkeitsfeld eines jet-stabilisierten Brenners

bracht. Dadurch entsteht auf der Brennerachse ein starkes Rezirkulationsgebiet. Dieses Funktionsprinzip ist in Abbildung 2.3 gezeigt. Wie dargestellt treten die unverdrallten, teilweise vorgemischten Frischgasstrahlen mit einem hohen axialen Impuls in die Brennkammer ein. Durch diesen Impuls entsteht das skizzierte Rezirkulationsgebiet, welches die heißen Abgase aus dem Bereich hinter der Reaktionszone zurück an den Brenneraustritt transportiert. Die Durchmischung des unverbrannten Luft-Brennstoff-Gemischs mit den rezirkulierenden Abgasen findet in den turbulenten Scherschichten der Jetströmung statt. Mit numerischen (Large-Eddy-Simulationen, LES) und experimentellen (Particle Image Velocimetry, PIV und OH*-Chemolumineszenz) Untersuchungen eines vorgemischt betriebenen, jetstabilisierten Brenners konnten Duwig et al. [25] zeigen, dass größere ringförmige Wirbelgebiete kurz nach Eintritt in die Brennkammer für eine starke Durchmischung verantwortlich sind. Weiter stromab gehen diese Wirbel zunächst in eine Spiralform über, bevor sie zusammenbrechen und dabei eine gute Mischung im kleinskaligen Bereich ermöglichen.

Die hohen Rezirkulationsraten und der damit verbundene Transport von Wärme und Radikalen bewirken eine effektive Flammenstabilisierung. Gleichzeitig werden durch die Verdünnung der Frischluft auch die Reaktionsraten abgesenkt [56]. Die Reaktionszone breitet sich infolge dessen stärker aus und nimmt ein größeres Volumen in der Brennkammer ein. Es stellt sich ein homogenes Temperaturfeld in der Brennkammer ein, bei welchem die Temperaturspitzen die adiabate Flammentemperatur des globalen Gemischs nur leicht übersteigen. Dieses homogene Temperaturfeld stellt die Grundlage für die geringen NO_x -Emissionen dieses Brennertyps dar, da die dominante Bildung von Stickoxiden über den thermischen Pfad stark von der Verbrennungstemperatur beeinflusst wird [70].

Je nach Randbedingungen und Betriebspunkt des Brenners bildet sich eine verbundene, vo-

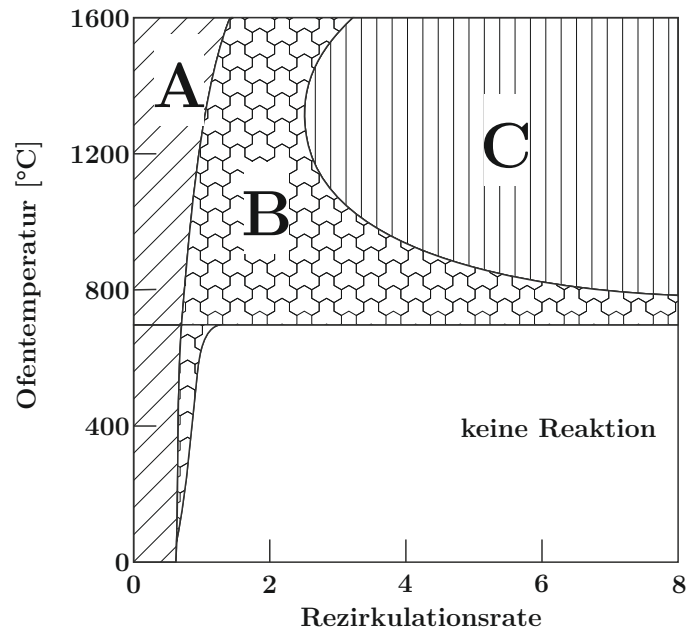


Abbildung 2.4.: Schematische Darstellung der Stabilitätsgrenzen verschiedener Verbrennungsmodi als Funktion der Abgasrezirkulation und der Ofentemperatur [83]

lumetrische Reaktionszone mit einer geringen Leuchtkraft im sichtbaren Spektralbereich aus. Jetstabilisierte Brennerkonzepte werden daher in der Literatur hauptsächlich unter den Bezeichnungen Flameless Oxidation (FLOX[®]) [83], MILD [21] oder High Temperature Air Combustion (HiTAC) [76] beschrieben.

Wünning und Wünning [83] unterteilen den Betrieb eines FLOX[®]-Brenners für Industrieöfen in drei Bereiche, abhängig von der Ofentemperatur und der brennerinternen Abgasrezirkulationsrate K_v , welche wie folgt definiert ist:

$$K_v = \frac{\dot{m}_{Rezi}}{\dot{m}_{Br} + \dot{m}_{Luft}} \quad (2.1)$$

Der rezirkulierte Abgasmassenstrom \dot{m}_{Rezi} bezieht sich dabei auf die Abgase, welche der Verbrennungsluft vor der Reaktionszone zugemischt werden. Im ersten in Abbildung 2.4 dargestellten Bereich A ist eine stabile Verbrennung bei allen Ofentemperaturen möglich, allerdings nur für Rezirkulationsraten bis zu 30%. Höhere Rezirkulationsraten lassen sich nur bei höheren Ofentemperaturen oberhalb der Selbstzündtemperatur realisieren. Nach einem instabilen Zwischenbereich B kann für sehr hohe Ofentemperaturen und Rezirkulationsraten ein Bereich C beobachtet werden, in welchem eine stabile Form der flammlosen Oxidation stattfindet.

Aufgrund des geforderten breiten Betriebsbereichs bei Gasturbinenbrennkammern wird eine flammlose Oxidation nicht in allen Betriebspunkten erreicht. Unter hohen Lastbedingungen liegen bei niedrigeren λ -Werten einzelne, voneinander klar abgegrenzte Jetflammen vor. Erst im Teillastbereich mit höheren λ -Werten verbinden sich die einzelnen Reaktionszonen zu einem größeren, ins Volumen ausgedehnten Reaktionsgebiet. Gleichzeitig nimmt das Leuchten der Flamme im sichtbaren Bereich stark ab, was auf das Erreichen des FLOX[®]-Regimes

hindeutet [85]. Im Vergleich zu drallstabilisierten Brennkammersystemen zeichnen sich jetstabilisierte Brenner neben der beschriebenen Reduktion von Schadstoffemissionen vor allem durch ein verringertes Risiko des Flammenrückschlags aus. Dies liegt an den hohen Eintrittsgeschwindigkeiten der Jets in den Brennraum. Der Brenner kann deshalb selbst bei Vorwärmtemperaturen oberhalb der Selbstzündtemperatur teilweise vorgemischt betrieben werden [73]. Auch der Einsatz von besonders reaktiven Brennstoffen mit hohem Wasserstoffgehalt ist möglich [60]. Nach Untersuchungen von Lammel et al. [53] ist zudem das Risiko auftretender thermoakustischer Schwingungen bei jetstabilisierten Brennkammersystemen wesentlich geringer. Ein Nachteil ist hingegen das benötigte Brennkammervolumen, welches insbesondere im flammenlosen Verbrennungsregime deutlich größer ausfällt als bei drallstabilisierten Brennern.

Die Arbeiten von Li et al. [56] sowie von Tsuji et al. [76] bieten eine gute Übersicht über die flammlose Oxidation, mögliche Anwendungsbereiche und die zugrundeliegenden Mechanismen.

2.1.2. Stand der Technik

Alle derzeit auf dem Markt erhältlichen MGT-Systeme besitzen drallstabilisierte Brennkammersysteme. Die Firma Ansaldo setzt bei der AE-T100 MGT (ehemals Turbec T100) ein zweistufiges Brennkammersystem mit einer Haupt- und einer Pilotstufe ein. Beide Brennerstufen sind drallstabilisiert. Bei der Pilotstufe wird der Brennstoff direkt in die Brennkammer eingedüst, wohingegen die Hauptstufe vorgemischt betrieben wird. Eine detaillierte Beschreibung der Brennkammer ist in [13] gegeben. Capstone Turbine Corporation verwendet ein zweistufiges Konzept aus vorgemischt betriebener Hauptstufe und einer Pilotstufe mit Diffusionsflamme. Allerdings gibt es pro Maschine mehrere solcher Brennstoffinjektoren, welche wiederum alle in eine ringförmige Brennkammer eingebaut sind [71]. Im Unterschied dazu verbaut die Firma MTT BV in der EnerTwin MGT eine einstufige Brennkammer mit drallstabilisierter Diffusionsflamme [79]. Der Verzicht auf eine Vormischung von Luft und Brennstoff reduziert zwar das Risiko eines Flammenrückschlags, allerdings erhöht die direkte Eindüsung von Brennstoff in den Brennraum unmittelbar die maximal auftretenden Temperaturspitzen und die damit verbundene Stickoxidbildung über den thermischen Pfad. In Bezug auf die Wirtschaftlichkeit ist ein einstufiges Brennkammerkonzept in dieser Leistungsklasse (3 kW_{el}) dennoch vorteilhaft.

Neben der etablierten drallstabilisierten Verbrennung besteht, wie im vorherigen Kapitel beschrieben, auch die Möglichkeit einer Jetstabilisierung der Flamme. Zanger et al. beschreiben in ihrer Arbeit das erste jetstabilisierte Brennkammersystem für die erdgasbetriebene MGT Turbec T100 [85]. Die Autoren untersuchten ein zweistufiges Brennerkonzept mit jetstabilisierter Haupt- und drallstabilisierter Pilotstufe. Der Brenner zeigte über den kompletten Betriebsbereich der MGT ein sehr stabiles Verhalten, was vor allem durch den Einsatz der Pilotstufe ermöglicht wurde. Im Vergleich zum Standardbrenner konnten die CO-Emissionen über den kompletten Betriebsbereich reduziert werden, die NO_x -Emissionen hingegen wa-

ren gegenüber dem Originalbrenner erhöht. Die Autoren führten dies auf einen zu hohen Brennstoffmassenstrom über die Pilotstufe zurück und bestätigten diese Vermutung durch einen optimierten Versuchsaufbau. Der Druckverlust des neu entwickelten Brenners lag zwei Prozentpunkte unter dem des Originalbrenners, was zu einer Steigerung des elektrischen Wirkungsgrads der Gesamtanlage führte.

Zornek et al. entwickelten für den selben Maschinentyp ebenfalls ein jetstabilisiertes, zweistufiges Brennkammersystem, allerdings für den Betrieb mit Holzgas [88]. Dieser Brennstoff besitzt einen sehr geringen Heizwert, wodurch sich der Brennstoffmassenstrom im Vergleich zu einem Betrieb mit Erdgas um mehr als das zehnfache vergrößert. Die Autoren untersuchten Brennstoffzusammensetzungen mit Heizwerten von 3,6 bis 5,0 MJ/kg und konnten für alle Brennstoffe CO-Emissionen unter 20 ppm sowie NO_x-Emissionen im einstelligen ppm-Bereich erreichen.

Schwärzle et al. untersuchten die Einsatzmöglichkeit eines jetstabilisierten MGT-Brenners für die thermische Verwertung VOC-haltiger Luft (VOC: volatile organic compounds, flüchtige organische Verbindungen) [72]. Die Autoren konnten zeigen, dass mithilfe des Brennkammersystems unter den betrachteten Bedingungen ($T_v = 400\text{ °C}$ und 650 °C) 99,9% der in der Prozessluft enthaltenen VOCs thermisch umgesetzt werden.

Bei hohen Brennkammereintrittstemperaturen ist es auch möglich, ein einstufiges, jetstabilisiertes Brennkammerkonzept einzusetzen, wie die bereits angesprochene Arbeit von Seliger et al. zeigt [73]. Für die MTT EnerTwin wurde ein einstufiger Brenner mit 6 Düsen entwickelt und sowohl unter atmosphärischen Bedingungen als auch in der MGT erfolgreich untersucht. Trotz Verzicht auf eine Pilotstufe zeichnete sich der Brenner durch ein stabiles Verhalten und einen breiten Betriebsbereich bei gleichzeitig geringen Schadstoffemissionen aus. Der Totaldruckverlust des Brennkammersystems konnte bei atmosphärischen Tests unter 1,5% gehalten werden. Ein weiterer einstufiger, jetstabilisierter Brenner in dieser Leistungsklasse wurde von Bücheler et al. entwickelt [7]. Der Brenner mit 12 Düsen ist dabei für den Einsatz in einem Hybridkraftwerk, bestehend aus einer SOFC-Brennstoffzelle und einer MGT, optimiert und ausgelegt.

Hinsichtlich des Einflusses einzelner Geometrieparameter untersuchte Panne die Auswirkungen des Teilkreises, unterschiedlicher Luftdüsendurchmesser und dreier Brennerteilungen (Anzahl Düsen) [66]. Die Ergebnisse sind aber nicht direkt auf die in dieser Arbeit betrachtete Brennergeometrie übertragbar, da sich die Anströmung der Brennkammer stark unterscheidet. Des Weiteren wurden die Geometrievarianten lediglich numerisch untersucht, weshalb keine Emissionsmessungen vorhanden sind. Sadanandan et al. beschrieben in ihrer Arbeit den Einfluss von drei verschiedenen Mischstreckenlängen [69], allerdings unter 20 bar und bei einer Vorwärmtemperatur von $T_v = 430\text{ °C}$. Die Bedingungen weichen damit deutlich von den für diese Arbeit geltenden Randbedingungen ab.

2.2. Abgasrezirkulation

Wie bereits beschrieben, wird der Brennkammer im Falle einer externen Abgasrezirkulation statt reiner Luft ein Gemisch aus Luft und Verbrennungsabgasen als Oxidator zugeführt. Die sich daraus für die Verbrennungsreaktion ergebenden vielschichtigen Einflüsse und Veränderungen werden im Folgenden näher betrachtet.

In zahlreichen Arbeiten wird die AGR über die AGR-Rate R_{AGR} beschrieben. Diese ist nach Gleichung 2.2 als das Verhältnis zwischen rezirkuliertem Massenstrom und dem gesamten Abgasmassenstrom definiert.

$$R_{AGR} = \frac{\dot{m}_{Abgas,Rezi}}{\dot{m}_{Abgas,ges}} \quad (2.2)$$

Für die Beschreibung der Abgasrezirkulation in einem Gasturbinenprozess liefert die AGR-Rate allerdings keine ausreichenden Informationen über die tatsächliche Luftzusammensetzung am Brennkammereintritt. Aufgrund technisch begrenzter zulässiger Turbineneintrittstemperaturen nimmt bei einem Gasturbinenprozess nur ein Teil der Luft an der Verbrennungsreaktion teil. Der Rest wird nach der Reaktionszone zugemischt, um die heißen Verbrennungsabgase abzukühlen (siehe auch Abbildung 2.1). Je nach Turbineneintrittstemperatur variiert der Mischluftanteil und damit auch die Zusammensetzung des rezirkulierten Abgases. Des Weiteren ist zwischen einer heißen und einer kalten AGR zu unterscheiden. Im Falle einer kalten AGR wird das Abgas vor der Rückführung abgekühlt und vorhandener Wasserdampf bis zur Sättigung auskondensiert. Bei einer heißen AGR erfolgt keine spezielle Trocknung der Abgase vor der Rezirkulation. Für eine eindeutige Einordnung von Ergebnissen sind daher Kenntnisse über die tatsächliche Luftzusammensetzung am Brennkammereintritt nötig, insbesondere über den Sauerstoffgehalt.

Der Schwerpunkt bei den nachfolgend beschriebenen grundlegenden Zusammenhängen liegt auf Gasturbinenprozessen mit AGR und dem Einsatz von Erdgas/Methan als Brennstoff. Betrachtet werden sowohl Erkenntnisse aus Grundlagenversuchen mit verdünnten Diffusionsflammen unter Atmosphärendruck, als auch Untersuchungen an industrienahen, mager vorgemischt betriebenen Brennern unter Gasturbinen-relevanten Drücken und Temperaturen.

Beginnend mit den thermodynamisch bedingten Änderungen zeigt sich, dass als direkte Folge der veränderten Luftzusammensetzung die spezifische Wärmekapazität der Verbrennungsluft ansteigt ($c_{p,CO_2} > c_{p,N_2} > c_{p,O_2}$) [27]. Es ist daher mehr Brennstoff nötig, um dieselbe adiabate Flammentemperatur zu erreichen. Insbesondere bei der Untersuchung und Bewertung von Emissionen ist es deshalb notwendig, Ergebnisse in Abhängigkeit der Flammentemperatur statt in Abhängigkeit des Äquivalenzverhältnisses zu betrachten. Anderenfalls ist beispielsweise der Vergleich unterschiedlicher AGR-Raten schwierig, da es zu überlagerten Effekten bei der Entstehung von Emissionen durch höhere oder niedrigere Flammentemperaturen kommt. Neben den später ausführlich beschriebenen Einflüssen auf die Emissionsbildung (NO_x und CO), wirkt sich die AGR auch auf die Form und Lage der Reaktionszone in der Gasturbinenbrennkammer aus. Aufgrund identischer Brennergeometrien während den jeweiligen Versuchen und sehr ähnlichen Oxidator- und Brennstoffmassenströmen sind diese Veränderungen

unter AGR-Bedingungen hauptsächlich durch Änderungen in der Verbrennungsschemie verursacht. Experimentelle Tests von Burdet et al. an einem EV-Brenner unter 16 bar Druck und mit Vorwärmtemperaturen von bis zu 550 °C zeigten, dass die Flamme bei einer mit N₂ und CO₂ verdünnten Luft weiter stromab wanderte, sich über ein größeres Volumen erstreckte und weniger intensiv leuchtete. Diese optisch gewonnene Einschätzung konnten die Autoren mittels Temperaturmessungen entlang des Flammrohres belegen. Aus den Messdaten ging hervor, dass die Flamme zwar weiter stromab wandert, aber auch unter hohen AGR-Raten noch komplett in der Brennkammer liegt. Trotz der voluminöseren Reaktionszone stieg die maximale Temperaturbelastung der Wand nicht an [12]. Guethe et al. zeigten mittels OH*-Messungen ebenfalls, dass die Flamme eines SEV-Brenners unter AGR-Bedingungen weiter stromab wandert [37]. Die Autoren hatten auf dieses Verhalten durch chemisch-kinetische Berechnungen bereits in einer vorherigen Arbeit hingewiesen, da sich die O₂-Konzentration und das Äquivalenzverhältnis stark auf die Geschwindigkeit der Chemie auswirken und eine volumetrische Ausdehnung der Reaktionszone vermuten lassen [36].

Hinsichtlich der Flammenstabilität gibt es unterschiedliche Ergebnisse: ElKady et al. benötigten bei einem mager vorgemischtem Brenner für AGR-Raten mit sehr geringem Sauerstoffanteil im Oxidator (17 Vol-%) einen Pilotbrenner (Diffusionsbrenner), um dieselben Stabilitätsgrenzen wie im Betrieb ohne AGR zu erreichen [27]. Fischer et al. untersuchten Biogaszusammensetzungen mit Methangehalten von 65-40,5 Vol-% unter AGR-Bedingungen (Sauerstoffgehalt der Luft zwischen 20,6-13,5 Vol-%) [31]. Ihre Messungen zeigten, dass die Flamme bei reduziertem Sauerstoffgehalt der Luft bereits bei höheren adiabaten Flammentemperaturen instabil wird. Da die Autoren unterschiedliche Biogaszusammensetzungen als Brennstoff nutzten, konnten sie zusätzlich zeigen, dass dieser Effekt mit steigendem CO₂-Gehalt im Brennstoff zunimmt. Des Weiteren kann bei höherem CO₂-Gehalt auch der O₂-Anteil im Oxidator bei konstant gehaltener Flammentemperatur nicht so weit abgesenkt werden, da die Flamme früher instabil wird [31]. Evulet et al. hingegen konnten bei experimentellen Untersuchungen an einem Forschungsbrenner keine Nachteile durch AGR hinsichtlich der Flammenstabilität feststellen. Selbst bei hohen AGR-Raten brannte der vorgemischt betriebene Brenner auch ohne Pilot stabil [28].

2.2.1. Flammengeschwindigkeit

Die Flammengeschwindigkeit sagt aus, wie schnell die Flammenfront in Richtung des zuströmenden Brennstoffs brennt und liefert damit eine Aussage über die Reaktivität des Oxidator-Brennstoff-Gemischs. Die nachfolgenden Zusammenhänge beziehen sich auf die laminare Flammengeschwindigkeit S_L , da diese experimentell vergleichsweise einfach bestimmt werden kann. Die für die Gasturbinenverbrennung relevante turbulente Flammengeschwindigkeit weist deutlich höhere Werte auf, die beschriebenen Zusammenhänge sind jedoch übertragbar. Da sich bei der AGR die Luftzusammensetzung stark ändert, werden die Effekte unterschiedlicher Spezies im Folgenden getrennt betrachtet.

Den Einfluss des Sauerstoffgehalts auf die laminare Flammengeschwindigkeit beschreibt be-

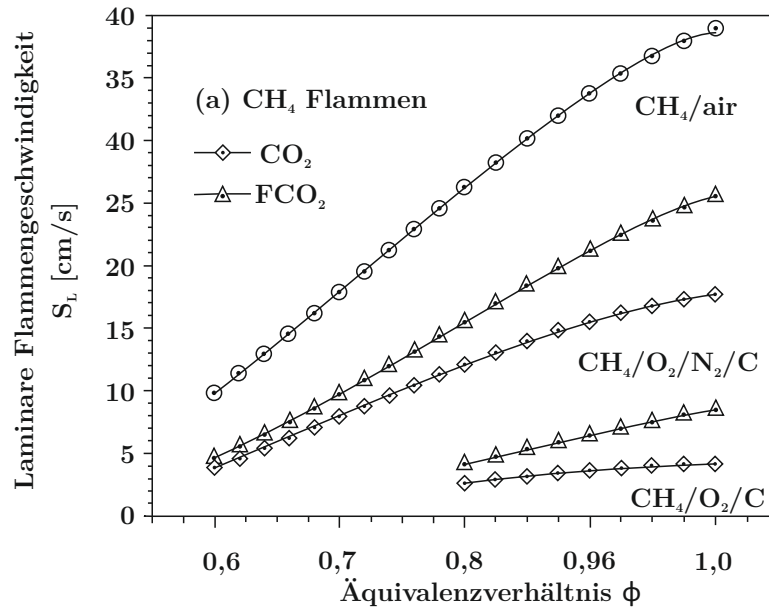


Abbildung 2.5.: Einfluss von CO_2 auf laminare Flammengeschwindigkeit S_L [57]

reits Glassman [34]. Er nennt für die Verbrennung von Methan einen Anstieg der laminaren Flammengeschwindigkeit um Faktor 10 zwischen Luft und reinem Sauerstoff als Oxidator. Begründet wird diese Steigerung mit einem starken Anstieg der Radikalkonzentrationen und damit der Reaktivität aufgrund einer höheren Temperatur und der fehlenden Verdünnung durch Stickstoff.

Den Einfluss von CO_2 in der Verbrennungsluft haben Liu et al. mittels Reaktorsimulationen untersucht, indem sie 30 % des Stickstoffs der Luft durch CO_2 ersetzt haben [57]. Zusätzlich haben die Autoren Berechnungen durchgeführt, bei welchen sie das CO_2 durch eine fiktive Spezies FCO_2 austauschten. Dieses fiktive FCO_2 besitzt dasselbe thermodynamische Verhalten wie CO_2 , identische Transporteigenschaften und nimmt an allen relevanten Stoßreaktionen als passiver Stoßpartner teil, ist aber von allen chemischen Reaktionen ausgeschlossen. Die Ergebnisse in Abbildung 2.5 zeigen, dass sowohl für CO_2 als auch für FCO_2 die Flammengeschwindigkeiten im Vergleich zu unverdünnter Luft sinken. Der Unterschied zwischen CO_2 und FCO_2 ist bei $\phi = 0,6$ zunächst sehr gering. Mit steigendem Äquivalenzverhältnis ändert sich dies und die laminare Flammengeschwindigkeit ist für die Verdünnung mit CO_2 deutlich geringer als bei FCO_2 . Das bedeutet, dass CO_2 keineswegs nur als passives Medium und Wärmesenke zu sehen ist, sondern aktiv auf die chemischen Reaktionen Einfluss nimmt. Die Analyse zeigt, dass die Beeinflussung durch CO_2 hauptsächlich über folgenden Zusammenhang stattfindet:



Die Rückreaktion dieser Gleichung, also die Bindung von H-Radikalen durch CO_2 , steht in direkter Konkurrenz mit der Reaktion



Diese Reaktion wiederum stellt eine wichtige Quelle für reaktionsfreudige Radikale dar, welche für die Kettenreaktion der Verbrennung notwendig sind. Ein erhöhter CO_2 -Anteil führt folglich zu geringeren Konzentrationen an O-, H- und OH-Radikalen. Cao und Zhu haben ebenfalls mit Hilfe einer fiktiven Spezies gezeigt, dass O-, H- und OH-Radikale bei einer Verdünnung mit CO_2 nach der Zündung nur in geringerem Maße entstehen, wodurch die Oxidationsrate von CH_4 reduziert wird [20]. Zusätzlich konnten die Autoren zeigen, dass die sich einstellende adiabate Flammentemperatur geringer ausfällt, wenn CO_2 durch ein nicht reagierendes, fiktives CO_2 -Molekül ersetzt wird. Als Ursache für diesen Unterschied nennen die Autoren die reduzierte Oxidation von CO zu CO_2 .

Guethe et al. bestätigten mittels Reaktorsimulationen, dass CO_2 nicht als inerte Spezies betrachtet werden darf, da es die Verbrennungsreaktion beeinflusst. Die Autoren ersetzten für ihre Untersuchung CO_2 komplett durch N_2 , wobei der O_2 -Gehalt der Mischung unverändert blieb. Für die untersuchte Mischung mit dem geringsten O_2 -Gehalt zeigte sich, dass die Flammengeschwindigkeit, bezogen auf eine Referenzflammengeschwindigkeit ohne CO_2 , um 27 % weniger sank [36]. Experimentelle Untersuchungen an einer turbulenten vorgemischten Flamme von Kobayashi et al. unter hohen Drücken und bei Temperaturen von bis zu 573 K bestätigten die beschriebenen Reaktorsimulationen. Die Experimente zeigten wie die Simulationen einen starken Einfluss von CO_2 auf die Verbrennung. Beispielsweise sanken unter 5 bar Druck und einem CO_2 -Anteil von 10 Vol.-% die Flammengeschwindigkeit und die Reaktionsraten so stark ab, dass sich das Volumen der Reaktionszone im Vergleich zu einer nicht vorhandenen CO_2 -Verdünnung nahezu verdoppelte [50].

Der Einfluss von Wasserdampf auf die Verbrennungsreaktion wird im Zusammenhang mit einer externen AGR in der Literatur nur nebensächlich thematisiert, da für übliche Gasturbinenkreisläufe eine trockene Rezirkulation angenommen wird. Das für diese Arbeit zugrundeliegende MGT-System beinhaltet hingegen die Rezirkulation feuchter Abgase. In der Folge steigt der Wasserdampfgehalt im Oxidator unter AGR-Bedingungen deutlich an. Grundlegende Untersuchungen mit dampfhaltigen Luftzusammensetzungen sind wegen des aufwändigen Versuchsaufbaus und der schwierigen Kontrolle des Dampfmassenstroms in der Literatur nicht weit verbreitet. Mazas et al. [61] geben für diese Thematik in ihrer Arbeit eine gute Übersicht und stellen zudem Messungen der laminaren Flammengeschwindigkeit von wasserdampfverdünnnten Gemischen bereit. Diese zeigen beispielsweise für eine stöchiometrische Luft-Methan-Mischung mit einer Vorwärmtemperatur von 473 K einen fast linearen Zusammenhang zwischen Wasserdampfanteil und laminarer Flammengeschwindigkeit, wie in Abbildung 2.6 gezeigt. Für einen Wasseranteil im Oxidator von 15 Vol.-% sinkt die laminare Flammengeschwindigkeit demnach um 50 % in Bezug auf eine Mischung ohne Wasser.

Fischer et al. berechneten in ihrer Arbeit die laminaren Flammgeschwindigkeiten für unterschiedliche Biogasmischungen in Abhängigkeit der AGR-Rate unter Berücksichtigung von rezirkuliertem CO_2 und H_2O [31]. Es zeigte sich, dass für alle Biogase die laminare Flammgeschwindigkeit mit zunehmender AGR-Rate sinkt. Die absolute Änderung hängt dabei von der Zusammensetzung des Biogases ab, der Trend ist jedoch bei allen Gasmischungen identisch. Biogase mit 10 % Wasserstoffanteil führten aufgrund der hohen Reaktivität von

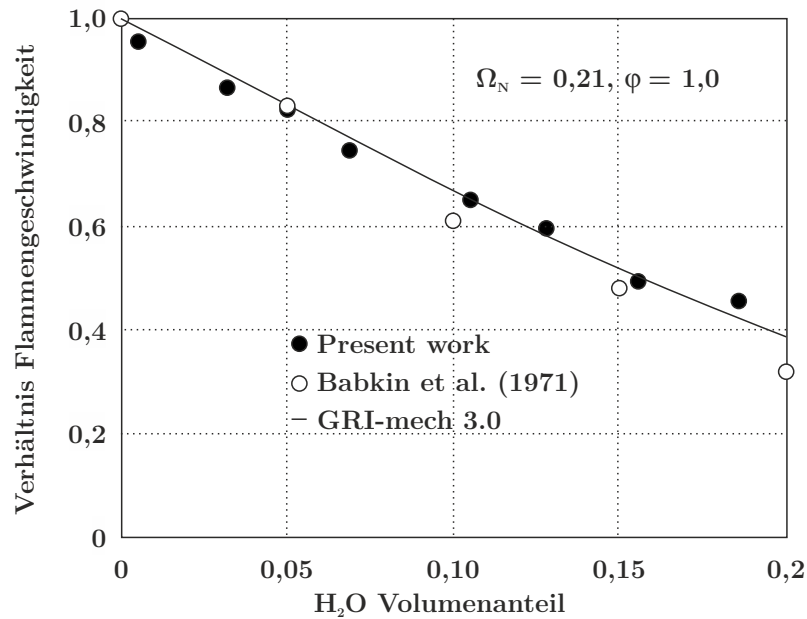


Abbildung 2.6.: Einfluss von H₂O auf laminare Flammengeschwindigkeit S_L bei $T_v = 473\text{ K}$ [61]

Wasserstoff zu etwas höheren laminaren Flammengeschwindigkeiten im Vergleich zu Gasmischungen mit ähnlichem Wobbe-Index ohne Wasserstoffanteil.

2.2.2. Zündverzugszeit

Die Zeit, nach welcher es bei einem zündfähigen Gemisch frühestens zu einer Selbstzündung kommt, die sogenannte Zündverzugszeit τ_{ign} , hängt stark von der Zusammensetzung der Oxidator-Brennstoff-Mischung ab. Cao und Zhu haben in ihrer Studie mittels numerischen Reaktorsimulationen den Einfluss von CO₂ auf die Zündverzugszeit untersucht [20]. Sie kommen zu der Erkenntnis, dass CO₂ die Zündverzugszeit stark ansteigen lässt. Im Temperaturbereich von 1600-1800 K bei einem CO₂-Gehalt von 30 Vol.-% beispielsweise um circa Faktor zwei. Je höher der CO₂-Anteil ist, desto stärker wirkt sich auch das Äquivalenzverhältnis auf die Zündverzugszeit aus, wobei die Zündverzugszeit mit steigender Luftzahl ebenfalls ansteigt. Abbildung 2.7 zeigt die von Cao und Zhu berechneten Zündverzugszeiten für CO₂-Gehalte bis zu 60 Vol.-% bei einer Temperatur von 1300 K und einem Druck von 1 bar. Die Autoren erwähnen auch die Abhängigkeit der Zündverzugszeit von der Vorwärmtemperatur und geben den Hinweis, dass insbesondere ein Mild-Combustion-Brennkammersystem korrekt auf die Vorwärmtemperatur und die Verdünnungsrate ausgelegt sein muss, um einen sicheren Betrieb zu gewährleisten. Als Haupteinflüsse von CO₂ auf die Zündverzugszeit sind zum einen die veränderte Wärmekapazität und Transporteigenschaften genannt und zum anderen die bereits im vorherigen Kapitel beschriebene direkte Beeinflussung der chemischen Reaktionen. Die durch CO₂ bedingte Reduktion der Radikale H, O und OH ist maßgeblich für die Steigerung der Zündverzugszeit verantwortlich. Güthe et al. bestätigten mittels eines Netzwerk-Reaktormodells für einen SEV-Brenner den Anstieg der Zündverzugszeit in Abhän-

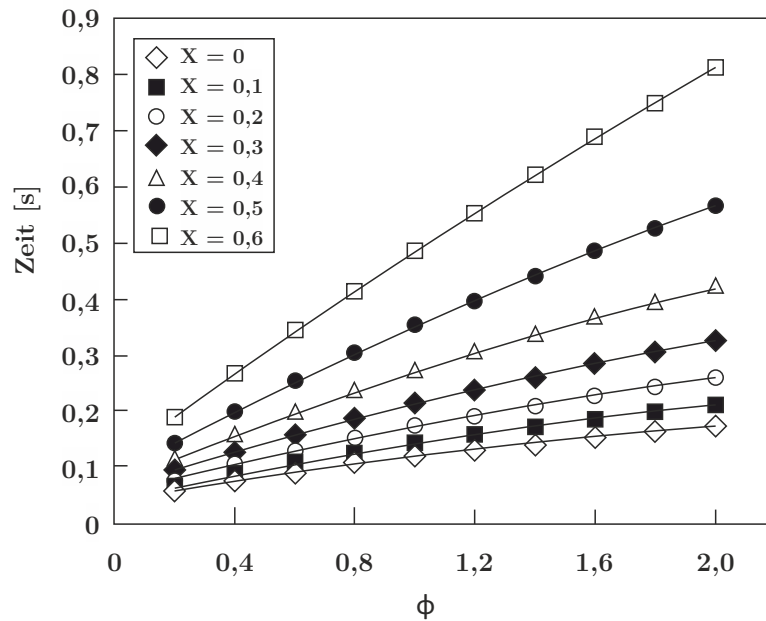


Abbildung 2.7.: Einfluss von CO_2 auf Zündverzugszeiten bei $T = 1300 \text{ K}$ und $p = 0,1 \text{ MPa}$ [20]

gigkeit der AGR-Rate und der Flammentemperatur [36]. Zusätzlich untersuchten die Autoren, welchen Einfluss rezirkuliertes NO_x am Eintritt des Brenners auf die Zündverzugszeit hat. Die zwei verwendeten Reaktionsmechanismen (GRI3.0 [75] und RD06_NO [43]) liefern dabei gegensätzliche Aussagen: Der GRI-Mechanismus sagt eine steigende Zündverzugszeit durch am Eintritt vorhandenes NO_x vorher, wohingegen die mit dem RD06_NO-Mechanismus berechneten Zündverzugszeiten unter diesen Bedingungen sinken. Unter Berücksichtigung von Stoßrohrexperimenten, anhand derer der RD06_NO-Mechanismus validiert wurde, scheinen die mit diesem Mechanismus berechneten Zündverzugszeiten wahrscheinlicher. Bei den Stoßrohrexperimenten zeigte sich für NO_x -Zugaben von 20-251 ppm bei 16 bar, dass bereits kleine Mengen an NO_x die Zündverzugszeiten um bis zu Faktor 3 verkürzen [42].

Den Einfluss von vorhandenem Wasserdampf auf die Zündverzugszeit von Propan beschreiben Sabia et al. für unterschiedliche Mischungen bei atmosphärischem Druck [68]. Propan spiegelt dabei die thermochemischen Eigenschaften von längererkettigen Kohlenwasserstoffen, welche für die Zündverzugszeit von Erdgas eine entscheidende Rolle spielen, besser wider als Methan oder Ethan. Nach den Autoren tritt H_2O in den Reaktionen hauptsächlich als Stoßpartner auf. Bei geringen Temperaturen werden so die Verzweigungsreaktionen ($\text{H} + \text{O}_2 + \text{M} = \text{HO}_2$ und $\text{H}_2\text{O}_2 + \text{M} = 2\text{OH} + \text{M}$) verstärkt und dadurch die Zündverzugszeiten reduziert. Bei höheren Temperaturen hingegen ändert sich dieser kinetische Effekt und vorhandenes H_2O bremst die Verzweigungsreaktionen und erhöht damit die Zündverzugszeit [68]. Abbildung 2.8 gibt einen Überblick darüber, wie sich die Zündverzugszeiten einer mageren Propan-Sauerstoff-Mischung verhalten, wenn sie zu 90 % mit N_2 , CO_2 oder H_2O verdünnt wird. Sowohl die gemessenen als auch die berechneten Werte zeigen, dass die Zündverzugszeit bei einer Verdünnung mit N_2 am geringsten und mit H_2O am größten ist. Die Abweichung zwischen Experiment und Simulation für die Verdünnung mit H_2O ist allerdings sehr groß.

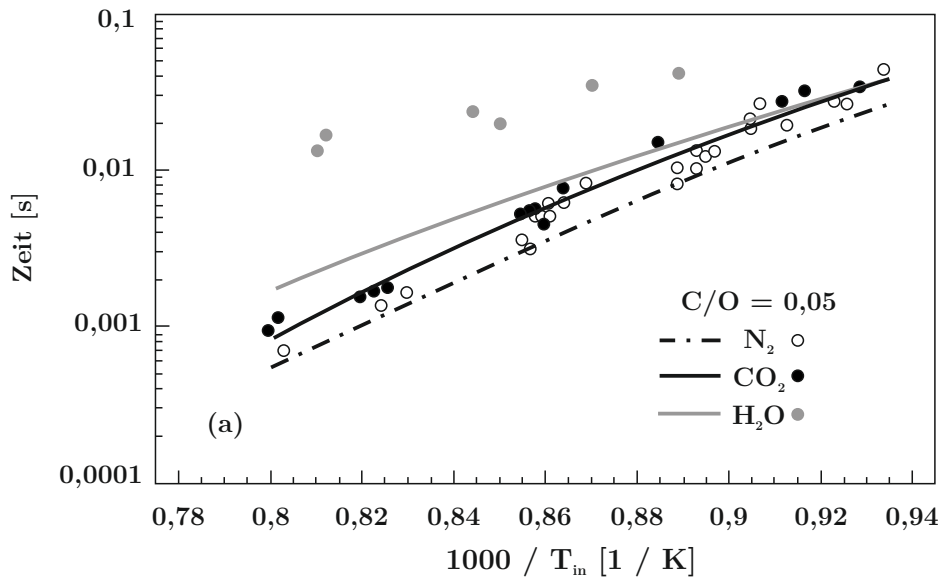


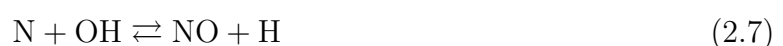
Abbildung 2.8.: Vergleich des Einflusses von CO_2 , N_2 und H_2O auf Zündverzugszeiten [68]

2.2.3. NO_x -Emissionen

Die Stickoxide NO und NO_2 , zusammenfasst zu NO_x , sind aufgrund ihrer negativen Auswirkungen auf die Ozonschicht und den menschlichen Organismus unerwünschte Schadstoffemissionen bei Verbrennungsvorgängen. Nicht zuletzt aufgrund immer strengerer gesetzlicher Grenzwerte ist es daher bei der Entwicklung neuer Brennkammersysteme von großer Bedeutung, die Entstehung von NO_x -Emissionen möglichst gering zu halten. Für die Berechnung von NO_x -Emissionen müssen reaktionskinetische Ansätze gewählt werden, da die typischen Aufenthaltszeiten von 10 bis 30 ms in Gasturbinenbrennkammern in der Regel zu kurz sind, um das chemische Gleichgewicht bei der Stickoxidbildung zu erreichen [47]. Weil NO_x je nach vorherrschenden Bedingungen über unterschiedliche Wege gebildet werden kann, werden nachfolgend zunächst die bekannten Bildungspfade beschrieben. Im Anschluss wird dargestellt, inwieweit sich die Abgasrezirkulation auf die NO_x -Entstehung auswirkt.

Thermisches NO (Zeldovich-Mechanismus)

Thermisches NO , auch als Zeldovich bezeichnetes NO , basiert auf folgenden drei Elementarreaktionen [87]:



Die ausgeprägte Temperaturabhängigkeit von Reaktion 2.5 aufgrund der N_2 -Dreifachbindung ist dafür verantwortlich, dass dieser NO_x -Bildungsmechanismus als „thermisches NO_x “ bezeichnet wird. Gleichzeitig ist die Geschwindigkeit von Reaktion 2.5 relativ klein, daher ist sie der geschwindigkeitsbestimmende Schritt der thermischen Stickoxid-Bildung [80]. Gemäß den drei genannten Reaktionen und der Annahme einer quasistationären Anzahl von Stick-

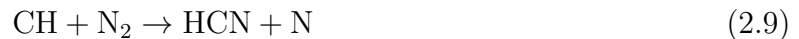
stoffatomen, lässt sich für die NO-Bildung der einfache Zusammenhang

$$d[\text{NO}]/dt = 2k_f[\text{O}][\text{N}_2] \quad (2.8)$$

herleiten [80]. Eine Minimierung von thermischem NO ist demnach durch einen geringeren Geschwindigkeitskoeffizienten k_f möglich, welcher durch eine Reduktion der Temperatur oder der O- beziehungsweise N_2 -Konzentration erreicht werden kann. Für eine möglichst exakte Berechnung der NO-Emissionen nach Gleichung 2.8 muss berücksichtigt werden, dass die O-Radikalkonzentration in der Flammenfront besonders bei niedrigen Drücken stark über der Gleichgewichtskonzentration liegt. Daher muss für die Berechnung ein partielles Gleichgewicht hergeleitet werden, auf welches in dieser Arbeit nicht näher eingegangen wird.

Promptes NO (Fenimore-Mechanismus)

Promptes NO, auch als Fenimore-NO bezeichnetes Stickoxid (nach dem Entdecker des Mechanismus C. P. Fenimore, 1979), entsteht hauptsächlich unter fetten Verbrennungsbedingungen, da der zugrundeliegende Reaktionsmechanismus stark von der Konzentration des CH-Radikals beeinflusst wird. Nach Gleichung 2.9 reagieren die CH-Radikale mit dem vorhandenen Stickstoff zunächst zu Blausäure (HCN) und dann über weitere Schritte zu NO oder N_2 :



Da der Geschwindigkeitskoeffizient für diese Reaktionsgleichung nicht exakt bekannt ist, können Fenimore-Stickoxide lediglich mit einer geschätzten Genauigkeit von Faktor zwei berechnet werden [80]. Des Weiteren wird für die Berechnung auch die Konzentration des CH-Radikals benötigt. In jedem Fall läuft die Reaktion wesentlich schneller ab als beispielsweise die Bildung von thermischem NO, sie ist auch um Größenordnungen schneller als die Zeitskala der turbulenten Mischung. Für technische Anwendungen bedeutet dies, dass die Aufenthaltszeit im Brennraum keinen wesentlichen Einfluss auf die Bildung von promptem NO hat, da sich das chemische Gleichgewicht dieser Reaktion sehr schnell einstellt.

Über Distickstoffoxid erzeugtes NO

Unter dem hohen Sauerstoffüberschuss bei mageren Bedienung wird nach Gleichung 2.10 vermehrt N_2O (Lachgas) gebildet. An dieser Reaktion ist ein inerte Stoßpartner M beteiligt, weshalb diesem Reaktionspfad vor allem unter hohen Drücken eine Bedeutung zukommt.



In einer Folgereaktion (2.11) bildet sich aus N_2O zusammen mit O-Atomen NO [80]:



Die Berechnung des über N_2O gebildeten NO-Anteils hängt wie das thermische NO ebenfalls von der sich nicht im Gleichgewicht befindlichen O -Konzentration ab und muss daher über

ein partielles Gleichgewicht hergeleitet werden. Aufgrund der Tatsache, dass Stickoxide über den N_2O -Pfad hauptsächlich bei hohen Drücken und niedrigen Temperaturen gebildet werden, spielt dieser Mechanismus bei mager vorgemischt betriebenen Gasturbinen eine große Rolle [24].

Weitere NO-Bildungsmechanismen

Neben den beschriebenen NO-Bildungsmechanismen wird ein kleiner Teil der NO_x -Emissionen auch über das NNH-Radikal gebildet. Dieses Radikal entsteht durch eine Reaktion von Stickstoff mit einem Wasserstoffatom. In Folgereaktionen reagiert das NNH-Radikal weiter zu zwei NO-Molekülen. Während der Verbrennung von schweren Ölen und Kohlen wird darüber hinaus im Brennstoff gebundener Stickstoff in Abhängigkeit der Verbrennungsbedingungen teilweise in Stickstoffmonoxid oxidiert. Bei in Raffinerien aufbereiteten Kraftstoffen werden die stickstoffhaltigen Verbindungen hingegen entfernt und spielen damit beispielsweise bei der Verbrennung von Kerosin oder Heizöl keine Rolle mehr.

Einflüsse der Abgasrezirkulation auf NO_x -Emissionen

Die Rezirkulation von Abgasen wird in vielen Quellen als Möglichkeit beschrieben, Stickoxid-Emissionen zu minimieren. Dieser Tatsache liegt zugrunde, dass vor allem die NO-Entstehung des thermischen Pfads unter AGR-Bedingungen stark gehemmt wird. Zum einen durch geringere Temperaturspitzen und damit durch geringere Reaktionsgeschwindigkeiten und zum anderen durch eine reduzierte Konzentration von O-Atomen. Beide Faktoren bewirken nach Gleichung 2.5 eine verringerte Produktion von thermischem NO_x . Neben der reduzierten Stickoxidproduktion über den thermischen Pfad, spielt auch der anteilmäßig dominierende Pfad des prompten NO unter AGR-Bedingungen eine entscheidende Rolle [12, 67]. Guethe et al. zeigten anhand chemisch-kinetischer Berechnungen in einem PFR-Reaktor (plug flow reactor), dass sich die Konzentration der Radikale CH, O und H sowie die Konzentration von HCN in der Flammenfront bei unterschiedlichen AGR-Raten stark ändert [36]. Insbesondere die Zunahme von CH-Radikalen führt nach Gleichung 2.9 zu einem Anstieg des prompten NO, zusätzlich verstärkt durch eine erhöhte HCN-Konzentration. Die zunehmende Konzentration von H-Radikalen bewirkt eine vermehrte Produktion von NNH-Radikalen, wodurch auch dieser NO-Pfad anteilmäßig gestärkt wird.

Experimentell konnten zahlreiche Autoren bestätigen, dass die absoluten NO_x -Emissionen durch AGR deutlich gesenkt werden können. Dieser Effekt wird mit zunehmender Flammentemperatur stärker, wie beispielsweise ElKady et al. zeigten [26].

Neben der variierenden Zusammensetzung des Oxidators beeinflusst auch die veränderte Flammenlage unter AGR-Bedingungen die Stickoxid-Bildung. Wegen der weiter stromab sitzenden Flammenfront [12] bleibt aufgrund ähnlicher Strömungsgeschwindigkeiten (im Vergleich zu einer Verbrennung ohne AGR) mehr Zeit für eine bessere Mischung, wodurch brennstoffreiche Gebiete und damit hohe Temperaturen reduziert werden. Gleichzeitig ist die Aufenthaltszeit in der Brennkammer nach der Reaktionszone verkürzt. Beide Effekte reduzieren die Bildung von thermischem NO, da diese Reaktion wie beschrieben langsam abläuft und

stark temperaturabhängig ist. Aufgrund des geringeren Sauerstoffgehalts steigt unter AGR-Bedingungen das Äquivalenzverhältnis zwar an, dies führt aber nicht zu höheren Flammentemperaturen und steht somit auch nicht im Widerspruch zu den beschriebenen Einflüssen der Flammenlage [36].

Der Einfluss der Mischungsqualität wurde von mehreren Autoren sowohl simulativ als auch experimentell untersucht. Guethe et al. zeigten anhand von Reaktorberechnungen, dass sowohl für technisch, als auch für perfekt vorgemischte Mischungen die NO_x -Emissionen unter AGR-Bedingungen sinken [36]. Der bei hohem Sauerstoffgehalt berechnete Unterschied zwischen technischer und perfekter Mischung wird mit abnehmendem Sauerstoffgehalt immer geringer. Burdet et al. bestätigten diesen Trend durch experimentelle Untersuchungen [12]. Durch einen gestuften Brenner mit getrennter Brennstoffversorgung der Haupt- und Pilotstufe konnten sie zeigen, dass die NO_x -Emissionen ohne AGR mit steigendem Pilotanteil und einer damit verbundenen schlechteren Mischung ansteigen. Unter AGR-Bedingungen besteht dieser Zusammenhang ebenfalls, jedoch in wesentlich geringerem Ausmaß: Bei sehr hohen AGR-Raten konnten die Autoren keinen Anstieg der NO_x -Emissionen aufgrund einer schlechteren Mischung feststellen.

Die Entstehung von NO_x -Emissionen ist druckabhängig. Die Entstehung des unter AGR-Bedingungen dominanten prompten NO wird durch höhere Drücke gehemmt, wodurch geringere Stickoxid-Emissionen erwartet werden [36]. Burdet et al. konnten in ihren Experimenten jedoch keinen Unterschied in den gemessenen NO_x -Emissionen bei einer Steigerung des Drucks von 11 auf 16 bar feststellen [12]. In ihrer Arbeit untersuchten die Autoren auch den Einfluss der Vorwärmtemperatur auf die Stickoxid-Emissionen. Hierbei zeigte sich, dass ohne AGR die NO_x -Emissionen bei höheren Vorwärmtemperaturen leicht steigen (10 - 15 % bei einer Erhöhung der Vorwärmtemperatur von 370 auf 550 °C). Unter AGR-Bedingungen konnte dieser Anstieg nicht festgestellt werden.

Durch die Rezirkulation von Abgasen gelangen auch Schadstoffe wie CO und NO_x in geringen Mengen in den Oxidatormassenstrom. Speziell bei am Brenneintritt vorhandenen Stickoxiden ist in der Literatur nicht zweifelsfrei beschrieben, wie sich diese Schadstoffe auf die Stickoxidbildung in der Brennkammer auswirken. Guethe et al. zeigten, dass die Stickoxid-Emissionen durch eine NO-Beimischung im Oxidator leicht sinken [36]. Die Autoren verweisen darauf, dass der sogenannte NO_x -Reburn eine wichtige Rolle nahe stöchiometrischen Bedingungen und bei mittleren Temperaturen spielt. Da aufgrund des geringeren Sauerstoffgehalts unter AGR-Bedingungen brennstoffreiche Gebieten mit stöchiometrischen Bedingungen entstehen können, ist anzunehmen, dass vorhandene Stickoxide zumindest teilweise wieder zersetzt werden. Evulet et al. bestätigten diese Annahme mit Hilfe eines Versuchsaufbaus von zwei in Reihe geschalteten Brennern, wobei die NO_x -Emissionen des ersten Brenners im nachfolgenden zweiten Brenner gesenkt werden konnten. Allerdings sind die Ergebnisse nicht quantifizierbar, da die Abgase zwischen den zwei Brennern abgekühlt und die Menge des sich im anfallenden Kondensat gelösten NO_x nicht erfasst wurde. Unklar ist bei allen bekannten Untersuchungen, inwiefern sich Stickoxide, welche über die Mischluft in die Brennkammer gelangen, auf die Emissionen auswirken. Speziell bei Mikrogasturbinen mit stark begrenz-

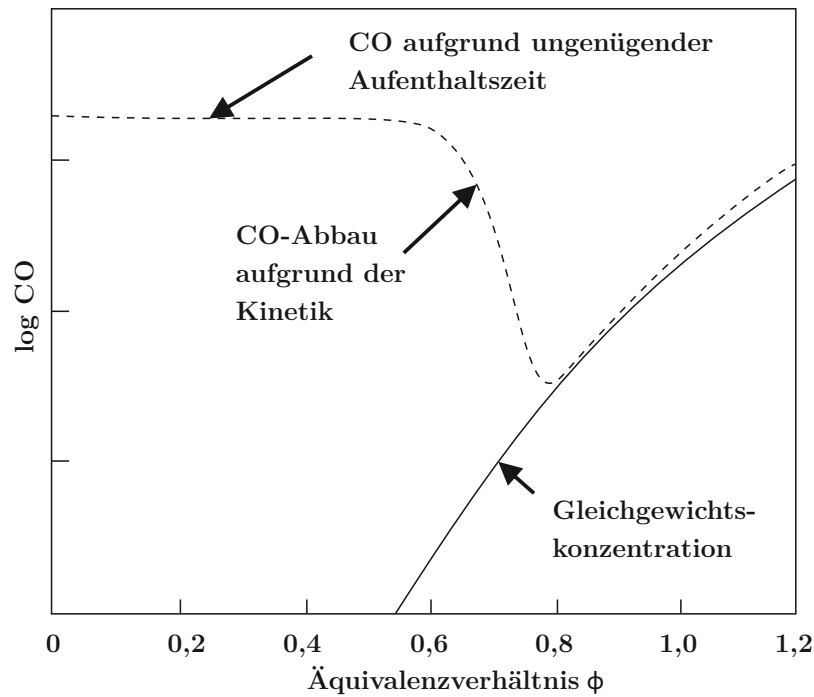


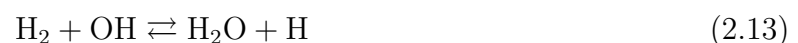
Abbildung 2.9.: Qualitativer Verlauf der CO-Emissionen einer Gasturbinenbrennkammer [47]

ten Turbineneintrittstemperaturen und damit hohen Mischluftanteilen könnten rezirkulierte Stickoxide zu einer Erhöhung der NO_x -Emissionen bei hohen AGR-Raten führen.

2.2.4. CO-Emissionen

Neben NO_x -Emissionen sind die hochgiftigen CO-Emissionen weitere, durch Vorschriften reglementierte Schadstoffemissionen bei Verbrennungsprozessen. Die Gründe für die Entstehung von CO in einer Gasturbinenbrennkammer hängen stark von dem vorliegenden Äquivalenzverhältnis sowie der Temperatur ab. Abbildung 2.9 zeigt den qualitativen Verlauf der CO-Emissionen in Abhängigkeit des Äquivalenzverhältnisses. Dieser lässt sich nach Joos wie folgt erklären [47]:

Im fetten Bereich steht die Oxidation von CO aufgrund von Sauerstoffmangel in Konkurrenz zur Wasserstoff-Oxidation, siehe Reaktion 2.12 und 2.13.



Die Oxidation von Wasserstoff (Reaktion 2.13) läuft dabei wesentlich schneller ab und befindet sich im Gleichgewicht, wohingegen die erste Reaktion 2.12 kinetisch kontrolliert ist und entsprechend langsamer abläuft. Zudem steigt mit zunehmendem Äquivalenzverhältnis auch der Gleichgewichtsanteil von CO im Abgas. Im Bereich der Stöchiometrie stellt sich nahezu ein Gleichgewicht ein und die Reaktionen können zusammengefasst werden:



Im mageren Bereich lässt sich der Reaktionsablauf mit folgenden Reaktionsgleichungen beschreiben.



Da sich die erste Reaktion (2.15) nicht im Gleichgewicht befindet, sind relativ mehr H- und OH-Radikale vorhanden, wodurch die CO-Reaktion gebremst abläuft. Aufgrund einer begrenzten Aufenthaltszeit in technischen Gasturbinenbrennkammern steht unter mageren Bedingungen in der Regel nicht genug Zeit zur Verfügung, um die geringen CO-Emissionen des chemischen Gleichgewichts zu erreichen. Sekundärluftströme können außerdem dazu führen, dass die Temperatur und damit die Reaktionsrate des CO-Ausbrands lokal stark sinken.

Ein weiterer Bildungspfad für CO, welcher im Ergebnisteil dieser Arbeit betrachtet wird, führt über das angeregte CO_2^* -Molekül, wobei für diese Reaktion ein Stoßpartner benötigt wird [51]:



Einflüsse der Abgasrezirkulation auf CO-Emissionen

Unter AGR-Bedingungen sind die CO-Emissionen maßgeblich für den möglichen Betriebsbereich der Gasturbinenbrennkammer verantwortlich. Der reduzierte Sauerstoffgehalt und gleichzeitig erhöhte Anteil von CO_2 verschieben das CO-Gleichgewicht hin zu höheren CO-Konzentrationen [12]. Das bedeutet, unabhängig von allen anderen Einflussparametern kann ein Anstieg der CO-Emissionen durch AGR bei einer konstanten Flammentemperatur nicht verhindert werden. Neben der höheren Gleichgewichtskonzentration von CO stellen auch ein durch Sauerstoffmangel bedingter unvollständiger CO-Ausbrand sowie die Dissoziation von CO_2 zu CO eine Ursache für steigende CO-Emissionen dar [27].

Der prinzipielle Verlauf der CO-Emissionen in Abhängigkeit der Flammentemperatur ändert sich durch die AGR nicht, höhere Flammentemperaturen führen auch unter AGR-Bedingungen zu einem höheren CO-Gleichgewicht [12]. ElKady et al. zeigten, dass sich der Punkt des CO-Minimums mit zunehmender AGR-Rate hin zu höheren Temperaturen verschiebt. Gleichzeitig wird der mögliche Betriebsbereich bezogen auf die CO-Emissionen eingeschränkt. Guethe et al. belegten in Experimenten, dass die CO-Emissionen besonders bei hohen AGR-Raten stark von den berechneten Gleichgewichtswerten abweichen [37]. Als Ursache nennen die Autoren fette Gebiete in der Reaktionszone, welche durch eine unvollständige Mischung und Sauerstoffmangel entstehen. Selbst wenn in diesen Flammenregionen der Gleichgewichtszustand erreicht werden kann, liegen die CO-Emissionen dort um mehrere Größenordnungen höher im Vergleich zu mageren Reaktionsgebieten und wirken sich dadurch stark auf die Gesamtemissionen am Brennkammeraustritt aus. Im Gegensatz dazu stellten Burdet et al. in ihren Messungen an einem zweistufigen Brenneraufbau fest, dass sich eine schlechtere Mischung unter AGR-Bedingungen nicht auf die gemessenen CO-Emissionen auswirkt [12].

Die Beeinflussung der CO-Emissionen durch die veränderte Abgaszusammensetzung unter AGR-Bedingungen ist stark druck- und temperaturabhängig. Guethe et al. zeigten sowohl

anhand kinetischer Berechnungen als auch mittels Experimenten, dass die Aufenthaltszeit für die CO-Oxidation bei geringen Temperaturen und Drücken nicht ausreichend ist. Dadurch steigen die kinetisch bedingten CO-Emissionen an [37]. Burdet et al. bestätigten dies durch experimentelle Versuche, bei welchen der Druck von 11 auf 16 bar gesteigert und die Vorwärmtemperatur von 370 auf 550 °C erhöht wurde [12]. Beide Änderungen reduzierten die CO-Emissionen bei allen untersuchten Oxidatorzusammensetzungen jeweils um ca. 15 %. ElKady et al. erklärten den Druckeinfluss durch eine verminderte Dissoziation von CO₂ zu CO bei höheren Drücken [27].

Die Autoren Evulet et al. konnten durch ihren Versuchsaufbau mit zwei in Reihe geschalteten Brennern experimentell belegen, dass am Brenneintritt vorhandenes CO zumindest teilweise umgesetzt wird [28]. Im Anwendungsbereich der MGT muss diese Aussage jedoch kritisch betrachtet werden, da aufgrund der hohen Mischluftanteile nur ein geringer Teil der recirkulierten CO-Emissionen erneut die Verbrennungszone passiert. Der deutlich größere Anteil wird stromab der Reaktionszone als Mischluft zugeführt. Wegen der geringen Temperaturen und der kurzen Restaufenthaltszeit ist es unwahrscheinlich, dass die über die Mischluft eingebrachten CO-Moleküle in großem Maße zu CO₂ oxidiert werden können.

Entgegen der in Kapitel 2.2.1 und 2.2.2 beschriebenen Einflüsse von CO₂ auf die Flammengeschwindigkeit und die Zündverzugszeit, konnten die Autoren ElKady et al. in ihren Experimenten keine Beeinflussung der CO-Emissionen durch CO₂ feststellen [26]. Bei einem Druck von 10,3 bar und einer Vorwärmtemperatur von 700 K ergaben sich für zwei Oxidator-mischungen mit ähnlichem Sauerstoffgehalt annähernd dieselben CO-Emissionen, obwohl in einer Mischung 6 Vol.-% CO₂ enthalten waren.

Als eine Möglichkeit, dem CO-Anstieg unter AGR-Bedingungen entgegenzuwirken, untersuchten Winkler et al. den Einsatz eines katalytischen Reaktors in der Brennstoffzufuhr [81]. Durch diesen Reaktor wird ein Teil des Erdgases in ein Synthesegas aus H₂ und CO umgewandelt. Die hohe Reaktivität des Wasserstoffs beeinflusst die Verbrennungsparameter in solchem Maße, dass die CO-Emissionen insbesondere bei niedrigen Flammentemperaturen deutlich gesenkt werden können.

2.2.5. Luftzahl λ

Mischungen aus Luft und Brennstoff werden in der Verbrennungstechnik häufig mittels der Luftzahl λ oder deren reziproken Wert ϕ charakterisiert.

$$\lambda = \frac{m_{Luft}}{m_{Br} \cdot AFR} \quad (2.18)$$

Nach Gleichung (2.18) werden dazu der Luft- und der Brennstoffmassenstrom zueinander ins Verhältnis gesetzt und mit dem brennstoffabhängigen Luft-Brennstoff-Verhältnis in Bezug auf stöchiometrischen Bedingungen (AFR) normiert. Für $\lambda = 1$ läuft die Verbrennung damit stöchiometrisch ab, für Werte $\lambda > 1$ im mageren und für Werte $\lambda < 1$ im fetten Bereich.

Unter AGR-Bedingungen ist zu beachten, dass sich die gebräuchlichen AFR-Faktoren auf reine Luft mit einem Sauerstoffgehalt von $Y_{O_2} = 23,1\%$ beziehen. Bei reduziertem Sauer-

stoffgehalt ist es notwendig, λ mit dem tatsächlich vorliegenden Sauerstoffgehalt am Brennkammereintritt zu korrigieren:

$$\lambda = \frac{m_{Luft}}{m_{Br} \cdot AFR} \cdot \frac{Y_{O_2, Luft, ist}}{Y_{O_2, Luft}} = \frac{m_{Luft}}{m_{Br} \cdot AFR} \cdot \frac{Y_{O_2, Luft, ist}}{0,231} \quad (2.19)$$

Durch diese Korrektur ist gewährleistet, dass der angegebene λ -Wert auch bei verändertem Sauerstoffgehalt der Verbrennungsluft ausdrückt, in welchem Verhältnis Sauerstoff und Brennstoff in Bezug auf stöchiometrische Bedingungen vorhanden sind.

2.3. Numerische Strömungssimulation

In diesem Kapitel werden die Grundlagen der numerischen Strömungssimulation mit einem Schwerpunkt auf der in dieser Arbeit verwendeten Modelle zusammengefasst dargestellt. Die Auswahl der Modelle erfolgt mit der Zielsetzung, unterschiedliche Brennergeometrien und den Einfluss von rezirkuliertem Abgas auf die Strömung und Verbrennungsreaktion zu beurteilen.

Grundlage für die meisten Strömungsberechnungen stellen die Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie dar. Mit Hilfe dieser Gleichungen können Strömungen von Gasen oder Flüssigkeiten vollständig beschrieben werden. Für die Berechnung reaktiver Strömungen empfiehlt es sich, die Energiegleichung in die Enthalpiegleichung umzuformen und Gleichungen für den Speziestransport einzuführen. Die Enthalpiegleichung enthält keinen Quellterm für die Wärmefreisetzung, weil dieser bereits durch die Bildungsenthalpie im Speziestransport berücksichtigt wird. Damit ergibt sich folgendes Gleichungssystem [63]:

Massenerhaltung

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (2.20)$$

Impulserhaltung

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_j) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_j, \quad j = 1, \dots, 3 \quad (2.21)$$

Enthalpieerhaltung

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i h) - \frac{\partial p}{\partial t} - u_i \frac{\partial p}{\partial x_i} - \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial q_i}{\partial x_i} = \rho u_i g_i + S_R \quad (2.22)$$

Speziestransport

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_\alpha) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i Y_\alpha) = -\frac{\partial j_{\alpha i}}{\partial x_i} + S_\alpha, \quad \alpha = 1, \dots, N_{sp} - 1 \quad (2.23)$$

Die Gleichungen 2.20 bis 2.23 beschreiben die sogenannten Navier-Stokes-Gleichungen, obwohl diese Bezeichnung genau genommen nur auf die Impulserhaltung zutrifft [33]. Mithilfe dieses Gleichungssystems ist es möglich, jede Kontinuumsströmung mathematisch vollständig

zu beschreiben. Allerdings ist der dafür notwendige Rechenaufwand sehr groß, weshalb die direkte numerische Simulation (DNS) derzeit nur bei stark vereinfachten Geometrien und kleinen Reynoldszahlen angewandt werden kann. Die sogenannte Large-Eddy-Simulation (LES) basiert auf dem Ansatz, nur die großen Wirbel einer turbulenten Strömung komplett aufzulösen. Alle kleineren Strukturen werden modelliert, was die benötigte Rechenzeit im Vergleich zu einer DNS entsprechend senkt. Teilweise können LES-Simulationen heute bereits für technisch relevante Geometrien durchgeführt werden, der dafür benötigte Berechnungsaufwand ist aber noch immer erheblich.

Stehen bei turbulenten Strömungen hingegen nicht Fluktuationen sondern die Mittelwerte im Fokus, bietet es sich an, die Erhaltungsgleichungen in gemittelter Form zu verwenden. Für inkompressible, nicht-reagierende Strömungen bei konstanter Dichte werden die Variablen über die Reynoldsmittelung beschrieben. Bei diesem Konzept wird der momentane Wert einer fluktuierenden Variablen u in einen Mittelwert \bar{u} und einen fluktuierenden Anteil u' zerlegt [33]:

$$u = \bar{u} + u' \quad (2.24)$$

Bei inkompressiblen, reagierenden Strömungen bietet es sich aufgrund der großen auftretenden Dichteunterschiede an, eine Mittelung beruhend auf dichtegewichteten Mittelwerten durchzuführen (Favre-Mittelung). Auch bei dieser Mittelung erfolgt eine Zerlegung in einen Mittelwert \tilde{u} und einen fluktuierenden Anteil u'' [33]:

$$u = \tilde{u} + u'', \quad \tilde{u} = \frac{\bar{\rho}u}{\bar{\rho}} \quad (2.25)$$

Wenn alle Variablen der Erhaltungsgleichungen nach Reynolds oder Favre zerlegt werden und eine Mittelung durchgeführt wird, ergeben sich die sogenannten Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen (RANS - Reynolds Averaged Navier-Stokes equations). Dieses Gleichungssystem kann wesentlich schneller gelöst werden. Es beinhaltet jedoch unbekannte Terme und ist damit nicht geschlossen, wodurch sich die Notwendigkeit ergibt, diese Terme zu modellieren. Für die Modellierung wird die turbulente Viskosität μ_t eingeführt, welche mittels sogenannter Turbulenzmodelle berechnet werden kann.

Neben einfacheren Null- und Ein-Gleichungs-Modellen haben sich hierfür Zwei-Gleichungs-Modelle aufgrund ihrer guten Vorhersagequalität durchgesetzt. Das weit verbreitete k - ϵ -Modell beruht auf zwei Gleichungen für die turbulente kinetische Energie k und die turbulente Dissipation ϵ . Dieses Modell beschreibt die Strömung im Inneren des Strömungsfelds sehr gut. In Wandnähe zeigt das Modell hingegen Schwächen. Deutlich bessere Ergebnisse liefert hier das k - ω -Modell, welches statt der turbulenten Dissipation die turbulente Frequenz ω verwendet. Dadurch wird bereits bei geringeren Grenzschichtauflösungen ein besseres Ergebnis erzielt. Andererseits ist das k - ω - dem k - ϵ -Modell im Inneren des Strömungsfeldes unterlegen. Aus diesem Grund hat sich das sogenannte SST-Modell (Shear-Stress-Transport) nach Menter [62] durchgesetzt, welches eine Kombination der beiden Turbulenzmodelle darstellt. Die k - ϵ -Gleichung wurde dafür in eine k - ω -Gleichung überführt. Über eine Umschaltfunktion wird anschließend festgelegt, dass in Wandnähe das k - ω - und im Inneren des Strömungsfelds

das ursprüngliche k - ϵ -Modell für die Berechnung der turbulenten Viskosität verwendet wird. Die Kombination beider Modelle ermöglicht im gesamten Strömungsfeld abgelöster Strömungen gute Ergebnisse bei akzeptabler Rechenzeit und hat sich daher als Standard etabliert. Eine weitere Möglichkeit der Turbulenzmodellierung stellen die Reynolds-Spannungs-Modelle dar. Diese berücksichtigen, dass die Wirbelviskosität in einer dreidimensionalen Strömung ein Tensor und keine skalare Größe sein muss, was sowohl durch experimentelle und theoretische Untersuchungen gezeigt werden konnte [29]. Reynolds-Spannungs-Modelle erfordern die Lösung zusätzlicher Differentialgleichungen, wodurch der Aufwand, aber auch die Genauigkeit der Modellierung zunimmt. Des Weiteren haben auch das verwendete Berechnungsgitter und die gesetzten Randbedingungen einen nicht unerheblichen Einfluss auf die Lösung. Daher liefern Reynolds-Spannungs-Modelle auch nur in bestimmten Fällen bessere Ergebnisse im Vergleich zu Zwei-Gleichungs-Modellen [29].

Auch für die Berechnung des chemischen Quellterms S_α in Gleichung 2.23 werden Modelle, sogenannte Verbrennungsmodelle, benötigt. Das vergleichsweise einfache, aber dafür sehr robuste Eddy-Dissipations-Modell (EDM) basiert auf der Annahme einer sehr schnellen chemischen Reaktion im Vergleich zur turbulenten Mischungszeit. Die Mischungszeit

$$t_{\text{misch}} = \frac{\tilde{k}}{\tilde{\epsilon}} \quad (2.26)$$

wird dabei alleine durch die Werte \tilde{k} und $\tilde{\epsilon}$ aus dem k - ϵ -Turbulenzmodell berechnet [47]. Da die Reaktionsrate gleichzeitig proportional zu $1/t_{\text{misch}}$ angenommen und zusätzlich das Erreichen des chemischen Gleichgewichts erwartet wird, erfolgt die Wärmefreisetzung sobald Brennstoff und Oxidator gemischt sind. Nichtgleichgewichtseffekte, wie beispielsweise lokales Verlöschen, können mit diesem Verbrennungsmodell nicht abgebildet werden. Zudem wird in Bereichen mit langsamer Chemie die Reaktionsrate zu hoch berechnet, wodurch sich unrealistisch hohe Temperaturen im Strömungsfeld ergeben.

Im Gegensatz dazu wird bei einem Finite-Rate-Chemistry-Modell (FRC) der Verbrennungsablauf durch Elementarreaktionen beschrieben. Für jede chemische Reaktion kann nach Gleichung

$$R_r = k_{f,r} \prod_{\beta=1}^{N_{sp}} [C_\beta]^{\nu'_{\beta,r}} - k_{b,r} \prod_{\beta=1}^{N_{sp}} [C_\beta]^{\nu''_{\beta,r}} \quad (2.27)$$

eine Reaktionsrate R_r in Abhängigkeit der Spezieskonzentration $[C_\beta]$, der Stöchiometriekoeffizienten ν'_β und ν''_β und den Geschwindigkeitskoeffizienten $k_{f,r}$ für die Hin- und $k_{b,r}$ für die Rückreaktion berechnet werden. Die Berechnung der Geschwindigkeitskoeffizienten erfolgt anhand der Arrheniusfunktion

$$k = AT^b \exp\left(\frac{-E_A}{RT}\right). \quad (2.28)$$

Die Reaktionsgeschwindigkeit ist somit endlich, hängt von der Temperatur ab und es werden Rückreaktionen berücksichtigt.

Um sowohl die stark turbulenten als auch die eher laminaren Bereiche innerhalb von turbulenten Mischungsvorgängen zu berücksichtigen, bietet es sich an, das EDM- mit dem FRC-

Modell zu kombinieren. Dabei werden für jede Zelle die Reaktionsraten aus beiden Verbrennungsmodellen berechnet und die jeweils kleinere verwendet. Der Umsatz wird also durch den langsameren Vorgang aus Mischung und chemischer Reaktion bestimmt [47].

Für die Berücksichtigung turbulenzbedingter Schwankungen in der Temperatur- und Speziesverteilung wird der gemittelte chemische Quellterm wie folgt definiert:

$$\bar{S}_\alpha = \int_{-\infty}^{\infty} \int_0^1 S_\alpha P_Y(\hat{Y}) P_T(\hat{T}) d\hat{Y} d\hat{T} \quad (2.29)$$

Die in der Gleichung enthaltenen Funktionen P_Y und P_T beschreiben Wahrscheinlichkeitsdichtefunktionen (probability density function, PDF). Die PDF nutzt statistische Methoden, um den Einfluss der Turbulenz auf die chemischen Quellterme zu modellieren. In dieser Arbeit erfolgt dies durch eine PDF für die Temperatur T und die Speziesverteilung Y . Für die Bestimmung der PDF-Gleichung gibt es ebenfalls unterschiedliche Ansätze. Als genaueste Methode bietet sich das Transport-PDF-Verfahren an [30], wobei dieses Verfahren sehr rechenintensiv ist. Wesentlich effektiver ist es, die Form der PDF bereits vorab vorzugeben (assumed-PDF, aPDF). Für die PDF der Speziesverteilung wird dabei eine β -Verteilung angenommen und für die PDF der Temperaturverteilung eine abgeschnittene Gauß-Funktion [33].

Die verwendeten Reaktionsmechanismen können je nach Anwendungsfall und Zielsetzung der durchgeführten CFD-Simulationen sehr wenige bis hin zu tausenden von Einzelreaktionen beinhalten. In dieser Arbeit werden drei Reaktionsmechanismen verwendet und unter AGR-Bedingungen miteinander verglichen. Eine genauere Beschreibung der eingesetzten Reaktionsmechanismen erfolgt in Kapitel 5.3.

Der Strahlungs-Quellterm S_R in Gleichung 2.22 wird nicht näher betrachtet, da die Strahlung einer Erdgasflamme und deren Einfluss auf die Verbrennungsreaktion unter Berücksichtigung der Zielsetzung dieser Arbeit vernachlässigt werden kann.

2.4. Messtechnik

Während den Brennkammeruntersuchungen wird die OH*-Chemolumineszenz gemessen und eine Probe des Abgases analysiert. Für beide Messverfahren werden nachfolgend die theoretischen Grundlagen geliefert.

2.4.1. OH*-Chemolumineszenz

Chemolumineszenz beschreibt im Allgemeinen einen chemischen Prozess, bei welchem Strahlung im sichtbaren oder ultravioletten Bereich emittiert wird. Diese Strahlungsemission wird von chemisch angeregten Molekülen (im folgenden mit dem Symbol * gekennzeichnet) verursacht, welche in einen stabilen Grundzustand zurückkehren und dabei Lichtquanten aussenden. Im Bereich der Verbrennungsforschung wird die Chemolumineszenz-Messung angewandt, um das Emissionsspektrum der Flamme zu untersuchen. Beispielhaft ist in Abbildung 2.10

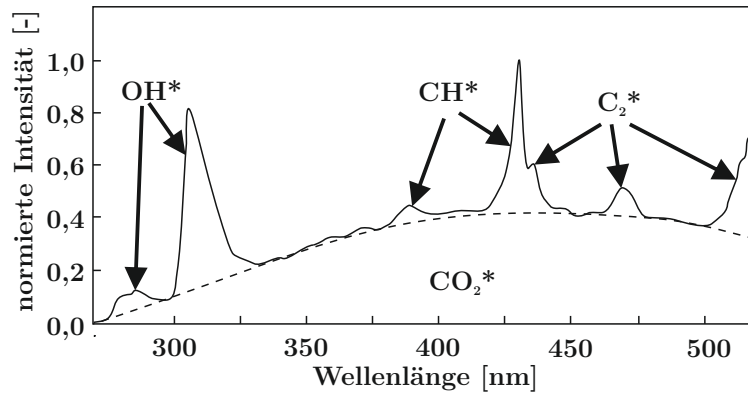


Abbildung 2.10.: Spektrum einer Methan-Luft-Flamme unter atm. Bedingungen [54]

das typische Spektrum einer nicht vorgewärmten, turbulenten Methan-Luft-Flamme unter atmosphärischen Bedingungen für einen Wellenlängenbereich von 270 bis ca. 520 nm dargestellt. Wie zu erkennen, gibt es neben einem breitbandigen, durch CO_2^* verursachten Untergrundsignal mehrere, klar abgrenzbare Signalspitzen. Zwischen 280 nm und 320 nm stammen die Emissionen von OH^* -Molekülen, wobei eine Signalspitze bei 309,2 nm vorliegt. Weitere Signale werden durch CH^* und C_2^* verursacht [54]. Für die Verbrennungsforschung besonders interessant ist das Signal der OH^* -Chemolumineszenz, da das OH^* -Molekül ausschließlich innerhalb der Reaktionszone gebildet wird. Aufgrund seiner zudem kurzen Lebensdauer ist es ein guter Marker für die Position der Reaktionszone. Für Methan-Luft-Flammen sind nach Hall und Petersen [38] hauptsächlich die folgenden Reaktionen für die Entstehung von OH^* verantwortlich:



Die angeregten OH^* -Moleküle können entweder durch das erwähnte Aussenden von Lichtquanten in ihren Grundzustand zurückkehren, oder durch eine Stoßreaktion mit einem inerten Stoßpartner:



Gemessene Chemolumineszenz-Emissionen wurden bisher meist qualitativ ausgewertet. Dies liegt vor allem daran, dass die angeregten Spezies vorwiegend in Nebenreaktionen entstehen und damit nur einen kleinen Teil der kompletten Verbrennungsreaktion ausmachen. In der Folge sind Chemolumineszenz-aktive Moleküle in den üblicherweise verwendeten Verbrennungsmodellen und Reaktionsmechanismen nicht abgebildet [64]. Aktuell wird jedoch die Einsatzmöglichkeit von quantitativen Chemolumineszenz-Messungen zur inhärenten, kostengünstigen Überwachung instationärer Verbrennungsvorgänge untersucht [6, 64]. Weitere Einschränkungen ergeben sich aus der Tatsache, dass die Chemolumineszenz-Messung ein line-of-sight-Verfahren ist. Das Messergebnis ist folglich eine Summierung der Signale aus dem betrachteten Brennkammervolumen und die Analyse einer einzelnen Schnittebene ist somit nicht möglich. Lediglich bei rotationssymmetrischen Flammen kann mittels dem mathemati-

schen Verfahren der Abel-Inversion das Signalbild einer Schnittebene berechnet werden [22]. Im Falle von jetstabilisierten Brennkammersystemen, wie unter Abschnitt 2.1.1 beschrieben, kann die Abel-Inversion aufgrund der fehlenden Rotationssymmetrie nicht angewandt werden.

Für den grundlegenden Messaufbau ist ein Filter für den gewünschten Wellenlängenbereich notwendig, ein Signalverstärker sowie eine entsprechende CCD-Kamera. Eine nähere Beschreibung des genutzten Aufbaus und der Komponenten erfolgt in Kapitel 4.2.1.

2.4.2. Abgasanalytik

Für die in dieser Arbeit durchgeführten experimentellen Brennkammeruntersuchungen kommt ein Advance Optima AO2000 Abgasanalysator der Firma ABB zum Einsatz. Nachfolgend wird die Funktionsweise der einzelnen Analysatoren kurz beschrieben.

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe werden mit dem Flammenionisationsdetektor gemessen. Dieses Gerät misst den Gesamtgehalt an organisch gebundenem Kohlenstoff, indem die organischen Komponenten in einer Wasserstoffflamme ionisiert werden. Im Anschluss wird die Anzahl an Ionen bestimmt. Auf diese Weise können Kohlenwasserstoffe, wie beispielsweise Methan oder Ethan, und Kohlenwasserstoffe mit funktionellen Gruppen, wie Methanol oder Aceton, ermittelt werden. Anorganisch gebundene C-Atome (CO_2 , CO , ...) ergeben hingegen kein Signal [77].

Der Sauerstoffgehalt im Brennerabgas wird mittels des magneto-mechanischen Magnos206 Analysators bestimmt. Im Messgas enthaltener Sauerstoff erzeugt einen Partialdruck, welcher auf einen hantelförmigen Körper einwirkt. Da dieser Körper drehbar in einem Magnetfeld aufgehängt und mit einem kleinen Spiegel verbunden ist, kann die Größe der Auslenkung gemessen und mit einem entsprechenden Kompensationsstrom ausgeglichen werden. Der rückführende Strom ist dabei ein Maß für die Sauerstoffkonzentration in der Messkammer, denn die Stromstärke verhält sich linear zur Sauerstoffkonzentration [77].

Durch das NDIR-Photometer (nicht dispersives Infrarot Photometer), URAS26, wird der Gehalt von Kohlenstoffmonoxid und -dioxid im Abgas bestimmt. Bei diesem Messprinzip wird das von einer Quelle ausgesendete Infrarotlicht durch eine mit Messgas gefüllte Küvette geleitet. Dabei kommt es zu einer Wechselwirkung zwischen der elektromagnetischen Strahlung und den Infrarot-aktiven Molekülen. Über die Stärke der Absorption wird der Gasgehalt mittels eines nachgeschalteten Detektors gemessen [77].

Das Messprinzip des LIMAS11-Detektors für Stickoxide ist ähnlich dem bereits beschriebenen URAS26. Allerdings wird das Messgas hier durch eine UV-Lampe im Spektralbereich der Molekülelektronenübergänge angeregt. Aufgrund der eintretenden Absorption verringert sich die Strahlungsintensität und die Differenz kann in einem folgenden UV-sensitiven Detektor bestimmt werden [77].

Der Wassergehalt wird mittels eines zusätzlich verbauten Vaisala HMT330 Sensors gemessen. Hierbei handelt es sich um einen kapazitiven Dünnschicht-Polymersensor, bei welchem ein dünner Polymerfilm zwischen zwei leitenden Elektroden verbaut ist. Da die Fühleroberfläche

von einem porösen Metallfilm überzogen ist, kann der Dünnschicht-Polymer entsprechend der Feuchte des Messgases Wasserdampf aufnehmen beziehungsweise auch wieder abgeben. Dabei ändern sich die dielektrischen Eigenschaften des Polymers und in Folge die von der Elektronik gemessene Kapazität des Sensors, welche in einen Feuchtwert umgerechnet werden kann [78].

2.4.3. Erdgasanalysator

Zur Analyse des in den Experimenten verwendeten Erdgases kommt ein Precisive 5-242B Erdgasanalysegerät der Firma Gecko Instruments zum Einsatz [45]. Das auf dem Prinzip der Infrarot Absorption arbeitende Gerät erlaubt eine kontinuierliche Messung, das heißt eine sequentielle Probenentnahme ist nicht erforderlich. In der verwendeten Ausführung liefert das Messgerät eine C1- bis C6-Analyse, zusätzlich werden der CO_2 -Gehalt, der Brennwert, der Wobbe-Index sowie die Summe von N_2 und O_2 ausgegeben.

3. Brennerentwicklung

In diesem Kapitel werden die sich aus der IBC-MGT ergebenden geometrischen, als auch thermodynamischen Randbedingungen für die Brennkammerentwicklung vorgestellt. Anschließend wird der Aufbau der untersuchten Versuchsträger beschrieben.

3.1. Randbedingungen

Für das zu entwickelnde Brennkammersystem wird der IBC-MGT-Demonstrator zugrunde gelegt [1, 2]. Da dieser Demonstrator aus den teilweise modifizierten Komponenten einer EnerTwin MGT der Firma MTT B.V. [79] besteht, werden die geometrischen Randbedingungen dieser MGT für das zu entwickelnde Brennkammersystem übernommen. Abbildung 3.1 gibt einen Überblick über die Einbausituation der Brennkammer. Die vorgewärmte Prozessluft verlässt den Rekuperator durch ein Auslassrohr. Ohne weitere Umlenkungen erfolgt die Anströmung der Brennkammer. Vor dem Brenner findet die Aufteilung der Prozessluft in Primär- und Sekundärluft statt. Die Primärluft strömt direkt in die Brennkammer, die Sekundärluft wird erst nach der Reaktionszone als Mischluft zugeführt. Das als Brennstoff verwendete Erdgas wird durch den Rekuperator ebenfalls axial an die Brennkammer geführt. Der elektrische Zünder ist radial angebracht und ragt mit der Zünderspitze in den Brennraum. Die Länge und der Durchmesser der Brennkammer und des Außengehäuses können prinzipiell angepasst werden, wobei größere Bauteile und Oberflächen höhere Materialkosten und höhere Wärmeverluste bedeuten. Das Erdgas besaß zum Zeitpunkt der durchgeführten Versuche typischerweise folgende Zusammensetzung und Eigenschaften: 92 Vol-% CH_4 , 4,8 Vol-% C_{2+} , $H_i = 47 \text{ MJ/kg}$ und $\text{AFR} = 16,2 \text{ kg/kg}$.

Die thermodynamischen Randbedingungen für das Brennkammersystem werden ebenfalls von der EnerTwin MGT übernommen. Für den Volllastpunkt ergibt sich daraus eine Brennkammereintrittstemperatur der Luft von $T_v = 730 \text{ °C}$ und die maximale Turbineneintrittstemperatur von 1023 °C . Ausgehend von einer adiabten Flammentemperatur von 1800 K ergibt sich daraus ein Verhältnis von Primär- zu Sekundärluft von ca. $0,37/0,63$. Knapp zwei Drittel der Prozessluft müssen demnach als Mischluft eingebracht werden, um die Temperatur am Brennkammeraustritt ausreichend zu reduzieren. Auf Basis von Abschätzungen liegt der Primärluftmassenstrom für das auszulegende Brennkammersystem bei ca. 6 g/s im Volllastbetrieb. Aus der Arbeit von Agelidou et al. [1] geht hervor, dass der Luftmassenstrom des IBC-MGT-Demonstrators im Teillastbetrieb nur geringfügig abfällt, im untersuchten Fall um ca. $6,5 \%$. Für die vorliegende Arbeit wird wegen des geringen Abfalls daher ein konstanter Luftmassenstrom von 6 g/s für die Analyse des AGR-Einflusses und für die Sensitivitätsanaly-

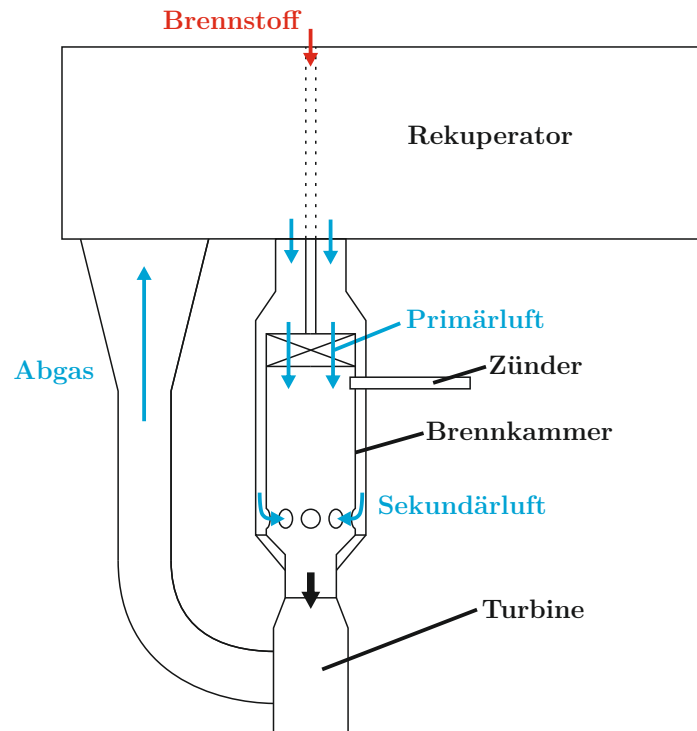


Abbildung 3.1.: Geometrische Randbedingungen für das Brennkammersystem

se der Brennergeometrie zugrunde gelegt. Lediglich für die CFD-Simulationen des kompletten Brennkammersystems inklusive Mischluft wird der Luftmassenstrom im Teillastfall entsprechend reduziert.

Die Abhängigkeit der Luftzusammensetzung am Brennkammereintritt von der AGR-Rate wurde bereits in Abbildung 1.2 dargestellt. Die in dieser Arbeit konkret betrachteten Luftzusammensetzungen mit $Y_{O_2}=10-15\%$ (Vollastbetrieb) werden im Ergebnisteil detailliert beschrieben.

3.2. Untersuchte Versuchsträger

Eine Darstellung des für diese Arbeit verwendeten Brennerkonzepts ist in Abbildung 3.2 gegeben. Auf der linken Seite ist ein Brenner, wie er auf dem atmosphärischen Einzelbrennerprüfstand untersucht wurde, abgebildet. Zu erkennen sind die runden Austrittsöffnungen der Düsen und ihre kreisförmige Anordnung in Bezug auf die Brennerachse. Im rechten Teil der Abbildung ist ein Schnitt durch eine Düsenanordnung gezeigt. In jede der Luftdüsen wird koaxial über eine Brennstoffdüse Erdgas zugeführt. Die Brennstoffdüsen tauchen in die Luftdüsen ein, dadurch wird im MGT-Betrieb sichergestellt, dass der Brennstoff unter allen Umständen sicher der Reaktionszone zugeführt wird und nicht über die Mischluftströmung an der Brennkammer vorbeigetragen werden kann. Luft und Brennstoff werden in der Luftdüse innerhalb der Mischstrecke technisch vorgemischt, bevor sie mit hohem axialen Impuls in die Brennkammer einströmen. Dort bildet sich, wie bereits in Kapitel 2.1.1 beschrieben und in Abbildung 2.3 gezeigt, eine stabilisierende innere Rezirkulationszone aus.

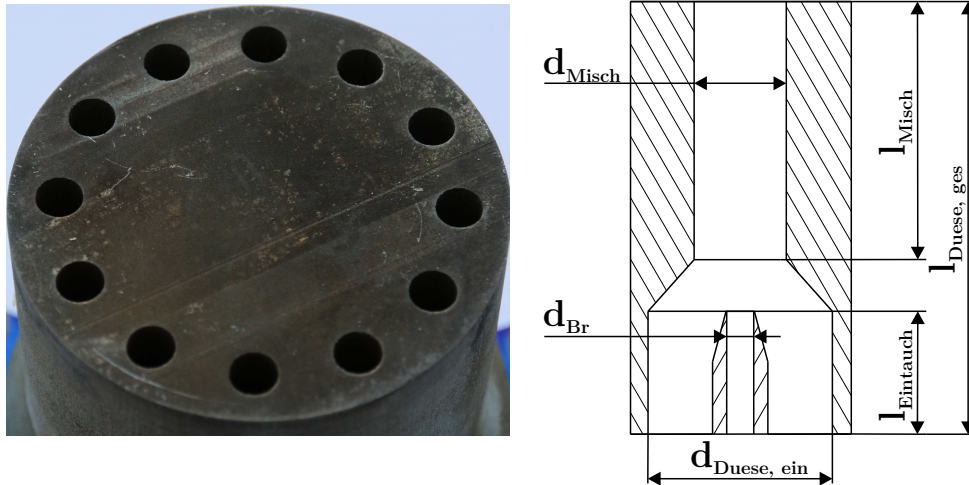


Abbildung 3.2.: Links Austrittsfläche des Brenners, rechts Schnitt durch eine Düsenanordnung

Um die für die Sensitivitätsanalyse der Brennergeometrie unter AGR-Bedingungen durchgeführten Geometrievariationen eindeutig beschreiben zu können, sind in Abbildung 3.2 rechts die relevanten charakteristischen Geometrieparameter von Luft- und Brennstoffdüsen definiert. Für die Brennstoffdüsen sind das der Düsendurchmesser d_{Br} und die Eintauchtiefe der Brennstoffdüsen in die Luftdüse $l_{Eintauch}$. Die Luftdüse wird beschrieben durch den Eintrittsdurchmesser $d_{Duese, ein}$, den Durchmesser und die Länge der Mischstrecke d_{Misch} und l_{Misch} sowie die Gesamtlänge der Luftdüse $l_{Duese, ges}$. Variiert werden die Düsenanzahl, der Durchmesser und die Länge der Mischstrecke sowie der Durchmesser der Brennstoffdüsen. Die Einflüsse weiterer geometrischer Parameter werden in dieser Arbeit nicht untersucht.

4. Versuchsaufbau

Nachfolgend werden der experimentelle Versuchsaufbau, die verwendete Messtechnik und das Auswerteverfahren der Messdaten beschrieben.

4.1. Atmosphärischer Einzelbrennerprüfstand

Die experimentellen Untersuchungen in dieser Arbeit werden an einem atmosphärischen Einzelbrennerprüfstand durchgeführt. Dabei handelt es sich um einen Prüfstand, welcher es ermöglicht, einzelne Brenner herausgelöst aus der MGT unter realitätsnahen Bedingungen zu untersuchen. Dieses Vorgehen bietet den Vorteil, dass Vorwärmtemperatur, Luft- und Brennstoffmassenströme im Gegensatz zum Gesamtsystem MGT getrennt voneinander frei eingestellt werden können. Die Zufuhr von Mischluft und die daraus resultierende Beeinflussung der Verbrennungsreaktion ist am Prüfstand nicht abgebildet und wird daher vernachlässigt. Abbildung 4.1 gibt einen schematischen Überblick über den gesamten Prüfstandsaufbau. Die Verbrennungsluft, welche neben reiner Druckluft auch aus einem Gemisch mit N_2 und CO_2 bestehen kann, wird zunächst über eine Heizkartusche der Firma Leister Technologies AG auf bis zu $900\text{ }^\circ\text{C}$ aufgewärmt. Um Wärmeverluste an die Umgebung zu reduzieren, befindet sich die Heizkartusche in einem Zuluftrohr mit Innenisolierung. Nach der Heizkartusche ist ein statischer Mischer, bestehend aus zwei Elementen der Firma AGENS Stratmann GmbH, angebracht. Dieser Mischer sorgt für eine homogene Temperatur- und Speziesverteilung in der Prozessluft vor Eintritt in den Brenner. An das Zuluftrohr schließt sich der in Abbildung 4.2 vergrößert dargestellte Brennkammeraufbau an. Dieser besteht aus einem Brennstoffblock, welcher auch die Brennstoffdüsen beinhaltet. Über ein Plenum wird jede Düse mit Brennstoff versorgt. Auf den Brennstoffblock ist der Brenner mit den Luftdüsen geschraubt. Sowohl Brennstoffblock als auch Brenner sind mittels einem SLM-Verfahren (Selective Laser Melting) hergestellt. Insbesondere der Brennstoffblock hätte auf konventionelle Weise aufgrund der innen liegenden Hohlräume und Kanäle nicht ohne aufwändige Schweiß- und Erodierarbeiten hergestellt werden können. Der Hohlraum zwischen Brenner und Außenwand des Brennstoffblocks ist komplett mit Wärmedämmmaterial verfüllt. Das gewählte Design reduziert die Wärmebrücken und damit die Wärmeverluste an die Umgebung auf ein Minimum. Im Unterschied zu der in Abbildung 3.1 gezeigten axialen Brennstoffzufuhr werden die Brennstoffdüsen im atmosphärischen Prüfstand radial von außen angeströmt.

Die Brennkammer selbst besteht aus einem Quarzglaszylinder und bietet damit eine optimale optische Zugänglichkeit für Messtechniken wie OH^* -Chemolumineszenz. Für laserbasierte Messtechniken ist der verwendete Glaszylinder aufgrund der starken Krümmung nicht geeig-

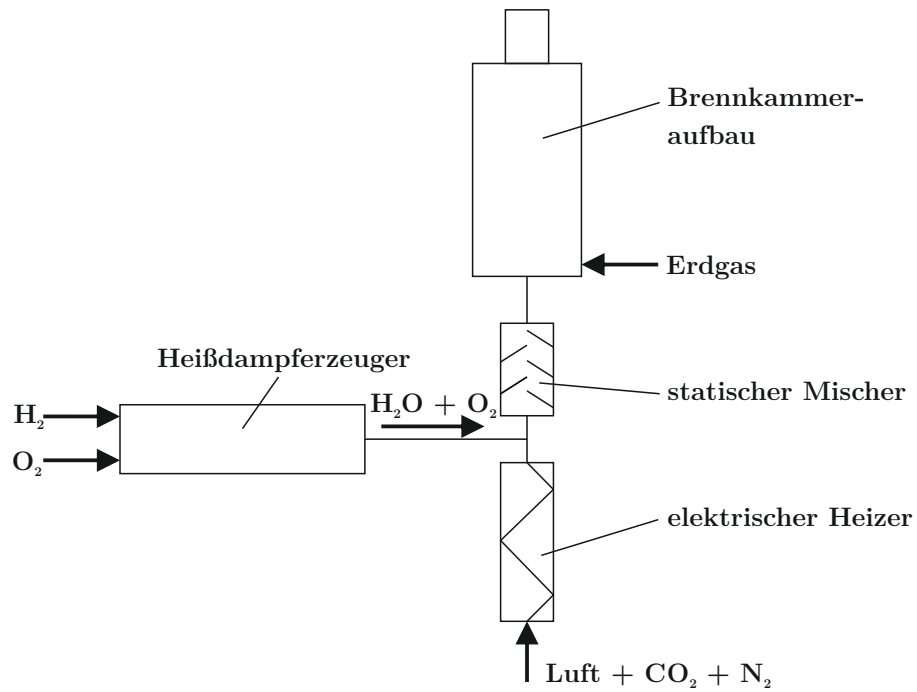


Abbildung 4.1.: Atmosphärischer Einzelbrennerprüfstand - Schema

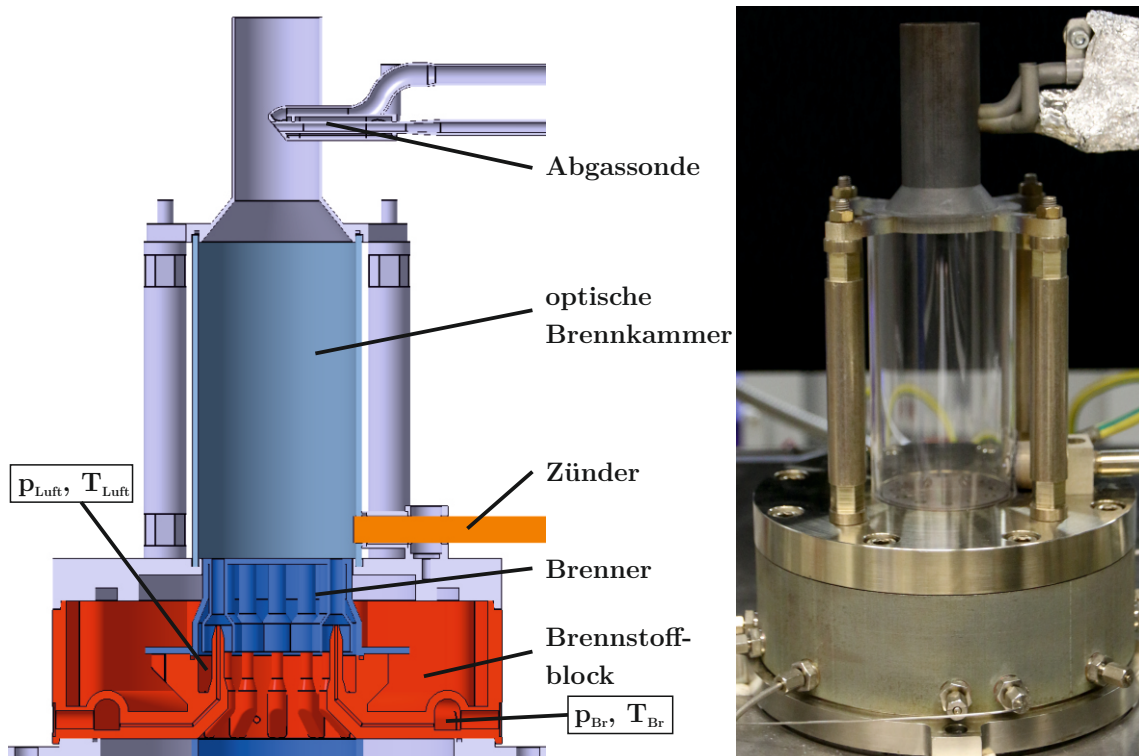


Abbildung 4.2.: Brennkammeraufbau. Links Schnitt durch CAD-Modell, rechts Foto des Laboraufbaus

net. Der Glaszylinder sowie der Deckel der Brennkammer werden über vier außenliegende Pfosten gehalten. Der Deckel verfügt über eine Bohrung, durch welche radial eine Sonde für die Entnahme einer Abgasprobe eingeführt werden kann. Die Zündung erfolgt über einen elektrischen Zünder, der bezogen auf den Brenneraustritt gleich positioniert ist wie in der EnerTwin MGT.

Die für diese Arbeit relevanten Druck- und Temperaturmessstellen sind ebenfalls in Abbildung 4.2 gezeigt und werden im Kapitel 4.2.1 näher beschrieben. Alle weiteren Messstellen dienen lediglich der Steuerung und Überwachung des Prüfstands, werden aber für die Versuchsbeschreibung und Auswertung der Messdaten nicht benötigt.

Durch die Begrenzung der Temperatur nach der elektrischen Vorheizung auf 900 °C , der geforderten Brennkammereintrittstemperatur von 730 °C und den Temperaturverlusten zwischen Lufterhitzer und Brennkammereintritt war es nicht möglich, die geforderten Wasserdampfanteile für die Luftzusammensetzung unter AGR-Bedingungen durch Eindüsung von flüssigem Wasser in die Prozessluft zu erzielen. Wegen der großen Verdampfungsenthalpie und Wärmekapazität von Wasser wäre die Vorwärmtemperatur deutlich unter 730 °C gefallen. Daher ist der Prüfstandsaufbau nach Abbildung 4.1 zusätzlich um einem Heißdampferzeuger [7] ergänzt. Darin wird durch Verbrennung von Sauerstoff und Wasserstoff die benötigte Wasserdampfmenge hergestellt. Der Heißdampferzeuger besteht aus mehreren wassergekühlten Elementen und kann flexibel an die jeweiligen Anforderungen angepasst werden. Beispielsweise ist es möglich, den Brennraum für besonders hohe Wasserdampfmengen zu verlängern, oder durch entsprechende Düsen weitere Gase in den Dampf einzumischen. Auch die Kühlwasserführung kann variiert werden um die Kühlleistung zu beeinflussen. Um zu verhindern, dass aufgrund von Ungenauigkeiten der Massenstromregler Wasserstoff in die Verbrennungsluft gerät, wird der Heißdampferzeuger nicht stöchiometrisch sondern mit leichtem Sauerstoffüberschuss bei $\lambda = 1,2$ betrieben. In die vorgeheizte Prozessluft wird somit stromauf des statischen Mischers ein Gemisch aus Wasserdampf und Sauerstoff eingedüst.

Das verwendete Erdgas wird während der Versuche online in einem Erdgasanalysator der Firma Gecko Instruments hinsichtlich seiner Zusammensetzung untersucht. Der Heizwert und der für die Berechnung von λ notwendige AFR-Faktor sind somit für jeden Messtag verfügbar.

In der derzeitigen Konfiguration können am Prüfstand Luftmassenströme von $2\text{--}10\text{ g/s}$ bei 730 °C realisiert werden. Bei einem Massenstrom von 6 g/s werden am Brenneintritt dabei Temperaturunterschiede von maximal 3 °C gemessen. Mithilfe der gewählten Heißdampferzeugerkonfiguration können Wasserdampfmengen von $0,2\text{--}0,45\text{ g/s}$ hergestellt werden. Größere Wasserdampfmengen sind dabei möglich, wurden aber für diese Arbeit nicht benötigt.

4.2. Messtechnik

Im nachfolgenden Abschnitt werden die relevanten Messstellen am Prüfstandsaufbau und die verwendete Messtechnik beschrieben, sowie die erreichbaren Genauigkeiten und Auswerteverfahren aufgezeigt.

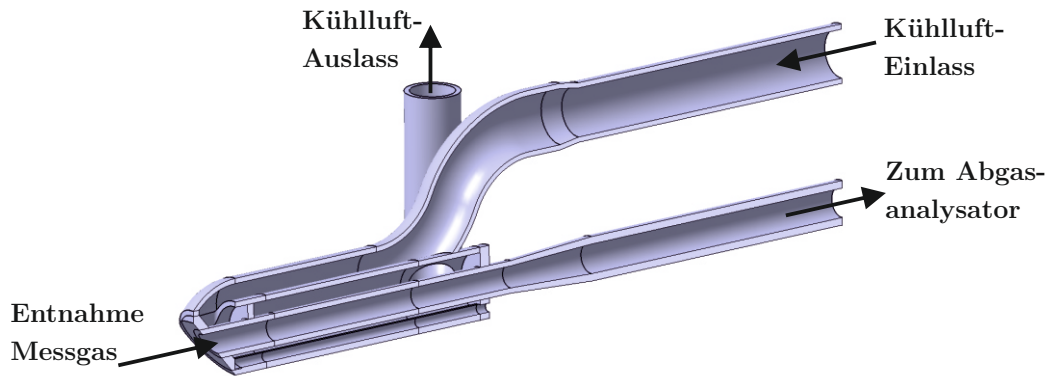


Abbildung 4.3.: Atmosphärischer Einzelbrennerprüfstand - Abgassonde

4.2.1. Messstellen

Die für diese Arbeit relevanten Druck- und Temperaturmessstellen sind in Abbildung 4.2 dargestellt. Es handelt sich dabei um drei Temperaturmessstellen für die Vorwärmtemperatur der Prozessluft, eine Druckmessstelle in der Luftzufuhr stromauf des Brenners sowie um eine Druck- und Temperaturmessstelle im Brennstoffplenum. Der gesamte Prüfstand ist mit 20 Temperaturmessstellen und 4 statischen Druckmessstellen ausgestattet, um insbesondere die Verbrennung innerhalb des Heißdampferzeugers detailliert überwachen zu können. Es werden Thermoelemente des Typs N und der Toleranzklasse 1 eingesetzt. Die Erfassung der Temperaturmessdaten erfolgt über Module der Firma Delphin Technology AG mit einer Messfrequenz von 2 Hz. Drücke werden mittels der Netscanner Modell 9116 und 9032 der Firma Esterline Pressure Systems aufgenommen, ebenfalls mit einer Frequenz von 2 Hz.

Die Abgasmessung findet wie in Abbildung 4.2 gezeigt kurz vor dem Austritt der Brennkammer statt. Die Probe wird über die in Abbildung 4.3 im Schnitt dargestellte Sonde entnommen. Es handelt sich bei der Abgassonde ebenfalls um ein per SLM hergestelltes Bauteil. Die durch das DLR patentierte Konstruktion erlaubt die Entnahme der Abgasprobe bei gleichzeitiger Kühlung der Sondenspitze mit Druckluft [86]. Durch die Kühlung der Sondenspitze auf ca. 120 °C werden die Abgase schnell abgekühlt, um weitere chemische Reaktionen zu unterbinden. Auch Oberflächenreaktionen an der Außenseite der Abgassonde und eine sich daraus ergebende Verfälschung der Messergebnisse werden durch die Kühlung verhindert. Über beheizte Schläuche, welche die Kondensation von vorhandenem Wasserdampf unterbinden, wird die Abgasprobe an den in Kapitel 2.4.2 beschriebenen ABB-Abgasanalysator weitergeleitet.

Die Messung des OH*-Chemolumineszenzsignals erfolgt mit einer CCD-Kamera (Imager Pro Plus 2M) und einem Bildverstärker (IRO) der Firma LaVision, kombiniert mit einem Cerco 2178UV Objektiv (98 mm, f/2,8) der Firma Sodern. Das gemessene Signal wird mittels eines Bandpassfilters (Transmissionsrate > 75 % für Wellenlängen von 305 - 325 nm) der Firma Laser Components GmbH und zwei UG11 Filtern (1 mm) der Firma Schott gefiltert. Da es sich bei der OH*-Chemolumineszenzmessung um eine line-of-sight-Methode handelt und die konstruktive Ausführung es erlaubt, wird wie in Abbildung 4.4 für zwei Brenner mit 6

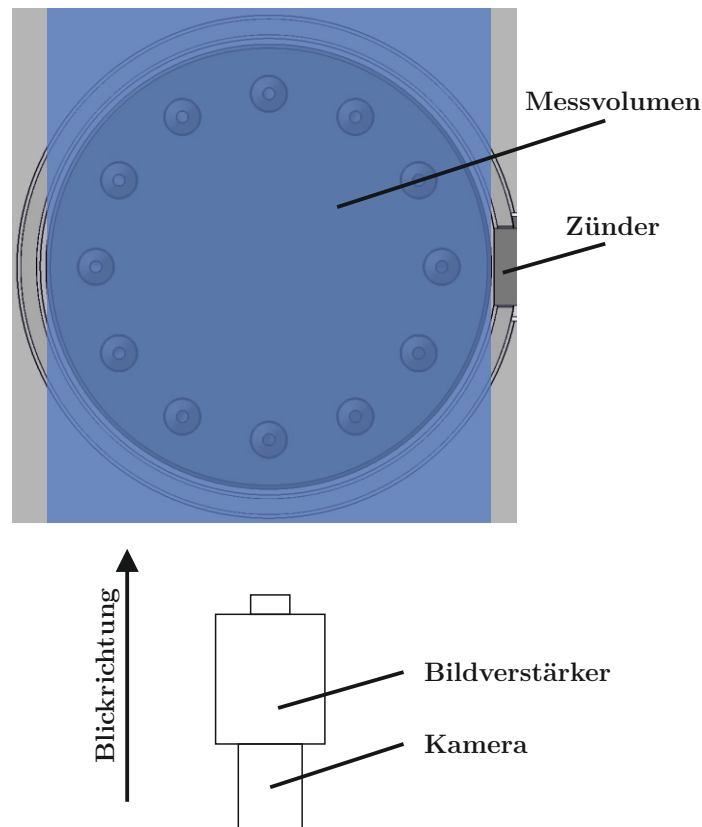


Abbildung 4.4.: Betrachtetes Volumen für die OH*-Messung

und 12 Düsen dargestellt das integrierte Signal über das komplette Brennkammervolumen gemessen. Für jeden untersuchten Messpunkt werden 400 Einzelbilder aufgenommen. Die Signalverstärkung und die Belichtungszeit müssen während der Messungen an die Signalstärke der Flamme angepasst werden und liegen zwischen 85-90 % bei 0,2-0,9 ms.

Die Messung und Regelung der Gasmassenströme erfolgt über Massenstromregler der Firma Bronkhorst. Der Erdgasmassenstrom wird mit einem Mini-CORI-FLOW-Regler gesteuert. Die Messung mittels des Coriolis-Verfahrens erlaubt eine Massenstromermittlung unabhängig von den physikalischen Eigenschaften (beispielsweise Dichte, Viskosität und Temperatur) des Gases. Leichte Schwankungen in der Erdgaszusammensetzung führen daher nicht zu Messungenauigkeiten. Die Massenströme aller anderen verwendeten Gase werden mit El-Flow-Reglern gesteuert. Das Messprinzip dieser Regler basiert auf einer thermischen Messung, weshalb die Geräte auf das jeweilige Gas und einen Durchflussbereich kalibriert werden müssen. Es ist allerdings möglich, mehrere Kalibrierkurven auch für unterschiedliche Messbereiche und Medien zu hinterlegen, wodurch die Flexibilität gesteigert wird. Die Kalibrierkurven wurden für die Versuchsdurchführung entsprechend der benötigten Massenströme ausgewählt und eingestellt.

Spezies	O ₂ [Vol.-%]	CO ₂ [Vol.-%]	CO [ppm]	NO/NO ₂ [ppm]	UHC [ppm]
Bereich 1	0–5	0–5	0–10	0–10	0–19
Genauigkeit	0.025	0.05	0.1	0.1	0.37
Bereich 2	0–15	0–20	0–100	0–20	0–187
Genauigkeit	0.075	0.2	1.0	0.2	3.73
Bereich 3	0–25		0–200	0–50	0–3733
Genauigkeit	0.125		2.0	0.5	74.7
Bereich 4	0–100		0–500	0–200	0–9332
Genauigkeit	0.5		5.0	2.0	186.6

Tabelle 4.1.: Messbereich und Genauigkeiten des ABB Advanced Optima AO2000 Abgasanalytators für die jeweiligen Spezies

4.2.2. Messgenauigkeiten

Die Messgenauigkeit der verwendeten Thermoelemente vom Typ N, Genauigkeitsklasse 1, liegt bei $\pm 1,5$ °C. Für die Messung der statischen Drücke werden vom Hersteller erreichbare Genauigkeiten von ± 4 mbar genannt.

Die Messgenauigkeiten der ABB-Abgasanalyse hängen vom jeweiligen Messbereich ab und können für alle gemessenen Spezies Tabelle 4.1 entnommen werden.

Für die Genauigkeit der Massenstromregler werden vom Hersteller für die Mini-CORI-FLOW-Geräte $\pm 0,5$ % des Messwerts und für die El-Flow-Geräte ebenfalls $\pm 0,5$ % des Messwerts genannt. Das thermische Messverfahren der El-Flow-Geräte reagiert allerdings auf Abweichungen im Druck und in der Temperatur des zu messenden Gases in Bezug auf die Kalibrierbedingungen. Unter Einbeziehung der Druck- und Temperaturschwankungen ist daher von einem Gesamtfehler von $\pm 0,6$ % des Messwerts auszugehen.

Die erreichbaren Genauigkeiten des verwendeten Erdgasanalytators sind laut Herstellerangaben für Methan $\pm 0,2$ % und für alle anderen Kohlenwasserstoffe sowie CO₂ ebenfalls $\pm 0,2$ %.

4.2.3. Auswerteverfahren

Für die Auswertung der Messdaten wird zunächst eine Mittelung über die Messdauer von 3 Minuten durchgeführt. Mithilfe der gemittelten Messwerte werden anschließend beispielsweise die Luftgeschwindigkeit in der Mischstrecke (unter Vernachlässigung des Brennstoffmassenstroms) oder die reale Prozessluftzusammensetzung entsprechend der Ist-Massenströme der einzelnen Gase berechnet. Für die Abschätzung des relativen Brennkammerdruckverlusts werden die statische Druckmessstelle stromauf des Brennereintritts sowie der am Brennkammeraustritt vorliegende Umgebungsdruck verwendet. Der dynamische Druckanteil an den entsprechenden Messstellen wird aus den durchgeführten CFD-Simulationen abgeleitet.

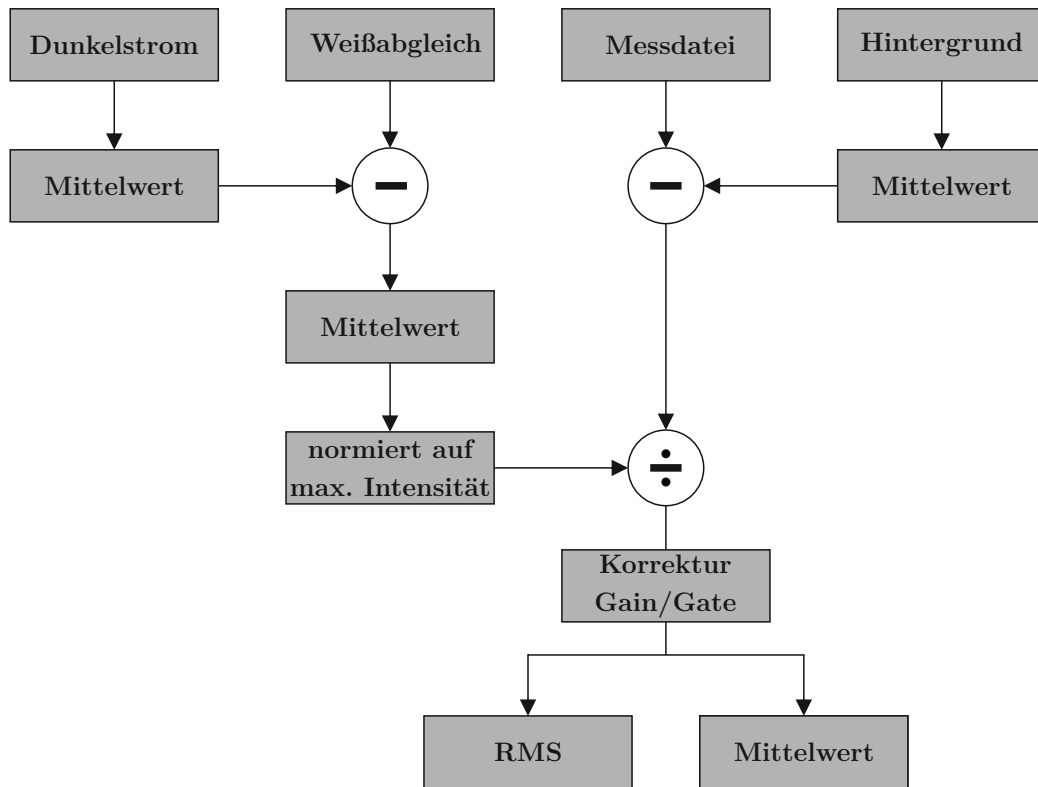


Abbildung 4.5.: Schema der OH*-Datenauswertung (basierend auf [84])

Der Druckverlust berechnet sich anschließend wie folgt:

$$\Delta p_{rel} = \frac{p_{tot,Luft} - p_{tot,Austritt}}{p_{tot,Luft}} \cdot 100\% \quad (4.1)$$

Das Verfahren für die Auswertung der OH*-Chemolumineszenzmessungen ist in Abbildung 4.5 dargestellt. In einem ersten Schritt wird zu Beginn der Messkampagne ein Weißabgleich mittels einer definierten Lichtquelle durchgeführt, um die über die Sensorfläche abweichende Lichtempfindlichkeit des CCD-Chips zu erfassen. Von diesem Bild wird eine Dunkelstrommessung, welche mit abgedecktem Objektiv durchgeführt wurde, subtrahiert. Dadurch wird das Eigenrauschen des CCD-Chips und des Bildverstärkers aus den Messdaten herausgerechnet. Dieses Korrekturbild beinhaltet somit alle Korrekturen von Fehlern, welche durch den Bildverstärker und die Kamera verursacht werden. Zur weiteren Verarbeitung wird das Bild auf seine maximale Intensität normiert. Vor und nach jedem einzelnen Versuchstag wird ein Hintergrundbild ohne Flamme aufgezeichnet, um die Hintergrundstrahlung am Prüfstand zu erfassen. Von den während der Versuche erzeugten Messdaten wird zunächst für jedes Einzelbild das gemittelte Hintergrundbild subtrahiert und anschließend mit dem vorab beschriebenen Korrekturbild verrechnet. Im Anschluss erfolgt gegebenenfalls eine Korrektur entsprechend der Gain/Gate-Einstellungen des Bildverstärkers und dann eine Mittelung der Einzelaufnahmen von jedem Messpunkt sowie die Berechnung der Standardabweichung. Die in dieser Arbeit gezeigten Bilder sind pro Bildserie jeweils mit derselben Skalierung dargestellt. Es ist dabei jeweils das komplette optisch zugängliche Brennkammervolumen abgebil-

det. Die Verzerrung des Bildes, welche sich aufgrund der verwendeten runden Brennkammer ergibt, wird in der Korrektur der Messdaten nicht berücksichtigt. Für die qualitative Beurteilung der OH*-Messdaten ist dies nicht notwendig. Die im vorherigen Kapitel genannten Belichtungszeiten von 0,2-0,9 ms sind in Bezug auf die durchschnittliche Aufenthaltszeit der Strömung in der Brennkammer von ca. 10 ms vergleichsweise lang, werden aber unter Berücksichtigung des experimentellen Aufbaus für eine ausreichend hohe Signalstärke benötigt. Da für diese Arbeit keine Einzelbilder, sondern lediglich Mittelwerte betrachtet werden, ergibt sich aus dem gewählten Vorgehen kein Nachteil.

5. Numerische Strömungssimulation

In diesem Kapitel werden die für die durchgeführten CFD-Berechnungen verwendeten Geometrien, die Rechengitter und die gesetzten Randbedingungen beschrieben. Des Weiteren werden die genutzten Modelle für die Verbrennungsrechnung vorgestellt.

5.1. Geometrieaufbereitung

Den Ausgangspunkt für die in der numerischen Simulation verwendete Geometrie stellt das CAD-Modell des atmosphärischen Prüfstands dar. Die daraus abgeleitete Geometrie muss für die Verwendung in CFD-Simulationen allerdings überarbeitet werden. Dabei werden beispielsweise Spalte zwischen Bauteilen geschlossen und sehr aufwendige Bauteiloberflächen vereinfacht, um die benötigten Rechengitter effizient erstellen zu können. Abbildung 5.1 zeigt in der unteren Hälfte einen Schnitt durch den Brennkammeraufbau des atmosphärischen Prüfstands (um 90° gedreht im Vergleich zu Abbildung 4.2) und in der oberen Hälfte einen Schnitt durch das aufbereitete Fluidvolumen für die CFD-Berechnungen. Im Bereich der Brennstoffdüse wurde in der aufbereiteten Geometrie ein Absatz für ein besseres Oberflächengitter eingefügt. Die Außenkontur der Luftdüsen wurde ebenfalls überarbeitet, um für die Strömung irrelevante Hohlräume zu schließen. In der Brennkammer wurde ein Spalt im Übergang des Glaszylinders zum Brennkammerdeckel geschlossen. Aus Symmetriegründen wird nicht das komplette Brennkammervolumen, sondern nur eine Düse berechnet. Im Falle von 12 Düsen folglich ein Segment von 30°.

Auch die Geometrie des Brennkammersystems für die MGT wird für die CFD-Simulationen angepasst. Abbildung 5.2 zeigt einen Schnitt durch den kompletten Brennkammeraufbau in-

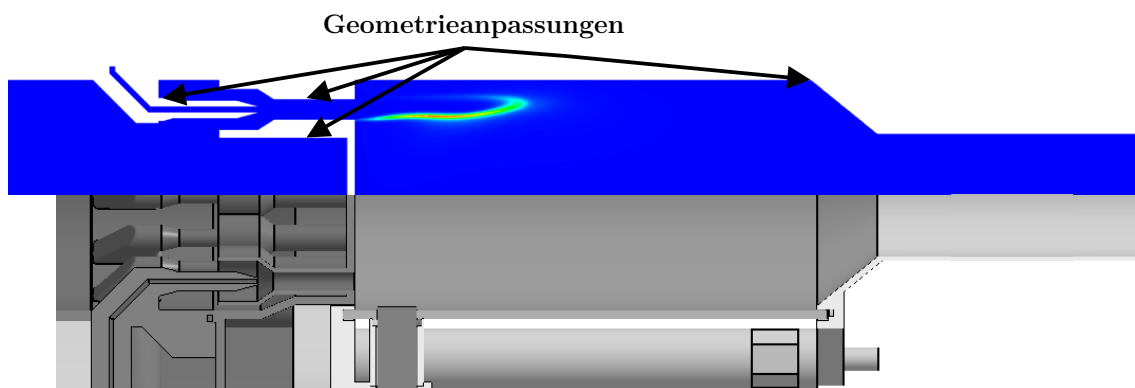


Abbildung 5.1.: Geometrieaufbereitung für CFD - Einzelbrennerprüfstand

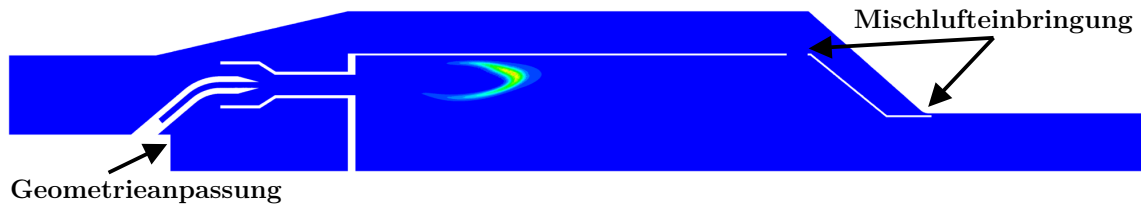


Abbildung 5.2.: Geometrieaufbereitung für CFD - MGT

klusive Mischluftzufuhr. Ein deutlicher Unterschied im Vergleich zum atmosphärischen Einzelbrennerprüfstand ist die zentrale, coaxiale Zufuhr des Brennstoffs und die anschließende Aufteilung auf die einzelnen Brennstoffdüsen, wobei nur der letzte Abschnitt der Brennstoffzufuhr Teil des Berechnungsgebiets ist. In diesem Bereich wurde die reale Bauteilgeometrie ebenfalls für eine leichtere Gittererstellung angepasst. Des Weiteren wurden Halte- und Zentriervorrichtungen des Flammrohres entfernt, da sie auf das Strömungsfeld nur einen vernachlässigbaren Einfluss ausüben. Die Mischluft wird der Brennkammer wie dargestellt an zwei Stellen zugeführt. Zum einen über Mischluftbohrungen und zum anderen über einen schmalen Ringspalt entlang der Brennkammerwand. Wie im Falle der Prüfstandsgeometrie wird auch hier nur ein Segment von 30° berechnet.

5.2. Berechnungsgitter und Randbedingungen

Die für die CFD-Berechnungen notwendigen Gitter werden mit der Software ANSYS Meshing erzeugt. Zum Einsatz kommen in dieser Arbeit unstrukturierte Gitter, da diese für komplexe Bauteilgeometrien wesentlich schneller und effizienter zu generieren sind. Für die Beurteilung unterschiedlicher Brennergeometrien ist dies vorteilhaft. Da keine zur detaillierten Validierung der Simulationsergebnisse notwendigen Messdaten mittels laserbasierter Messmethoden, beispielsweise des Geschwindigkeitsfelds oder der Zusammensetzung erhoben werden, wird in dieser Arbeit der Einfluss strukturierter oder teilstrukturierter Gitter auf das Ereignis der Simulation nicht betrachtet.

Das in Abbildung 5.3 dargestellte Berechnungsgitter für den atmosphärischen Prüfstand wird in mehreren Bereichen lokal verfeinert, um beispielsweise eine ausreichende Zellenanzahl über die Düsenquerschnitte zu erhalten. Insbesondere die Bereiche der Reaktionszone und der Brennstoffeindüsung werden feiner als das restliche Fluidvolumen vernetzt. Der Austritt der Brennstoffdüse ist in Abbildung 5.3 vergrößert dargestellt. Zu erkennen ist die gestufte Verfeinerung des Gitters hin zum Brennstoffdüsenaustritt. Der Wandübergang wird im gesamten Volumen mittels 5 Prismenschichten unterschiedlicher Dicken aufgelöst, wobei der dimensionslose Wandabstand y^+ im Bereich des Zielwertes 1 liegt. Das Gitter für ein 30° -Segment eines 12-Düsen-Brenners besteht aus ca. 1,8 Mio. Gitterknoten und die kleinsten Elemente im Bereich der Brennstoffdüse weisen eine Kantenlänge von 0,006 mm auf. Eine im Vorfeld durchgeführte, hier nicht näher beschriebene Gitterstudie zeigt im Hinblick auf die Auslegungsrechnungen eine ausreichende Gitterunabhängigkeit bei der gewählten Gittergröße.

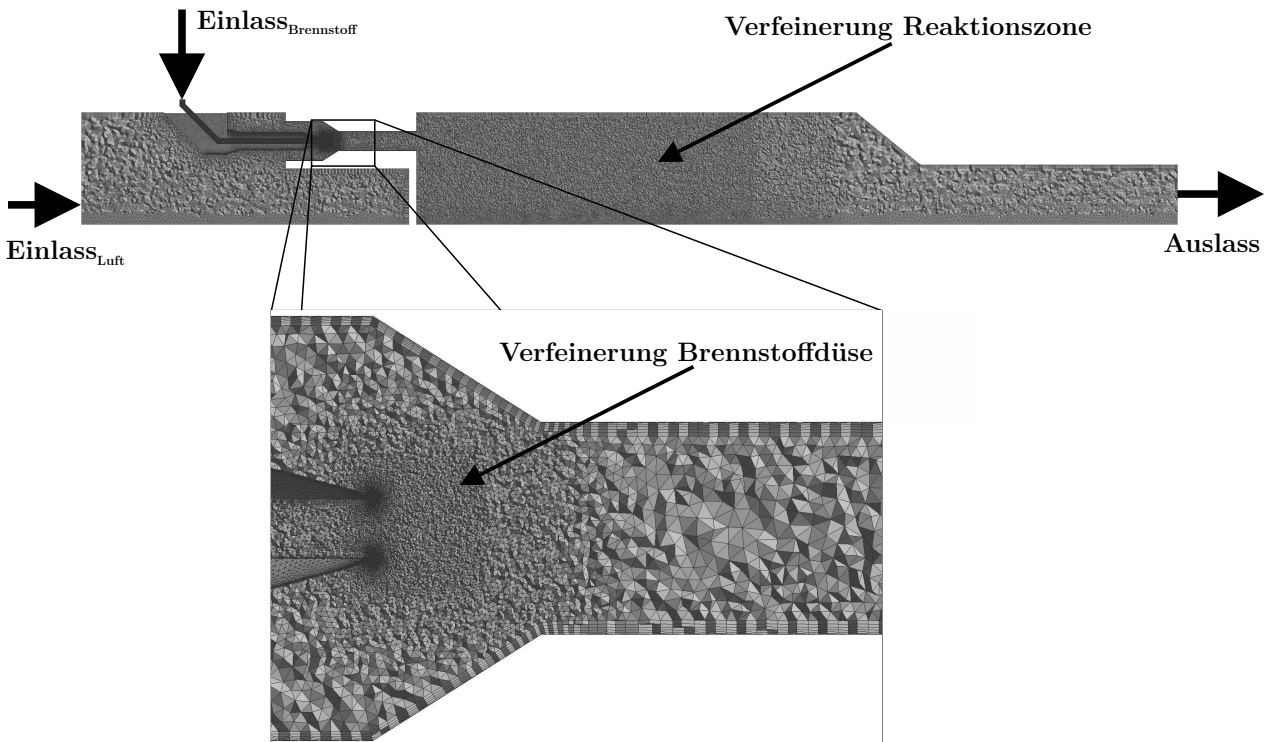


Abbildung 5.3.: Berechnungsgitter Einzelbrennerprüfstand - Übersicht und Verfeinerungen

Ebenfalls in Abbildung 5.3 sind die gesetzten Randbedingungen angedeutet. Dabei handelt es sich für den Luft- und Brennstoffmassenstrom jeweils um Massenstromrandbedingungen, an welchen die Zusammensetzungen, Temperaturen und Massenströme der Fluidströme vorgegeben werden. Am Auslass wird eine Druckrandbedingung gesetzt, durch welche der statische Druck auf einen definierten Wert festgelegt ist. Sofern nicht anders beschrieben, werden alle Wände als adiabat betrachtet. Die Temperatur des Brennstoffs am Brennstoffeinlass wird mit 200 °C als konstant angenommen, da Messdaten zur Brennstofftemperatur unmittelbar am Düsenaustritt nicht zur Verfügung stehen. Als Brennstoff wird reines CH_4 verwendet.

Das gewählte Vorgehen basiert auf der Zielsetzung, die CFD-Simulationen mittels der unter AGR-Bedingungen gemessenen OH^* - und CO -Emissionen qualitativ zu validieren. Zusätzlich können durch die Simulationen Zusammenhänge hergeleitet werden, mit welchen die experimentell gewonnenen Daten ergänzend interpretiert werden können. Zum Beispiel wird der Einfluss von Wandwärmeverlusten untersucht, da dieser Einflussparameter im Experiment nicht aufgelöst werden kann.

Das Berechnungsgitter für die MGT-Geometrie in Abbildung 5.4 unterscheidet sich nur geringfügig von dem bereits beschriebenen Gitter des Einzelbrennerprüfstands. Im Bereich der Mischstrecke werden die Prismenschichten auf der Außenseite lokal abgebaut um eine saubere Vernetzung am nicht dargestellten Übergang von benachbarten Düsen zu ermöglichen. An den Mischluftbohrungen sowie dem angesprochenen Ringspalt wird das Gitter zusätzlich lokal verfeinert. Das Gitter besteht in diesem Fall aus ca. 3,1 Mio. Gitterknoten.

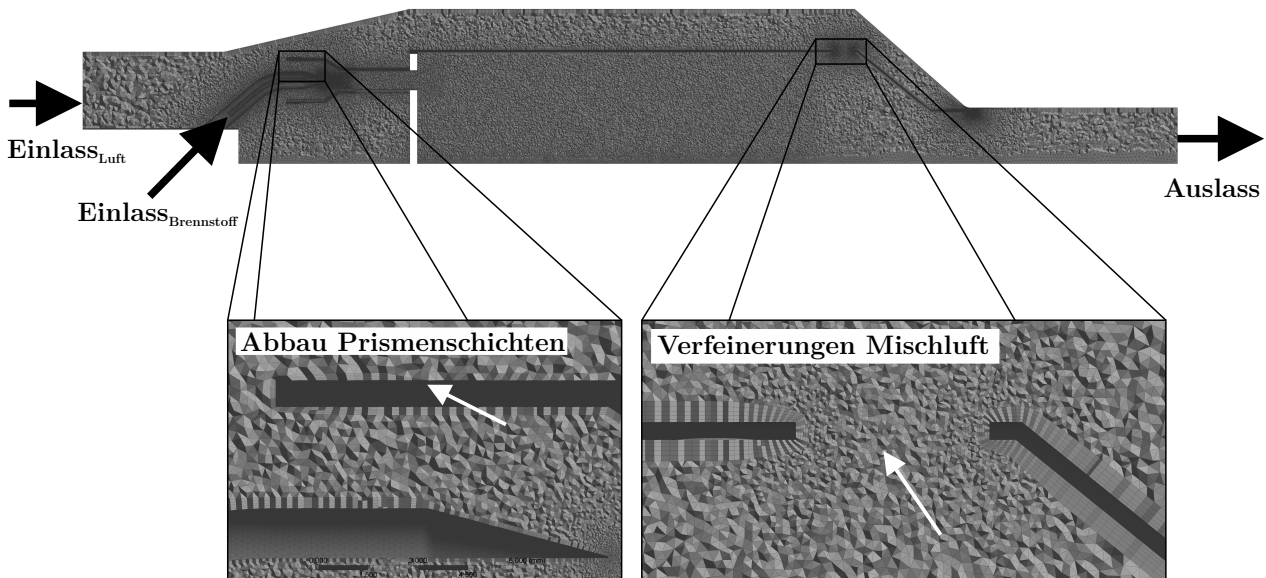


Abbildung 5.4.: Berechnungsgitter MGT - Übersicht und Verfeinerungen

5.3. Verwendete Modelle und Mechanismen

Die stationären RANS-CFD-Simulationen werden mit dem innerhalb des DLR entwickelten CFD-Codes THETA (beschrieben in [59] und [58]), welcher auf dem TAU-Code basiert, durchgeführt. Als Schließungsansatz für die Turbulenz kommt das SST-Modell zum Einsatz. Die Verbrennung wird mit unterschiedlichen Modellen und Mechanismen abgebildet. Als einfaches und schnelles Verbrennungsmodell kommt ein kombiniertes EDM/FRC-Modell in Verbindung mit einem 3-Schritt-Reaktionsmechanismus zum Einsatz. Der Reaktionsmechanismus basiert auf einem von Nicol et al. beschriebenen 5-Schritt-Mechanismus [65], wobei die Stickoxid-Reaktionen entfernt und die Reaktionsgeschwindigkeiten unter atmosphärischen Bedingungen optimiert wurden. Wesentlich detaillierter wird die Verbrennungsreaktion zudem mittels eines Finite-Rate-Chemistry-Modells und der Verwendung des DRM22-Reaktionsmechanismus [49] berechnet. Der DRM22-Mechanismus besteht aus 22 Spezies und 104 Reaktionen. Er ist abgeleitet aus dem originalen GRI 1.2-Mechanismus [32]. Ergänzend werden einige Betriebspunkte mit dem noch detaillierteren GRI 3.0-Mechanismus, bestehend aus 53 Spezies und 325 Reaktionen, berechnet [75]. Für eine reduzierte Rechenzeit werden allerdings die Stickoxid-Reaktionen entfernt. Die Anzahl an Spezies und Reaktionen verringert sich folglich entsprechend. Die Chemie-Turbulenz-Interaktion wird durch eine angenommene Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion (PDF) abgebildet.

Sofern nicht anders beschrieben, sind die in Kapitel 6 gezeigten und diskutierten Simulationsergebnisse mittels eines FRC-Verbrennungsmodells, dem DRM22-Mechanismus und einem angenommenen PDF-Ansatz berechnet.

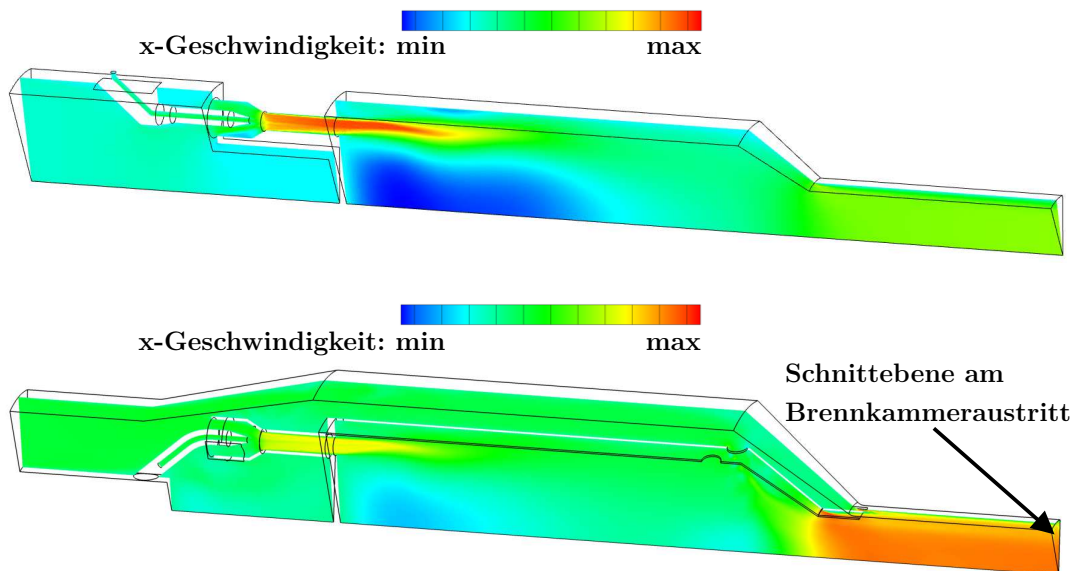


Abbildung 5.5.: Schnittebenen für CFD-Auswertung. Oben Symmetrieebene atmosphärischer Prüfstand, unten Symmetrie- und Auslassebene MGT-Brennkammersystem

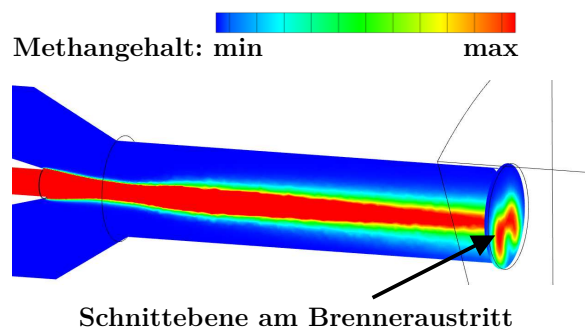


Abbildung 5.6.: Schnittebene für CFD-Auswertung: Brenneraustritt

5.4. Auswerteverfahren

Die Auswertung der CFD-Simulationen erfolgt mit der Software Tecplot der Firma Tecplot Inc.

Für die Analyse, beispielsweise der Geschwindigkeitsfelder, wird die Axialgeschwindigkeit auf der Symmetrieebene betrachtet, wie in Abbildung 5.5 für die Einzelbrennerprüfstandsgeometrie und das MGT-Brennkammersystem dargestellt. Ergänzend ist die für die Auswertung verwendete Ebene am Austritt des Brennkammersystems markiert.

Für die Beurteilung der Mischung am Brenneraustritt wird eine Schnittebene parallel zum Brennerkopf, 0,5 mm stromauf des Brenneraustritts, genutzt, siehe hierzu Abbildung 5.6. Auf dieser Ebene wird der Massenanteil von CH_4 aufgetragen. Dies ermöglicht zum einen die Analyse, wie sich der Brennstoff über den Düsenquerschnitt verteilt. Zum anderen können anhand des maximal auftretenden Massenanteils unterschiedliche Brennergeometrien hinsichtlich ihres Mischungsverhaltens verglichen werden.

Um die CO -Emissionen aus der Simulation mit den gemessenen Werten vergleichen zu können, werden am Austritt der Brennkammer die Volumenanteile von CO , O_2 und H_2O ent-

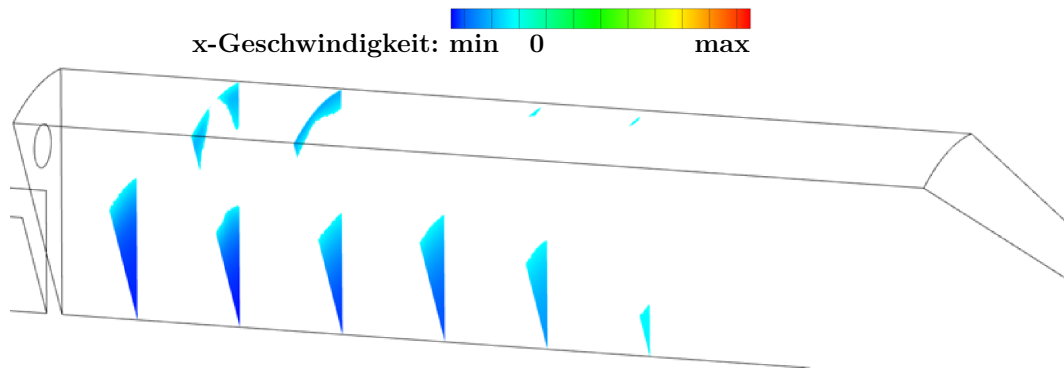


Abbildung 5.7.: Beispielhaftes Vorgehen für Berechnung des K_v -Werts anhand von 6 Schnittebenen

sprechend des Massenstroms gemittelt. Damit ist es möglich, die CO-Emissionen wie bei den durchgeführten Experimenten auf trockene Bedingungen bei einem Restsauerstoffgehalt von $Y_{O_2} = 15\%$ umzurechnen.

Die Beurteilung der Größe und Stärke der inneren Rezirkulationszone und damit des Anteils an intern rezirkulierten, heißen Verbrennungsabgasen erfolgt mittels des K_v -Werts nach Wüning und Wüning (siehe Gleichung (2.1)). Dafür werden, wie in Abbildung 5.7 beispielhaft gezeigt, 41 Schnittebenen in der Brennkammer definiert, auf welchen der rezirkulierende Massenstrom \dot{m}_{Rezi} berechnet wird. Für die Berechnung wird dazu ein Blanking gesetzt, so dass nur Gebiete mit Axialgeschwindigkeiten kleiner null berücksichtigt werden.

Die Lage der Reaktionszone in Bezug auf Simulation und Experiment kann qualitativ durch einen Vergleich der gemessenen OH^* -Chemolumineszenz mit der berechneten Wärmefreisetzungzone beurteilt werden. Da es sich bei der OH^* -Chemolumineszenz wie in Kapitel 4.2.1 dargestellt um eine line-of-sight-Messung handelt, wird auch die in der Simulation berechnete Wärmefreisetzungzone über das Brennkammervolumen integriert dargestellt. Dafür wird zunächst das simulierte Segment kopiert und rotiert bis das komplette Brennkammervolumen abgebildet ist. Anschließend erfolgt die Interpolation der Wärmefreisetzungzone auf ein rechtwinkliges Gitter mit $500 \times 100 \times 100$ Zellen (x-, y- und z-Richtung). Mithilfe dieses Gitters ist eine Integration der Wärmefreisetzung entlang der y- oder z-Richtung möglich, um die line-of-sight-Messung der OH^* -Chemolumineszenz nachzubilden. Entlang welcher Richtung (y oder z) integriert wird, hängt von der Orientierung des Brenners im Prüfstand ab.

6. Ergebnisse

Das Ergebniskapitel dieser Arbeit ist in vier Abschnitte unterteilt. Im ersten Teil werden zunächst die numerischen Modelle anhand der verfügbaren Messdaten validiert. Anschließend erfolgt die Beschreibung des Einflusses der AGR auf das Emissionsverhalten sowie auf die Form und Lage der Wärmefreisetzung eines auf dem atmosphärischen Prüfstand experimentell untersuchten Brenners. Für eine tiefer gehende Analyse der beobachteten Phänomene kommen dabei auch numerische CFD-Simulationen und chemisch-kinetische Berechnungen zum Einsatz. In einem zweiten Teil des Kapitels wird anschließend analysiert, inwiefern die konkrete Brennergeometrie einen Einfluss auf die Emissionen und die Wärmefreisetzungszone hat. Dafür werden gezielt einzelne Geometrieparameter des Brenners variiert. Anschließend erfolgt eine Beurteilung der Brennergeometrie hinsichtlich der genannten Gesichtspunkte sowohl mittels experimenteller als auch numerischer Methoden. Der Sauerstoffgehalt der Verbrennungsluft ist dabei ebenfalls reduziert. Unter Verwendung der bis dahin gewonnenen Erkenntnisse erfolgt im nächsten Teil die Auslegung des kompletten MGT-Brennkammersystems und dessen Bewertung unter AGR-Bedingungen mittels CFD-Simulationen. Neben einer möglichen Beeinflussung der Verbrennungsreaktion durch die Mischlufterdüsung, ist dabei auch das Brennerverhalten unter AGR-Bedingungen im Teillastbetrieb Teil der Untersuchung.

Wie in Kapitel 3.1 beschrieben, finden mit Ausnahme der Betrachtung des kompletten Brennkammersystems alle experimentellen und numerischen Untersuchungen bei einem konstanten Luftmassenstrom von 6 g/s statt. Variiert wird für die Experimente die adiabate Flammentemperatur T_{ad} in festen Schritten vom erreichbaren Minimalwert bis zu einer Temperatur von 2000 K. Wärmeverluste werden für die Berechnung der adiabaten Flammentemperatur mittels der Software Chemical Workbench [23] nicht berücksichtigt.

Für ein besseres Verständnis werden, sofern erforderlich, die genauen Luftzusammensetzungen am Anfang jedes Unterkapitels genannt. Die Luftzusammensetzung wird dabei nicht durch die zugrundeliegende AGR-Rate, sondern anhand des vorhandenen Sauerstoffgehalts charakterisiert. Die Berechnung der Zusammensetzungen wurde bereits in Kapitel 1.1 beschrieben und die betrachteten Luftzusammensetzungen sind in Abbildung 1.2 markiert.

Entsprechend der in Kapitel 4.2 beschriebenen eingesetzten Messtechnik stammen OH^* -Chemolumineszenzdaten und in aller Regel auch Emissionsverläufe aus Experimenten; Geschwindigkeitsverläufe, Speziesverteilungen und Ähnliches sind Ergebnisse aus CFD-Simulationen. Alle gezeigten Emissionen werden in Bezug auf trockenes Abgas bei einem Restsauerstoffgehalt von 15 % angegeben. Die OH^* -Chemolumineszenzbilder sind je Bildserie in derselben Skalierung dargestellt.

N_{Duese}	d_{Misch}	d_{Br}	l_{Misch}
[-]	[mm]	[mm]	[mm]
12	5,3	1,5	21,0

Tabelle 6.1.: Verwendete Brennergeometrie für Versuche unter AGR-Bedingungen

6.1. Einfluss Abgasrezirkulation

Das Ziel dieses Ergebnisteils ist es, die Auswirkungen der AGR auf das Emissions- und Flammverhalten eines unter atmosphärischen Bedingungen untersuchten, jetstabilisierten Brenners zu beschreiben. Nach einer Validierung der verwendeten numerischen Methoden anhand experimentell gewonnener Daten, wird daher zunächst die AGR-Rate und damit die Luftzusammensetzung am Brennkammereintritt variiert. Anschließend erfolgt die Betrachtung unterschiedlicher Luftzusammensetzungen bei zwei konstanten Sauerstoffgehalten mit der Motivation, den Einfluss von am Brennkammereintritt vorhandenem CO_2 beziehungsweise H_2O separiert beurteilen zu können. Zusätzlich wird auf Basis experimenteller Untersuchungen beschrieben, inwiefern sich bereits in der Verbrennungsluft vorhandene Schadstoffe (NO_x und CO) auswirken.

Der für die Untersuchungen verwendete Brenner basiert auf dem in Kapitel 3.2 vorgestellten Konzept und besitzt die in Tabelle 6.1 genannten geometrischen Abmaße und Eigenschaften. NO_x -Emissionen können für alle Luftzusammensetzungen, welche Wasserdampf aus dem Heißdampferzeuger enthalten, nicht gemessen werden, da der nach der Verbrennung vorherrschende Wasseranteil im Abgas die Grenzen des zur Verfügung stehenden Abgasanalysators überschreitet. Nachfolgend werden NO_x -Emissionen daher nur für eine Messreihe beschrieben und diskutiert.

6.1.1. Validierung CFD

Die Validierung der numerischen Methoden in dieser Arbeit bezieht sich auf den Einfluss des verwendeten Verbrennungsmodells und der eingesetzten Reaktionsmechanismen auf die Simulationsergebnisse unter AGR-Bedingungen. Die zugrundeliegende Validierung des Strömungsfeldes und der Lage der Reaktionszone wurde bereits von Seliger et al. für eine sehr ähnliche Brennergeometrie durchgeführt und beschrieben [74]. Die Autoren untersuchten einen jetstabilisierten Brenner mit 6 Düsen, auf welchem der hier beschriebene Brenner mit 12 Düsen aufbaut (wie bereits in Kapitel 1.3 erwähnt). Für die CFD-Simulationen verwendeten die Autoren ebenfalls einen RANS-Ansatz in Verbindung mit dem SST-Turbulenzmodell. Wie auch in dieser Arbeit kam ein FRC-Verbrennungsmodell in Verbindung mit dem DRM22-Mechanismus zum Einsatz. Die Chemie-Turbulenz-Interaktion wurde mittels einer angenommenen PDF abgebildet [74]. Für eine Luftvorwärmtemperatur von 700°C und einen Sauerstoffgehalt von $Y_{\text{O}_2} = 23,1\%$ zeigten die Autoren, dass die berechneten Strömungsfelder qualitativ mit den experimentellen PIV-Messungen übereinstimmen. Die maximale Axialge-

Luftzusammensetzung	Y_{O_2} [%]	Y_{N_2} [%]	Y_{CO_2} [%]	Y_{H_2O} [%]	c_p 730 °C [kJ/(kg · K)]
1	23,1	76,9	0	0	1,151
2	15,0	75	5,2	4,8	1,208
3	13,8	74,6	6,0	5,6	1,217
4	12,5	74,4	6,9	6,2	1,226

Tabelle 6.2.: Untersuchte Luftzusammensetzungen bei Variation der AGR-Rate

schwindigkeit und die axiale Ausdehnung der Rezirkulationszone wurden leicht überschätzt. Als Ursache wird das hochturbulente Strömungsfeld vermutet, welches durch die RANS-Simulation nicht vollständig aufgelöst werden kann. Infolge kann auch die Interaktion der Wärmefreisetzungszone mit sich bewegenden Wirbeln in der Scherschicht in der Simulation nicht abgebildet werden. Dadurch wird die radiale Ausdehnung der Reaktionszone unterschätzt. Dennoch ist der gewählte Ansatz aus RANS-Simulationen in Verbindung mit einem detaillierten Verbrennungsmodell für die Auslegung eines MGT-Brennkammersystems ausreichend, da die Position der Mischluftbohrungen mit einem gewissen Abstand zur Reaktionszone festgelegt wird. Die Länge der Flamme muss deshalb nicht exakt bekannt sein. Für die in Kapitel 6.2 beschriebene Sensitivitätsanalyse ist davon auszugehen, dass der relative Vergleich unterschiedlicher Brennergeometrien korrekte Aussagen liefert, wenngleich beispielsweise die absolute Länge der Rezirkulationszone einem gewissen Fehler unterliegt. Basierend auf den Ergebnissen von Seliger et al. wird in dieser Arbeit der Einfluss verschiedener Verbrennungsmodelle sowohl bei reiner Luft mit $Y_{O_2} = 23,1\%$ als auch unter AGR-Bedingungen bei einem Sauerstoffgehalt von $Y_{O_2} = 13,8\%$ (siehe auch Luftzusammensetzung 3 in Tabelle 6.2) untersucht. Ergänzend wird die Auswirkung von Wandwärmeverlusten auf die Wärmefreisetzungszone und die CO-Emissionen unter AGR-Bedingungen thematisiert. In Abbildung 6.1 und 6.2 sind die Wärmefreisetzungszonen des 3-Schritt-NICOL-Mechanismus [65], des DRM22- [49] und des GRI 3.0-Mechanismus [75] für die beiden Sauerstoffgehalte $Y_{O_2} = 23,1\%$ und $13,8\%$ dargestellt. Im Falle des NICOL-Mechanismus wurde ein EDM/FRC-Verbrennungsmodell verwendet, für den DRM22- und den GRI 3.0-Mechanismus ein FRC-Modell mit einer angenommenen PDF für die Abbildung der Chemie-Turbulenz-Interaktion, siehe auch Kapitel 5.3.

Für $Y_{O_2} = 23,1\%$ sagt der NICOL-Mechanismus bei gleicher Skalierung der dargestellten Wärmefreisetzungsrates eine kürzere und schwächer ausgeprägte Reaktionszone voraus. Im Falle der detaillierten Mechanismen begrenzt sich die Reaktion hauptsächlich auf die schmalen Scherschichten, für den globalen NICOL-Mechanismus nimmt die Reaktion ein größeres Volumen ein. Dies bedingt die unterschiedlichen Maxima der berechneten Wärmefreisetzungsrates. Bezogen auf das komplette Brennkammervolumen ergeben sich nahezu identische Werte der Wärmefreisetzung. Der DRM22- und der GRI 3.0-Mechanismus zeigen keine nennenswerten Unterschiede bei einem normalen Sauerstoffgehalt der Verbrennungsluft. Bei $Y_{O_2} = 13,8\%$ zeigt die Analyse der Mechanismen hingegen ein umgekehrtes Verhältnis:

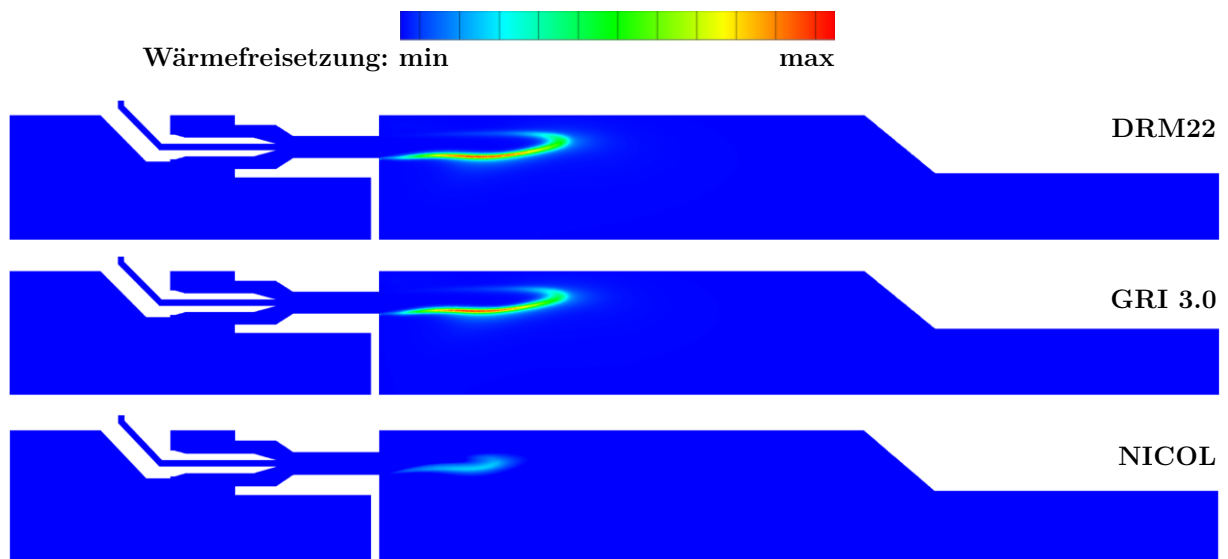


Abbildung 6.1.: Wärmefreisetzungszone für $Y_{O_2} = 23,1\%$ und $T_v = 730\text{ °C}$ mit unterschiedlichen Reaktionsmechanismen und Verbrennungsmodellen bei $T_{ad} = 1800\text{ K}$

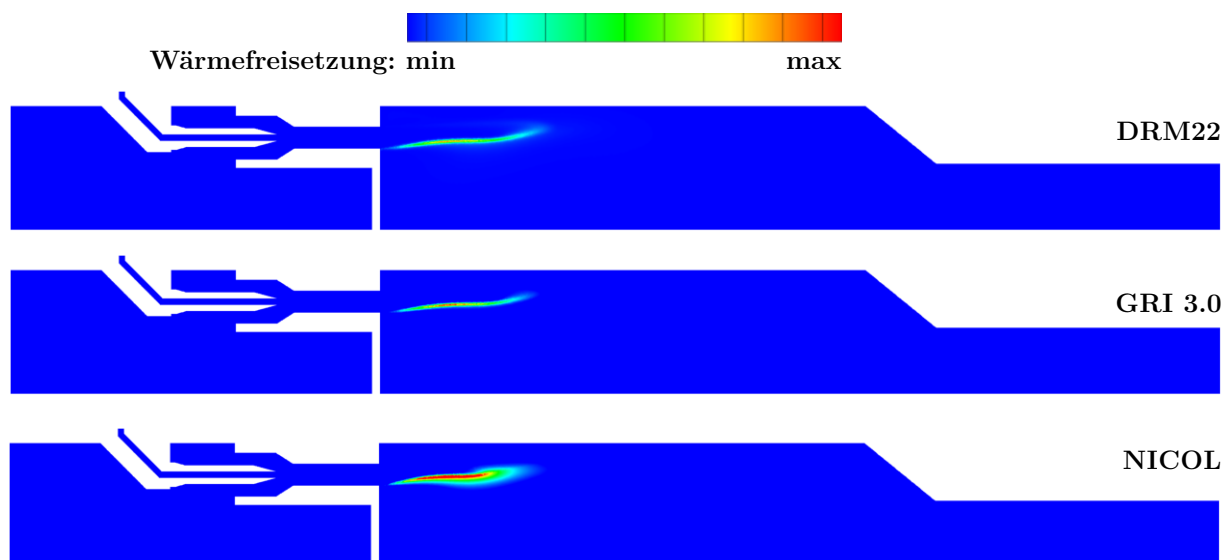


Abbildung 6.2.: Wärmefreisetzungszone für $Y_{O_2} = 13,8\%$ und $T_v = 730\text{ °C}$ mit unterschiedlichen Reaktionsmechanismen und Verbrennungsmodellen bei $T_{ad} = 1800\text{ K}$

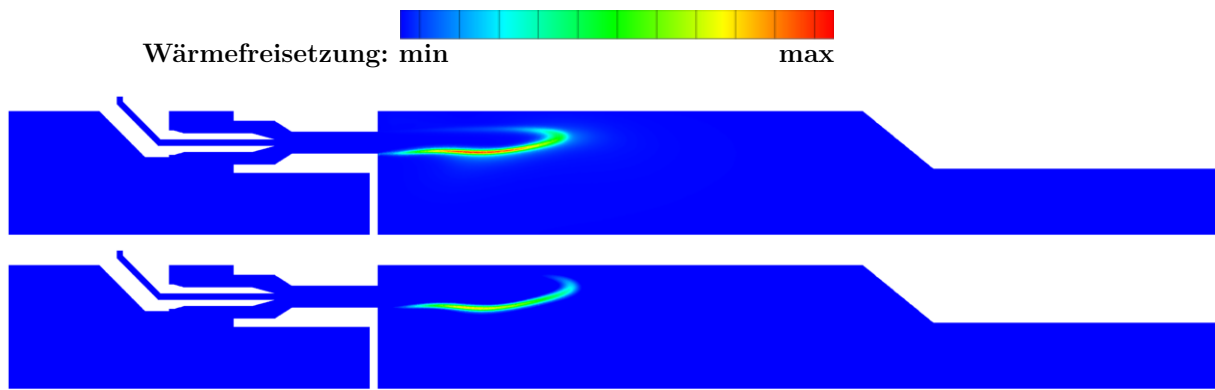


Abbildung 6.3.: Wärmefreisetzungszonen für $Y_{O_2} = 13,8\%$ und $T_v = 730^\circ\text{C}$ bei $T_{ad} = 1800\text{ K}$. Oben für adiabate Wände, unten für eine Wandtemperatur von 1000 K

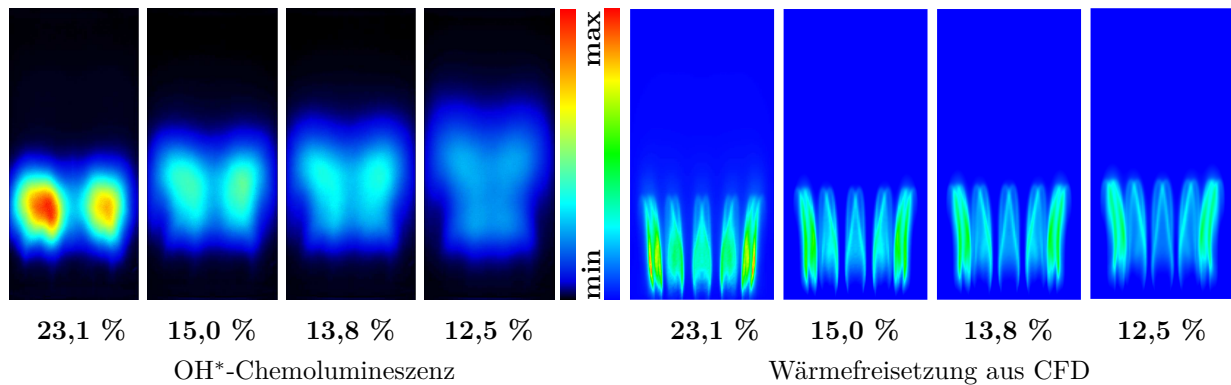


Abbildung 6.4.: Reaktionszonen bei $T_v = 730^\circ\text{C}$ für unterschiedliche Sauerstoffgehalte bei $T_{ad} = 1800\text{ K}$. Vergleich Experiment und CFD

Hier wird die maximale Wärmefreisetzung für den NICOL-Mechanismus im Vergleich zu den detaillierten Simulationen mit dem DRM22- und GRI 3.0-Mechanismus überschätzt. Wie bereits anhand der Ergebnisse für $Y_{O_2} = 23,1\%$ diskutiert, ist die Reaktionszone auch bei reduziertem Sauerstoffgehalt für den globalen Mechanismus in der Schnittdarstellung breiter ausgeprägt. Die über das Brennkammervolumen integrierte Wärmefreisetzung zeigt, dass für alle drei Mechanismen dieselbe Wärmemenge freigesetzt wird.

Aufgrund der beschriebenen Unterschiede in der berechneten Wärmefreisetzung unter AGR-Bedingungen, wird für die weiteren in dieser Arbeit durchgeführten Simulationen der detaillierte Reaktionsmechanismus DRM22 eingesetzt. Der erwartete Mehrertrag bei Einsatz des GRI 3.0-Mechanismus erscheint den dafür notwendigen Mehraufwand an Berechnungszeit nicht zu rechtfertigen.

Abbildung 6.3 beschreibt für eine Luftzusammensetzung mit $Y_{O_2} = 13,8\%$ den Einfluss der Brennkammerwandtemperatur. Der Vergleich zwischen adiabaten Wänden und einer angenommenen Wandtemperatur von 1000 K zeigt, dass unter Berücksichtigung der Wärmeverluste die Reaktionszone in radialer Richtung größer wird. Zusätzlich verschiebt sie sich etwas stromab entlang der Brennerachse, wodurch die Abhebehöhe steigt. Die Ergebnisse in Bezug

auf die Veränderungen der Wärmefreisetzungszone bei Berücksichtigung von Wärmeverlusten stimmen sehr gut mit den Berechnungen von Seliger et al. überein [74], auch wenn die Autoren ihre Untersuchungen wie beschrieben bei einem Sauerstoffgehalt von $Y_{O_2} = 23,1\%$ durchgeführt haben. Da die Wandtemperatur während der experimentellen Untersuchungen mit der vorhandenen Messtechnik nicht hinreichend genau bestimmt werden kann, wird die Brennkammerwand für alle weiteren Simulationen als adiabat angenommen.

Der Vergleich zwischen OH*-Emissionen mit entsprechend integrierten Daten zur Wärmefreisetzung aus den Simulationen für unterschiedliche Sauerstoffgehalte (entsprechend Tabelle 6.2) bei einer adiabaten Flammentemperatur von 1800 K ist in Abbildung 6.4 dargestellt. Da der für die Simulation verwendete Reaktionsmechanismus keine OH*-Moleküle beinhaltet, ist nur dieser qualitative Vergleich zwischen Experiment und Simulation im Hinblick auf die Lage der Reaktionszone möglich. Aus den OH*-Messdaten geht hervor, dass die Flamme mit sinkendem Sauerstoffgehalt in axialer Richtung länger wird und sich eine größere verbundene Reaktionszone ausbildet. Die maximal auftretende OH*-Intensität nimmt mit sinkendem Sauerstoffgehalt stark ab. Die Abhebehöhe bleibt annähernd konstant. Besonders für $Y_{O_2} = 12,5\%$ ist zu erkennen, dass die Reaktion in axialer Richtung betrachtet zunächst auf einem kleineren Durchmesser abläuft. Erst auf ca. 40% der Brennkammerlänge klappt sie nach außen bis an die Brennkammerwand auf. Die rechts in der Abbildung dargestellten Ergebnisse zur Wärmefreisetzungszone aus den Simulationen zeigen dieselben Trends in Abhängigkeit der Luftzusammensetzung. Die Reaktionszonen werden ebenfalls länger, die maximale Wärmefreisetzung nimmt ab und es ist eine zunehmende Verbreiterung der einzelnen Jetflammen erkennbar. Die Abhebehöhe wird dabei für alle Luftzusammensetzungen unterschätzt. Mit sinkendem Sauerstoffgehalt ist allerdings eine Zunahme der Abhebehöhe erkennbar. Entsprechend des in Abbildung 6.3 gezeigten Einflusses der Wandtemperatur ist die Vernachlässigung der Wärmeverluste zumindest teilweise für die unterschiedliche Lage der gemessenen und der berechneten Reaktionszonen verantwortlich. Weitere mögliche Ursachen können auf Basis der vorhandenen Messdaten und Simulationsergebnisse nicht näher quantifiziert werden.

Wie in Abbildung 6.5 ersichtlich, stimmen die gemessenen und berechneten CO-Emissionen für die betrachtete adiabate Flammentemperatur von $T_{ad} = 1800$ K hinsichtlich der tendenziellen Entwicklung gut überein. Mit sinkendem Sauerstoffgehalt steigen die CO-Emissionen in der Simulation weniger stark an. Die anscheinend sehr gute Übereinstimmung der absoluten Werte ist aufgrund der vernachlässigten Wärmeverluste wenig aussagekräftig. Wird eine Wandtemperatur von 1000 K angenommen, sind die berechneten CO-Emissionen, wie bei einem Sauerstoffgehalt von $Y_{O_2} = 13,8\%$ gezeigt, wesentlich geringer. Die Ursache für die geringeren CO-Emissionen bei Berücksichtigung des Wärmeverlusts über die Brennkammerwand ist vermutlich eine Verschiebung im CO-Gleichgewicht, wodurch in der Simulation am Brennkammeraustritt eine geringe CO-Konzentration berechnet wird.

Die möglichen Gründe für die Verschiebung der Wärmefreisetzungszone in den OH*-Bildern und den sich ändernden CO-Emissionen in Abhängigkeit des Sauerstoffgehalts am Brennkammereintritt werden im nachfolgenden Kapitel 6.1.2 ausführlich diskutiert.

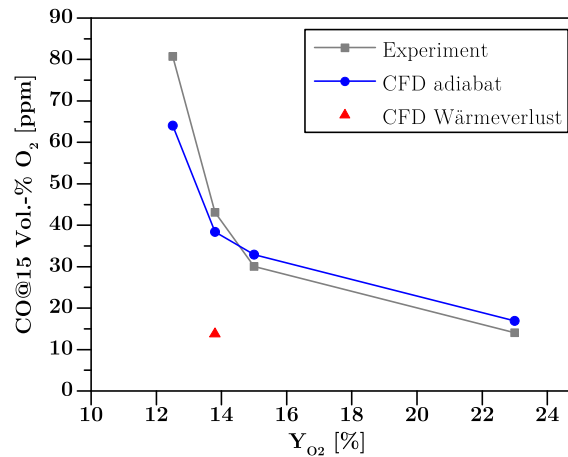


Abbildung 6.5.: CO-Emissionen bei Variation des Sauerstoffgehalts bei $T_v = 730\text{ °C}$ für $T_{ad} = 1800\text{ K}$

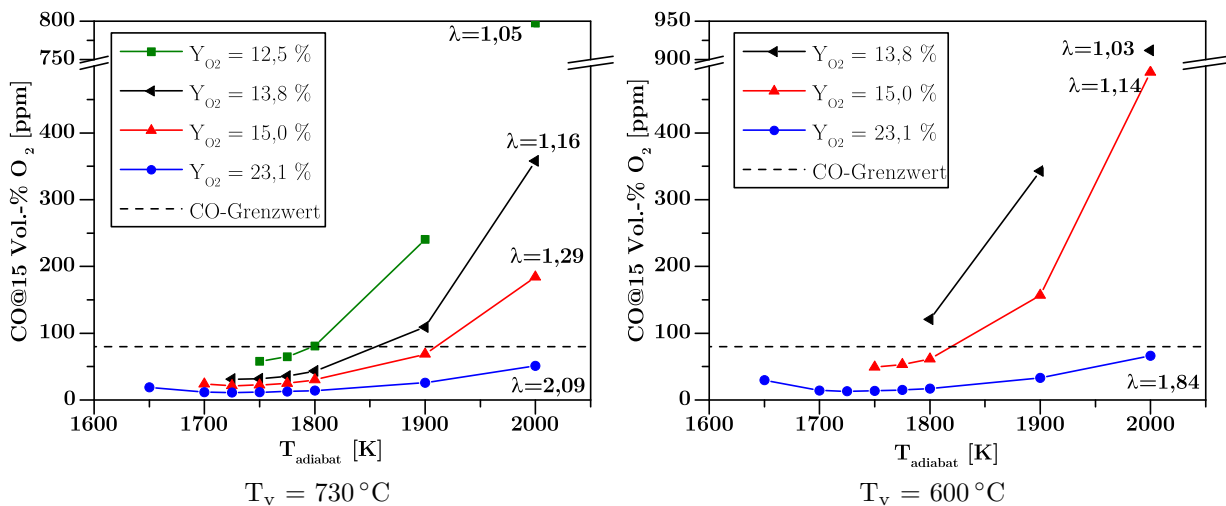


Abbildung 6.6.: CO-Emissionen bei Variation des Sauerstoffgehalts für $T_v = 730\text{ °C}$ und 600 °C

6.1.2. Variation AGR-Rate

Für die entsprechend Bild 1.2 ausgewählten AGR-Raten und die in Tabelle 6.2 beschriebenen zugehörigen Luftzusammensetzungen sind in Abbildung 6.6 die gemessenen CO-Emissionen für unterschiedliche adiabate Flammentemperaturen gezeigt. Neben einer Vorwärmtemperatur von $T_v = 730\text{ °C}$ wird der Einfluss unterschiedlicher AGR-Raten auch bei einer reduzierten Vorwärmtemperatur von $T_v = 600\text{ °C}$ untersucht. Dies ermöglicht eine bessere Übertragbarkeit der Ergebnisse auf sich gegebenenfalls ändernde Randbedingungen aus dem MGT-Kreislauf.

Im linken Diagramm sind die gemessenen CO-Emissionen für $T_v = 730\text{ °C}$ und im rechten Diagramm für $T_v = 600\text{ °C}$ dargestellt. Zur Einordnung der Werte unter AGR-Bedingungen sind beide Diagramme um die Emissionen bei Betrieb mit reiner Luft ($Y_{O_2} = 23,1\%$) erweitert. Für eine bessere Darstellung sind zudem die y-Achsen der Diagramme jeweils unterbrochen.

Bei $T_v = 730^\circ\text{C}$ ist zu erkennen, dass die CO-Emissionen mit sinkendem Sauerstoffgehalt der zugeführten Verbrennungsluft ansteigen. Im Bereich zwischen 1700 bis 1800 K adiabater Flammentemperatur zeichnet sich eine fast konstante Verschiebung der Kurven ab. Bei höheren Flammentemperaturen steigen die CO-Emissionen mit sinkendem Sauerstoffgehalt allerdings stark an. In diesem Bereich nähert sich die Verbrennung den stöchiometrischen Bedingungen, wie auch den angegebenen λ -Werten für $T_{\text{ad}} = 2000\text{ K}$ zu entnehmen ist. Ursache dafür ist einerseits der bereits in der Verbrennungsluft reduzierte Sauerstoffanteil. Andererseits wird wegen einer ansteigenden spezifischen Wärmekapazität der Luft (siehe Tabelle 6.2) gleichzeitig ein höherer Brennstoffmassenstrom benötigt. Da bereits bei einer globalen Betrachtung der Verbrennung nur wenig überschüssiger Sauerstoff vorhanden ist, steigt die Gefahr lokal begrenzter Gebiete, in welchen die Verbrennung unter $\lambda \leq 1$ abläuft. Die CO-Emissionen sind unter diesen Bedingungen sehr hoch und tragen maßgeblich zu den Gesamtemissionen am Brennkammeraustritt bei [37]. Neben einem Anstieg der CO-Emissionen mit sinkendem Sauerstoffgehalt, zeigt sich auch eine Verschiebung der mageren Verlöschgrenze hin zu höheren adiabaten Flammentemperaturen. Entsprechend der untersuchten adiabaten Flammentemperaturen ergibt sich zwischen $Y_{\text{O}_2} = 23,1\%$ und $12,5\%$ eine Verschiebung um ca. 100 K, obwohl der λ -Wert bei einem geringeren Sauerstoffgehalt höher ist. Durch das Verlöschen der Flamme bei höheren adiabaten Flammentemperaturen ist es nicht möglich, für $Y_{\text{O}_2} = 13,8\%$ und $12,5\%$ ein klar definiertes CO-Minimum festzustellen. Für die anderen Luftzusammensetzungen liegt das Minimum im Bereich $T_{\text{ad}} = 1725\text{-}1750\text{ K}$. In Bezug auf den eingezeichneten CO-Grenzwert aus der TA-Luft [10] zeigt sich, dass für $Y_{\text{O}_2} = 12,5\%$ nur noch zwei der untersuchten Betriebspunkte unterhalb des Grenzwerts sind, wohingegen die Emissionen für reine Luft bei allen untersuchten adiabaten Flammentemperaturen im erlaubten Bereich liegen.

Wie in Abbildung 6.6 rechts gezeigt, trifft für eine Luftvorwärmtemperatur von $T_v = 600^\circ\text{C}$ der beschriebene Zusammenhang von CO-Emissionen und Luftzusammensetzung in Abhängigkeit von T_{ad} in gleicher Weise zu. Die Emissionen steigen mit abnehmendem Sauerstoffgehalt ebenfalls an, jedoch stärker als bei $T_v = 730^\circ\text{C}$. Da durch die geringere Vorwärmtemperatur für das Erreichen einer bestimmten adiabaten Flammentemperatur mehr Brennstoff benötigt wird, nähert sich die Verbrennung den stöchiometrischen Bedingungen noch schneller an. Zusätzlich verschiebt sich die magere Verlöschgrenze weiter zu höheren adiabaten Flammentemperaturen. Für $Y_{\text{O}_2} = 13,8\%$ konnten daher nur Messwerte im Bereich $T_{\text{ad}} = 1800\text{-}2000\text{ K}$ ermittelt werden, für $Y_{\text{O}_2} = 12,5\%$ war bei dieser Vorwärmtemperatur kein stabiler Betriebspunkt erreichbar. Durch den stärkeren Effekt der AGR-Bedingungen auf die CO-Emissionen ist bei $T_v = 600^\circ\text{C}$ bereits für $Y_{\text{O}_2} = 13,8\%$ die Einhaltung des vorgeschriebenen CO-Grenzwerts nicht mehr möglich. Aus diesem Grund erfolgen alle weiteren Untersuchungen ausschließlich bei einer Vorwärmtemperatur von $T_v = 730^\circ\text{C}$.

In der bereits im vorherigen Kapitel gezeigten Abbildung 6.5 ist der Verlauf der CO-Emissionen in Abhängigkeit des Sauerstoffgehalts für die betrachtete adiabate Flammentemperatur von $T_{\text{ad}} = 1800\text{ K}$ dargestellt. Diese Grafik verdeutlicht nochmals, dass die CO-Emissionen insbesondere bei Sauerstoffgehalten unterhalb von $Y_{\text{O}_2} = 15\%$ stark ansteigen.

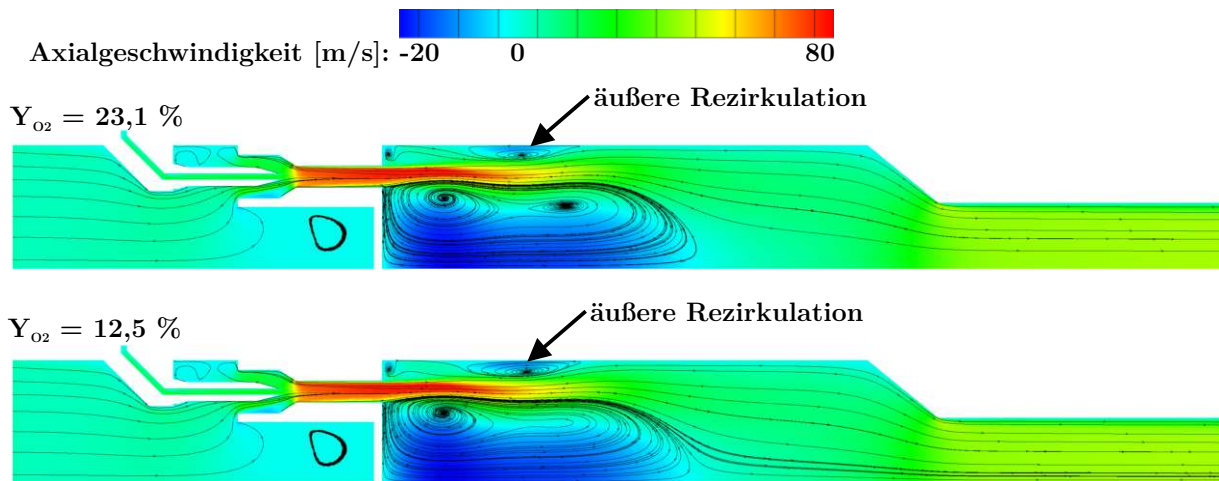


Abbildung 6.7.: Axialgeschwindigkeit bei Variation des Sauerstoffgehalts für $T_{ad} = 1800\text{ K}$

In einer vorausgehenden Veröffentlichung zeigen Hasemann et al., dass es möglich ist, den Verlauf der CO-Emissionen unter AGR-Bedingungen auch mittels eines Reaktormodells mit guter Näherung zu berechnen [40]. Das Modell besteht dabei aus mehreren PSR- (Perfectly Stirred Reactor)/PFR-Reaktoren. Berücksichtigt werden in diesem Modell sowohl die Rezirkulation heißer Abgase innerhalb der Brennkammer und die Mischung mit der noch unverbrannten Luft-Brennstoff-Mischung, als auch Wärmeverluste an die Umgebung. Lediglich der CO-Anstieg bei geringen adiabaten Flammentemperaturen aufgrund von Verbrennungsinstabilitäten kann durch das verwendete Reaktormodell nicht abgebildet werden. In der vorliegenden Arbeit wird allerdings auf die Darstellung von Emissionsverläufen aus chemisch-kinetischen Berechnungen verzichtet, da für die Diskussion detaillierte CFD-Simulationen zur Verfügung stehen und diese, wie in Abbildung 6.5 gezeigt, den tendenziellen Verlauf der CO-Emissionen ebenfalls sehr gut abbilden.

Das Profil der Axialgeschwindigkeit auf der Symmetrieebene und die eingezeichneten Stromlinien in Abbildung 6.7 zeigen für die Luftzusammensetzungen $Y_{O_2} = 23,1\%$ und $12,5\%$ nur geringe Unterschiede. Entsprechend der bereits in Abbildung 6.4 beschriebenen längeren Reaktionszone, dringt der Jet bei $Y_{O_2} = 12,5\%$ weiter in die Brennkammer ein. Die Position des Stagnationspunkts der inneren Rezirkulationszone bleibt dabei annähernd konstant. Die berechneten K_v -Werte zur Charakterisierung der Rezirkulationszone und des zurückströmenden Abgasmassenstroms innerhalb der Brennkammer zeigen keine nennenswerten Unterschiede, weshalb auf ihre Darstellung verzichtet wird. Die in beiden Geschwindigkeitsfeldern erkennbare und markierte äußere Rezirkulationszone ist eine mögliche Erklärung für das in Abbildung 6.4 beschriebene Aufklappen der Flamme in Richtung der Brennkammerwand. Die Wirbelstrukturen verhindern in diesem Bereich, dass sich die Flamme bereits früher nach außen ausbreiten kann. Die in den CFD-Simulationen berechnete Mischung am Brenneraustritt ist für die betrachteten Luftzusammensetzungen praktisch konstant und wird daher an dieser Stelle nicht näher beschrieben.

In Abbildung 6.8 sind links die normierten Werte für die laminaren Flammgeschwindigkeiten in Abhängigkeit von λ für die untersuchten Luftzusammensetzungen nach Tabelle 6.2

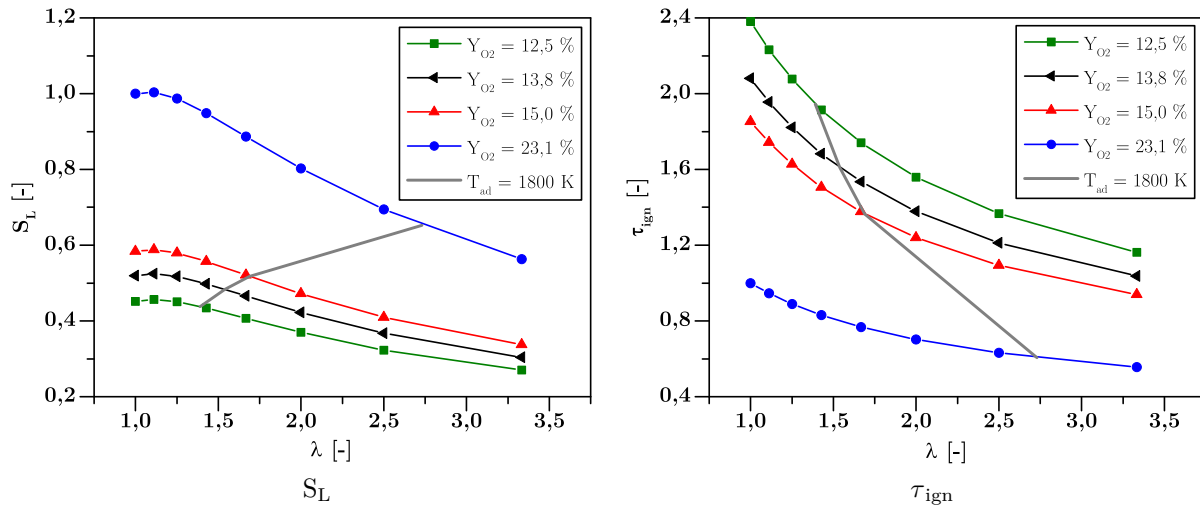


Abbildung 6.8.: Laminare Flammgeschwindigkeiten und Zündverzugszeiten für unterschiedliche Sauerstoffgehalte in Abhängigkeit von λ bei einer Temperatur von 1300 K

dargestellt. Die Flammgeschwindigkeiten wurden mit der Software Chemical Workbench [23] und der Verwendung eines Flammenreaktors mit dem GRI 3.0-Mechanismus [75] berechnet. Der Temperaturanstieg vor der Reaktion aufgrund rezirkulierender Abgase innerhalb der Brennkammer wurde durch eine Temperaturvorgabe von 1300 K berücksichtigt. Die zusätzliche Änderung der Luftzusammensetzung durch innerhalb der Brennkammer rezirkulierende und vor der Verbrennungsreaktion eingemischte Abgase wurde vernachlässigt. Aufgrund der getroffenen Annahmen und Vereinfachungen sind die Absolutwerte der Flammgeschwindigkeiten nicht repräsentativ, weshalb die Werte normiert auf den Fall $\lambda = 1$ bei $Y_{O_2} = 23,1\%$ dargestellt sind. Es zeigt sich ein starker Abfall der laminaren Flammgeschwindigkeit mit sinkendem Sauerstoffgehalt über den kompletten dargestellten λ -Bereich. Um den Bezug zu den bisher diskutierten Ergebnissen zu verdeutlichen, ist auch der Verlauf für eine konstante adiabate Flammentemperatur von $T_{ad} = 1800$ K aufgetragen. Die Verschiebung im Äquivalenzverhältnis bei Betrachtung einer konstanten adiabaten Flammentemperatur im Vergleich zu einer Auswertung bei konstantem λ wirkt dem Absinken der laminaren Flammgeschwindigkeit aufgrund des reduzierten Sauerstoffgehalts teilweise entgegen. In Abbildung 6.8 rechts ist der Verlauf der Zündverzugszeiten gezeigt, ebenfalls berechnet mit Chemical Workbench [23] und unter Annahme der beschriebenen Vereinfachungen. Auch diese Werte sind normiert dargestellt. Für alle Zusammensetzungen sinkt die Zündverzugszeit τ_{ign} mit steigendem λ . Eine Reduktion des Sauerstoffgehalts der Luft führt zu einem Anstieg von τ_{ign} . Wird in diesem Diagramm ebenfalls der Verlauf für eine konstante adiabate Flammentemperatur von $T_{ad} = 1800$ K aufgetragen, zeigt sich, dass die Verschiebung im Äquivalenzverhältnis bei einer Reduktion des Sauerstoffgehalts die Zündverzugszeit zusätzlich ansteigen lässt.

Der starke Anstieg in der Zündverzugszeit lässt eigentlich eine größere Abhebehöhe bei reduziertem Sauerstoffgehalt vermuten, wie ihn Kutne et al. bei einem jetstabilisierten Brenner unter 5 und 10 bar mit AGR auch feststellen konnten [52]. Bei dem in dieser Arbeit un-

Luftzusammensetzung	Y_{O_2} [%]	Y_{N_2} [%]	Y_{CO_2} [%]	Y_{H_2O} [%]	c_p 730 °C [kJ/(kg · K)]
5	15,0	75	5,2	4,8	1,208
6	15,0	79,8	5,2	0	1,154
7	15,0	85	0	0	1,150
8	13,8	74,6	6,0	5,6	1,217
9	13,8	80,2	6,0	0	1,155
10	13,8	86,2	0	0	1,151

Tabelle 6.3.: Untersuchte Luftzusammensetzungen bei konstantem Y_{O_2}

tersuchten Brenner bleibt die Abhebehöhe aber wie in Abbildung 6.4 beschrieben nahezu konstant. Es scheint, als ob hier zum einen die höhere Vorwärmtemperatur, als auch die Mischung mit heißen Abgasen innerhalb der Brennkammer einen maßgeblichen Einfluss auf den Zündvorgang und die Flammenstabilisierung haben. Da die Reaktionszone mit sinkendem Sauerstoffgehalt ein größeres Volumen in der Brennkammer einnimmt, sind die Scherschichten größer. Es ist deshalb wahrscheinlich, dass ein größerer Anteil des in der Brennkammer rezirkulierten Abgases tatsächlich mit der einströmenden Luft-Brennstoff-Mischung vermischt wird, bevor die Reaktion einsetzt. Diese erhöhte Einmischung von heißen Abgasen führt zu einem Temperaturanstieg und wirkt so den langsamer ablaufenden chemischen Reaktionen bei reduziertem Sauerstoffgehalt entgegen. Die gemessene und berechnete axiale Ausdehnung der Reaktionszone bei gleichzeitiger Abnahme der Intensitätsmaxima passt qualitativ zu der absinkenden Flammengeschwindigkeit unter AGR-Bedingungen.

6.1.3. Variation Luftzusammensetzung bei konstantem Sauerstoffgehalt

Um den Einfluss von CO_2 und H_2O in der Verbrennungsluft auf das Emissionsverhalten sowie die Lage der Reaktionszone genauer beurteilen zu können, werden in diesem Kapitel die in Tabelle 6.3 aufgeführten Luftzusammensetzungen untersucht. Sowohl bei einem Sauerstoffgehalt von $Y_{O_2} = 15,0\%$ als auch bei $Y_{O_2} = 13,8\%$ wird zunächst der H_2O -Anteil und anschließend auch der CO_2 -Anteil durch N_2 ersetzt, wobei der Sauerstoffgehalt jeweils konstant gehalten wird. Diese Untersuchung basiert auf der Fragestellung, ob bezüglich weiterer AGR-Untersuchungen eventuell Vereinfachungen in der Luftzusammensetzung angenommen werden können.

In Abbildung 6.9 sind die gemessenen CO-Emissionen für diese Zusammensetzungen dargestellt, links für den Sauerstoffgehalt von $Y_{O_2} = 15,0\%$ und rechts für $Y_{O_2} = 13,8\%$. Ausgehend von den bereits im letzten Kapitel 6.1.2 beschriebenen Emissionsverläufen für die Zusammensetzungen mit N_2 , CO_2 und H_2O zeigen sich folgende Ergebnisse: Wird der Wasserdampf aus der Mischung entfernt und die Luft nur mit N_2 und CO_2 verdünnt, verschieben sich die CO-Kurven über den kompletten Bereich der untersuchten adiabaten Flammentemperaturen hin zu höheren Werten. In grober Näherung ist ein Anstieg um ca. Faktor 1,5 zu

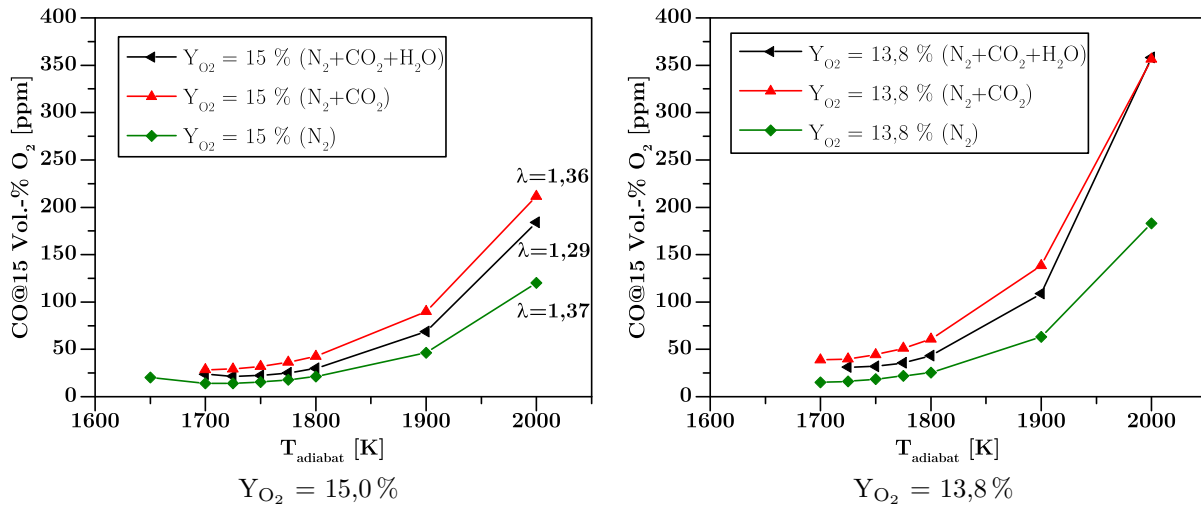


Abbildung 6.9.: CO-Emissionen bei Variation der Luftzusammensetzung für $T_v = 730\text{ °C}$ und zwei unterschiedliche Sauerstoffgehalte

beobachten. Wird hingegen zusätzlich auch auf die CO_2 -Beimischung verzichtet, sinken die CO-Emissionen über den kompletten Temperaturbereich ab. In Bezug auf die Zusammensetzungen mit N_2 , CO_2 und H_2O halbieren sich die CO-Emissionen ungefähr. Die einzige Unregelmäßigkeit in den Messergebnissen ist bei $Y_{\text{O}_2} = 13,8\%$ und einer adiabaten Flammentemperatur von $T_{\text{ad}} = 2000\text{ K}$ zu erkennen: Hier sind die CO-Emissionen für die Luftzusammensetzungen $\text{N}_2 + \text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}$ und $\text{N}_2 + \text{CO}_2$ fast identisch. Im linken Diagramm sind als Ergänzung die λ -Werte für $T_{\text{ad}} = 2000\text{ K}$ genannt. Das Absinken des λ -Wertes bei Anwesenheit von H_2O in der Verbrennungsluft begründet sich dabei durch den in Tabelle 6.3 vermerkten Anstieg in der spezifischen Wärmekapazität bei dieser Luftzusammensetzung. Trotz des geringeren λ -Werts sind die CO-Emissionen niedriger als für die Luftzusammensetzung mit $\text{N}_2 + \text{CO}_2$. Eine wahrscheinliche Ursache für das beschriebene Emissionsverhalten in Abhängigkeit der Luftzusammensetzung kann aus den CO-Bildungsgleichungen (2.15) und (2.17) abgeleitet werden. Bereits am Brenneraustritt vorhandenes CO_2 ermöglicht über die Rückreaktion von Gleichung (2.15) die Bildung von CO, wodurch nach der Reaktionszone noch mehr CO vorhanden ist. Wird der Luft zusätzlich H_2O zugemischt, gewinnt die CO-Oxidation nach Gleichung (2.17) zunehmend an Bedeutung, da CO_2 und insbesondere H_2O effektivere Stoßpartner als N_2 sind. Ein Teil des Kohlenmonoxids kann deshalb über diesen Reaktionspfad in CO_2^* und dann weiter zu CO_2 umgewandelt werden. Die am Brennkammeraustritt gemessenen CO-Emissionen werden dadurch entsprechend reduziert.

Im Folgenden werden nur die Ergebnisse für $Y_{\text{O}_2} = 13,8\%$ weiter betrachtet, da die gefundenen Zusammenhänge für beide untersuchten Sauerstoffgehalte gelten. Zudem ist dieser Fall für das übergeordnete Ziel einer möglichst hohen AGR-Rate des MGT-Kreislaufs relevanter. Für $Y_{\text{O}_2} = 15,0\%$ sind die weiteren Ergebnisse im Anhang aufgeführt, siehe A.1 und A.2. Die in Abbildung 6.10 dargestellten gemessenen OH^* -Bilder für $T_{\text{ad}} = 1800\text{ K}$ zeigen für die Luftzusammensetzungen 8-10 eine annähernd konstante Abhebehöhe. Die Länge der Reaktionszone ist im Falle einer Verdünnung mit N_2 am kürzesten. Wird zusätzlich CO_2 zugemischt,

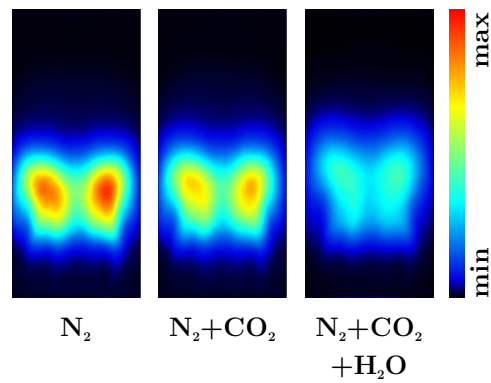


Abbildung 6.10.: OH*-Chemolumineszenz bei $730\text{ }^\circ\text{C}$ und $Y_{O_2} = 13,8\%$ für unterschiedliche Luftmischungen bei $T_{ad} = 1800\text{ K}$

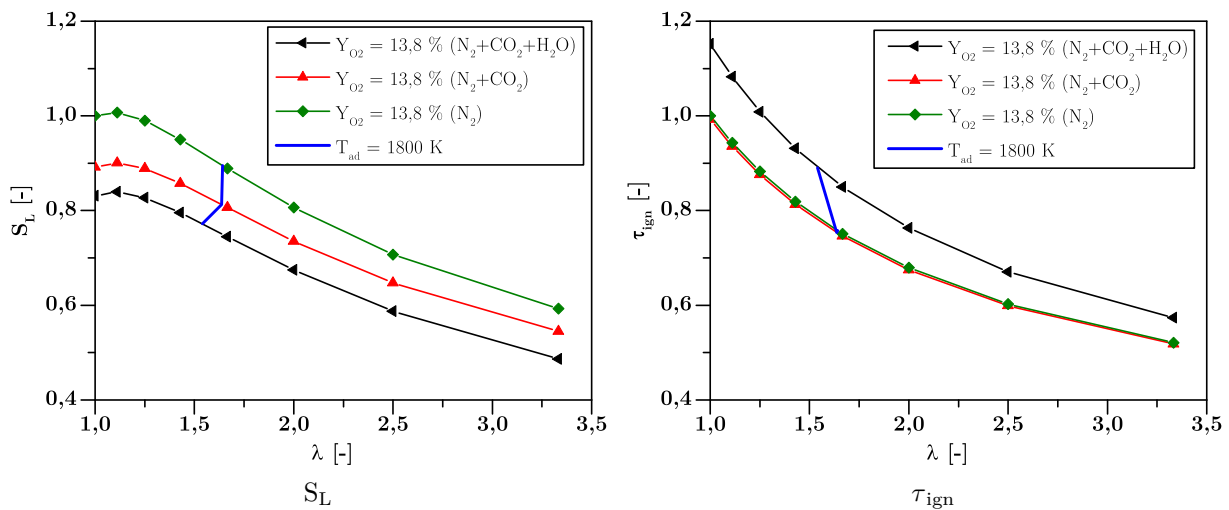


Abbildung 6.11.: Laminare Flammgeschwindigkeiten und Zündverzugszeiten für unterschiedliche Luftzusammensetzungen in Abhängigkeit von λ bei einer Temperatur von 1300 K

wird die Flamme etwas länger. Die Beimischung von Wasserdampf hingegen verlängert die Reaktionszone deutlich. Die Intensität des OH*-Signals nimmt durch vorhandenes CO₂ und insbesondere bei zusätzlich vorhandenem Wasserdampf stark ab. Um mögliche Ursachen für diese Änderungen beschreiben zu können, sind in Abbildung 6.11 zunächst ebenfalls für die Luftzusammensetzungen 8-10 die Verläufe der berechneten laminaren Flammengeschwindigkeiten und der Zündverzugszeiten in Abhängigkeit von λ dargestellt. Wie bereits in Kapitel 6.1.2 begründet, sind auch hier die Werte normiert dargestellt, in diesem Fall auf die Luftzusammensetzung mit $Y_{O_2} = 13,8\%$ und einer Verdünnung mit N₂ bei $\lambda = 1$. Um den Bezug zu den bisherigen Ergebnissen dieses Kapitels herzustellen, ist in beiden Diagrammen ergänzend der Verlauf für eine adiabate Flammentemperatur von $T_{ad} = 1800\text{ K}$ aufgeführt. Ausgehend von Luftzusammensetzung 10 (N₂) sinkt die laminare Flammengeschwindigkeit durch vorhandenes CO₂ (Luftzusammensetzung 9). Die Zündverzugszeit bleibt hingegen nahezu konstant. Zusätzlicher Wasserdampf (Luftzusammensetzung 8) führt zu einem weiteren Absinken der laminaren Flammengeschwindigkeit, gemindert durch eine einhergehende Verschiebung Richtung stöchiometrischen Bedingungen. Die Zündverzugszeit steigt bei Anwesenheit von Wasserdampf an, die Änderung im Äquivalenzverhältnis verstärkt in diesem Fall den Effekt und führt zu einem weiteren Anstieg. Unter Bezug auf die in Kapitel 2.2.1 beschriebenen Zusammenhänge stimmt der tendenzielle Verlauf der laminaren Flammengeschwindigkeit in Abhängigkeit der betrachteten Luftzusammensetzungen (8-10) mit den Ergebnissen anderer Autoren überein. Sowohl CO₂ als auch H₂O führen zu einer Abnahme der laminaren Flammengeschwindigkeit. Bei dem Verlauf der Zündverzugszeit zeigen sich hingegen Unterschiede. Wie in Kapitel 2.2.2 beschrieben, sollten sowohl CO₂ als auch H₂O zu einer deutlichen Steigerung der Zündverzugszeit führen. Weshalb sich vorhandenes CO₂, wie in Abbildung 6.11 gezeigt, nur minimal auf die berechnete Zündverzugszeit auswirkt ist unklar. Möglicherweise wirkt sich CO₂ erst bei höheren Konzentrationen stärker aus und die Effekte sind bei dem betrachteten Anteil von $Y_{CO_2} = 6,0\%$ vergleichsweise gering.

Der Anstieg der Zündverzugszeit bewirkt auch bei der hier beschriebenen Variation der Luftzusammensetzung keine nennenswerte Änderung in der Abhebehöhe der Flamme. Wahrscheinlich wird erneut die höhere Zündverzugszeit durch eine vermehrte Einmischung von heißen Abgasen kompensiert, sodass der Zündvorgang und die Flammenstabilisierung nahezu unabhängig von der Zündverzugszeit sind. Aufgrund des Vorliegens von fast identischen Strömungsfeldern und K_v -Werten begründet sich die vermehrte Einmischung heißer Abgase auch hier mit der vergrößerten Oberfläche der Reaktionszone. Hinsichtlich der Verknüpfung der mittels OH*-Messungen charakterisierten Reaktionszonen und der berechneten laminaren Flammengeschwindigkeit zeigen sich ähnliche Zusammenhänge wie bei der Variation der AGR-Rate. Eine geringere Flammengeschwindigkeit hat dabei eine längere Reaktionszone zur Folge. In Bezug auf die absoluten Änderungen zeigt sich jedoch, dass sich die Reaktionszone im Vergleich von Luftzusammensetzung 10 (N₂) und 9 (N₂+CO₂) nur geringfügig vergrößert, obwohl die laminare Flammengeschwindigkeit um ca. 10% abnimmt. Eine zusätzliche Beimischung von H₂O (Zusammensetzung 8) führt hingegen trotz geringerer Änderung in der laminaren Flammengeschwindigkeit zu einer wesentlich stärkeren Zunahme des Flammenvo-

lumens. Allerdings ist bei dieser Zusammensetzung die Zündverzugszeit auch deutlich höher. Bereits in der Verbrennungsluft enthaltenes CO_2 und H_2O wirkt sich aber unter Berücksichtigung der in Gleichung 2.32 beschriebenen Stoßreaktion auch direkt auf die messbaren OH^* -Emissionen aus. CO_2 und vor allem H_2O sind wesentlich effektivere Stoßpartner als N_2 . Dadurch kommt es verstärkt vor, dass angeregte OH^* -Moleküle ihre überschüssige Energie durch eine Stoßreaktion mit besagten Stoßpartnern abbauen und nicht über das Aussenden von Lichtquanten. Die gemessene OH^* -Intensität nimmt folglich ab. Zusätzlich verlangsamt insbesondere der a priori vorhandene Wasserdampf den Temperaturanstieg in der Reaktionszone, wodurch sich diese verbreitert und OH^* -Moleküle in einem größeren Bereich gebildet werden können.

Die beschriebenen Zusammenhänge zeigen, dass das Emissionsverhalten unter AGR-Bedingungen stark durch Verschiebungen in chemischen Reaktionen geprägt ist. Zusätzlich auftretende Änderungen im Strahlungsverhalten durch vorhandenes CO_2 und H_2O können die Wärmeverluste und damit ebenfalls die CO-Emissionen beeinflussen, wobei dieser Effekt bedingt durch die geringen Konzentrationen von CO_2 und H_2O als vernachlässigbar angenommen wird.

Aus den gewonnenen Ergebnissen geht hervor, dass es für die Ermittlung der tatsächlichen CO-Emissionen und der Form und Lage der Reaktionszone des unter AGR-Bedingungen vermessenen Brenners notwendig ist, in der Luftzusammensetzung auch CO_2 und H_2O zu berücksichtigen. Ergänzend ist in Abbildung 6.12 links der Verlauf der gemessenen CO-Emissionen für reale AGR-Luftzusammensetzungen (Luft+ N_2 + CO_2 + H_2O) und für eine Verdünnung ausschließlich mit Stickstoff (Luft+ N_2) über unterschiedliche Sauerstoffgehalte bei einer adiabaten Flammentemperatur von $T_{\text{ad}} = 1800 \text{ K}$ dargestellt. Die Emissionsverläufe zeigen, dass die CO-Emissionen bei Vernachlässigung von CO_2 und H_2O stets unter den CO-Emissionen der realen AGR-Luftzusammensetzungen liegen. Je geringer der Sauerstoffgehalt wird, desto größer sind die sich ergebenden Unterschiede. In Abbildung 6.12 rechts ist daher der prozentuale Unterschied zwischen den CO-Emissionen bei einer Luftzusammensetzung von Luft+ N_2 in Bezug auf eine reale AGR-Luftzusammensetzung (Luft+ N_2 + CO_2 + H_2O) in Abhängigkeit des Sauerstoffgehalts aufgetragen. Die Grafik verdeutlicht, dass es bei $Y_{\text{O}_2} = 15,0\%$ bereits zu ca. 33% Abweichungen und bei $Y_{\text{O}_2} = 12,5\%$ zu über 50% Abweichungen in den gemessenen CO-Emissionen kommt. Der tendenzielle Anstieg der CO-Emissionen mit sinkendem Sauerstoffgehalt wird allerdings für den gesamten Bereich der untersuchten Sauerstoffgehalte auch bei Vernachlässigung von CO_2 und H_2O in der Verbrennungsluft gut abgebildet.

Für eine Verdünnung der Luft mit Stickstoff sind des Weiteren im linken Diagramm von Abbildung 6.12 die gemessenen NO_x -Emissionen aufgetragen. Ausgehend von ca. 4 ppm NO_x bei $Y_{\text{O}_2} = 23,1\%$ sinken die Emissionen zunächst mit dem Sauerstoffgehalt ab, bei ca. 13,8% Luftsauerstoff steigen die NO_x -Emissionen jedoch wieder an. Eine mögliche Ursache ist die Annäherung an stöchiometrische Bedingungen, wie an den λ -Werten ersichtlich ist. Wie schon in Kapitel 6.1.2 diskutiert, nimmt damit die Wahrscheinlichkeit lokaler Gebiete mit Brennstoffüberschuss zu. Unter diesen Bedingungen steigen NO_x -Emissionen durch den Fenimore-Mechanismus (promptes NO) stark an. Dieser in Kapitel 2.2.3 diskutierte Zusammenhang

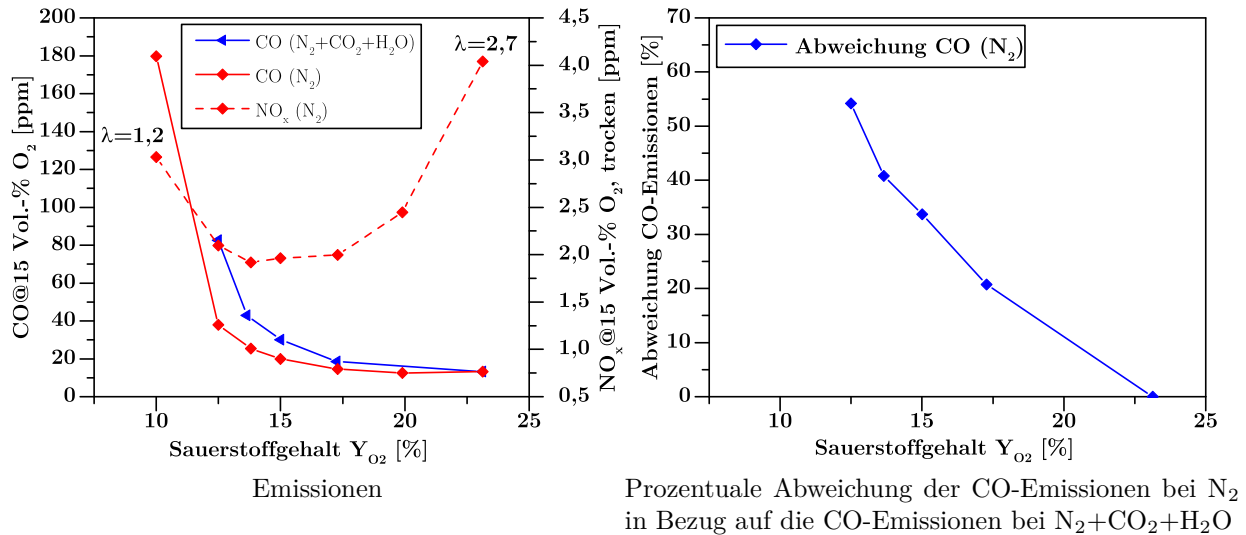


Abbildung 6.12.: Variation des Sauerstoffgehalts und der Luftzusammensetzung für $T_{\text{ad}} = 1800 \text{ K}$

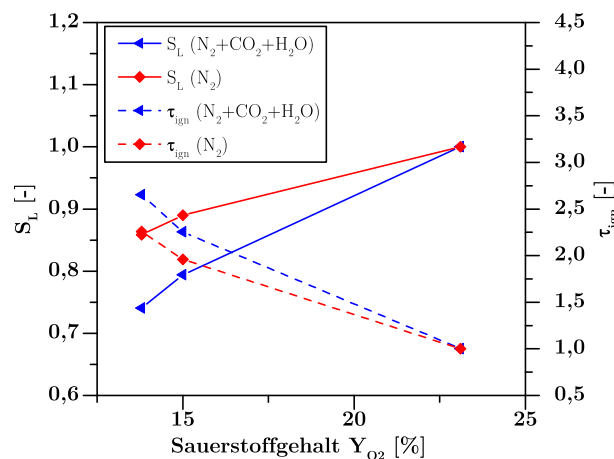
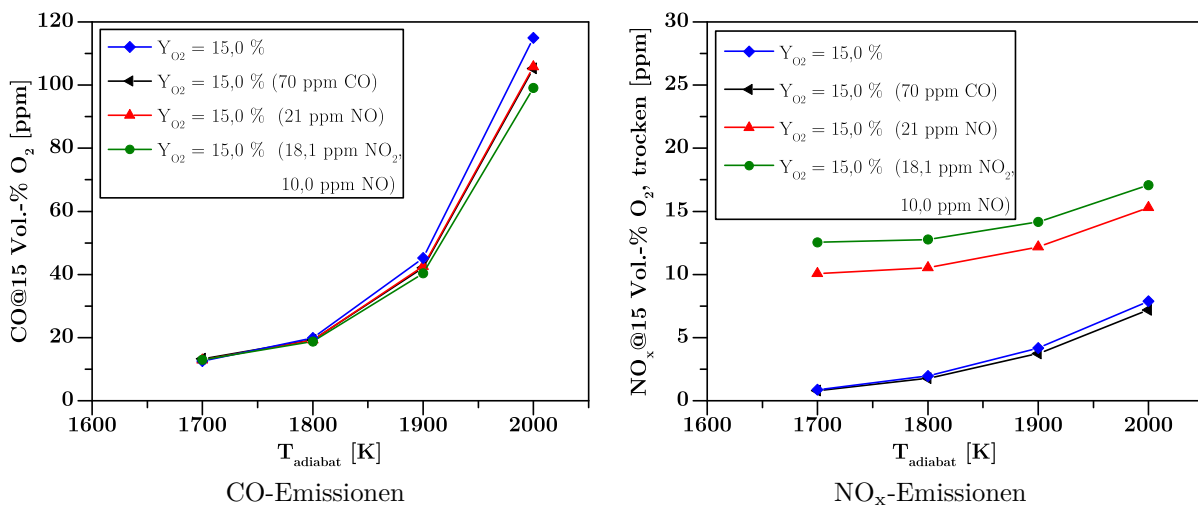


Abbildung 6.13.: S_L und τ_{ign} bei Variation des Sauerstoffgehalts und der Luftzusammensetzung für $T_{\text{ad}} = 1800 \text{ K}$

führt in Summe bei der betrachteten adiabaten Flammentemperatur von $T_{\text{ad}} = 1800 \text{ K}$ zu einem Anstieg der NO_x -Emissionen bei sehr geringen Sauerstoffgehalten in der Luft.

In Abbildung 6.13 ist der Verlauf der laminaren Flammgeschwindigkeit und der Zündverzugszeit für Sauerstoffgehalte von $Y_{\text{O}_2} = 23,1, 15,0$ und $13,8\%$ dargestellt. Die Berechnung erfolgte wie zuvor beschrieben bei einer Temperatur von 1300 K und die Daten sind normiert dargestellt. Es zeigen sich dieselben Unterschiede wie bereits in Abbildung 6.11 diskutiert und wie im Verlauf der CO-Emissionen werden auch hier die Differenzen zwischen einer Verdünnung ausschließlich mit N_2 und einer Verdünnung mit N_2, CO_2 und H_2O mit abnehmendem Sauerstoffgehalt größer.

Luftzusammensetzung	Y_{O_2} [%]	Y_{N_2} [%]	X_{CO} [ppm]	X_{NO} [ppm]	X_{NO_2} [ppm]
11	15,0	85,0	0	0	0
12	15,0	85,0	70	0	0
13	15,0	85,0	0	21	0
14	15,0	85,0	0	10	18,1

Tabelle 6.4.: Untersuchte Luftzusammensetzungen bei Seeding mit CO, NO und NO₂Abbildung 6.14.: Emissionen bei Seeding des Oxidators mit CO, NO und NO₂ bei $T_v = 730\text{ }^\circ\text{C}$

6.1.4. NO_x- und CO-Seeding

Wie in Kapitel 2.2 beschrieben, ist der Einfluss von rezirkulierten Schadstoffe (CO und NO_x) auf die Verbrennungsreaktion in der Literatur nicht eindeutig geklärt. Beispielsweise ist unklar, ob und wenn ja in welchem Maße ein NO_x-Reburn in der Reaktionszone einer Gasturbinenbrennkammer stattfindet. Um die Fragestellung der Abhängigkeit des Emissionsverhaltens einer jetstabilisierten MGT-Brennkammer von am Brennkammereintritt vorhandenem CO beziehungsweise NO_x eindeutig zu klären, werden in dieser Arbeit entsprechende experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Nach Tabelle 6.4 wird die Luft bei einem Sauerstoffgehalt von $Y_{O_2} = 15,0\%$ (Verdünnung mit N₂) nacheinander mit CO, NO und NO₂ versetzt. Die Verdünnung der Luft ausschließlich mit N₂ reicht wie im vorherigen Kapitel gezeigt aus, um den tendenziellen AGR-Einfluss ausreichend abzubilden. Die Zugabe der Schadstoffe erfolgt stromauf des Luftvorwärmers, wie in Abbildung 4.1 gezeigt. Im Falle von NO₂ hat dies zur Folge, dass es durch die Vorwärmung zu Zerfallsprozessen kommt und am Brennkammereintritt daher eine Mischung aus 18,1 ppm NO₂ und 10,0 ppm NO vorliegt.

Abbildung 6.14 zeigt die gemessenen CO- und NO_x-Emissionen in Abhängigkeit der adiabaten Flammentemperatur. Die Messreihen begrenzen sich hier auf jeweils vier adiabate Flammentemperaturen. Für die CO-Emissionen im linken Diagramm zeigen sich für $T_{ad} = 1700\text{ K}$

und 1800 K keine Unterschiede durch am Brennkammereintritt vorhandenes CO, NO oder NO₂. Bereits vorhandenes CO wird somit in der Reaktionszone umgesetzt und hat keinen Einfluss auf die am Brennkammeraustritt gemessenen Emissionen. Bei höheren Flammentemperaturen sinken die CO-Emissionen durch das Seeding leicht ab. Es ist sehr wahrscheinlich, dass dieser Effekt keinen chemischen Hintergrund hat, sondern mit der experimentellen Durchführung begründet werden kann. Die genutzten Gase CO, NO und NO₂ liegen nicht in Reinform, sondern als Mischung entweder in Stickstoff oder synthetischer Luft vor. Durch die Zugabe dieser Mischungen kommt es zu einer geringfügigen Änderung des Gesamtluftmassenstroms, welche mit dem vorhandenen Prüfstandsaufbau allerdings nicht näher quantifiziert werden kann. Die daraus resultierenden Abweichungen in der adiabaten Flammentemperatur sind somit wahrscheinlich die Ursache für die Unterschiede in den CO-Emissionen. Wegen des CO-Anstiegs bei höheren Flammentemperaturen sind die Abweichungen erst in diesem Temperaturbereich messbar. Der Sauerstoffgehalt wird im Übrigen durch eine Korrektur des Luft-Stickstoff-Verhältnisses konstant gehalten. Bei den in der Abbildung rechts dargestellten NO_x-Emissionen zeigt sich, dass eine CO-Zugabe zur Verbrennungsluft auch keinerlei Einfluss auf die gemessenen NO_x-Emissionen hat. Ein Seeding mit NO und NO₂ (beziehungsweise mit einer Mischung aus NO und NO₂ aufgrund des beschriebenen Zerfalls) führt zu einem NO_x-Anstieg. Die Zunahme entspricht dabei exakt der Menge an zugegebenem NO beziehungsweise NO₂. Bei höheren Flammentemperaturen zeigt sich wiederum der Einfluss von leicht geringeren adiabaten Flammentemperaturen wie bereits anhand des CO-Diagramms beschrieben. Ein NO_x-Reburn kann daher zumindest bei den untersuchten Bedingungen nicht festgestellt werden. Am Brennkammereintritt vorhandenes NO oder NO₂ bleibt durch die Reaktionszone hindurch stabil (beziehungsweise NO wird teilweise zu NO₂ oxidiert) und die am Brennkammeraustritt gemessenen NO_x-Emissionen erhöhen sich entsprechend. Die gemessenen OH*-Bilder zeigen bei einer adiabaten Flammentemperatur von $T_{ad} = 1800$ K keinerlei Unterschiede und sind deshalb nicht aufgeführt. Der entsprechend den Ausführungen in Kapitel 2.2.2 erwartete Anstieg der Zündverzugszeit durch am Brennkammereintritt vorhandenes NO_x hat, wie schon in den zuvor beschriebenen Ergebnissen, keinen messbaren Einfluss auf die Abhebehöhe oder das Flammenvolumen.

6.1.5. Zusammenfassung

Die grundlegende Untersuchung des einstufigen, jetstabilisierten MGT-Brenners mittels validierter CFD-Methoden und experimenteller Messungen zeigt einen starken Einfluss der AGR auf das Emissionsverhalten sowie die Form und Lage der Reaktionszone. Ein abnehmender Sauerstoffanteil in der Verbrennungsluft führt dabei zu einem Anstieg der CO-Emissionen über den kompletten Bereich der untersuchten adiabaten Flammentemperaturen und zu einem schmaleren Betriebsbereich. Bei einer Vorwärmtemperatur von $T_v = 730$ °C war es möglich, auch bei einem Sauerstoffgehalt von $Y_{O_2} = 12,5$ % Betriebspunkte mit CO-Emissionen unterhalb der gesetzlichen Grenzwerte zu realisieren. Die hohen H₂O-Anteile im Abgas unter realen AGR-Bedingungen erlauben aufgrund von Begrenzungen der Messtechnik keine Mes-

sung von NO_x -Emissionen. Bezüglich der Reaktionszone können mit steigender AGR-Rate eine Volumenzunahme und eine Verlängerung der Flamme festgestellt werden.

Die Versuche zeigen eine starke Abhängigkeit des Brennerverhaltens von der Vorwärmtemperatur. Bereits die Reduktion von 730 °C auf 600 °C schränkt den Betriebsbereich stark ein und erlaubt keine stabilen Messpunkte für $Y_{\text{O}_2} = 12,5\%$.

Die separierte Betrachtung des Einflusses von CO_2 und H_2O in der Verbrennungsluft wurde für die zwei konstanten Sauerstoffgehalte von $Y_{\text{O}_2} = 15,0\%$ und $Y_{\text{O}_2} = 13,8\%$ untersucht. Die Messungen zeigen, dass CO_2 zu einem deutlichen CO -Anstieg führt. Gleichzeitig vorhandener Wasserdampf wirkt dem Effekt auf der anderen Seite entgegen und senkt die CO -Emissionen. Die beschriebenen Zusammenhänge lassen sich mit den CO -Bildungsreaktionen (2.16) und (2.17) erklären.

Die mittels OH^* -Chemolumineszenz vermessene Reaktionszone wird von vorhandenem CO_2 kaum beeinflusst, die Zugabe von H_2O verlängert die Flamme hingegen deutlich. Unter Berücksichtigung von Gleichung (2.32) ist dieser Effekt auf die Effizienz der Stoßpartner CO_2 und H_2O in Bezug auf N_2 zurückzuführen.

Um den tatsächlichen Einfluss von AGR-Bedingungen auf das Emissionsverhalten und die Lage der Flamme zu quantifizieren, ist es somit unumgänglich, die reale Luftzusammensetzung unter AGR-Bedingungen abzubilden. Tendenzielle Aussagen bezüglich der Emissionen mit sinkendem Sauerstoffgehalt in der Verbrennungsluft können hingegen auch mit einer Luft-Stickstoff-Mischung getroffen werden.

Am Brennkammereintritt vorhandenes CO wird beim Passieren der Reaktionszone zu CO_2 oxidiert und führt daher zu keiner Erhöhung der CO -Emissionen. Zugegebenes NO beziehungsweise NO_2 wird andererseits nicht abgebaut und die am Brennkammeraustritt gemessenen NO_x -Emissionen steigen entsprechend an.

Für das übergeordnete Ziel dieser Arbeit, der Auslegung eines MGT-Brennkammersystems, können folgende Zusammenhänge abgeleitet werden: Bei der angestrebten Vorwärmtemperatur von $T_v = 730\text{ °C}$ darf der Sauerstoffgehalt der Luft nicht unter $Y_{\text{O}_2} = 13,8\%$ sinken, da ansonsten der mögliche Betriebsbereich hinsichtlich zulässiger CO -Emissionen zu stark eingegrenzt wird, um einen stabilen MGT-Betrieb zu gewährleisten. Das Volumen und die Länge der Reaktionszone unter AGR-Bedingungen nehmen wie erwartet zu, die Flamme bleibt aber stets innerhalb der Brennkammer und es wird deshalb keine verstärkte Interaktion mit der in der MGT notwendigen Mischluftzufuhr erwartet.

Bei geringeren Vorwärmtemperaturen, beispielsweise während der Aufwärmphase der MGT, ist die maximal mögliche AGR-Rate deutlich geringer, da mit sinkender Vorwärmtemperatur die CO -Emissionen ansteigen und gleichzeitig der realisierbare Betriebsbereich abnimmt.

6.2. Sensitivitätsanalyse Brennergeometrie

In diesem Kapitel wird beschrieben, inwiefern die konkrete Geometrie eines einstufigen, jet-stabilisierten Brenners einen Einfluss auf das Emissionsverhalten und die Flammenlage hat. Zusammengefasst ist die Motivation für diese Untersuchung, die CO -Emissionen und die Län-

Brennervariante	N_{Duese} [-]	d_{Misch} [mm]	d_{Br} [mm]	l_{Misch} [mm]	$u_{730^\circ\text{C}}$ [m/s]
1	6	7,5	2,2	21,0	67,2
2	9	6,1	1,9	21,0	67,2
3	12	4,4	1,5	21,0	96,1
4	12	4,8	1,5	21,0	81,6
5	12	5,3	1,5	21,0	67,2
6	12	6,0	1,5	21,0	52,2
7	12	5,3	1,5	42,0	67,2
8	12	5,3	1,0	21,0	67,2

Tabelle 6.5.: Übersicht untersuchter Brennergeometrien

ge der Reaktionszone des zu entwickelnden Brennkammersystems zu minimieren, um höhere AGR-Raten bei einem möglichst kompakten Brennkammerdesign zu erreichen.

Tabelle 6.5 gibt einen Überblick, welche Geometrievarianten im Rahmen dieser Arbeit untersucht wurden, wobei sich die geometrischen Größen auf die in Abbildung 3.2 dargestellte Skizze der Düsenanordnung beziehen. Brennervariante 5 ist dabei identisch mit dem bereits in Kapitel 6.1 verwendeten Brenner. Als ergänzende Angabe ist in der letzten Tabellenspalte die mittlere Strömungsgeschwindigkeit in der Mischstrecke bei einer Temperatur der Luft von 730°C vermerkt.

Da im Folgenden nicht die Absolutwerte der Emissionen, sondern nur die relativen Unterschiede zwischen den einzelnen Brennervarianten von vorrangigem Interesse sind, werden die Untersuchungen mit einer Luft-Stickstoff-Mischung bei $Y_{\text{O}_2} = 15\%$ durchgeführt (siehe auch Luftzusammensetzung 7 in Tabelle 6.3). Diese Zusammensetzung erlaubt eine Beurteilung der untersuchten Brennervarianten hinsichtlich des Emissionsverhaltens unter AGR-Bedingungen, wenngleich die CO-Emissionen im Vergleich zu einer realen AGR-Luftzusammensetzung um ca. 33% unterschätzt werden (siehe auch Kapitel 6.1.3). Für die Vielzahl an untersuchten Brennervarianten ist es dabei von zusätzlichem Vorteil, dass die Komplexität der Versuchsdurchführung durch einen Verzicht auf den Heißdampferzeuger reduziert werden kann.

Die Vorwärmtemperatur wird für alle Versuche konstant bei $T_v = 730^\circ\text{C}$ gehalten. Zusätzlich zum Emissionsverhalten und der Form und Lage der Reaktionszone wird der Druckverlust der untersuchten Brenner ausgewertet, da sich dieser auf den erreichbaren elektrischen Wirkungsgrad der MGT auswirkt. Für die Analyse der unterschiedlichen Brennervarianten mit unverdünnter Luft bei einem Sauerstoffgehalt von $Y_{\text{O}_2} = 23,1\%$ wird auf Hasemann et al. verwiesen [39].

6.2.1. Variation Düsenanzahl

Um den Einfluss der Düsenanzahl zu beschreiben, werden in dieser Arbeit Brenner mit der Düsenanzahl $N_{\text{Duese}} = 6, 9$ und 12 untersucht. Damit bei einem identischen Gesamt-

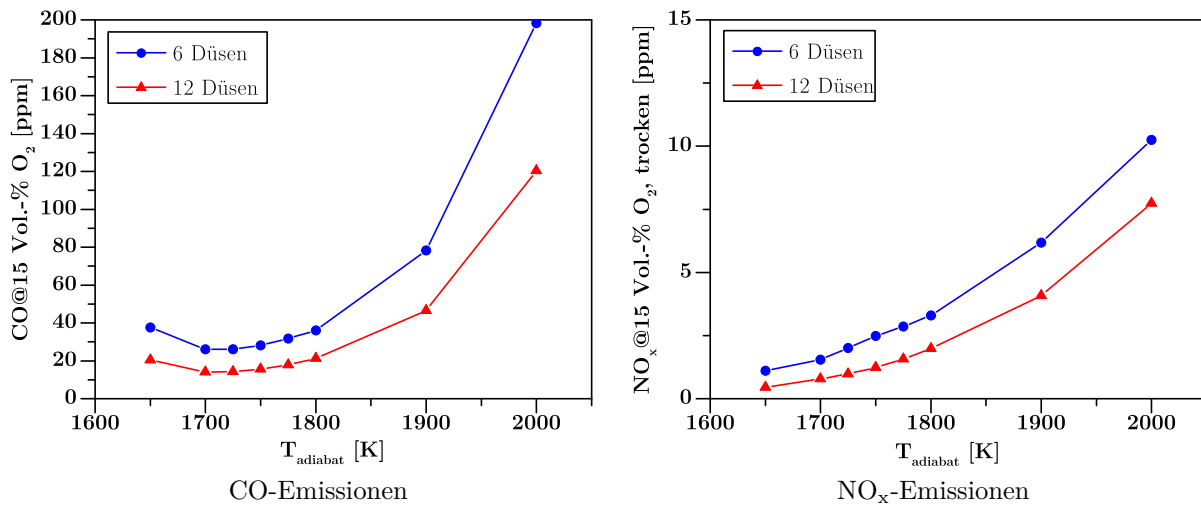


Abbildung 6.15.: Emissionen bei $T_v = 730\text{ °C}$ und $Y_{O_2} = 15\%$ für unterschiedliche N_{Duese}

luftmassenstrom vergleichbare Luftgeschwindigkeiten am Düsenaustritt vorherrschen, ist es notwendig, bei Änderung der Düsenanzahl auch die Durchmesser der Düsengeometrie anzupassen. Der Durchmesser der Mischstrecke d_{Misch} , der Eintrittsdurchmesser der Luftdüse $d_{\text{Duese, ein}}$ und der Durchmesser der Brennstoffdüse d_{Br} werden so geändert, dass die Summen der jeweiligen Ein- und Austrittsflächen konstant bleiben und sich identische mittlere Strömungsgeschwindigkeiten einstellen. Die Gesamtlänge der Luftdüse $l_{\text{Duese, ges}}$, die Länge der Mischstrecke l_{Misch} und die Eintauchtiefe der Brennstoffdüse l_{Eintauch} werden konstant gehalten.

Abbildung 6.15 zeigt zunächst die gemessenen CO- und NO_x-Emissionen für Brennervariante 1 mit 6 Düsen und für Variante 5 mit 12 Düsen in Abhängigkeit der adiabaten Flammentemperatur. Brennervariante 2 mit 9 Düsen wurde nur simulativ untersucht, daher liegen keine gemessenen Emissionsverläufe vor. Die CO-Emissionen für die 6- beziehungsweise 12-Düsenvariante zeigen eine typische Form. Bei 1650 K ist ein Anstieg aufgrund einer instabil werdenden Verbrennung durch Annäherung der mageren Verlöschgrenze zu erkennen. Dieser Bereich ist gekennzeichnet durch instationäre Verbrennungsvorgänge wie beispielsweise lokales Verlöschen, was in Summe zu erhöhten CO-Emissionen führt. Aber auch mit steigender Flammentemperatur nehmen die CO-Emissionen durch Verschiebungen im chemischen Gleichgewicht zu, wobei der vollständige Gleichgewichtszustand aufgrund der zu kurzen Aufenthaltszeit in der Brennkammer nicht erreicht wird. Für beide Brenner liegt das CO-Minimum im Bereich 1700-1725 K adiabater Flammentemperatur. Der Brenner mit 12 Düsen erreicht über den gesamten Temperaturbereich ca. 20 ppm geringere CO-Emissionen als der Brenner mit 6 Düsen, bei Flammentemperaturen ab 1900 K wird der Unterschied größer. Die NO_x-Emissionen steigen bedingt durch die vermehrte Bildung von thermischem NO_x wie erwartet mit zunehmender Flammentemperatur an. Der Vergleich der beiden Brennervarianten zeigt auch hier Vorteile für den Brenner mit 12 Düsen, welcher geringere NO_x-Emissionen erreicht. Allerdings sind die Unterschiede im relevanten Bereich von 1700-1800 K adiabater Flammentemperatur sehr gering und betragen maximal 1,3 ppm.

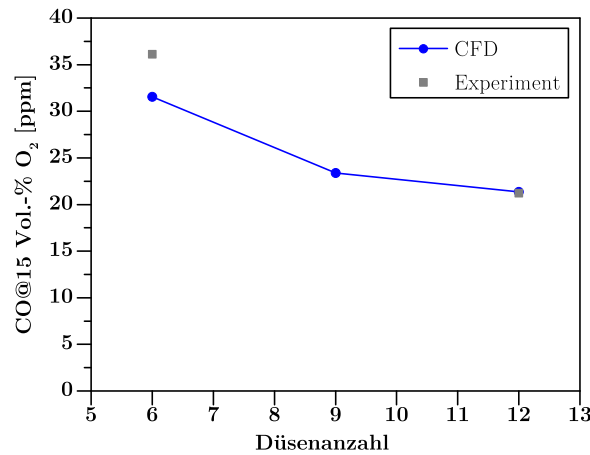


Abbildung 6.16.: CO-Emissionen bei $T_v = 730 \text{ °C}$ und $Y_{O_2} = 15 \%$ für unterschiedliche N_{Duese} bei $T_{\text{ad}} = 1800 \text{ K}$

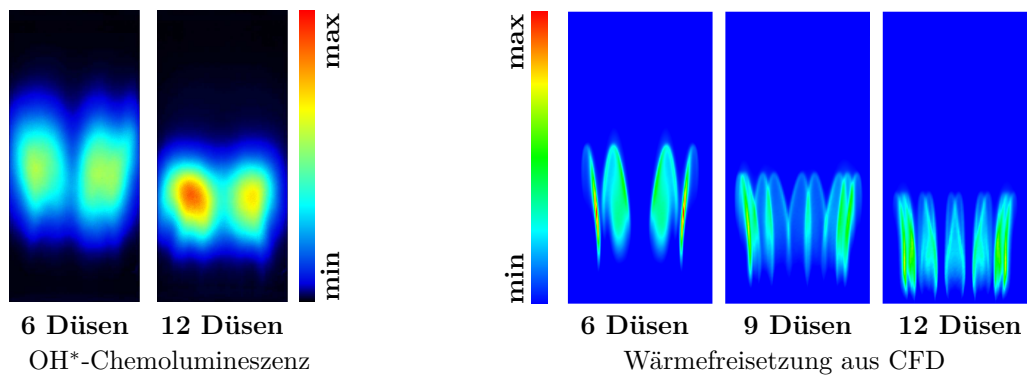


Abbildung 6.17.: Reaktionszonen bei $T_v = 730 \text{ °C}$ und $Y_{O_2} = 15 \%$ für unterschiedliche N_{Duese} bei $T_{\text{ad}} = 1800 \text{ K}$

Der Vergleich zwischen experimentell gemessenen CO-Emissionen und Ergebnissen aus der Simulation der unterschiedlichen Brenner bei einer adiabaten Flammentemperatur von 1800 K ist in Abbildung 6.16 dargestellt. Der Trend von sinkenden CO-Emissionen mit steigender Düsenzahl wird durch die Simulation bei den betrachteten Bedingungen gut abgebildet, im Falle von 12 Düsen sind der gemessene und der berechnete Wert identisch. Bezüglich der Beurteilung der berechneten CO-Werte wird auf die Ausführungen in Kapitel 6.1.1 verwiesen. Der Verlauf der CO-Emissionen aus den Simulationen lässt vermuten, dass eine weitere Erhöhung der Düsenzahl nur noch eine geringfügige CO-Reduktion bewirkt.

Für die genauere Betrachtung der Ursachen des unterschiedlichen Emissionsverhaltens in Abhängigkeit der Düsenanzahl werden in Abbildung 6.17 zunächst OH*-Emissionen mit entsprechend integrierten Daten zur Wärmefreisetzung aus den Simulationen verglichen. Links im Bild dargestellt sind die OH*-Emissionen für die Brennervarianten mit 6 und 12 Düsen, wiederum bei einer adiabaten Flammentemperatur von 1800 K. Rechts ist für dieselben Bedingungen die berechnete Wärmefreisetzungzone gezeigt, im Vergleich zu den Messdaten ergänzt um die Brennervariante mit 9 Düsen. Die OH*-Bilder zeigen für den Brenner mit 12 Düsen eine geringere Abhebehöhe der Flamme sowie eine verkürzte Reaktionszone.

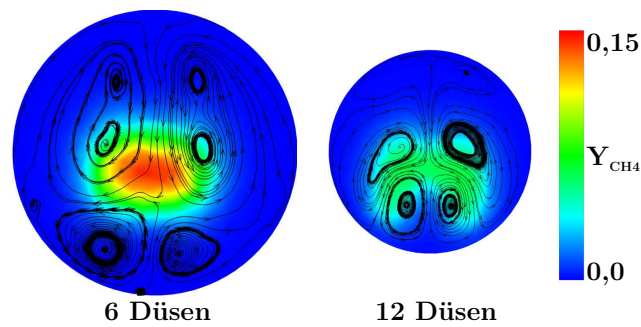


Abbildung 6.18.: CH_4 -Verteilung am Brennkammereintritt bei $T_v = 730 \text{ °C}$ und $Y_{\text{O}_2} = 15 \%$ für unterschiedliche N_{Duese} bei $T_{\text{ad}} = 1800 \text{ K}$

Gleichzeitig nimmt die maximale OH^* -Intensität zu, da sich im Falle von 12 Düsen mehr Reaktionszonen bei der line-of-sight-Messung überlagern als bei dem Brenner mit 6 Düsen. Die berechneten Wärmefreisetzungszonen zeigen bezüglich der Flammenlänge und der Abhebehöhe dieselben Trends. Allerdings nimmt hier der Maximalwert der Wärmefreisetzungsrates mit steigender Düsenanzahl ab, da die einzelnen Reaktionszonen in den Simulationen kompakter vorhergesagt werden. Dadurch kommt es bei der Integration entlang einer Raumrichtung zu geringeren Überlagerungen der einzelnen Flammen.

Als weitere mögliche Einflussparameter auf die Form und Lage der Reaktionszone und das Emissionsverhalten werden nachfolgend die Mischung von Luft und Brennstoff vor Eintritt in die Brennkammer und das Strömungsfeld in der Brennkammer bei unterschiedlicher Düsenzahl verglichen. Um zunächst die Mischung am Brennkammereintritt beurteilen zu können, sind in Abbildung 6.18 die Methan-Massenbrüche auf einer Schnittebene in der Mischstrecke $0,5 \text{ mm}$ stromauf des Brennkammereintritts dargestellt (zur Position der Schnittebene siehe auch Kapitel 5.4). Der maximale Methangehalt im Falle des Brenners mit 6 Düsen ist dabei wesentlich höher. Ursache ist einerseits die Tatsache, dass die Mischung des Brennstoffstrahls aus einem größeren Brennstoffdüsendurchmesser bei der Brennervariante mit 6 Düsen langsamer abläuft als bei 12 Düsen, da die Geschwindigkeitsverhältnisse sehr ähnlich sind. Andererseits weisen die in Abbildung 6.18 zusätzlich dargestellten Stromlinien auf veränderte Sekundärströmungen in der Mischstrecke mit steigender Düsenanzahl hin. Bedingt durch diese Sekundärströmungen wird der Brennstoffstrahl deutlich in Richtung der Mischstreckenwand abgelenkt. Eine mögliche Ursache für diese Veränderung ist die alleinige Anpassung des Brennstoffdüseninnendurchmessers bei Variation der Düsenzahl. Die Beeinflussung der Strömung durch die ansonsten unveränderte Brennstoffdüse unterscheidet sich deshalb für die unterschiedlichen Düsenanzahlen. Panne beschreibt in seiner Arbeit ähnliche Zusammenhänge zwischen Mischung und Düsenanzahl, allerdings entstehen die Sekundärströmungen und Wirbel in der Mischstrecke in seinem Fall hauptsächlich durch eine Umlenkung der Strömung um 180 Grad vor dem Brenneintritt [66]. Wie stark die in Abbildung 6.18 gezeigten Sekundärströmungen tatsächlich ausgeprägt sind, kann an dieser Stelle nicht abschließend beurteilt werden. Die Tatsache, dass die Abhebehöhe der Flamme in der Simulation im Vergleich zu den Experimenten insbesondere bei der Brennervariante mit 12 Düsen wesentlich kürzer ist,

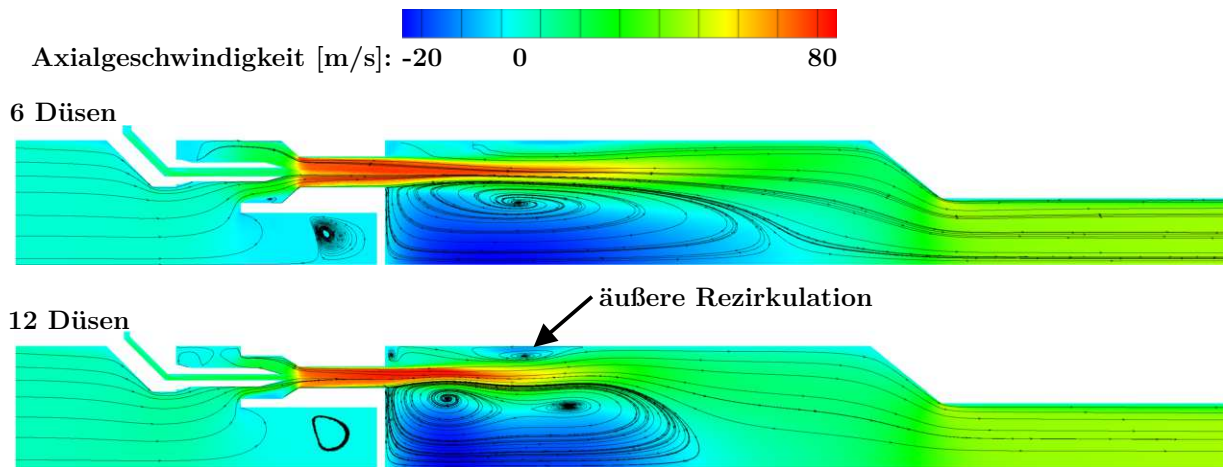


Abbildung 6.19.: Axialgeschwindigkeit bei $T_v = 730\text{ °C}$ und $Y_{O_2} = 15\%$ für 6- und 12-Düsenbrenner bei $T_{ad} = 1800\text{ K}$

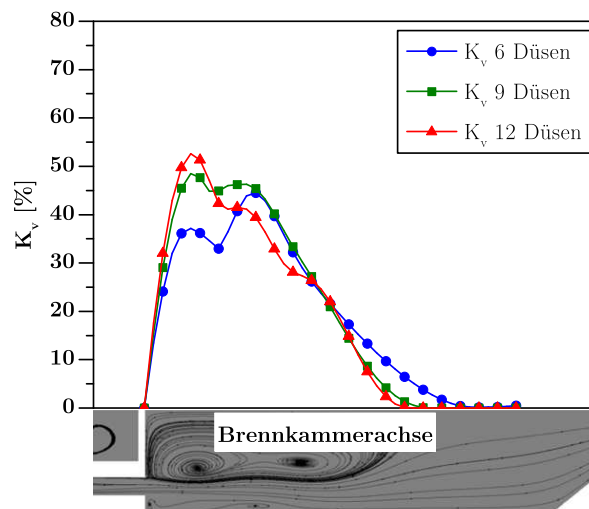


Abbildung 6.20.: K_v -Werte bei $T_v = 730\text{ °C}$ und $Y_{O_2} = 15\%$ für unterschiedliche N_{Duese} bei $T_{ad} = 1800\text{ K}$

legt die Vermutung nahe, dass die Ablenkung und das Auffächern des Brennstoffstrahls in der Simulation überschätzt werden.

In der vorliegenden Arbeit wird zusätzlich ein Einfluss des Strömungsfelds in der Brennkammer auf die Ablenkung des Brennstoffstrahls vermutet. Wie in Abbildung 6.19 zu erkennen, bildet sich im Falle des Brenners mit 12 Düsen eine zusätzliche äußere Rezirkulationszone nahe der Brennkammerwand aus. Diese Rezirkulationszone drückt den in die Brennkammer einströmenden Jet in Richtung Brennkammerachse, was sich auch auf die Strömung in der Mischstrecke auswirkt. Ein weiterer qualitativer Unterschied in den gezeigten Strömungsfeldern ist in der Länge der inneren Rezirkulationszone zu erkennen: Im Falle von 6 Düsen ist diese in axialer Richtung länger ausgedehnt. Der im Strömungsfeld des Brenners mit 12 Düsen erkennbare zweite Wirbel in der inneren Reaktionszone ist mit hoher Wahrscheinlichkeit ein numerisch bedingtes Phänomen.

Wie erwähnt spielt für das Emissionsverhalten des Brenners aber auch die Rezirkulation von

heißen Reaktionsprodukten innerhalb der Brennkammer eine entscheidende Rolle. Für einen Vergleich der drei untersuchten Brennervarianten ist in Abbildung 6.20 der nach Gleichung 2.2 berechnete K_v -Wert dargestellt (für Details zum Auswerteverfahren siehe auch Kapitel 5.4). Der Vergleich zeigt, dass die Rezirkulationsraten für die untersuchten Brennervarianten sehr ähnlich sind. Wie bereits anhand des Strömungsfelds beschrieben, geht auch aus den berechneten K_v -Werten hervor, dass sich der Stagnationspunkt der inneren Rezirkulationszone mit zunehmender Düsenzahl leicht stromauf in Richtung des Brenneraustritts verschiebt. Für den 9- und 12-Düsenbrenner ist die Rezirkulationsrate nahe des Brenneraustritts etwas höher, wodurch vermutlich mehr Abgase zurück an den Brenneraustritt transportiert werden. Eine abschließende mögliche Erklärung der Abweichungen in Form und Lage der Reaktionszone sowie der geringeren Emissionen mit steigender Düsenanzahl beruht auf der kombinierten Betrachtung mehrerer Effekte. Zunächst verbessert sich die Mischung von Luft und Brennstoff in der Mischstrecke mit steigender Düsenanzahl. Das Impulsverhältnis von Luft zu Brennstoff bleibt aufgrund der konstanten mittleren Strömungsgeschwindigkeiten zwar annähernd gleich, allerdings wird der Durchmesser der Brennstoffdüse mit zunehmender Düsenanzahl kleiner. Über die bei allen Brennervarianten identische Mischstreckenlänge ergibt sich dadurch für höhere Düsenzahlen eine bessere Mischung. Wirbelstrukturen in der Mischstrecke verstärken den Effekt und tragen den Brennstoff zudem in Richtung der Scherschicht des Jets. Dadurch wird die Mischung von in der Brennkammer rezirkuliertem Abgas mit der noch unverbrannten Luft-Brennstoff-Mischung verstärkt. In der Folge sinkt die Zündverzugszeit, weshalb die Flamme näher am Brenneraustritt sitzt. Die geringere Abhebehöhe der Flamme verkürzt andererseits die verbleibende Zeit für die Mischung von eintretendem Frischgas mit heißen Abgasen. In dieser Konfiguration scheinen jedoch die Mischung in der Mischstrecke sowie die Ablenkung des Brennstoffstrahls den größeren Einfluss zu haben. Aufgrund fehlender detaillierter Messungen, beispielsweise zum Geschwindigkeitsfeld, können keine verlässlichen Aussagen zu lokal auftretenden Effekten und zur Interaktion zwischen den einzelnen Jetflammen getroffen werden. Die gemessenen OH^* -Chemolumineszenzbilder lassen lediglich eine stärkere Wechselwirkung zwischen den einzelnen Jets bei höherer Düsenanzahl vermuten. Die Simulationsergebnisse zeigen für alle untersuchten Düsenzahlen Einzelflammen und keine verbundene Reaktionszone. Eine mögliche Ursache dafür ist die Vernachlässigung von Wärmeverlusten und die daraus resultierenden Folgen für die Form und Lage der Reaktionszone, siehe auch Kapitel 6.1.1.

Die berechneten Druckverluste über die Brenner mit unterschiedlicher Düsenanzahl unterscheiden sich nur geringfügig und werden daher an dieser Stelle nicht näher betrachtet.

6.2.2. Variation Luftdüsendurchmesser

Da der Einfluss der Einströmgeschwindigkeit des Jets in die Brennkammer auf die Emissionen und die Flammenlage auf Basis der in der Literatur verfügbaren Ergebnisse nicht eindeutig analysiert werden kann, wird in den nachfolgend beschriebenen Untersuchungen der Durchmesser d_{Misch} der Mischluftstrecke variiert. Alle anderen Abmaße werden nicht verändert,

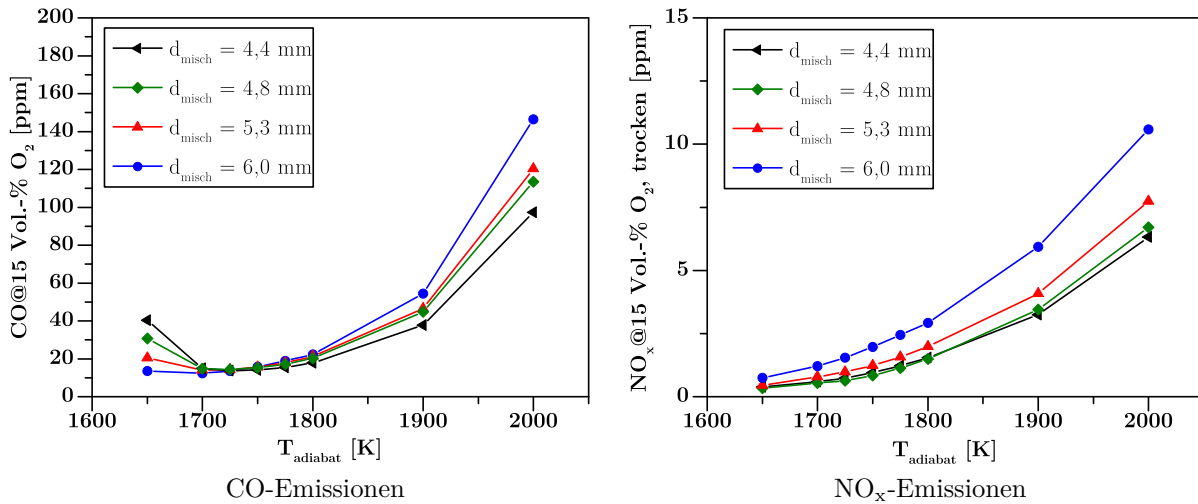


Abbildung 6.21.: Emissionen bei $T_v = 730\text{ °C}$ und $Y_{O_2} = 15\%$ für unterschiedliche d_{Misch} bei $T_{\text{ad}} = 1800\text{ K}$

weshalb sich die Geometrievarianten lediglich in der Beschleunigung der Strömung innerhalb der Luftdüse unterscheiden. Wie in Tabelle 6.5 ersichtlich, erfolgt die Variation bei einem Brenner mit 12 Düsen (Varianten 3-6). Der Düsendurchmesser wird dabei von 4,4 bis 6,0 mm variiert, was unter den gewählten Betriebsbedingungen mittleren Eintrittsgeschwindigkeiten von ca. 52,2 bis 96,1 m/s entspricht. Die Brennervariante mit $d_{\text{Misch}} = 4,8\text{ mm}$ wurde nur experimentell analysiert.

Eine Untersuchung des Einflusses der Jetgeschwindigkeit anhand einer einzigen Brennergeometrie unter Verwendung unterschiedlicher Luftmassenströme ist für Brenner dieser Leistungsklasse nicht zielführend, da die Wärmeverluste am Prüfstand stark vom Luftmassenstrom abhängen. Einflüsse aus Jetgeschwindigkeit und Wärmeverlusten würden sich in den Ergebnissen überlagern.

Abbildung 6.21 zeigt die gemessenen CO- und NO_x -Emissionen für unterschiedliche Luftdüsendurchmesser. Der Verlauf der CO-Emissionen ist dabei für alle Varianten sehr ähnlich. Bei hohen adiabaten Flammentemperaturen bietet eine hohe Eintrittsgeschwindigkeit Vorteile. Beispielsweise können die CO-Emissionen bei $T_{\text{ad}} = 2000\text{ K}$ um mehr als 40 ppm gesenkt werden, wenn der Düsendurchmesser von 6,0 auf 4,4 mm reduziert wird. Bei $T_{\text{ad}} = 1600\text{ K}$ und damit nahe an der mageren Verlöschgrenze ist der Trend umgekehrt, hier wirkt ein größerer Düsendurchmesser und eine einhergehende geringere Eintrittsgeschwindigkeit stabilisierend. Im Temperaturbereich von $T_{\text{ad}} = 1700\text{--}1800\text{ K}$ sind die Unterschiede in den CO-Emissionen sehr gering und liegen im einstelligen ppm-Bereich. Aus den gemessenen NO_x -Emissionen geht hervor, dass ein geringerer Düsendurchmesser und damit eine höhere Geschwindigkeit zu niedrigeren Emissionen führt. Allerdings sind auch hier die Unterschiede zwischen den Brennern sehr gering und liegen in weiten Teilen unterhalb von 1 ppm. Mit steigender Flammentemperatur steigen die NO_x -Emissionen wie schon im vorherigen Kapitel beschrieben. Hinsichtlich der NO_x -Emissionen stimmen die gefundenen Zusammenhänge mit den Ergebnissen von Sadanandan et al. überein [69]. Die Autoren konnten ebenfalls geringere NO_x -Emissionen

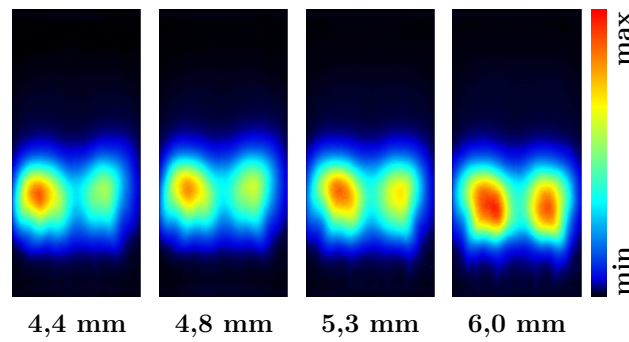


Abbildung 6.22.: OH^* -Chemolumineszenz bei $T_v = 730^\circ\text{C}$ und $Y_{\text{O}_2} = 15\%$ für unterschiedliche d_{Misch} bei $T_{\text{ad}} = 1800\text{ K}$

mit steigendem Luftmassenstrom bei konstantem λ feststellen. Für die CO-Emissionen beschreiben die Autoren allerdings bei abnehmenden adiabaten Flammentemperaturen einen umgekehrten Zusammenhang im Vergleich zu den Ergebnissen dieser Arbeit: Sie maßen geringere CO-Emissionen mit steigender Jetgeschwindigkeit. Bei höheren Flammentemperaturen traten bei Sadanandan et al. unter den betrachteten Randbedingungen nur sehr geringe CO-Emissionen auf, weshalb ein eindeutiger Vergleich mit den vorliegenden Ergebnissen nicht möglich ist.

In Abbildung 6.22 sind die gemittelten OH^* -Chemolumineszenzdaten dargestellt. Die Ergebnisse zeigen dabei nur geringfügige Unterschiede, obwohl die Eintrittsgeschwindigkeit von $d_{\text{Misch}} = 4,4\text{ mm}$ auf $d_{\text{Misch}} = 6,0\text{ mm}$ fast verdoppelt wird. Sowohl die Abhebehöhe als auch die axiale Ausdehnung der Flamme werden durch den Düsendurchmesser nicht nennenswert beeinflusst. Die maximale OH^* -Intensität ist für $d_{\text{Misch}} = 6,0\text{ mm}$ höher als bei höheren Jetgeschwindigkeiten. Die vor allem bei geringen Düsendurchmessern erkennbare Asymmetrie in den OH^* -Bildern beruht auf einer Leckageströmung über den Zünder, welcher sich nach Abbildung 4.4 auf der rechten Seite der Brennkammer befindet. Diese Leckageströmung von kalter Umgebungsluft in die Brennkammer konnte während der Messkampagne durch eine verbesserte Abdichtung reduziert werden. Bei den größeren Düsendurchmessern, die zeitlich zu einem späteren Zeitpunkt untersucht wurden, ist der Effekt deshalb weniger stark ausgeprägt.

Die Auswirkungen unterschiedlicher Luftdüsendurchmesser auf das Strömungsfeld in der Brennkammer und auf die sich ergebenden K_v -Werte sind in den Abbildungen 6.23 und 6.24 dargestellt. Die generelle Form der Strömungsfelder ist dabei für alle Düsendurchmesser sehr ähnlich. Die hauptsächlichen Unterschiede sind in der sich ändernden Jetgeschwindigkeit sowie in einer qualitativ etwas kürzeren inneren Rezirkulationszone bei höheren Eintrittsgeschwindigkeiten zu erkennen. Die teilweise auftretenden zusätzlichen Wirbelstrukturen sind wie bereits beschrieben vermutlich ein numerisch bedingtes Phänomen. Die Auswertung der K_v -Werte zeigt einen deutlichen Einfluss des Düsendurchmessers und damit der Jetgeschwindigkeit. Bei kleineren Durchmessern wird mehr Abgas innerhalb der Brennkammer rezirkuliert. Zusätzlich ist die bereits anhand der Strömungsfelder angesprochene Verschiebung des Stagnationspunkts in Richtung Brenneraustritt bei kleineren Düsendurchmessern ersichtlich.

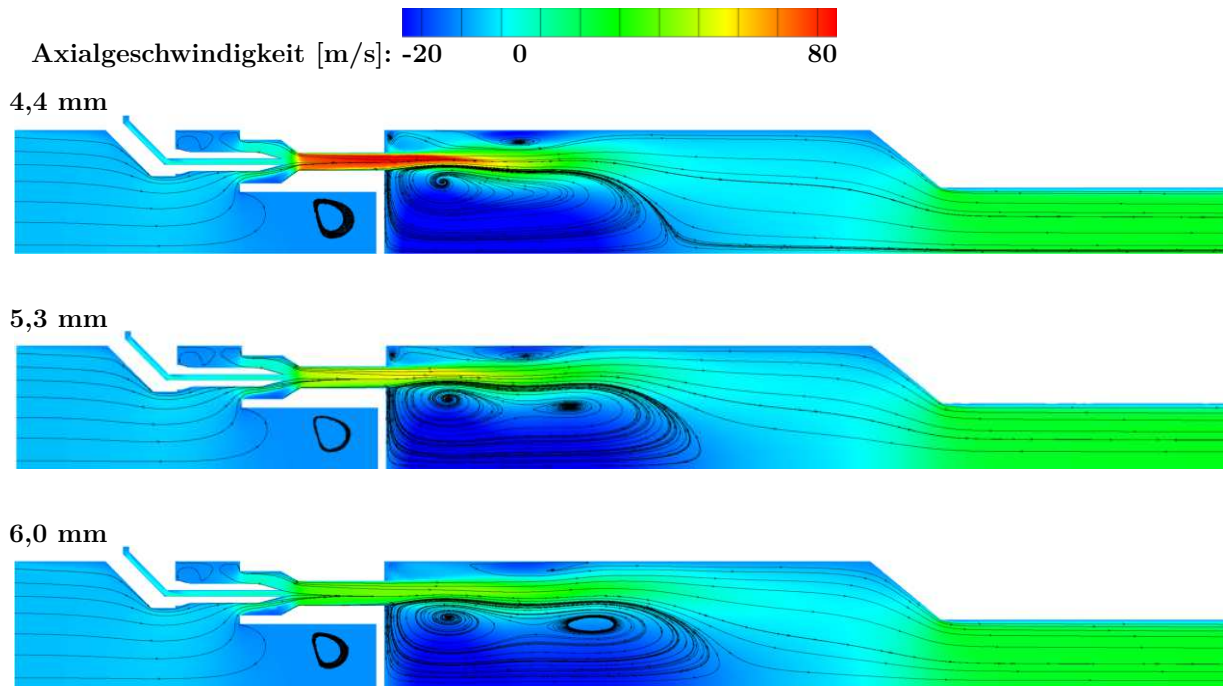


Abbildung 6.23.: Axialgeschwindigkeit bei $T_v = 730\text{ °C}$ und $Y_{O_2} = 15\%$ für unterschiedliche d_{Misch} bei $T_{\text{ad}} = 1800\text{ K}$

Brennervariante	d_{Misch} [mm]	$u_{730\text{ °C}}$ [m/s]	$p_{\text{Luft}}/p_{\text{Br}}$ [-]
3	4,4	96,1	309,5
4	4,8	81,6	262,8
5	5,3	67,2	216,4
6	6,0	52,2	168,1

Tabelle 6.6.: Impulsverhältnisse bei untersuchten Luftdüsendurchmessern

Die Rezirkulationszone wird damit zwar mit größeren Düsendurchmessern etwas länger, die Menge an rezirkuliertem Abgas nimmt aber gleichzeitig ab, wie an der Fläche unterhalb der K_v -Kurve zu erkennen ist.

Der Vergleich des Brennstoffgehalts auf einer Ebene 0,5 mm stromauf des Düsenaustritts zeigt nach Abbildung 6.25 einen höheren Maximalgehalt an CH_4 bei steigendem Düsendurchmesser ($Y_{\text{CH}_4, \text{max}} = 0,055$ bei $d_{\text{Misch}} = 4,4\text{ mm}$ und $Y_{\text{CH}_4, \text{max}} = 0,072$ bei $d_{\text{Misch}} = 6,0\text{ mm}$), was auf eine schlechtere Mischung hindeutet. Eine mögliche Ursache hierfür ist das mit steigendem Luftdüsendurchmesser abnehmende Impulsverhältnis von Luft- zu Brennstoffströmung. Bedingt durch einen konstanten Durchmesser der Brennstoffdüse, sinkt das Impulsverhältnis nach Tabelle 6.6 bei einer Änderung von $d_{\text{Misch}} = 4,4\text{ mm}$ auf $d_{\text{Misch}} = 6,0\text{ mm}$ von 309,5 auf 168,1 ab. Die Aufweitung und Ablenkung des Brennstoffstrahls durch die Sekundärströmungen in der Mischstrecke ist für alle Düsendurchmesser ähnlich. Die geringere Luftgeschwindigkeit in der Mischstrecke führt einerseits zu einer langsameren Mischung von Luft und Brennstoff, andererseits wird gleichzeitig die Aufenthaltszeit in der Mischstrecke verlängert, wodurch mehr

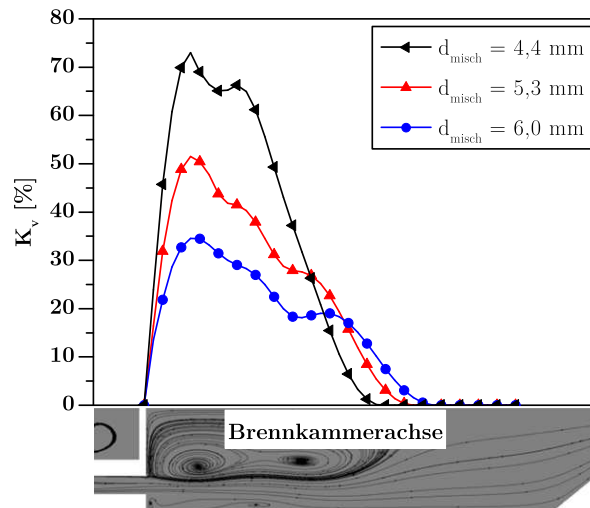


Abbildung 6.24.: K_v -Werte bei $T_v = 730^\circ\text{C}$ und $Y_{\text{O}_2} = 15\%$ für unterschiedliche d_{Misch} bei $T_{\text{ad}} = 1800\text{ K}$

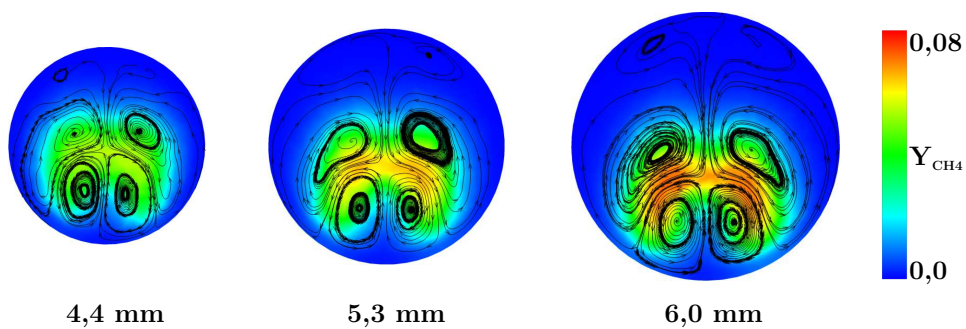


Abbildung 6.25.: CH_4 -Verteilung am Brennkammereintritt bei $T_v = 730^\circ\text{C}$ und $Y_{\text{O}_2} = 15\%$ für unterschiedliche d_{Misch} bei $T_{\text{ad}} = 1800\text{ K}$

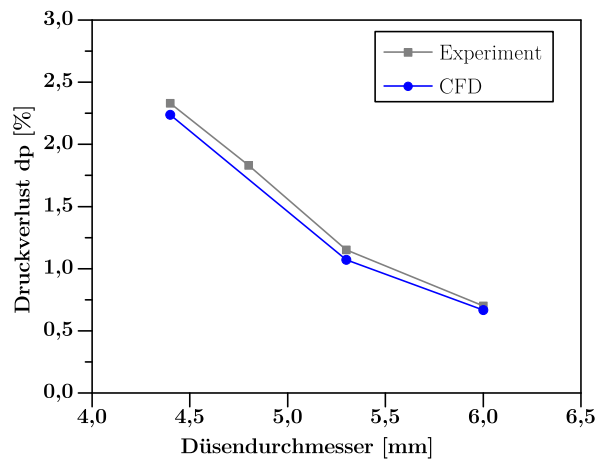


Abbildung 6.26.: Brennerdruckverlust bei $T_v = 730\text{ °C}$ und $Y_{O_2} = 15\%$ für unterschiedliche d_{Misch} bei $T_{\text{ad}} = 1800\text{ K}$

Zeit für die Mischungsprozesse zur Verfügung steht. Entsprechend der Ergebnisse scheint die verlängerte Aufenthaltszeit jedoch eine untergeordnete Rolle zu spielen.

Der Druckverlust der untersuchten Brennervarianten zeigt sowohl in der Simulation als auch im Experiment eine Abhängigkeit vom Düsendurchmesser d_{Misch} , wobei er für kleinere Düsendurchmesser wie erwartet ansteigt. Bei $d_{\text{Misch}} = 4,4\text{ mm}$ liegt der Druckverlust bei ca. 2,3 %, für $d_{\text{Misch}} = 6,0\text{ mm}$ lediglich bei ca. 0,7 %.

Zusammengefasst ergeben sich bei einer Änderung des Luftdüsendurchmessers d_{Misch} und damit der Eintrittsgeschwindigkeit des Jets in die Brennkammer folgende Zusammenhänge: Die Mischung von Luft und Brennstoff in der Mischstrecke wird mit sinkender Geschwindigkeit aufgrund des abnehmenden Impulsverhältnisses schlechter. Die anhand der K_v -Werte aufgezeigte reduzierte Rezirkulation innerhalb der Brennkammer führt zu einer geringeren Einmischung von Abgasen in das noch unverbrannte Luft-Brennstoff-Gemisch. Beide Effekte bewirken damit eine schlechtere Mischung bis zum Eintritt der tatsächlichen Verbrennungsreaktion und erhöhen die Maximaltemperaturen. Diese Vermutung wird durch die in den CFD-Simulationen ermittelten Temperaturmaxima gestützt: Bei $d_{\text{Misch}} = 4,4\text{ mm}$ liegt die berechnete Maximaltemperatur über 200 K tiefer als bei der Brennervariante mit $d_{\text{Misch}} = 6,0\text{ mm}$. Für diesen Anstieg in den maximal auftretenden Temperaturspitzen steigen die NO_x -Emissionen vergleichsweise wenig an. Ursache dafür ist wie in Kapitel 2.2.3 beschrieben die Tatsache, dass NO_x -Emissionen unter AGR-Bedingungen im allgemeinen stark reduziert sind. Bei Versuchen mit einem normalen Sauerstoffgehalt von $Y_{O_2} = 23,1\%$ sind die Unterschiede in den gemessenen NO_x -Emissionen deutlicher ausgeprägt [39]. Ergänzend ist zu erwähnen, dass insbesondere bei $d_{\text{Misch}} = 6,0\text{ mm}$ die Flamme während der Experimente kurzzeitig direkt am Brenneraustritt stabilisierte. Diese instationären Effekte können das Emissionsverhalten ebenfalls beeinflussen.

Die vermehrte Einmischung heißer Abgase bei steigender Jetgeschwindigkeit führt zu einer reduzierten Zündverzugszeit. Die Ergebnisse lassen jedoch vermuten, dass sich die erhöhte Reaktivität einerseits und die höhere Strömungsgeschwindigkeit andererseits weitestgehend

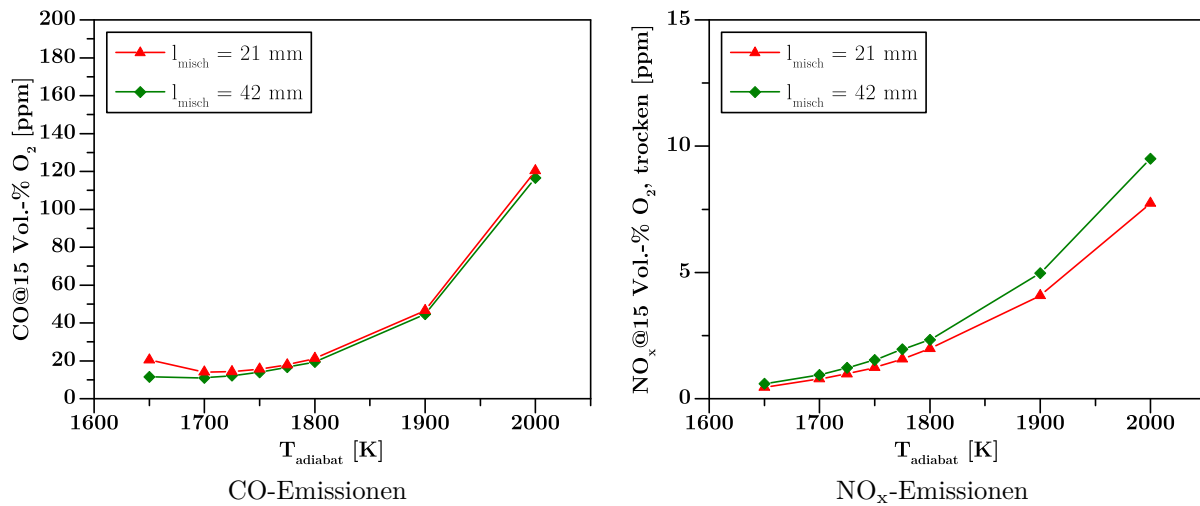


Abbildung 6.27.: Emissionen bei $T_v = 730\text{ °C}$ und $Y_{O_2} = 15\%$ für unterschiedliche l_{Misch}

egalisieren, wodurch Form und Lage der Wärmefreisetzungszone annähernd konstant bleiben. Die Erkenntnisse decken sich mit den Ergebnissen von Kutne et al. [52]. Die Autoren haben in ihrer Arbeit ebenfalls beschrieben, dass sich Form und Lage der Flamme bei Eintrittsgeschwindigkeiten über 70 m/s nur noch geringfügig ändern. Sie führen dies ebenfalls auf das Wechselspiel zwischen höherer Jetgeschwindigkeit und einer intensivierten Einmischung heißer Abgase zurück.

6.2.3. Variation Mischstreckenlänge

Um den Einfluss der Mischstreckenlänge auf das Brennerverhalten zu untersuchen, wird bei Brennervariante 7 (siehe Tabelle 6.5) die Mischstreckenlänge auf $l_{\text{Misch}} = 42\text{ mm}$ verdoppelt. Zunächst sind in Abbildung 6.27 die CO- und die NO_x -Emissionen von Brennervariante 7 im Vergleich zu Variante 5 dargestellt. Bezüglich der CO-Emissionen weisen beide Brenner nahezu identische Messwerte auf. Lediglich bei geringen adiabaten Flammentemperaturen unterhalb von 1750 K bewirkt die längere Mischstrecke eine stabilere Flamme und damit geringere CO-Emissionen. Die gemessenen NO_x -Emissionen sind für beide Mischstreckenlängen ebenfalls sehr ähnlich, wobei die Emissionskurve im Falle der längeren Mischstrecke mit zunehmender T_{ad} stärker ansteigt. Bei $T_{\text{ad}} = 2000\text{ K}$ liegt der Unterschied in den NO_x -Emissionen bei ca. 2 ppm . Hinsichtlich der NO_x -Emissionen stimmen diese Ergebnisse mit der Arbeit von Sadanandan et al. überein [69]. Für die CO-Emissionen beschreiben die Autoren allerdings eine stärkere Abhängigkeit von der Mischstreckenlänge. Die Ursache liegt wie bereits erwähnt vermutlich in den stark unterschiedlichen Randbedingungen im Vergleich zu den hier durchgeführten Versuchen.

Abbildung 6.28 zeigt die gemittelten Bilder der gemessenen OH^* -Chemolumineszenzaufnahmen. Der Brenner mit verlängerter Mischstrecke zeigt dabei qualitativ eine etwas kürzere Reaktionszone. Aus den gemittelten OH^* -Bildern geht zudem hervor, dass die Reaktion bereits näher am Düsenaustritt einsetzt auch wenn die OH^* -Intensität dort gering ist.

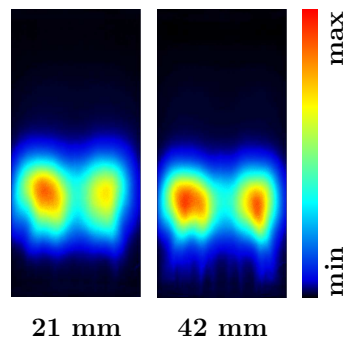


Abbildung 6.28.: OH*-Chemolumineszenz bei $T_v = 730\text{ °C}$ und $Y_{O_2} = 15\%$ für unterschiedliche l_{Misch} bei $T_{\text{ad}} = 1800\text{ K}$

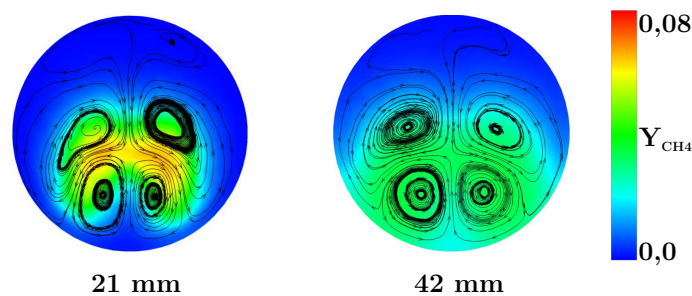


Abbildung 6.29.: CH_4 -Verteilung am Brennkammereintritt bei $T_v = 730\text{ °C}$ und $Y_{O_2} = 15\%$ für unterschiedliche l_{Misch} bei $T_{\text{ad}} = 1800\text{ K}$

Die bisher beschriebenen Ergebnisse zur Variation der Mischstreckenlänge lassen sich mit den in Abbildung 6.29 dargestellten Mischungsverhältnissen am Brennkammereintritt erklären. Wie zu erkennen, sinkt der maximale Brennstoffgehalt auf der betrachteten Schnittebene durch eine Verlängerung der Mischstrecke stark ab (von $Y_{\text{CH}_4, \text{max}} = 0,066$ bei $l_{\text{Misch}} = 21\text{ mm}$ und $Y_{\text{CH}_4, \text{max}} = 0,035$ bei $l_{\text{Misch}} = 42\text{ mm}$) und der Brennstoff ist über einen größeren Querschnittsbereich verteilt. Die bereits mehrfach genannten Wirbelstrukturen bewirken, dass der Brennstoffstrahl bis an die Wand der Mischluftstrecke getragen wird. Dadurch wird die Mischung mit rezirkuliertem Abgas innerhalb der Brennkammer nochmals intensiviert. In der Folge sinkt die Zündverzugszeit, die Reaktion setzt früher ein und die Abhebehöhe nimmt ab. Auch die verbleibende Zeitspanne für die Mischung des noch unverbrannten Luft-Brennstoff-Gemischs mit heißen Abgasen innerhalb der Brennkammer wird reduziert, wodurch höhere Verbrennungstemperaturen auftreten können. Dieser vermutete Anstieg in der maximalen Verbrennungstemperatur ist auch eine mögliche Erklärung für die leicht erhöhten NO_x -Emissionen wie in Abbildung 6.27 gezeigt.

Ein Vergleich der Strömungsfelder und der berechneten K_v -Werte zeigt keine nennenswerten Unterschiede, weshalb auf die Darstellung der Ergebnisse verzichtet wird. Der Druckverlust ist für beide Brennervarianten ebenfalls sehr ähnlich. Daraus lässt sich ableiten, dass der Großteil des Druckverlusts durch die Beschleunigung der Strömung und durch den Austrittsverlust am Brenneraustritt bestimmt wird und nicht durch Verluste in der Rohrströmung der Mischstrecke.

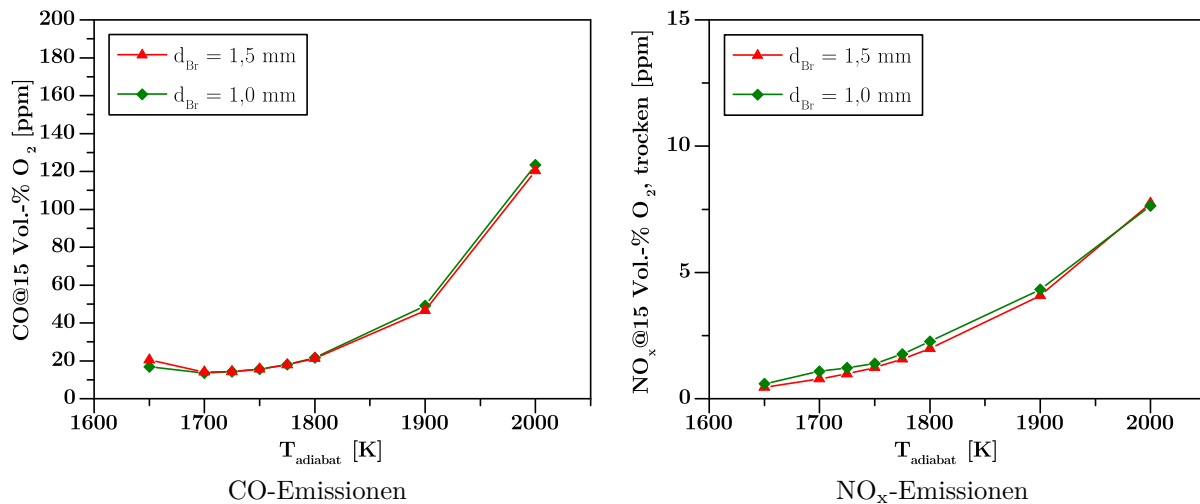


Abbildung 6.30.: Emissionen bei $T_v = 730\text{ °C}$ und $Y_{O_2} = 15\%$ für unterschiedliche d_{Br}

6.2.4. Variation Brennstoffdüsendurchmesser

Die Auswirkungen einer höheren Brennstoffeintrittsgeschwindigkeit werden mittels Brennervariante 8 untersucht. Im Vergleich zu Brennervariante 5 ist der Durchmesser der Brennstoffdüsen d_{Br} von 1,5 auf 1,0 mm reduziert (siehe Tabelle 6.5). Aufgrund des quadratischen Zusammenhangs zwischen Düsendurchmesser und mittlerer Strömungsgeschwindigkeit steigt dadurch die Brennstoffgeschwindigkeit um Faktor 2,25 an. Zusätzlich muss eine Änderung des Wärmeeintrags in den Brennstoff während der Durchströmung der Brennstoffdüse berücksichtigt werden. Die schnellere Brennstoffgeschwindigkeit erhöht dabei einerseits den Wärmeübergangskoeffizienten an der Innenseite der Brennstoffdüse. Andererseits verkürzt sich die Aufenthaltszeit des Brennstoffs innerhalb der Düse. Eine quantitative Beurteilung der Brennstofftemperatur und der Folgen auf die Brennstoffgeschwindigkeit kann daher mit den verfügbaren Daten aus Experimenten und Simulationen in dieser Arbeit nicht erfolgen. Für diesen Schritt sind Simulationen mit Wand-Wärme-Übergängen oder weitere Messstellen im experimentellen Aufbau notwendig.

Da die Änderung des Brennstoffdüsendurchmessers aber, wie in Abbildung 6.30 gezeigt, keinen nennenswerten Einfluss auf das Emissionsverhalten hat, wird in dieser Arbeit auf weitere Untersuchungen verzichtet.

Hinsichtlich des Drucks im Brennstoffplenum zeigt sich mit kleinerem d_{Br} aufgrund der höheren Strömungsverluste in den Brennstoffdüsen ein Anstieg. Bei einer adiabaten Flammtemperatur von $T_{ad} = 1800\text{ K}$ liegt der Druck im Brennstoffplenum für Brennervariante 5 bei 971,6 mbar (Umgebungsdruck 958,6 mbar) und für Brennervariante 8 mit einem Brennstoffdüsendurchmesser von nur 1,0 mm bei 1536,8 mbar (Umgebungsdruck 965,35 mbar). Durch eine weitere Vergrößerung von d_{Br} könnte der Druckverlust über die Brennstoffdüse nochmals gesenkt werden. Bücheler et al. konnten bereits zeigen, dass ein jetstabilisierter Brenner in der betrachteten Leistungsklasse auch bei extrem niedrigen Brennstoffgeschwindigkeiten stabil betrieben werden kann [8].

6.2.5. Zusammenfassung

Die in diesem Ergebnisteil beschriebenen Variation der Düsenanzahl, des Durchmessers von Luft- und Brennstoffdüse sowie der Mischstreckenlänge eines einstufigen, jetstabilisierten Brenners unter AGR-Bedingungen liefert zusammengefasst folgende Erkenntnisse:

Eine Erhöhung der Düsenanzahl führt zu geringeren Schadstoffemissionen (sowohl CO als auch NO_x) und zu einer kürzeren Reaktionszone. Die durchgeführten CFD-Simulationen legen nahe, dass die bessere Mischung von Luft und Brennstoff am Brenneraustritt mit steigender Düsenanzahl eine Ursache für diesen Zusammenhang ist. Zusätzlich wird eine verstärkte Interaktion zwischen den einzelnen Flammen vermutet, diese konnte aber mit den eingesetzten Methoden nicht nachgewiesen werden.

Die Reduktion des Mischstreckendurchmessers, welche zu einer höheren Geschwindigkeit des in die Brennkammer eintretenden Jets führt, bewirkt ebenfalls eine bessere Mischung von Luft und Brennstoff am Brenneraustritt. Im Zusammenspiel mit einer vermehrten Rezirkulation heißer Abgase innerhalb der Brennkammer können so die maximal auftretenden Temperaturspitzen und folglich die Schadstoffemissionen gesenkt werden. Lediglich bei geringen adiabaten Flammentemperaturen nahe der mageren Verlöschgrenze sind mit geringerer Jetgeschwindigkeit auch geringere CO-Emissionen erreichbar. Der Druckverlust über die Brennkammer steigt mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit an.

Eine Verdopplung der Mischstreckenlänge wirkt sich ebenfalls auf den Mischungsvorgang von Luft und Brennstoff in der Mischstrecke aus. Die längere Aufenthaltszeit führt zu einer besseren Mischung, gleichzeitig wird der Brennstoff bis an die Wand der Mischstrecke getragen. Infolge dessen setzt die Verbrennungsreaktion zumindest zeitweise näher am Brenneraustritt ein. Es wird vermutet, dass dies den leichten Anstieg der NO_x -Emissionen begründet. Die CO-Emissionen sind für beide Mischstreckenlängen fast über den kompletten untersuchten Betriebsbereich identisch, lediglich nahe der mageren Verlöschgrenze sind mit der längeren Mischstrecke etwas geringere CO-Emissionen messbar.

Die Steigerung der Brennstoffgeschwindigkeit am Austritt der Brennstoffdüse durch eine Verringerung des Düsendurchmessers führt zu keiner messbaren Änderung im Emissionsverhalten. Lediglich der Druckverlust über die Brennstoffdüsen steigt erwartungsgemäß an.

6.3. Entwicklung Brennkammersystem

Dieses Kapitel beschreibt, wie das komplette MGT-Brennkammersystem inklusive Mischluft-eindüsung unter Verwendung und Berücksichtigung der bisher gewonnenen Erkenntnisse ausgelegt wird.

Aus ersten experimentellen Untersuchungen an dem bereits erwähnten IBC-MGT-Demonstrator geht hervor, dass sich die Luftzahl für die Verbrennung von Voll- auf Teillast um ca. 7% erhöht (im Betrieb ohne AGR) [1]. Ausgedrückt in adiabaten Flammentemperaturen bedeutet dies ein Absinken von T_{ad} um 125 K im Teillastbetrieb. Auf Basis der in Abbildung 6.6 diskutierten CO-Emissionen unter AGR-Bedingungen wird daher der Bereich $T_{\text{ad}} = 1725$ -

1850 K als Betriebsbereich für das MGT-Brennkammersystem festgelegt. Die untere Temperaturgrenze weist dabei auch bei reduziertem Sauerstoffgehalt einen gewissen Abstand zur mageren Verlöschgrenze auf. Die obere Temperaturgrenze erlaubt, unter Berücksichtigung des gesetzlichen Grenzwerts für die CO-Emissionen, eine Absenkung des Sauerstoffgehalts auf $Y_{O_2} = 13,8\%$. Für die Untersuchung des Teillastfalls wird das in Kapitel 3.1 genannte Absinken des Luftmassenstroms um ca. 6,5 % berücksichtigt.

Die Brennergeometrie wird aus den Ergebnissen der Sensitivitätsanalyse abgeleitet. Aufgrund der wesentlich kürzeren Reaktionszone und der geringeren Schadstoffemissionen besitzt der Brenner 12 Düsen, obwohl dies einen leicht erhöhten Materialeinsatz bei der Herstellung bedeutet. Als Durchmesser der Mischstrecke werden 5,3 mm gewählt. Diese Düsengröße ist auf Basis der vorhandenen Erkenntnisse ein guter Kompromiss zwischen Emissionsverhalten und Druckverlust über den Brenner. Da die untersuchte längere Mischstrecke weder zu einer Reduktion der CO-Emissionen im relevanten Bereich der adiabaten Flammentemperaturen, noch zu einer kürzeren Reaktionszone geführt hat, wird das MGT-Brennkammersystem mit einer Mischstreckenlänge von 21 mm ausgelegt. Dadurch wird weniger Bauraum benötigt als bei einer verlängerten Mischstrecke und zusätzlich ist der für die Herstellung benötigte Materialeinsatz geringer. Wegen des geringen Druckverlusts von weniger als 20 mbar über die 1,5 mm-Brennstoffdüsen wird dieser Düsendurchmesser auch in der MGT-Brennkammer eingesetzt. Unter Berücksichtigung der derzeit bekannten Parameter (beispielsweise typische Rekuperator-Druckverluste und der Druck im Erdgasnetz) erscheint es als sehr wahrscheinlich, dass die IBC-MGT ohne zusätzlichen Brennstoffkompressor betrieben werden kann. In Bezug auf die Düsengeometrie entspricht das MGT-Brennkammersystem somit dem Brenner, welcher bereits für die Untersuchung des Einflusses der AGR auf dem atmosphärischen Prüfstand in Kapitel 6.1 verwendet wurde.

Aus der Brennkammereintrittstemperatur von $T_v = 730\text{ °C}$, der festgelegten höchsten adiabaten Flammentemperatur von $T_{ad} = 1850\text{ K}$ und der maximal zulässigen Turbineneintrittstemperatur von 1023 °C ergibt sich ein Verhältnis von Primär- zu Sekundärluft von 0,35/0,65. Dieses Verhältnis weicht aufgrund der höheren maximalen Flammentemperatur geringfügig von dem in Kapitel 3.1 genannten Wert ab. Unter Berücksichtigung des in Abbildung 5.2 beschriebenen zusätzlichen Kühlluftspalts kann dieser Luftsplit mittels 24 Mischluftbohrungen des Durchmessers 5,45 mm realisiert werden. Die Positionierung der Bohrungen erfolgt in zwei Reihen, da diese Anordnung nach einer Arbeit von Kauth einer einreihigen Ausführung vorzuziehen ist [48]. Abbildung 6.31 gibt einen Überblick über das CAD-Modell des ausgelegten Brennkammersystems und verdeutlicht die Positionierung der Mischluftbohrungen in axialer Richtung sowie in Bezug auf die Düsen des Brenners.

6.4. Analyse MGT-Brennkammersystem

In diesem Kapitel wird die Analyse des ausgelegten MGT-Brennkammersystems mittels CFD-Simulationen beschrieben. Ausführlich betrachtet werden dabei der angenommene Volllastpunkt mit einer adiabaten Flammentemperatur von 1850 K bei einem Sauerstoffgehalt von

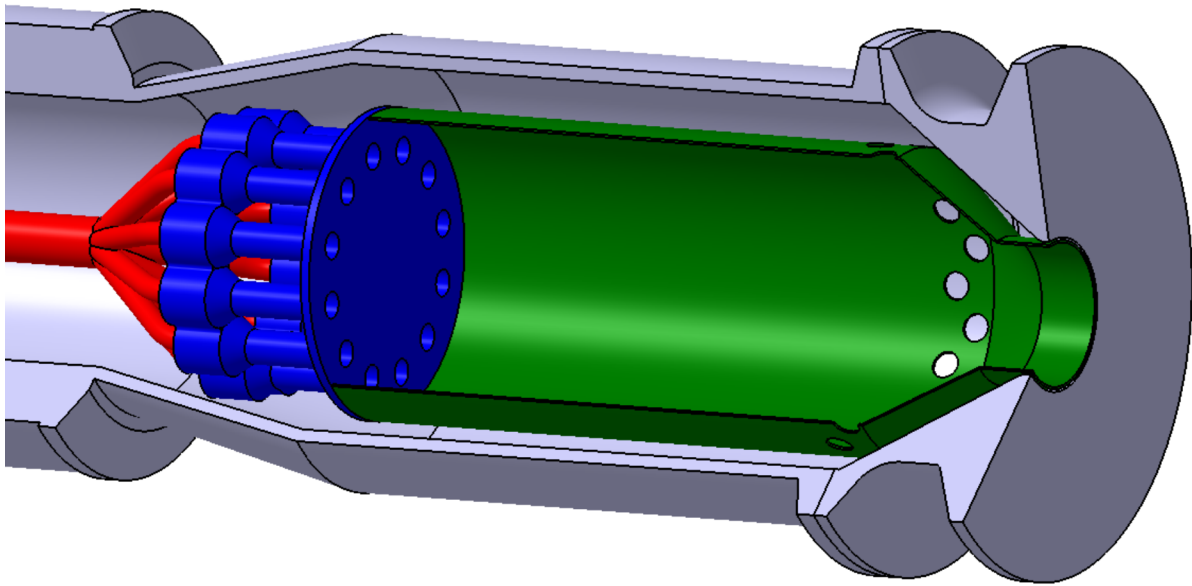


Abbildung 6.31.: CAD-Modell des kompletten ausgelegten MGT-Brennkammersystems

$Y_{O_2} = 13,8\%$ und der minimale Teillastpunkt bei $T_{ad} = 1725\text{ K}$. Unter der Annahme einer konstanten AGR-Rate für Voll- und Teillastfall ergibt sich für den untersuchten Teillastpunkt ein Sauerstoffgehalt der Luft am Brennkammereintritt von $Y_{O_2} = 16,0\%$ (siehe auch Abbildung 1.2).

Der Gesamtluftmassenstrom wird für den Volllastpunkt so gewählt, dass der Anteil der Primärluft bei ca. 6 g/s liegt. Dies ermöglicht einen direkten Vergleich mit den bereits diskutierten Ergebnissen des atmosphärischen Prüfstands.

6.4.1. Volllast unter AGR-Bedingungen

Nachfolgend wird ausführlich die Analyse des Volllastfalls bei einem Sauerstoffgehalt von $Y_{O_2} = 13,8\%$ (Luftzusammensetzung 3, siehe Tabelle 6.2) und einer Luftvorwärmung von $T_v = 730\text{ °C}$ beschrieben. Die Auswertungen der Simulationen bei einem Sauerstoffgehalt $Y_{O_2} = 23,1\%$ zeigen die qualitativ selben Zusammenhänge und werden daher nicht näher diskutiert. Ausgewählte Schnittansichten sind jedoch im Anhang aufgeführt (A.3 - A.5).

In Abbildung 6.32 sind zunächst die Axialgeschwindigkeiten auf der Symmetrieebene für die MGT-Brennkammergeometrie (oben) und für den atmosphärischen Prüfstand (unten) dargestellt. Neben der Mischlufterindüsung unterscheiden sich die Geometrien wie in Kapitel 5.1 beschrieben hauptsächlich in der Anordnung der Brennstoffversorgung: Bei der MGT-Konfiguration wird der Brennstoff mittig über ein zur Brennerachse koaxiales Rohr zugeführt, am atmosphärischen Prüfstand wird jede Düse radial von außen mit Brennstoff versorgt.

Der Vergleich der Strömungsfelder zeigt, dass sich durch die Mischlufterindüsung und die daraus resultierende Versperrung ein zweites Rezirkulationsgebiet an der Brennkammerachse ausbildet. Dieses ist zwar weitestgehend isoliert, es findet aber dennoch eine Interaktion mit der großen Rezirkulationszone im Bereich der Reaktionszone statt, wie nachfolgend anhand

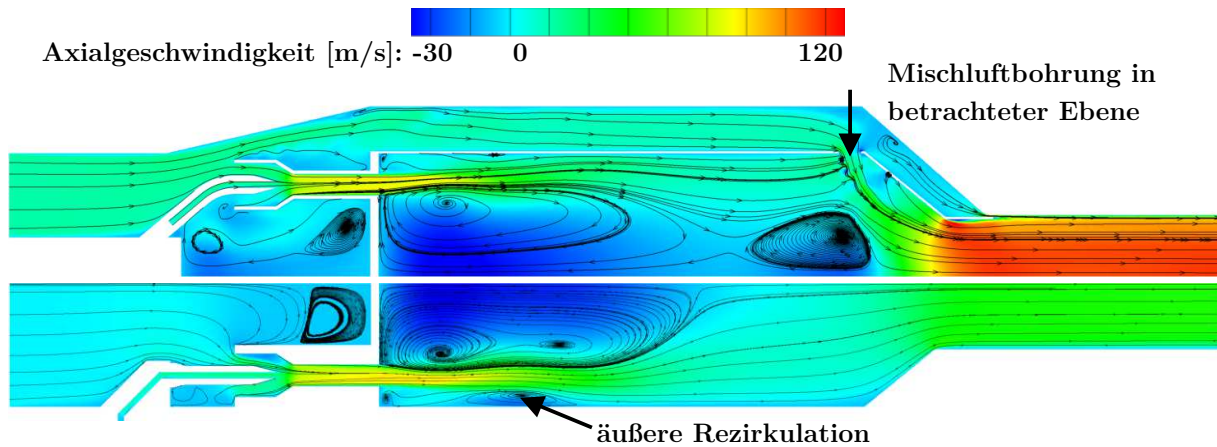


Abbildung 6.32.: Axialgeschwindigkeit bei $T_v = 730\text{ °C}$, $Y_{O_2} = 13,8\%$ und $T_{ad} = 1850\text{ K}$. Oben: MGT-Brennkammer, unten: atmosphärischer Prüfstand

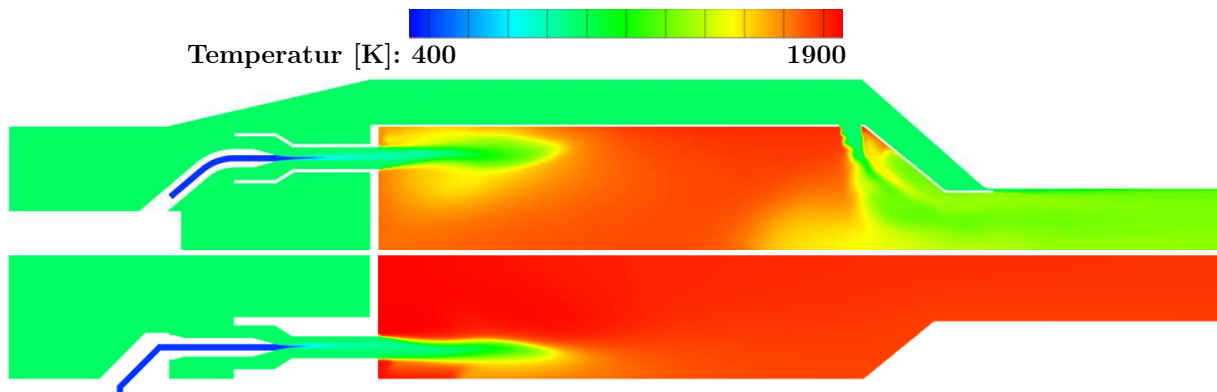


Abbildung 6.33.: Temperaturfeld bei $T_v = 730\text{ °C}$, $Y_{O_2} = 13,8\%$ und $T_{ad} = 1850\text{ K}$. Oben: MGT-Brennkammer, unten: atmosphärischer Prüfstand

des Temperaturfelds und der K_v -Werte diskutiert wird. Ein weiterer Unterschied in den Strömungsfeldern ist die wesentlich höhere Geschwindigkeit am Brennkammerauslass im Falle der MGT-Brennkammergeometrie. Diese sind durch den entsprechend höheren Luftmassenstrom bei nahezu identischem Austrittsdurchmesser begründet. Das im Strömungsfeld des atmosphärischen Prüfstands erkennbare zusätzliche Rezirkulationsgebiet nahe der Brennkammerwand ist in den Simulationsergebnissen des kompletten Brennkammersystems zwar ebenfalls vorhanden, allerdings nur in wesentlich geringerem Maße, so dass es in Abbildung 6.32 praktisch nicht erkennbar ist.

Wie bereits angedeutet, zeigt das Temperaturprofil für das MGT-Brennkammersystem in Abbildung 6.33 Unterschiede im Vergleich zum Profil des atmosphärischen Prüfstands. Durch die sich bildende zweite Rezirkulationszone wird offensichtlich ein Teil der einströmenden Mischluft in Richtung des Brenneraustritts transportiert, wodurch die Temperaturen in der gesamten Brennkammer reduziert werden. Die Maximaltemperatur sinkt für die betrachteten Fälle von 1904 auf 1842 K. Dieser Zusammenhang ist auch anhand der in Abbildung 6.34 dargestellten K_v -Werte beschrieben. In dem beigefügten Ausschnitt des Strömungsfelds ist mittels zwei Pfeilen die Position der Mischluftbohrungen markiert. Die im Diagramm blau

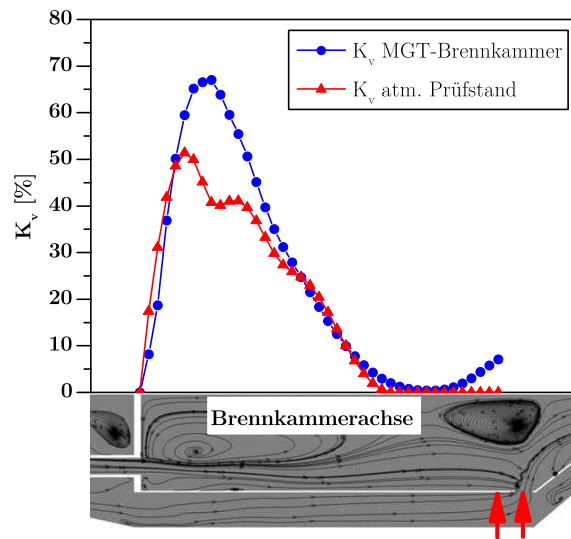


Abbildung 6.34.: K_v -Werte bei $T_v = 730^\circ\text{C}$, $Y_{\text{O}_2} = 13,8\%$ und $T_{\text{ad}} = 1850\text{ K}$

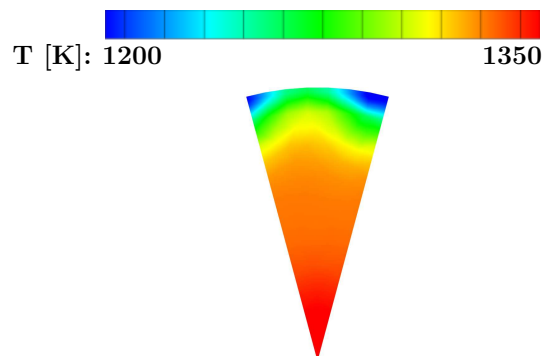


Abbildung 6.35.: Temperaturfeld am Austritt für die MGT-Brennkammer bei $T_v = 730^\circ\text{C}$, $Y_{\text{O}_2} = 13,8\%$ und $T_{\text{ad}} = 1850\text{ K}$

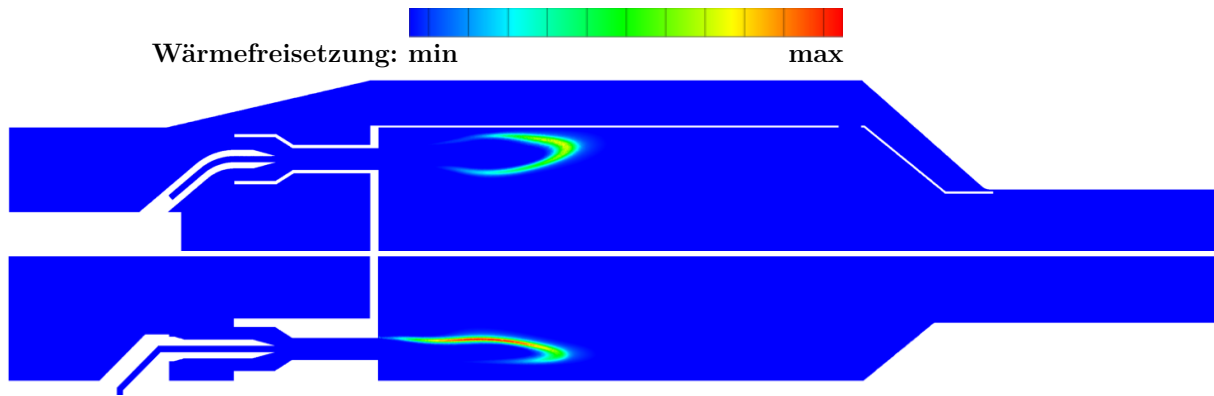


Abbildung 6.36.: Wärmefreisetzung bei $T_v = 730 \text{ °C}$, $Y_{O_2} = 13,8 \%$ und $T_{ad} = 1850 \text{ K}$. Oben: MGT-Brennkammer, unten: atmosphärischer Prüfstand

gezeichnete Kurve zeigt, dass die K_v -Werte des MGT-Brennkammersystems durchweg größer als null sind. Das belegt, dass ein geringer Teil der Mischluft von der hinteren Rezirkulationszone in Richtung Brenneraustritt transportiert wird. Zusätzlich zeigt das Diagramm höhere Rezirkulationsraten im Bereich der Reaktionszone. Da die Axialgeschwindigkeiten in einer ähnlichen Größenordnung liegen (siehe Abbildung 6.32), ist es naheliegend, dass dieser Unterschied durch den zusätzlich rezirkulierten Massenstrom zustande kommt.

Das Temperaturprofil am Brennkammeraustritt in Abbildung 6.35 zeigt, dass sich die zugeführte Mischluft gut mit den heißen Abgasen mischt und sich ein ausreichend homogenes Temperaturprofil am Brennkammeraustritt ausbildet. Die am oberen Bildrand erkennbaren kalten Strahlen sind die Folgen des über den Ringspalt zugeführten Teils der Mischluft, siehe auch Abbildung 5.2.

In Abbildung 6.36 ist, bezogen auf die Symmetrieebene, dargestellt, wie sich die Änderungen im Geschwindigkeits- und Temperaturfeld auf die Form und Lage der Reaktionszone auswirken. Wie in den vorherigen Abbildungen ist erneut oben das MGT-Brennkammersystem und unten die Geometrie des atmosphärischen Prüfstands gezeigt. Aus dem Vergleich geht hervor, dass die Flamme im MGT-Brennkammersystem eine Hufeisen-ähnliche Form annimmt und sich die Reaktion folglich nicht mehr hauptsächlich an der inneren Scherschicht abspielt. Zudem zeigt sich ein deutliches Abheben der Flamme. Dadurch verschiebt sich die Reaktionszone in axialer Richtung. Gleichzeitig nimmt die Flammenlänge aufgrund der gleichmäßigeren Verteilung der Reaktionszone entlang der Scherschichten ab. Sehr wahrscheinlich haben sowohl die nur schwach ausgeprägte äußere Rezirkulationszone nahe der Brennkammerwand, als auch das Rückströmen kalter Mischluft zum Brenneraustritt einen Einfluss auf die Lage der Reaktionszone. Die geringere Versperrung durch das Rezirkulationsgebiet ermöglicht es dem einströmenden Luft-Brennstoff-Gemisch, sich gleichmäßiger zu verteilen, wodurch die Flamme eine symmetrischere Form annimmt. Gleichzeitig führt die zurückströmende Mischluft zu einer Temperaturabnahme und in Folge zu einer längeren Zündverzugszeit und geringeren Flammengeschwindigkeiten, weshalb die Flamme weiter stromab stabilisiert.

Den wesentlich größeren Einfluss auf die unterschiedliche Form und Lage der Reaktionszone hat jedoch vermutlich die in Abbildung 6.37 gezeigte Änderung des Mischungszustands von

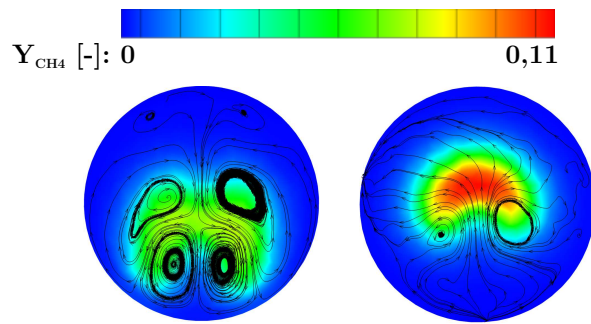


Abbildung 6.37.: CH_4 -Verteilung am Brennkammereintritt bei $T_v = 730^\circ\text{C}$, $Y_{\text{O}_2} = 13,8\%$ und $T_{\text{ad}} = 1850\text{K}$. Links: atmosphärischer Prüfstand, rechts: MGT-Brennkammer

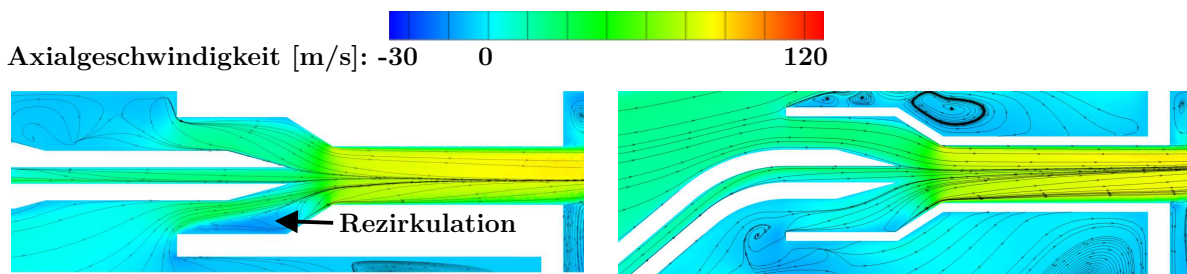
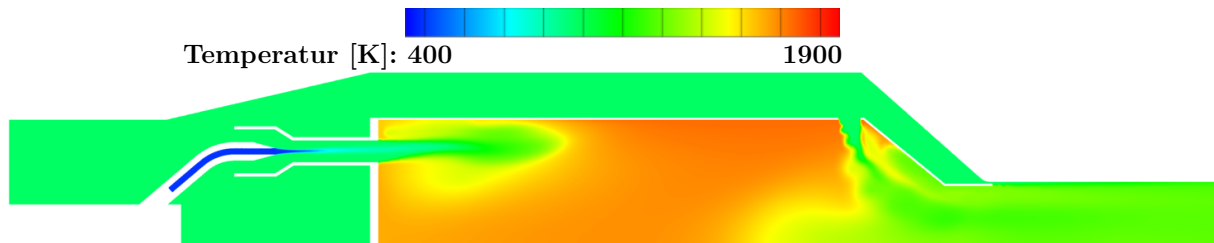


Abbildung 6.38.: Axialgeschwindigkeit im Bereich der Düse bei 730°C , $Y_{\text{O}_2} = 13,8\%$ und $T_{\text{ad}} = 1850\text{K}$. Links: atmosphärischer Prüfstand, rechts: MGT-Brennkammer

Luft und Brennstoff am Brenneraustritt. Für das MGT-Brennkammersystem ist der maximale Brennstoffgehalt höher und der Brennstoff wird aufgrund weniger stark ausgeprägter Sekundärströmungen zusätzlich nur geringfügig abgelenkt. Die Ablenkung erfolgt dabei im Gegensatz zur Prüfstandgeometrie in Richtung Brennkammerwand und nicht in Richtung der Brennkammerachse. Das Verhalten der Strömung in der Mischstrecke lässt sich durch die Geometrieunterschiede im Bereich der Brennstoffzufuhr und durch ein aufgrund der zusätzlichen Mischluft verändertes Strömungsfeld vor Eintritt in die Mischstrecke begründen. Dafür ist in Abbildung 6.38 das Profil der Axialgeschwindigkeit im Bereich der Mischstrecke vergrößert dargestellt. Wie im linken Bildteil zu erkennen ist, bildet sich am atmosphärischen Prüfstand nach Eintritt in die Luftdüse ein Rezirkulationsgebiet aus, welches den freien Querschnitt lokal reduziert. Infolge ist die Luftverteilung über den Düsenquerschnitt hier ungleichmäßig. Für das rechts im Bild dargestellte MGT-Brennkammersystem zeigen sich zwar ebenfalls ungleichmäßige Axialgeschwindigkeiten über den Düsenquerschnitt, allerdings nur in geringerem Maße. Zudem ist keine große Rezirkulationszone nach dem Eintritt in die Luftdüse zu erkennen. Die stärkere Abschirmung des Brennstoffstrahls durch die umgebende Luft kann dazu führen, dass die Flamme in der Brennkammer weiter stromab wandert und die Zeitspanne für die Einmischung von zurückströmenden heißen Abgasen vergrößert wird. Die berechneten trockenen CO-Emissionen bei 15 Vol-% Sauerstoff betragen für den atmosphärischen Prüfstand 66,3 ppm und für das MGT-Brennkammersystem 44,4 ppm. Dabei gilt es allerdings zu berücksichtigen, dass lokal auftretende Effekte, beispielsweise das Quenchen

Luftzusammensetzung	Y_{O_2}	Y_{N_2}	Y_{CO_2}	Y_{H_2O}
	[%]	[%]	[%]	[%]
15	16,0	75,1	4,6	4,3

Tabelle 6.7.: Betrachtete Luftzusammensetzung bei Teillastbetrieb

Abbildung 6.39.: Temperaturfeld bei $T_v = 730\text{ °C}$, $Y_{O_2} = 16,0\%$ und $T_{ad} = 1725\text{ K}$

der Reaktion aufgrund zurückströmender Mischluft, durch die verwendeten CFD-Methoden nicht abgebildet werden können. Ein möglicher Unterschied für die berechnete CO-Differenz ist beispielsweise ein geringes CO-Gleichgewicht bedingt durch das Absinken der adiabaten Flammentemperatur in der Simulation des kompletten MGT-Brennkammersystems. Wie hoch die CO-Emissionen der MGT tatsächlich sind und welchen Einfluss über die Mischluft rezirkuliertes CO auf die Gesamtemissionen hat, wird sich erst bei späteren Brennkammeruntersuchungen im realen MGT-System zeigen, welche nicht mehr Teil dieser Arbeit sind. Der berechnete Druckverlust ist mit 1,1 % aufgrund der ähnlichen Jetgeschwindigkeiten sowohl für den atmosphärischen Prüfstand, als auch für das MGT-Brennkammersystem im betrachteten Lastpunkt identisch.

6.4.2. Teillast unter AGR-Bedingungen

Wie bereits erwähnt, wird für die Betrachtung des Teillastfalls dieselbe AGR-Rate wie beim zuvor beschriebenen Vollastfall angenommen. Aufgrund der sich ändernden Flammentemperatur ergibt sich dadurch die in Tabelle 6.7 genannte Luftzusammensetzung mit einem Sauerstoffgehalt von $Y_{O_2} = 16\%$. Die Ergebnisse der Teillastbetrachtung bei einem Sauerstoffgehalt von $Y_{O_2} = 23,1\%$ zeigen qualitativ erneut dieselben Zusammenhänge und werden daher nicht weiter betrachtet sondern sind nur im Anhang aufgeführt (A.6 und A.7).

Aufgrund des sehr ähnlichen Luftmassenstroms im Vergleich zum Vollastfall ändert sich das Geschwindigkeitsfeld im Teillastbetrieb nur geringfügig, weshalb auf eine Darstellung verzichtet wird. Deutliche Unterschiede zeigen sich hingegen im Temperaturfeld in Abbildung 6.39 und auch die Lage der Reaktionszone in Abbildung 6.41 ändert sich. Die Temperaturen liegen im Teillastfall, bedingt durch die reduzierte Brennstoffmenge, insgesamt auf einem tieferen Niveau, die auftretende Maximaltemperatur sinkt auf 1747 K ab. Im Bereich der Reaktionszone deutet bereits die Temperaturverteilung darauf hin, dass die Flamme im Vergleich zum Vollastfall breiter wird. Des Weiteren lassen die Temperaturen auf der Brennerachse

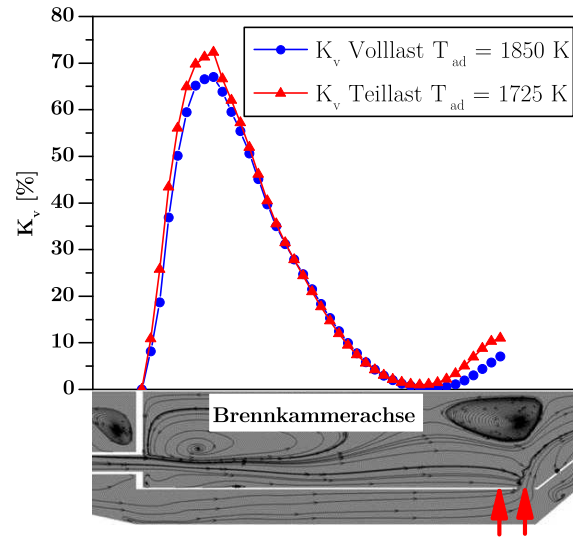


Abbildung 6.40.: K_v -Werte des MGT-Brennkammersystems bei $T_v = 730$ °C, für den Volllast- ($T_{ad} = 1850$ K) und Teillastfall ($T_{ad} = 1725$ K)

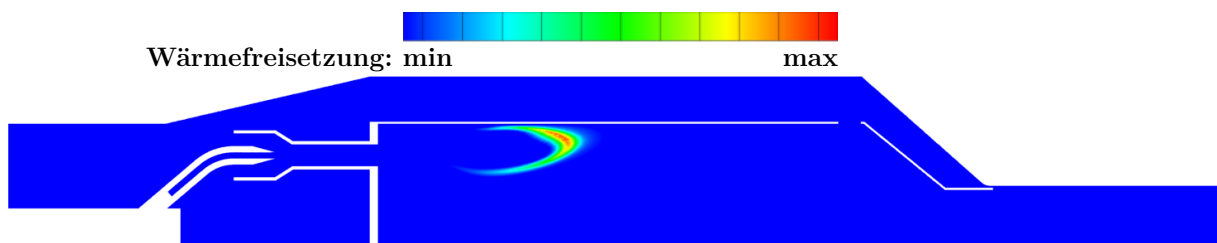


Abbildung 6.41.: Wärmefreisetzung bei $T_v = 730$ °C, $Y_{O_2} = 16,0$ % und $T_{ad} = 1725$ K

ein vermehrtes Zurückströmen kalter Mischluft vermuten. Dies belegt auch der Vergleich der K_v -Werte in Abbildung 6.40 für den betrachteten Voll- und Teillastfall. Da der K_v -Wert im Teillastfall nicht nur im Bereich der mischluftbedingten hinteren Rezirkulationszone, sondern auch zwischen den beiden Rezirkulationszonen höher ist als im Vollastfall, wird mehr kalte Mischluft in Richtung des Brenneraustritts transportiert. In der Folge steigt der maximale K_v -Wert der großen Rezirkulationszone im Teillastbetrieb leicht an.

Die auf Basis der Temperaturverteilung angenommene Verbreiterung der Reaktionszone ist auch deutlich in der in Abbildung 6.41 dargestellten Wärmefreisetzungszone zu erkennen. Trotz des höheren Sauerstoffgehalts im Teillastbetrieb weitet sich die Reaktionszone bedingt durch das Absinken der adiabaten Flammentemperatur auf und hebt weiter vom Brenneraustritt ab. Die absolute Länge der Flamme bleibt hingegen näherungsweise konstant.

Die durchgeführten CFD-Simulationen geben keinen Hinweis darauf, dass es im Teillastbetrieb unter AGR-Bedingungen aufgrund einer verlängerten Reaktionszone zu einer verstärkten Interaktion zwischen Flamme und Mischluft und daraus resultierenden Quenching-Effekten kommt. Wie bereits bei der Beschreibung des Vollastfalls diskutiert, kann auch das Emissions- und Stabilitätsverhalten für den Teillastbetrieb erst in späteren Tests im realen MGT-System abschließend beurteilt werden.

7. Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurde eine einstufige, jetstabilisierte Brennkammer für einen inversen MGT-Kreislauf mit der Leistung 1 kW_{el} und einer externen Abgasrezirkulation entwickelt. Die besonderen Herausforderungen ergaben sich dabei durch hohe angestrebte AGR-Raten, wodurch der Sauerstoffgehalt am Brennkammereintritt im gewählten Betriebsbereich auf bis zu $Y_{\text{O}_2} = 13,8 \%$ sinkt.

Als erster Schritt für die Entwicklung erfolgte zunächst die grundlegende Untersuchung eines jetstabilisierten Brenners mittels validierter CFD-Methoden und experimenteller Messungen auf dem atmosphärischen Einzelbrennerprüfstand unter realen AGR-Bedingungen. Die verwendete Brennergeometrie mit 12 Düsen basierte dabei auf einem von Seliger et al. entwickelten Brenner [73]. Die Ergebnisse zeigten einen starken Einfluss der AGR auf das Emissionsverhalten sowie auf die Form und Lage der Reaktionszone. Die gemessenen CO-Emissionen stiegen mit abnehmendem Sauerstoffgehalt an und der realisierbare Bereich adiabater Flammentemperaturen nahm ab. Die mittels OH^* -Chemolumineszenz vermessene Reaktionszone vergrößerte sich unter AGR-Bedingungen sowohl in axialer, als auch in radialer Richtung und nahm ein größeres Volumen in der Brennkammer ein. Die Flammenstabilität und das Emissionsverhalten unter AGR-Bedingungen waren sehr sensitiv bezüglich der Vorwärmtemperatur und bereits eine Reduktion von T_v von 730°C auf 600°C grenzte den möglichen Betriebsbereich erheblich ein.

Durch eine Variation der Luftzusammensetzung bei konstantem Sauerstoffgehalt konnte der Einfluss von in der Luft rezirkuliertem CO_2 und H_2O separiert beurteilt werden. Dabei zeigte sich, dass die tatsächlichen Auswirkungen der AGR auf das Emissionsverhalten sowie die Form und Lage der Reaktionszone nur mit der unter realen Bedingungen vorliegenden Luftzusammensetzung beurteilt werden können. Untersuchungen mit vereinfachten Luft-Stickstoff-Zusammensetzungen ermöglichten allerdings tendenzielle Aussagen bezüglich der Emissionen bei reduziertem Sauerstoffgehalt in der Verbrennungsluft.

Bereits am Brenneintritt vorhandenes CO hatte keinerlei Auswirkungen auf das Emissionsverhalten. Der Verbrennungsluft zugegebenes NO beziehungsweise NO_2 blieb hingegen durch die Reaktionszone hindurch stabil und erhöhte die NO_x -Emissionen entsprechend. Folglich konnte kein NO_x -Reburn festgestellt werden.

In einem zweiten Teil der Arbeit wurde mittels einer Sensitivitätsanalyse der Einfluss der konkreten Brennergeometrie auf das Emissionsverhalten und die Flammenlage untersucht. Ziel dieser Analyse war die Reduktion von CO-Emissionen und das Erreichen einer kurzen Reaktionszone, um möglichst hohe AGR-Raten realisieren zu können. Es zeigte sich, dass insbesondere die Düsenanzahl und der Düsendurchmesser einen Einfluss auf die Emissionen

und die Flammenlage haben. Eine höhere Düsenanzahl führte zu geringeren CO- und NO_x-Emissionen sowie zu einer kompakteren Reaktionszone. Eine Verringerung des Düsendurchmessers und eine damit einhergehende Steigerung der Jetgeschwindigkeit führten, bedingt durch eine stärkere innere Rezirkulationszone im Strömungsfeld der Brennkammer, ebenfalls zu einer Reduktion der Emissionen. Die Verdopplung der Mischstreckenlänge hatte einen Anstieg in den gemessenen NO_x-Emissionen zur Folge, im Vergleich zu den bisher genannten Geometrieparametern war der Einfluss jedoch gering. Ein reduzierter Brennstoffdüsendurchmesser zeigte keine messbaren Änderungen im Emissionsverhalten, lediglich der Druckverlust über die Brennstoffdüsen stieg an.

Auf Basis der bis zu diesem Zeitpunkt gewonnenen Ergebnisse und unter Berücksichtigung der Randbedingungen aus dem IBC-MGT-Kreislauf, wurde in einem nächsten Schritt der Betriebsbereich der Brennkammer und die komplette Geometrie des MGT-Brennkammersystems ausgelegt und festgelegt.

Der mittels numerischer CFD-Simulationen untersuchte Betrieb des Brennkammersystems bei Voll- und Teillast unter AGR-Bedingungen zeigte Änderungen im Strömungsfeld der Brennkammer im Vergleich zu den Simulationen des atmosphärischen Prüfstands. Durch die Mischluftzufuhr entstand ein zweites Rezirkulationsgebiet, durch welches ein Teil der Mischluft auch zurück an den Brenneraustritt transportiert wurde. Dies führte zu einer weiteren Verdünnung des Gemischs vor dem Einsetzen der Verbrennungsreaktion und zu einem etwas geringeren Temperaturniveau innerhalb der Brennkammer. Die berechnete Reaktionszone war im Vergleich zum Einzelbrennerprüfstand stärker vom Brenneraustritt abgehoben. Neben zurückströmender Mischluft wurde hierfür hauptsächlich ein verändertes Strömungs- und Mischungsverhalten in der Luftdüse, bedingt durch die geometrische Änderung der Brennstoffzufuhr, vermutet. Im Vergleich zur Simulation des atmosphärischen Prüfstands wurde der Brennstoffstrahl bei der MGT-Brennergeometrie nur geringfügig abgelenkt. Der Brennstoff war deshalb durch die ihn umgebende Luft stärker abgeschirmt, wodurch die Flamme stromab wanderte. In Bezug auf die in der Sensitivitätsanalyse festgestellten Einflussparameter hatte die Änderung des Strömungsfelds in der Luftdüse der MGT-Brennkammer einen großen Einfluss auf die Form und Lage der Reaktionszone.

Zusammengefasst zeigte sich in den Simulationen für den Voll- und Teillastfall unter AGR-Bedingungen eine stabile Verbrennung, auch unter Berücksichtigung von teilweise zurückströmender Mischluft. Die Lage und Länge der Reaktionszone in Bezug auf die Mischluftbohrungen ließ keine direkte Interaktion der Flamme mit der zuströmenden kalten Mischluft vermuten.

Hinsichtlich des Einsatzes des Brennkammersystems in einer realen inversen MGT mit AGR lassen sich folgende Erkenntnisse zusammengefasst ableiten: Der Betrieb mit der einstufigen, jetstabilisierten Brennkammer bei geringen Sauerstoffgehalten ($Y_{O_2} < 15\%$) am Brennkammereintritt ist nur bei sehr hohen Vorwärmtemperaturen von $T_v = 730\text{ °C}$ möglich. Unter der Voraussetzung hoher T_v ist dabei auch im Teillastbetrieb eine stabile Verbrennung bei geringen CO-Emissionen unter AGR-Bedingungen zu erwarten. Die bereits bei $Y_{O_2} = 23\%$ geringen NO_x-Emissionen im einstelligen ppm-Bereich sinken bei reduziertem Sauerstoffgehalt

weiter ab. Der geringe Druckverlust über die Brennstoffdüsen ermöglicht sehr wahrscheinlich den Verzicht auf einen Brennstoffkompressor im inversen MGT-Kreislauf. Anhand der gewonnenen Erkenntnisse ergeben sich gute Voraussetzungen, dass das untersuchte Brennkammersystem den Betrieb der inversen MGT über den kompletten Betriebsbereich und bei hohen AGR-Raten unter Einhaltung der geltenden Emissionsvorschriften ermöglicht.

Der Ausblick auf weiterführende Arbeiten beinhaltet zunächst die experimentelle Untersuchung des Brennkammersystems in der MGT. Neben der Charakterisierung des Emissionsverhaltens in stationären Betriebspunkten kommt dabei vor allem dem dynamischen Verhalten beim Start und in der Aufwärmphase eine besondere Bedeutung zu. Die sich in dieser Phase für die Brennkammer einstellenden Randbedingungen entscheiden darüber, ob das MGT-System mit einer festen AGR-Rate betrieben werden kann, oder ob diese regelbar ausgeführt sein muss, um über den kompletten Betriebsbereich eine stabile und schadstoffarme Verbrennung zu ermöglichen.

Des Weiteren bietet sich die Analyse einer möglichen Pilotierung des Brennkammersystems an. Eine zusätzliche Pilotstufe könnte die Verbrennung insbesondere bei niedrigen Sauerstoffgehalten am Brennkammereintritt maßgeblich stabilisieren und den Betriebsbereich unter Umständen in Richtung geringerer adiabater Flammentemperaturen erweitern. Entsprechend der diskutierten Literaturquellen ist dabei unter AGR-Bedingungen nur ein geringer negativer Einfluss der Pilotstufe auf das Gesamtemissionsverhalten zu erwarten.

A. Anhang

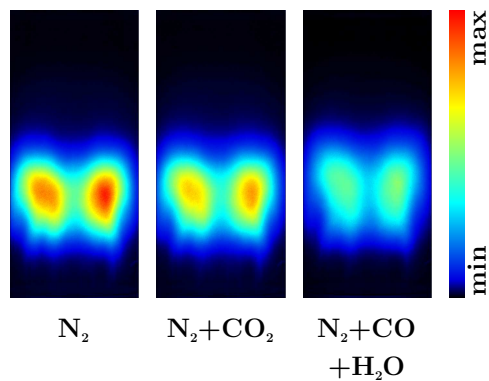


Abbildung A.1.: OH*-Chemolumineszenz bei $T_v = 730\text{ }^\circ\text{C}$ und $Y_{O_2} = 15,0\%$ für unterschiedliche Luftmischungen bei $T_{ad} = 1800\text{ K}$

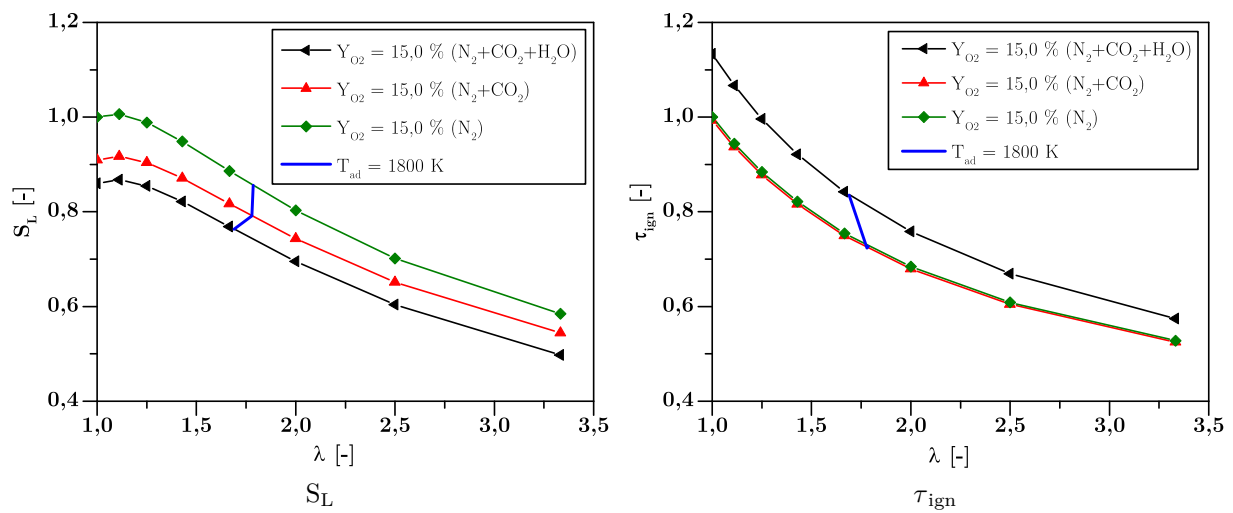


Abbildung A.2.: Laminare Flammgeschwindigkeiten und Zündverzugszeiten für unterschiedliche Luftzusammensetzungen bei $Y_{O_2} = 15,0\%$ in Abhängigkeit von λ bei einer Temperatur von 1300 K

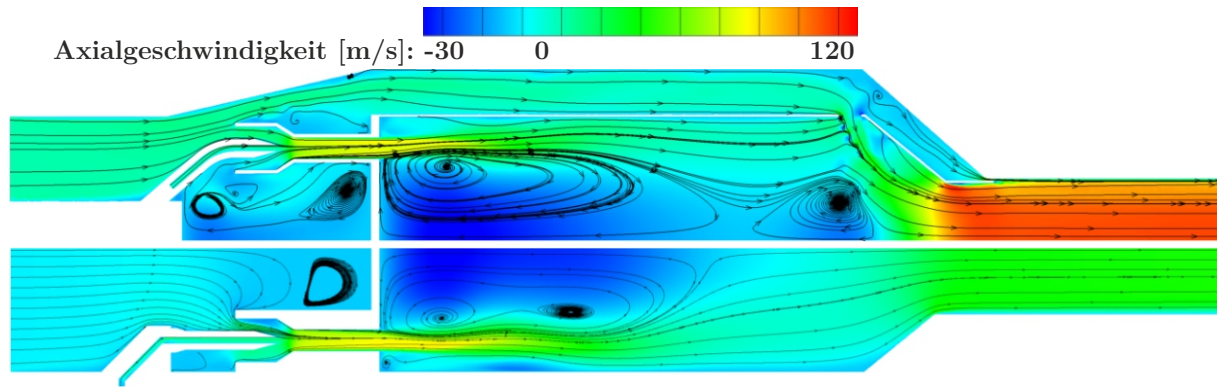


Abbildung A.3.: Axialgeschwindigkeit bei $T_v = 730\text{ °C}$, $Y_{O_2} = 23,1\%$ und $T_{ad} = 1850\text{ K}$.
Oben: MGT-Brennkammer, unten: atmosphärischer Prüfstand

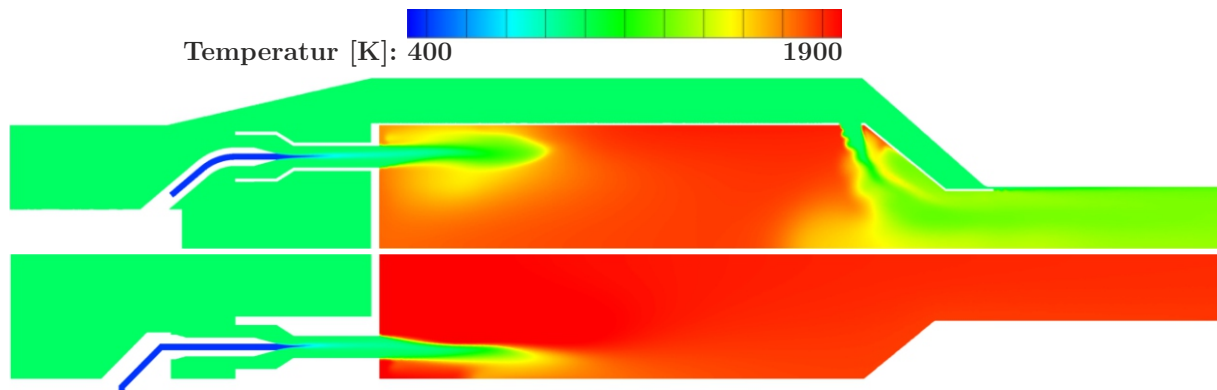


Abbildung A.4.: Temperaturfeld bei $T_v = 730\text{ °C}$, $Y_{O_2} = 23,1\%$ und $T_{ad} = 1850\text{ K}$.
Oben: MGT-Brennkammer, unten: atmosphärischer Prüfstand

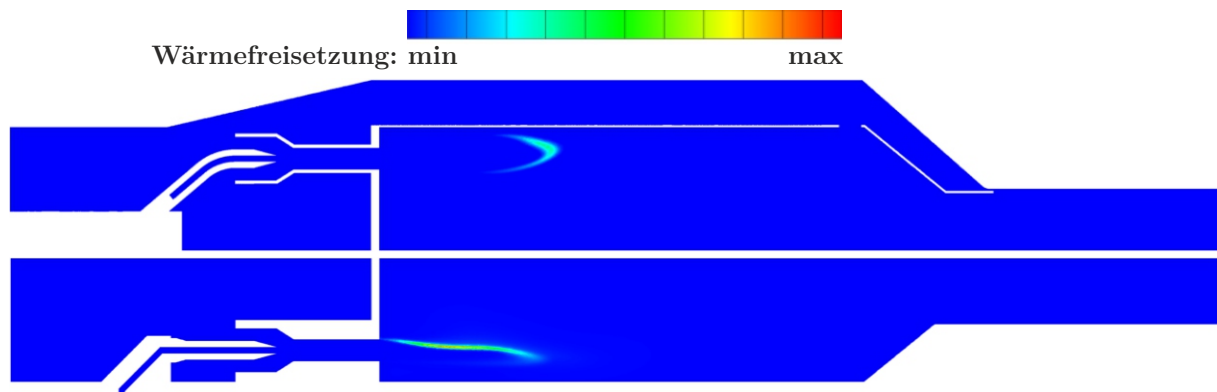


Abbildung A.5.: Wärmefreisetzung bei $T_v = 730\text{ °C}$, $Y_{O_2} = 23,1\%$ und $T_{ad} = 1850\text{ K}$.
Oben: MGT-Brennkammer, unten: atmosphärischer Prüfstand

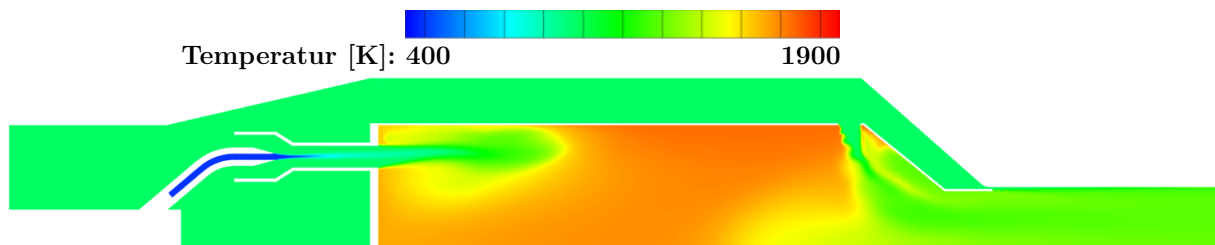


Abbildung A.6.: Temperaturfeld bei $T_v = 730\text{ }^\circ\text{C}$, $Y_{\text{O}_2} = 23,1\%$ und $T_{\text{ad}} = 1725\text{ K}$

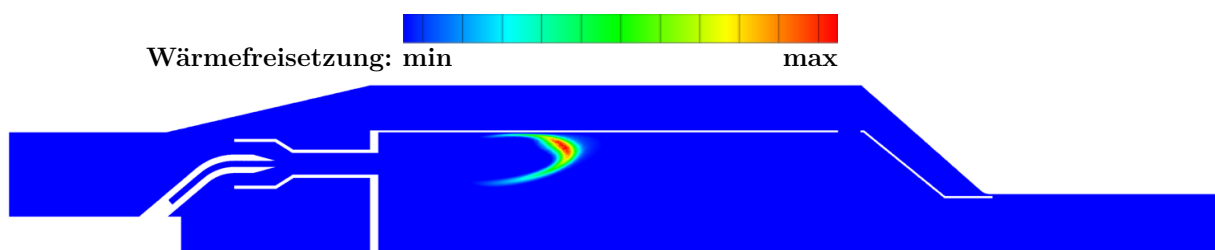


Abbildung A.7.: Wärmefreisetzung bei $T_v = 730\text{ }^\circ\text{C}$, $Y_{\text{O}_2} = 23,1\%$ und $T_{\text{ad}} = 1725\text{ K}$

Literatur

- [1] E. Agelidou u. a. „Experimental Investigation of an Inverted Brayton Cycle Micro Gas Turbine for CHP“. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*. GT2017-64490. (2017).
- [2] E. Agelidou u. a. „Numerical Investigation of an Inverted Brayton Cycle Micro Gas Turbine based on Experimental Data“. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*. GT2018-76377. (2018).
- [3] VDI-Fachbereich Energiewandlung und -anwendung. *Planung und Dimensionierung von Mikro-KWK-Anlagen*. (2013).
- [4] C.M. Arndt u. a. „Experimental Analysis of Thermo-Acoustic Instabilities in a Generic Gas Turbine Combustor by Phase-Correlated PIV, Chemiluminescence, and Laser Raman Scattering Measurements“. In: *Experiments in Fluids* 56(4) (2015), S. 56–69.
- [5] M.S. Bhatt. „Mapping of General Combined Heat and Power Systems“. In: *Energy Conversion and Management* 42(1) (2001), S. 115–124.
- [6] A. Brockhinke u. a. „Measurement and Simulation of Rotationally-Resolved Chemiluminescence Spectra in Flames“. In: *Applied Physics B* 107(3) (2012), S. 539–549.
- [7] S. Bücheler, A. Huber und M. Aigner. „Development of a Jet-Stabilized Combustion System for the use of Low-Caloric SOFC Off-Gas“. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*. GT2017-64447. (2017).
- [8] S. Bücheler, A. Huber und M. Aigner. „Investigation of Fuel Flexibility of a Jet-Stabilised Combustion System for Mirco Gas Turbines“. In: *Proceedings of the 8th European Combustion Meeting*. ECM2017.0080. (2017).
- [9] Statische Ämter des Bundes und der Länder. *Gebäude- und Wohnungsbestand in Deutschland*. (2014).
- [10] Naturschutz und Reaktorsicherheit Bundesministerium für Umwelt. *Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft – TA Luft*. (2002).
- [11] Bundestag der Bundesrepublik Deutschland. *Gesetz zur Änderung der Bestimmungen zur Stromerzeugung aus Kraft-Wärme-Kopplung und zur Eigenversorgung*. (2016).
- [12] A. Burdet, M. d. l. C. Garcia und D. Winkler. „Combustion Under Flue Gas Recirculation Conditions in a Gas Turbine Lean Premix Burner“. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. GT2010-23396. (2010).

- [13] M. Cadorin u. a. „Analysis of a Micro Gas Turbine fed by Natural Gas and Synthesis Gas: MGT Test Bench and Combustor CFD Analysis“. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 134(7) (2012).
- [14] M. C. Cameretti, F. Reale und R. Tuccillo. „Cycle Optimization and Combustion Analysis in a low-NO_x Micro-Gas Turbine“. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. GT2006-90240. (2006).
- [15] M. Cameretti, F. Reale und R. Tuccillo. „NO_x Suppression From a Micro-Gas Turbine Approaching the MILD-Combustion Regime“. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. GT2007-27091. (2007).
- [16] M.C. Cameretti u. a. „CFD Analysis of the Flameless Combustion in a Micro-Gas Turbine“. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. GT2009-59750. (2009).
- [17] M.C. Cameretti u. a. „Combustion Simulation of an EGR Operated Micro-Gas Turbine“. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. GT2008-50692. (2008).
- [18] M.C. Cameretti u. a. „Comparison of External and Internal EGR Concepts for low Emission Micro Gas Turbines“. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. GT2010-22413. (2010).
- [19] S.M. Camporeale, F. Casalini und A. Saponaro. „Mild Combustion in a Novel CCGT Cycle With Partial Flue Gas Recirculation“. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. GT2003-38743. (2003).
- [20] Z. Cao und T. Zhu. „Effects of CO₂ Dilution on Methane Ignition in Moderate or Intense Low-Oxygen Dilution (MILD) Combustion: a Numerical Study“. In: *Chinese Journal of Chemical Engineering* 20(4) (2012), S. 701–709.
- [21] A. Cavaliere und M.d. Joannon. „Mild Combustion“. In: *Progress in Energy and Combustion Science* 30(4) (2004), S. 329–366.
- [22] H. Chehouani und M.E. Fagrich. „Adaptation of the Fourier-Hankel Method for Deflection Tomographic Reconstruction of Axisymmetric Field“. In: *Applied Optics* 52(3) (2013), S. 439–448.
- [23] *Chemical Workbench*. Kintech Laboratory. (2015).
- [24] S.M. Correa. „A Review of NO_x Formation Under Gas-Turbine Combustion Conditions“. In: *Combustion Science and Technology* 87(1-6) (1993), S. 329–362.
- [25] C. Duwig u. a. „Experimental and Numerical Study of Flameless Combustion in a Model Gas“. In: *Combustion Science and Technology* 180 (2008), S. 279–295.
- [26] A.M. ElKady, A. Brand und C.L. Vandervort. „Exhaust Gas Recirculation Performance in dry low Emissions Combustors“. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. GT2011-46482. (2011).

- [27] A.M. ElKady u. a. „Exhaust Gas Recirculation in DLN F-Class Gas Turbines for Post-Combustion CO₂ Capture“. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. GT2008-51152. (2008).
- [28] A.T. Evulet u. a. „On the Performance and Operability of GE’s Dry Low NO_x Combustors Utilizing Exhaust Gas Recirculation for Post Combustion Carbon Capture“. In: *Energy Procedia* 1 (2009), S. 3809–3816.
- [29] J.H. Ferziger und M. Peric. *Numerische Strömungsmechanik*. Springer, Berlin Heidelberg, (2008).
- [30] A. Fiolitaiks. „Numerische Berechnung von Stickoxiden in turbulenten Flammen mit Transportgleichungs-PDF-Verfahren“. Diss. Universität Stuttgart, (2014).
- [31] S. Fischer, D. Kluss und Joos. „Experimental Investigation of a Fuel Flexible Generic Gas Turbine Combustor With External Flue Gas Recirculation“. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*. GT2014-25388. (2014).
- [32] M. Frenklach u. a. *GRI-Mech - An Optimized Detailed Chemical Reaction Mechanism for Methane Combustion*. URL: http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/.
- [33] P. Gerlinger. *Numerische Verbrennungssimulation*. Springer, Berlin Heidelberg, (2005).
- [34] I. Glassmann. *Combustion 3rd Edition*. Academic Press, (1996).
- [35] Shell Deutschland Oil GmbH und BDH Bundesindustrieverband Deutschland. *Shell BDH Hauswärme-Studie*. (2013).
- [36] F. Guethe, M.d.l.C Garcia und A. Burdet. „Flue Gas Recirculation in a Gas Turbine: Investigation of Combustion Reactivity and NO_x Emission“. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. GT2009-59221. (2009).
- [37] F. Guethe u. a. „Flue Gas Recirculation of the Alstom Sequential Gas Turbine Combustor Tested at High Pressure“. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. GT2011-453. (2011).
- [38] J.M. Hall und E.L. Petersen. „An Optimized Kinetics Model for OH Chemiluminescence at High Temperatures and Atmospheric Pressures“. In: *International Journal of Chemical Kinetics* 38(12) (2006), S. 714–724.
- [39] S. Hasemann u. a. „Experimental and Numerical Design Study for a Small Scale jet-stabilised Micro Gas Turbine Combustor“. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*. GT2018-75050. (2018).
- [40] S. Hasemann u. a. „Investigation of a FLOX-Based Combustor for a Micro Gas Turbine With Exhaust Gas Recirculation“. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*. GT2017-64396. (2017).
- [41] M. Henke, T. Monz und M. Aigner. „Inverted Brayton Cycle With Exhaust Gas Recirculation - A Numerical Investigation“. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 135(9) (2013).

- [42] J. Herzler und C. Naumann. „Shock Tube Study of the Influence of NO_x on the Ignition Delay Times of Natural Gas at High Pressure“. In: *Combustion Science and Technology* 184(10-11) (2012), S. 1635–1650.
- [43] J. Herzler und C. Naumann. „Shock-Tube Study of the Ignition of Methane/Ethane/Hydrogen Mixtures With Hydrogen Contents From 0% to 100% at Different Pressures“. In: *Proceedings of the Combustion Institute* 32(1) (2009), S. 213–220.
- [44] J.G Hong u. a. „Effect of the Unmixedness of Unburned Gases on the Pressure Fluctuations in a Dump Combustor“. In: *Energy and Fuels* 22(4) (2008), S. 2221–2228.
- [45] Gecko Instruments. *Datenblatt Precisive 5-424B*. URL: http://www.gecko-instruments.de/media/Datenblaetter/Erdgas_Analysengerat.pdf.
- [46] E. Ito u. a. „Development of key Technologies for the Next Generation Gas Turbine“. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. GT2010-23233. (2010).
- [47] F. Joos. *Technische Verbrennung - Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen*. Springer, Berlin Heidelberg, (2006).
- [48] A. Kauth. „Auslegung der Brennkammersekundärströmung für ein Mikrogasturbinenbasiertes Mini-BHKW“. Bachelorarbeit. Hochschule Esslingen, (2015).
- [49] A. Kazakov und M. Frenklach. *DRM22*. URL: <http://www.me.berkeley.edu/drm/>.
- [50] H. Kobayashi u. a. „Effects of CO₂ Dilution on Turbulent Premixed Flames at High Pressure and High Temperature“. In: *Proceedings of the Combustion Institute* 31(1) (2007), S. 1451–1458.
- [51] M.M. Kopp, O. Mathieu und E.L. Petersen. „Rate Determination of the CO₂* Chemiluminescence Reaction CO + O + M = CO₂* + M“. In: *International Journal of Chemical Kinetics* 47(1) (2014), S. 50–72.
- [52] P. Kutne u. a. „Exhaust Gas Recirculation at Elevated Pressure Using a FLOX Combustor“. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*. GT2017-64227. (2017).
- [53] O. Lammel u. a. „Flox Combustion at High Power Density and High Flame Temperatures“. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. GT2010-23385. (2010).
- [54] M. Lauer. „Determination of the Heat Release Distribution in Turbulent Flames by Chemiluminescence Imaging“. Diss. Technische Universität München, (2011).
- [55] C. Lechner und J. Seume. *Stationäre Gasturbinen*. 2. Springer, Heidelberg, (2010).
- [56] P. Li u. a. „Progress and Recent Trend in MILD Combustion“. In: *Science China Technological Sciences* 54(2) (2011), S. 255–269.
- [57] F. Liu, H. Guo und G.J. Smallwood. „The Chemical Effect of CO₂ Replacement of N₂ in air on the Burning Velocity of CH₄ and H₂ Premixed Flames“. In: *Combustion and Flame* 133(4) (2003), S. 495–497.

- [58] J.-M. Lourier u. a. „Scale Adaptive Simulation of a Thermoacoustic Instability in a Partially Premixed Lean Swirl Combustor“. In: *Combustion and Flame* 183 (2017), S. 343–357.
- [59] J. Löwe u. a. „Low-Dissipation Low-Dispersion Second-Order Scheme for Unstructured Finite Volume Flow Solvers“. In: *AIAA Journal* 54(10) (2016), S. 2961–2971.
- [60] R. Lückcrath, W. Meier und M. Aigner. „FLOX Combustion at High Pressure with Different Fuel Compositions“. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 130(1) (2008), S. 011505.
- [61] a.N. Mazas, D. A. Lacoste und T. Schuller. „Experimental and Numerical Investigation on the Laminar Flame Speed of CH₄/O₂ Mixtures Diluted with CO₂ and H₂O“. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. GT2010-22512. (2010).
- [62] F. Menter. „Zonal Two Equation k- ω Turbulence Models For Aerodynamic Flows“. In: *23rd Fluid Dynamics, Plasmadynamics, and Lasers Conference*. American Institute of Aeronautics und Astronautics, (1993).
- [63] B. Mühlbauer. „Numerische Simulation von Verbrennungslärm“. Diss. Universität Stuttgart, (2012).
- [64] P. Nau u. a. „On the Quantification of OH*, CH*, and C₂* Chemiluminescence in Flames“. In: *Applied Physics B* 107(3) (2012), S. 551–559.
- [65] D. G. Nicol u. a. „Development of a Five-Step Global Methane Oxidation-NO Formation Mechanism for Lean-Premixed Gas Turbine Combustion“. In: *Transactions of the ASME* 121 (1999), S. 272–280.
- [66] T. Panne. „Charakterisierung numerischer Methoden für die Auslegung FLOX-basierter Brennkammersysteme“. Diss. Universität Stuttgart, (2015).
- [67] P.E. Rokke und J.E. Hustad. „Exhaust Gas Recirculation in Gas Turbines for Reduction of CO₂ Emissions; Combustion Testing With Focus on Stability and Emissions“. In: *International Journal of Thermodynamics* 8(5) (2005), S. 167–173.
- [68] P. Sabia u. a. „CO₂ and H₂O Effect on Propane Auto-Ignition Delay Times Under Mild Combustion Operative Conditions“. In: *Combustion and Flame* 162(3) (2015), S. 533–543.
- [69] R. Sadanandan u. a. „Flame Characteristics and Emissions in Flameless Combustion Under Gas Turbine Relevant Conditions“. In: *Journal of Propulsion and Power* 27(5) (2011), S. 970–980.
- [70] H. Schütz u. a. „Analysis of the Pollutant Formation in the FLOX Combustion“. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. (2006).
- [71] J. Schwab und Preuss T. *Die Mikrogasturbine Capstone C 30*. Hochschule Ansbach - Labor für Energieverfahrenstechnik. (2011).

- [72] A. Schwärzle, T. Monz und M. Aigner. „Experimental Investigation of the Combustion Characteristics of a Double-Staged FLOX-Based Combustor on an Atmospheric and a Micro Gas Turbine Test Rig“. In: *Proceedings of ASME the Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*. GT2015-43139. (2015).
- [73] H. Seliger, A. Huber und M. Aigner. „Experimental Investigation of a FLOX-Based Combustor for a Small-Scale Gas Turbine Based CHP System Under Atmospheric Conditions“. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*. GT2015-43094. (2015).
- [74] H. Seliger u. a. „Experimental and Numerical Analysis of a FLOX-Based Combustor for a 3 kW Micro Gas Turbine unter Atmospheric Conditions“. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*. GT2017-63317. (2017).
- [75] G.P. Smith u. a. *GRI-MECH 3.0*. URL: http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/.
- [76] H. Tsuji u. a. *High Temperature Air Combustion - From Energy Conservation to Pollution Reduction*. CRC Press, Florida, (2003).
- [77] Köppe U. *ABB AO 2000 System - Vortrag Weiterbildung*. ABB. (2009).
- [78] VAISALA. *Technologiebeschreibung HUMICAP-Sensor*. URL: <http://www.vaisala.com>.
- [79] W.P.J. Visser u. a. „Performance Optimization of a 3kW Microgasturbine for CHP Applications“. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. GT2012-68686. (2012).
- [80] J. Warnatz, M. Maas und R.W. Dibble. *Verbrennung*. Springer, Berlin Heidelberg, (2001).
- [81] D. Winkler u. a. „Improvement of Gas Turbine Combustion Reactivity Under Flue Gas Recirculation Condition With in-situ Hydrogen Addition“. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. GT2009-59182. (2009).
- [82] Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi). *Erneuerbare Energien in Zahlen*. (2015).
- [83] J.A. Wüning und J.G. Wüning. „Flameless Oxidation to Reduce Thermal NO-Formation“. In: *Progress in Energy and Combustion Science* 23(1) (1997), S. 81–94.
- [84] J. Zanger. „Experimentelle Charakterisierung eines atmosphärisch betriebenen, jet-stabilisierten Mikrogasturbinenbrenners für Erdgas“. Diss. Universität Stuttgart, (2016).
- [85] J. Zanger, T. Monz und M. Aigner. „Experimental Investigation of the Combustion Characteristics of a Double-Staged FLOX-Based Combustor on an Atmospheric and a Micro Gas Turbine Test Rig“. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*. GT2015-42313. (2015).
- [86] J. Zanger, T. Monz und T. Zornek; DLR e.V. „Entnahmesonde und Verfahren zur Entnahme von Abgas“. Deutsche Patentanmeldung 10 2017 102 046.2. (2017).
- [87] Y.B. Zeldovich. „The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions“. In: *Acta Physicochim* 21 (1946).

-
- [88] T. Zornek, T. Monz und M. Aigner. „Performance Analysis of the Micro Gas Turbine Turbec T100 with a new FLOX-Combustion System for low Calorific Fuels“. In: *Applied Energy* 159 (2015), S. 276–284.