



FORSCHUNG UND ENTWICKLUNG GASFACHLICHE WEITERBILDUNG DVGW-PRÜFSTELLE UND SACH-VERSTÄNDIGENSTELLE FÜR DIE INDUSTRIELLE GASVERWENDUNG

Abschlussbericht zum Forschungsprojekt

Entwicklung eines flexiblen Brennersystems zur Steigerung der Anlagenflexibilität und Reduzierung der Schadstoffemissionen Kurztitel: FLENO (ZIM-Projekt-Nr.: ZF4031802ST7)

Dr.-Ing Anne Giese, Gas- und Wärme-Institut e.V. Essen Dipl.-Ing Marcel Fiehl, Gas- und Wärme-Institut e.V. Essen M. Sc. Bledar Islami, Gas- und Wärme-Institut e.V. Essen Nicolas Rupietta, Friedrich Ley GmbH, Bochum B. Sc. Georg Klotz, Friedrich Ley GmbH, Bochum



INHALTSVERZEICHNIS

1	Wissenschaftlich-technische und wirtschaftliche Problemstellung
2	Forschungsziele / Ergebnisse / Lösungsweg /Arbeitsplan9
3	Erzielte Ergebnisse – Theoretische und numerische Untersuchungen 11
	3.1 Festlegung der Randbedingungen / Arbeitsschritt 1 11
	3.2 Entwicklung einer variablen Düsengeometrie / Arbeitsschritt 2 13
	3.3 Entwicklung eines Brennersystems mit variablen Düsen / Arbeitsschritt 3 18
4	Erzielte Ergebnisse - Experimentelle Untersuchung an einem semi-industriellen Versuchsofen 27
5	Zusammenfassung
6	Wirtschaftliche Bedeutung des Forschungsprojektes 41
7	Plan zum Ergebnistransfer in die Wirtschaft 42
8	Gegenüberstellung von Forschungszielen und erzielten Ergebnissen
9	Nutzen der Forschungsergebnisse und Marktchancen 44
	9.1 Auswirkungen auf das Unternehmen Fried Ley GmbH 44
	9.2 Marktchancen für das neue Konzept 44
10	Danksagung
Lite	raturverzeichnis
Abb	ildungsverzeichnis
Tab	ellenverzeichnis
Anh	ang

1 WISSENSCHAFTLICH-TECHNISCHE UND WIRTSCHAFTLICHE PROBLEMSTELLUNG

Im Zuge liberalisierter Energiemärkte, der Ressourcenschonung und der verschärften Umweltpolitik rücken der effiziente Einsatz der Brennstoffe sowie die Nutzung von alternativen Energien in den Vordergrund des Interesses der Industrie. Ferner erlangen umweltpoltisch-forcierte Technologien der Sektorenkopplung, wie - Power-to-Gas - einen immer größer werdenden Stellenwert. Neben den genannten Herausforderungen wird zukünftig die Anlagenflexibilität ein Thema von zunehmender Wichtigkeit sein. So müssen beispielsweise Industriedampfkessel nicht nur in Teil- und Volllast, sondern auch im unteren Schwachlastbetrieb schadstoffarm und sicher betrieben werden können. Dem entsprechend ist hierfür ein Brennersystem mit weitem Regelbereich erforderlich. Zurzeit hält der Markt zu den genannten Thematiken Lösungsansätze parat, diese sind aber in Abhängigkeit der Industrieanlage nur bedingt oder gar nicht verwendbar.

Der derzeitige Stand der Feuerungstechnik bietet für die Verbrennung eines einzelnen Brennstoffgases, z. B. Erdgas, gut aufeinander abgestimmte Brenner-/Brennraumkonfigurationen an, die hinsichtlich Schadstoffemissionen, Wärmeübertragung und stabilem Flammenbetrieb zufriedenstellende Ergebnisse liefern. Als nachteilig stellen sich jedoch viele Brennersysteme im Teil- und Schwachlastbereich dar. Im Verlauf der Leistungsvariation des Brenners mit konstanten Düsendurchmessern entstehen massive Druckdifferenzen an den Gasdüsen, die sich direkt auf die Austrittsimpulse und somit auf die Strömung auswirken. Die sich ändernden Impulsverhältnisse resultieren in gravierende Änderungen der Mischungsprozesse in der Reaktionszone des Brennraums und somit des Verbrennungsprozesses. Dadurch können sich instabile Verbrennungszustände ergeben, sodass höhere CO-, NO_x- oder C_xH_y-Emissionen auftreten, die dann auch oberhalb der gesetzlichen Grenzwerte liegen. Des Weiteren sind durch resultierende Änderung der Flammenlänge und -geometrie Abweichungen in den Messsignalen der Flammenüberwachung zu erwarten. Bei einem unzureichenden Messsignal kann dies zur Abschaltung einzelner Brenner führen und somit die Betriebssicherheit und die Produktqualität gefährden. Ferner wird ein Brenner im üblichen Regelbereich 1:10 an den physikalischen und strömungstechnischen Grenzen seiner definierten Düsengeometrie betrieben, dies hat nachweislich einen erheblichen Einfluss auf die nachfolgend ablaufenden Verbrennungsprozesse.

Nach Wünning [2] folgt eine grobe Brennerkategorisierung bezüglich der Art der Leistungsanpassung:

- Proportional geregelter Brenner
- Ein-Aus-Brenner (taktende Brennerfahrweise)
- Klein-Groß-Brenner

Beim proportional geregelten Brenner wird die Gasmenge in Abhängigkeit der Luftmenge oder umgekehrt - in Altanlagen meist über mechanische Verbundregler - verändert. Bei diesen Brennern entstehen unvermeidlich im Teil- und Schwachlastbereich erhöhte Schadstoffemissionen. Als Grund sind hier die abnehmenden Austrittsgeschwindigkeiten und damit eine unzureichende Mischung von Brennerstoff und Oxidator zu sehen. Eine vollständige Umsetzung des Brennstoffs ist in diesem Fall nicht gewährleistet. Anlagen mit einer Vielzahl an Brennern kleinerer Leistungsklassen werden meist mit einer Rundumsteuerung betrieben. Die Rundumsteuerung regelt global für die Ofenanlage (z. B. Glühofenanlage) eine Gesamtleistung in dem einzelne Brenner aus- und eingeschaltet werden. Diese EinAus-Brenner können so permanent im optimalen strömungstechnischen Auslegungspunkt arbeiten. Als nachteilig sind jedoch die Bildung von Schadstoffemissionen zu nennen, die während der häufigen kurzzeitigen Zündung der Brenner auftritt. In der Regel handelt es sich bei Ein-Aus-Brennern um Brenner geringerer Leistung. Eine derartige Fahrweise ist für Brennern höherer Leistungsklassen nur bedingt bis gar nicht geeignet. Für Brenner großer Leistungsklassen und einer hohen Anforderung an den Regelbereich können auch sogenannte Klein-Groß-Brenner zum Einsatz kommen. In der Abbildung 1.1 ist ein Lösungsansatz nach dem aktuellen Stand der Technik dargestellt. Die Herausforderung lag hierbei in einem weiten Regelbereich (1:68) eines Brennersystems für eine Dampfkesselanlage. Der Anlagenbauer begegnete der Problematik mit einer Kombination aus einem Monoblockbrenner für den oberen Leistungsbereich und einem Hochgeschwindigkeitsbrenner für den Schwachlastbereich. Mit der Kombination aus beiden Brennern erreicht der Hersteller fast die Anforderung an den Regelbereich und hält die Schadstoffgrenzwerte ein. Als nachteilig ist jedoch die zusätzliche notwendige Peripherie zu betrachten: Für das kombinierte Brennersystem gelten die Vorschriften [3] für eine Mehrbrenneranlage, was zusätzliche sicherheitstechnische Bauteile bzw. Komponenten, wie unter anderem Absperrventile erfordert. Des Weiteren benötigt der Hochgeschwindigkeitsbrenner ein zusätzliches Gebläse, da das Hauptgebläse im Monoblockbrenner integriert ist und nur über die Luftführung des Hauptbrenners Verbrennungsluft liefert. Grundsätzlich wird diese technische Lösung den hohen Anforderungen gerecht, jedoch würde ein Ein-Brennersystem viele zusätzliche Bauteile, eine aufwändige Steuerung und eine zusätzliche Flammenüberwachung vermeiden. Tatsächlich handelt es sich bei der beschriebenen Methode nur um eine Kombination aus bewährten Brennersystemen und ist somit nicht als ganzheitlicher Lösungsweg anzusehen.



Abbildung 1.1: Brennersystem für Industriekessel (Quelle: www.hanshennig.de)

Eine weitere Herausforderung der derzeitigen Brennertechnik stellt die Nutzung von meist schwachkalorischen Prozessgasen und Gasen erneuerbaren Ursprungs dar. Angeboten werden derzeit von einigen Brennerherstellern sogenannte Mehrstoffbrenner. Hierbei handelt es sich um Brennersysteme, die neben einem bestimmten Hauptbrennstoff auch mit Prozessgasen oder mit standortbedingt verfügbaren Brennstoffen betrieben werden. Das Einsatzgebiet solcher Brenner sind hauptsächlich Heizungs- und Industriekesselanlagen, Lufterhitzer und Trocknungsanlagen sowie andere thermische Prozessanlagen. Der Leistungsbereich umfasst wenige kW bis über 100 MW. An die Mehrstoffbrenner wird die Anforderung gestellt, die verschiedenen Brennstoffe unter Einhaltung der geltenden Emissionsgrenzwerte und mit einem stabilen Flammenbetrieb effizient zu verbrennen. Der Vorteil solcher Systeme liegt in der energetischen Nutzung von lokal vorkommenden Brennstoffen, wie zum Beispiel Holzstäube, Öle oder Prozessgase (Pyrolysegas, Deponiegas, etc.). Neben Produktgasen, die im Anlagenprozess anfallen und energetisch verwendbar sind (Gichtgas, Deponiegas), können auch Gase

erneuerbaren Ursprungs (Biogas) Verwendung finden. Meist sind Mehrstoffbrennersysteme nur für die Verbrennung eines Brennstoffs optimal ausgelegt. Nur durch aufwändige zusätzliche Einbauten, können die verschiedenen Brennstoffe unter Einhaltung der Grenzwerte genutzt werden. Es sei an dieser Stelle auf bereits durchgeführte Forschungsvorhaben zu dieser Thematik hingewiesen: [4], [5], [6], [7].

Werden nur die vorkommenden gasförmigen Brennstoffe betrachtet, erklärt sich anhand der Breite des Brennwertspektrums das hohe Maß an Komplexität dieser technischen Herausforderung. Die nachfolgende **Abbildung 1.2** zeigt eine Auswahl an diversen Prozess- und Schwachgasen, wie sie in industriellen Anlagen - z. B. Stahlhüttenwerke - oder auch an Anlagen kommunaler Entsorgung vorkommen. Ferner werden auch die erneuerbaren Gase, Rohbiogas und Wasserstoff (Power-to-Gas) dargestellt. Beim Rohbiogas handelt es sich bewusst um unaufbereitetes, großentschwefeltes Biogas mit Methankonzentrationen von ca. 54 Vol.-% (Rest CO₂). Bereits vom GWI durchgeführte AiF-Vorhaben zeigen die Einsetzbarkeit von Rohbiogas in Thermoprozessanlagen [8], [9]. Durch den Wegfall der energieund anlagenintensiven Reinigung und Aufkonditionierung des Biogases zu Biomethan (Einspeisung gemäß DVGW G262 [4]) entfallen neben dem Investitionsvolumen auch dauerhafte Betriebskosten einer Biogasaufbereitungsanlage.

Für die Auslegung der Brennertechnik ergibt sich, abhängig von der zu verfeuernden Gasart eine hohe Bandbreite und eine zurzeit nur bedingte technische Umsetzbarkeit. In den **Abbildungen 1.2 und 1.3** sind die kalorischen und physikalische Eigenschaften unterschiedlicher Brenngase im Vergleich dargestellt. Ein Vergleich der Brennwerte H_S (siehe **Abbildung 1.2**) erlaubt nach Cerbe [1] zunächst eine grobe Einteilung der Gase:

 $\begin{array}{ll} \mbox{Schwachgase} & \left({{\rm H}_{{\rm s},{\rm n}}} \le 9~{\rm MJ/m^3} \right) \\ \mbox{Mittelgase} & \left({{\rm H}_{{\rm s},{\rm n}}} = 9 - 15~{\rm MJ/m^3} \right) \\ \mbox{Starkgase} & \left({{\rm H}_{{\rm s},{\rm n}}} = 15 - 23~{\rm MJ/m^3} \right) \\ \mbox{Reichgase} & \left({{\rm H}_{{\rm s},{\rm n}}} > 23~{\rm MJ/m^3} \right) \end{array}$

Die im linken Diagramm der **Abbildung 1.2** dargestellten Brennwerte der Gase decken exemplarisch das gesamte Spektrum von Reich- bis zu Schwachgasen ab. Für die Brennertechnik zeigt sich die Schwierigkeit der Verwendung zweier Gase mit unterschiedlichen Brenn- und Heizwerten in der Bereitstellung einer definierten, gleichen Wärmemenge. Die nutzbare Wärmemenge (\dot{Q}_B) berechnet sich nach Cerbe [1] aus dem Produkt des Brenngasvolumenstroms (\dot{V}_1) und dem spezifischen Heizwert ($H_{i,1}$).

$$\dot{Q}_B = \dot{V}_n \cdot H_{i,n} = \dot{V}_1 \cdot H_{i,1} \tag{1}$$

Bei der Anforderung einer gleichen Wärmemenge bei Gasvariation (Erdgas <-> Konvertergas) muss nach Gl. 1 der abweichende Heizwert durch eine Anpassung des Brenngasvolumenstroms kompensiert werden. Die **Abbildung 1.2** zeigt im rechten Diagramm die resultierenden Volumenströme für eine Wärmeleistung von 100 kW. Die maximale Abweichung zum Erdgasvolumenstrom (Referenz) bildet hier das Gichtgas mit 1.344 %. **Tabelle 1.1** ermöglicht eine Übersicht über die resultierenden Austrittsgeschwindigkeiten verschiedener Gase. Die gerechneten Geschwindigkeiten basieren auf einem Düsendurchmesser von 6,5 mm.





Diese überschlägliche Rechnung erfolgt nur rein theoretisch und berücksichtig nicht den exponentiell mit der Geschwindigkeit steigenden Druckverlust der Düse. Auch eine Sperrung der Strömung im engsten Düsenquerschnitt bedingt durch die Annährung an Schallgeschwindigkeit bleibt hier unbeachtet. Erkennbar ist jedoch die deutliche Abweichung der theoretischen Austrittsgeschwindigkeiten der unterschiedlichen Gase an einer konstanten Düsengeometrie. Um dieser Tatsache Sorge zu tragen, werden die am Markt angebotenen Mehrstoffbrenner mit separaten Gasdüsen für die verschiedenen verwendeten Gasarten konstruiert. **Abbildung 1.4** zeigt in der rechten Bildhälfte den Brennermund eines Mehrstoffbrenners. Wie zu erkennen, ist der Brenner mit einer Vielzahl an Düsenbohrungen versehen. Die unterschiedlich großen Düsenbohrungen lassen auf die verwendeten Gasarten schließen. Die mittig angeordneten Düsen kleineren Durchmessers werden für ein hochkalorisches Gas (z. B. Erdgas) verwendet, die großen Düsenbohrungen am Außenring für ein schwachkalorisches Gas. Durch die spezifisch der Gasart angepassten Austrittsflächen können ähnliche Impulsverhältnisse realisiert werden. Aufgrund der konstruktiven Verteilung der jeweiligen Gasdüsen kommt es jedoch, auch trotz gleicher Austrittsgeschwindigkeiten zu einer erheblichen Strömungsänderung, da die Gase an verschiedenen Positionen in den Brennraum eingeleitet werden. Dies beeinflusst meist auch die Flammenstabilität und das Schadstoffverhalten.

Gasart	C _{Austritt} , the ore tisch
[-]	[m/s]
Erdgas H	84
Rohbiogas	156
Deponiegas	168
Kokereigas	194
Wasserstoff	280
Holzgas	290
Grubengas	336
Konvertergas	357
Gichtgas	1.125

Zu berücksichtigen sind neben dem Brennwert auch die Gasdichten und der Mindestluftbedarf. Der Mindestluftbedarf gibt für jede Gaszusammensetzung spezifisch die Luftmenge an, die für eine stöchiometrische Umsetzung des Brenngases erforderlich ist. Wie in **Abbildung 1.3** zu erkennen ist, variiert diese in Abhängigkeit der Gaszusammensetzung deutlich.



Erdgas H = Rohbiogas = Deponiegas = Kokereigas = Wasserstoff = Holzgas = Grubengas = Konvertergas = Gichtgas
 Abbildung 1.3: exemplarischer Vergleich verschiedener Gase; Mindestluftbedarf und Normdichte (Quelle: GWI)

So wird für die stöchiometrische Verbrennung pro Kubikmeter Erdgas H ca. 10 m³ Luft benötigt, für Gichtgas hingegen nur 0,5 m³ Luft. Dies verdeutlicht, dass die resultierenden strömungstechnischen Probleme nicht nur auf der Brenngasseite zu finden sind. Neben der Austrittsfläche der Brenngasdüsen müsste somit auch die Fläche der Verbrennungsluft anpassbar sein, um gleiche Strömungsbedingungen bei der Brenngasvariation gewährleisten zu können. Diese Anpassung ist zurzeit bei den sich auf dem Markt befindlichen Brennern kaum beziehungsweise gar nicht realisiert. Auch die Bauform kommerzieller Mehrstoffbrenner ist, bedingt durch die zusätzliche Anzahl von Gasdüsen und Strömungsführung deutlich größer als bei einem reinen Erdgasbrenner (siehe **Abbildung 1.4**, links).



Abbildung 1.4: Mehrstoffbrenner; Brenner (li.) und Brennermund (re.) [Quelle: www.loesche.com]

Des Weiteren ist je nach Thermoprozessanlage auch die Flammenform und -länge von großer Relevanz. Flammenform und -länge sind abhängig von konstruktiven Gegebenheiten des Brenners, aber auch von den chemisch-physikalischen Brenngaseigenschaften. So sind mit der Gasdichte und den Gaszusammensetzungen nur zwei spezifische Eigenschaften zu nennen, die nachweislich einen erheblichen Einfluss auf die Flammenform und -länge haben. Die unterschiedlichen Dichten in Abhängigkeit der Gase sind in **Abbildung 1.3** zu sehen. Bei einem ähnlichen Heizwert und gleichen Mindestluftbedarf verfügen die Gase Biogas und Grubengas jedoch über eine abweichende Normdichte. Dies kann bei der Verwendung der gleichen Düsengeometrie schon zu einer erheblichen Abweichung der Flammenform und Flammenlänge führen. Bedeutung gewinnt diese Thematik vor allem, wenn sich hohe Anteile von Wasserstoff im Brenngas befinden oder reiner Wasserstoff verwendet wird (*Power-to-Gas*). Neben der geringen Dichte verfügt Wasserstoff auch über eigenspezifische Verbrennungseigenschaften, wie über eine sehr geringe Zündverzugszeit, ein hohes Maß an Reaktivität und einen weiten Zündbereich. Diese Eigenschaften sind im Vorfeld bei der Brennerauslegung zu berücksichtigen.

Zusammenfassend wird deutlich, dass Mehrstoffbrenner, die zurzeit angeboten werden, in bestimmten Industriezweigen (Lufterhitzer, Trocknungsanlagen) ihre Verwendung finden, jedoch können Thermoprozessanlagen, die beispielsweise eine definierte Flammengeometrie voraussetzen, nicht bedient werden. Ferner sind auch nur bestimmte Kombinationen aus Gasen derzeit technisch realisiert worden. Die Flexibilität einer Mehrfachgasnutzung fehlt gänzlich.

2 FORSCHUNGSZIELE / ERGEBNISSE / LÖSUNGSWEG / ARBEITSPLAN

Das Ziel des Projektes ist es, ein innovatives Brennersystem zu entwickeln, das auf wechselnde Leistungsanforderung und auf die Verfügbarkeit verschiedener Brenngase (z. B. Erdgas, Biogas, Gichtgas) aktiv reagiert und in jedem Zustand ideale Strömungsbedingungen für die nachfolgende Verbrennung gewährleistet. Im Fokus steht hierbei die Entwicklung einer variablen Düsengeometrie. Im laufenden Betrieb soll der Düsendurchmesser variabel anpassbar sein und dadurch für jeden Volumenstrom eine optimale Austrittsfläche generieren. Durch diese Anpassung wird eine konstante Austrittsgeschwindigkeit der Medien am Düsenaustritt (unabhängig von der Brennerleistung und Gasart) erzielt. Die resultierenden gleichbleibenden Impulsverhältnisse gewährleisten somit eine strömungstechnisch-optimierte Verbrennung im Brennraum. Durch den variablen Düsendurchmesser ist es zudem möglich, alternative Gase, wie z. B. schwachkalorische Gase und hochkalorische Gase in einem Brennersystem nutzbar zu machen, ohne dass zusätzliche Brennereinbauten notwendig werden.

Basierend auf der zu entwickelnden variablen verstellbaren Düsengeometrie soll im Anschluss ein innovatives Brennersystem entwickelt werden. Dieses Brennersystem muss allen Anforderungen der industriellen Praxis standhalten. Insbesondere in Hinblick auf eine stabile und emissionsarme Verbrennung, einer sicheren Betriebsweise und thermischen Beständigkeit des Materials. Ferner muss die Mechanik der variablen Düsenverstellung über einen langen Betriebszyklus zuverlässig und wartungsarm betrieben werden können.

Der innovative Kern des Projektes liegt in der Verwendung verschiedenster Brenngase (Power-to-Gas, Biogas, Prozessgas, LNG) in einem Brennersystem und in der Maximierung des Regelbereiches der thermischen Brennerleistung bei gleichbleibenden Strömungsbedingungen am Düsenaustritt. Dies verspricht unabhängig von Lastfall und Brenngaszusammensetzung gleichbleibende niedrige Schadstoffemissionen. Damit werden stabile Verbrennungszustände auch im Schwachlastbereich erzielt.

Ferner ist das Ziel des Projektes, einen Brenner-Prototyp zu entwickeln, der nachweislich die oben genannten Anforderungen erfüllt und der Industrie eine neuartige Anlagenflexibilität ermöglicht. Der Anlagenbetreiber ist mit diesem Brennersystem in der Lage neben Erdgas auch alternative Gase, wie z. B. Prozessgas für sich nutzbar zu machen und damit Betriebskosten einzusparen, die CO₂-Emissionen zu senken und eine Unabhängigkeit vom Gasmarkt zu erreichen. Gefahren für die Produktqualität durch die resultierende Flammenlängenänderung bei unterschiedlicher Brenngasnutzung können durch die Anpassung der Düsenaustrittsflächen kompensiert werden. Die Flammenlänge ist somit unabhängig von der Brenngasart und vom Lastpunkt variabel einstellbar.

Weiterhin ist es möglich die Anlagenfahrweise zu optimieren. Die zyklische Betriebsweise von Brennern in einer Glühofenanlage verursacht durch die häufigen Start- und Abschaltvorgänge einzelner Brenner vermehrt Schadstoffemissionen und Abnutzungserscheinungen an den Armaturen. Würden hier Brenner mit einer variablen Düsengeometrie eingesetzt, könnten diese im Schwachlastbetrieb emissionsarm kontinuierlich betrieben werden. Eine Abschaltung einzelner Brenner ist so nicht mehr erforderlich.

Betreiber von Industriekesselanlagen könnten mit einem variablen Brennersystem verlässlich auf die hohen Anforderungen an Flexibilität, seitens immer größer werdenden Anforderungen an weite Lastbereiche, reagieren. Anlagen und Brenner könnten somit auch außerhalb ihres Auslegungsbereiches, z. B. bei Über- oder Unterkapazitäten, problemlos betrieben werden.

Eine Kombination verschiedener Brennersysteme zur Erreichung eines größeren Regelbereiches, wie es in der Industrie zurzeit praktiziert wird (Hauptbrenner, Zündbrenner) würde entfallen. Kombiniert mit entsprechender Brenngasmesstechnik könnte zudem zukünftig auf lokale Gasbeschaffenheitsschwankungen reagiert werden. Hierfür würde eine Systemlösung eine Gasbeschaffenheitsänderung identifizieren und über das variable Brennersystem kompensieren. Die Anpassung der Düsenaustrittsfläche würde so eine Veränderung der Flammengeometrie (Flammenlänge) und damit eine Anlagen- und Produktschädigung vermeiden [10].

3 ERZIELTE ERGEBNISSE – THEORETISCHE UND NUMERISCHE UNTERSUCHUNGEN

Die nachfolgende Beschreibung der erzielten Ergebnisse wird aufgrund des logischen Aufbaus chronologisch anhand der durchgeführten Arbeitsschritte dargestellt. Es sei an dieser Stelle bereits erwähnt, dass sich das Forschungsziel ein flexibles Brennersystem zu entwickeln aus zeitlichen Gründen nicht in geplanter Form umsetzen ließ. Wie oben bereits erwähnt, sollte ein Brennersystem entwickelt werden, welches flexibel auf Brenngas- und Lastvariation in Form einer Geometrievariation der Düsen reagiert, um gleichbleibende Strömungs- und Verbrennungszustände zu generieren. Durch den, zuvor nicht abschätzbaren erhöhten Zeitaufwand der Entwicklung der flexiblen Düsen in Form zweier unterschiedlichen Konzepte und der sich ergebenden konstruktiven Komplexität konnte ausschließlich ein Brennersystem mit brenngasseitiger Anpassung der Düsengeometrie im Projektzeitraum entwickelt und untersucht werden.

3.1 Festlegung der Randbedingungen / Arbeitsschritt 1

Bedarfsorientierte Festlegung der Brennerleistungsklasse:

Die Leistungsklasse des zu entwickelnden Brennersystems wurde auf eine thermische Nennleistung von 800 kW festgelegt. Die Festlegung erfolgte auf eine Erstabschätzung der zu verwendenen Medienmengen und wurde durch die vorhandene Versuchsinfrastrukutur auf 800 kW begrenzt.

Erstellung einer Brenngasmatrix für die weiteren Untersuchungen:

Beide Projektpartner einigten sich auf eine Brenngasmatrix, bzw. auf einen Heizwertbereich, in welchem verschieden vorkommende Prozessgase angesiedelt sind. Die obere Heizwertgrenze bildet Erdgas H mit ca. 10,3 kWh/m³_N, die untere Grenze liegt bei ca. 4,95 kWh/m³_N. Typische Prozessgase, die in diesem Heizwertbereich liegen, sind beispielsweise Rohbiogas, Grubengas, Koksofengas und Erdgas L / H.

Die nachfolgende Brenngasmatrix (siehe **Tabelle 3.1**) beinhaltet gängige Prozess- und Produktgase, die innerhalb der oben genannten Heizwertgrenzen liegen, sich jedoch in ihrer jeweiligen Zusammensetzung deutlich voneinander unterscheiden. Neben bekannten Gasen aus der Stahlindustrie wie z. B. Koksofengas wurden auch weitere Prozessgase wie Gasometergas berücksichtigt.

Brenngas	Dichte	Heizwert	Heizwert	Mindestluftbedarf
E)	[kg/m³]	[kWh/m³]	[kWh/kg]	[m ³ Luft /m ³ Gas]
Erdgas	0,971	10,31	46,94	10,221
Koksofengas	0,427	5,59	47,17	4,974
Gasometergas	0,343	5,85	61,24	5,112
MeOH Purgegas	0,505	5,26	37,49	4,724
Rohbiogas	1,309	5,28	14,53	5,048
TKV Gas	1,045	7,38	24,42	7,048
Grubengas	0,933	7,98	30,78	7,619

Tabelle 3.1: Brenngasmatrix

Theoretische Festlegung der idealen Brenngasaustrittsfläche zur Nutzung aller Gase der Brenngasmatrix:

Grundsätzlich wurde in diesem ersten Arbeitsschritt ein Flächenbereich für eine Auslegungsgeschwindigkeit von > 30 m/s definiert, in dem für jedes Gas der Brenngasmatrix eine passende Austrittsfläche zu finden ist. Exemplarisch ist die nachfolgende Betrachtung auf Basis einer kreisförmigen Düsenaustrittfläche bzw. einem resultierenden Durchmesser dargstellt. Die Festlegung der idealen Brenngasaustrittsfläche erfolgte basierend auf der oben genannten Brenngasmatrix unabhängig von der, im weiteren Verlauf zu bestimmenden Düsengeometrie.

Für die Brennerleistung bei einem definierten Düsendurchmesser gilt:

$$\dot{Q}_{th} = H_i * \dot{V} = H_i * A * c = H_i * \frac{1}{4} * \pi * D^2 * c$$
 (2)

Basierend auf der Annahme einer konstanten Austrittsgeschwindigkeit berechnen sich nach Gl. 2 für die jeweiligen Gase unterschiedliche Austrittsflächen für verschiedene Brennerleistungen. In der **Abbildung 3.1** ist für jedes Gas ein spezifischer Verlauf des Düsendurchmessers in Abhängigkeit der Brennerleistung dargestellt.



Abbildung 3.1: Brennerleistung über Düsendurchmesser bei einer konstanten Austrittsgeschwindigkeit von 30 m/s (Quelle: GWI)

Zudem sind Grenzbereiche hinsichtlich der GWI-Versuchsanlage horizontal gekennzeichnet. Bei einem Auslegungspunkt von 800 kW ist gemäß Diagramm der Düsendurchmesser in einem Bereich von 30 mm bis 43 mm anzupassen, um für alle genannten Gase die gleiche Austrittsgeschwindigkeit zu erreichen.

Wird im Rahmen der Auslegung zudem der resultierende Impulstrom berücksichtig, ist der Bereich der Durchmesseränderung deutlich größer. Wie in der **Abbildung 3.2** zu erkennen ist, ergibt sich für den Auslegungsfall (Erdgas, 800 kW) ein Impulstrom von ca. 0,5 $\frac{kg \cdot m}{s^2}$.

Für die Berechnung des Impulstroms gilt:

$$\dot{I} = \dot{m} * c = c * A * \rho * c = c^2 * \rho * \frac{1}{4} * \pi * d^2$$
(3)

Bei der Einhaltung dieses Impulsstroms unter Verwendung der jeweiligen Gasen ergibt sich in dieser Betrachtung ein neuer Durchmesserbereich: 23 mm bis 45 mm. Dies entspricht einer tatsächlichen Flächenänderung von 380 %.



Abbildung 3.2: Impulsstrom über Düsendurchmesser bei einer konstanten Austrittsgeschwindigkeit von 30 m/s (Quelle: GWI)

Konstruktiv bedingt ist an dieser Stelle festzuhalten, dass die Einstellung eines konstanten Impulsstroms in Abhängigkeit der Düsenaustrittsfläche einen größeren Verstellbereich benötigt und sich damit je nach Düsenkonstruktion komplexer darstellt.

3.2 Entwicklung einer variablen Düsengeometrie / Arbeitsschritt 2

Konzeptfindung für eine Düsengeometrie:

Nach den grundlegenden Auslegungskriterien beschäftigten sich beide Projektpartner im Rahmen der Konzeptfindung mit den jeweils eigenen Ideen bezüglich der Düsengestaltung.

Insgesamt wurden drei technische Lösungen erarbeitet. Eines der Düsenkonzepte beinhaltete eine Geometrie in Form einer rechteckigen Düse, die mit einer konstante Breite und einer variablen Höhe die jeweilige Austrittsflächenanpassung vornimmt. Die beiden anderen Düsenkonzepte arbeiten mit einem nahezu kreisförmigen Austritt. Im Rahmen zahlreicher Projektmeetings wurde in Anbetracht der späteren Anwendung unter rauen Industriebedingungen ein Düsenkonzept (Aufbau ähnlich einer Kamerablende) bereits frühzeitig für nicht sinnvoll bzw. nicht technisch umsetzbar von den Projektpartnern verworfen. Im weiteren Verlauf lag der Fokus somit ausschließlich auf den oben genannten zwei Düsenkonzepten.

CFD-Simulation der Konzepte:

Beide zuvor genannten Düsenkonzepte wurden passend für die oben genannten Brenngase ausgelegt und geometrisch für eine CFD-Simulation konstruiert. Das Ziel der ersten Untersuchung mittels CFD lag in der detaillierten Prüfung der Strömungsvorgänge an den beiden Düsen in Hinblick auf eine Leistungs- und Brenngasvariation. Hierfür wurde als virtueller Industrieofen der Hochtemperaturofen des Gas- und Wärme-Instituts Essen e.V. gewählt, da dieser auch für spätere Untersuchungen des realen Brennersystems angedacht war. Beide Düsenkonzepte sind nachfoglend in der **Abbildung 3.6** dargestellt.

Für die Leistungsvariation, als auch für die Brenngasvariation wurden jeweils passende Einzelgeometrien für die Düsenkonzepte erstellt und strömungstechnisch simuliert. Die Brenngasvariation bestand vorerst aus insgesamt zwei Brenngasen, die jeweils den unteren und oberen Bereich des zuvor definierten Heizwertbereiches widerspiegeln. Die Austrittsflächen wurden vorab anhand einer Austrittsgeschwindigkeit von ca. 35 m/s für die beiden untersuchten Brenngase sowie der jeweiligen Volumenströme generiert. Betrachtet wurde ein theoretischer Leistungsbereich von ca. 50 kW bis ca. 850 kW.



Abbildung 3.3: Vergleich der resultierende Axialgeschwindigkeiten bei Variation der Brennerleistung; Düsenkonzept 1 (Quelle: GWI)

Die **Abbildung 3.3** zeigt exemplarisch die Ergebnisse einer Leistungsvariation unter Verwendung des Düsenkonzeptes 1. Untersucht wurde hierbei die axiale Austrittsgeschwindigkeit in einem theoretischen Leistungsbereich von 42 kW bis 840 kW mit Erdgas H als Brenngas. Bei dem numerisch untersuchten Düsenkonzept 1 wurde die Austrittsflächenanpassung über das Spaltmaß der rechteckigen Düse realisiert. In der **Abbildung 3.3** nimmt dieses Spaltmaß somit mit geringer werdender Brennerleistung stetig ab. Die Kurzbezeichnung in der **Abbildung 3.3** kennzeichnet das verwendete Gas (EG = Erdgas) und das Spaltmaß in m x 10⁻⁴.

Durch diese geometrischen Anpassungen resultieren über den gesamten Lastbereich relativ gleichmäßige Austrittsgeschwindigkeiten von 35,67 m/s bis 36,7 m/s. Gleiches konnte bei der numerischen Untersuchung des Düsenkonzeptes 2 festgestellt werden. Im Rahmen der Auswertung der durchgeführten numerischen Untersuchungen wurde festgestellt, dass beide Düsenkonzepte die im Forschungsantrag genannten Voraussetzungen erfüllen. Abweichend zu der im Arbeitsplan (AS 2.3) genannten ausschließlichen Weiterverfolgung der zielführendsten Variante, erachteten es beide Projektpartner als sinnvoll die Forschungsarbeit an beiden Düsenkonzepten fortzusetzen.

Festlegung des Düsendesigns:

Durch die genannte Weiterverfolgung von insgesamt zwei Düsenkonzepten konnten beide Projektpartner an dem jeweiligen Konzept arbeiten und definierten jeweils eine Düsenkonstruktion. Die Werkstoffauswahl wurde anhand der jeweiligen Anforderung gewählt. Ferner wurde die jeweilige Mechanik zur Anpassung der Austrittsfläche konzeptioniert und entwickelt. Beide Düsenkonzepte verändern durch eine externe Betätigung ihre Düsenaustrittsfläche. Der Unterschied beider Düsenkonzepte, liegt grundlegend in der geometrischen Form der Austrittsfläche (rund / rechteckig). Beide Austrittsflächen sind jedoch vollständig freibleibend und beinhalten keine Einbauten oder Strömungshindernisse. Die Wahl einer entsprechenden Aktorik wurde bis auf weiteres verschoben, da vorab eine Verstellung von Hand als ausreichend befunden wurde. Beide Düsenkonzepte wurden erfolgreich auf detaillierte Konstruktionszeichnungen übertragen.

Fertigung der variablen Düse:

Nach Fertigung der ersten Prototypen der jeweiligen Düsenkonzepte wurde die Funktion beider Düsen zunächst experimentell untersucht. Das Ziel der Untersuchung lag zum einen in der Funktionalitätsprüfung der Verstellmechaniken und zum anderen in der Überprüfung der zuvor numerisch ermittelten Strömungsbedingungen.

Analog zu den oben genannten numerischen Untersuchungen beider Düsenkonzepte wurden diese zudem experimentell untersucht. Hierbei wurden definierte Volumenströme bei unterschiedlichen geometrischen Bedingungen der Düse eingestellt. Grundsätzlich sind drei Messreihen zu unterscheiden. In der ersten Messreihe wurde die Volumenstromvariation ohne Änderung der Düsengeometrie durchgeführt. Die zweite Messreihe basiert auf einer Anpassung der Düsenaustrittsfläche unter Berücksichtigung einer konstanten Austrittsgeschwindigkeit. Analog dazu wurde in der dritten Messreihe die Düsenaustrittsfläche so angepasst, dass unabhängig vom Volumenstrom stets der gleiche Austrittsimpulsstrom resultiert. Die Abbildung 3.4 zeigt im Teil a) die erforderliche Durchmesseränderung in Abhängigkeit von der Messreihe und dem Volumenstrom. Wie zu erkennen ist, erfordert die Einstellung eines konstanten Impulsstroms eine höhere Austrittsflächenänderung als die Herstellung einer konstanten Austrittsgeschwindigkeit. Ferner stellt die Abbildung 3.4 im Teil b) die jeweiligen Druckverläufe in Abhängigkeit des Volumenstroms dar. Erkennbar ist hierbei ein vergleichbarer Druckverlauf aller Messreihen. In Relation zum Referenzfall (konstante Düsengeometrie) ergeben die beiden anderen Messreihen leicht geringere statische Drücke. Das Hauptziel der experimentellen Untersuchungen lag in der Überprüfung in wie weit die Zustände a.) einer konstanten Austrittsgeschwindigkeit und b.) eines konstanten Austrittsimpulsstroms hergestellt werden können. Die Abbildung 3.4 liefert im Teil c) die messtechnisch erfassen Austrittsgeschwindigkeiten der drei durchgeführten Messreihen. Hierbei wird deutlich, dass durch die Anpassung der Düsenaustrittfläche die Austrittsgeschwindigkeit konstant gehalten werden kann. Gleiches ergab die Untersuchung im Hinblick auf die Herstellung eines konstanten Austrittsimpulsstroms (siehe Abbildung 3.4, Teil d).



Abbildung 3.4: Ergebnisse der Strömungsuntersuchungen; Düsenkonzept 2 (Quelle: GWI)

Modifikation der Brenngasmatrix:

Abweichend zur Brenngasmatrix (siehe **Tabelle 3.1**), die im ersten Arbeitsschritt definiert wurde, erfolgte nach den zuletzt genannten Ergebnissen und dem Beschluss beide Düsenkonzepte weiter zu verfolgen die Festlegung einer reduzierten Brenngasmatrix. Für die nachfolgenden numerischen und experimentellen Untersuchungen wurden ausschließlich drei Brenngase verwendet: Erdgas H (Referenz), Koksofengas (kurz: Koksgas) und Biogas. Die nachfolgende **Tabelle 3.2** zeigt die jeweilige Brenngaszusammensetzung der verwendeten Gase. Eine Brenngascharakterisierung der drei Gase ist der **Tabelle 3.3** zu entnehmen.

BRENNGASZUSAMMENSETZUNG:					
Komponente:	Einheit	Erdgas H	Biogas	Koksgas	
СО	[Vol%]	-	-	7,00	
H ₂	[Vol%]	-	-	57,00	
CH ₄	[Vol%]	90,27	45,13	26,18	
C ₂ H ₄	[Vol%]	-	-	-	
C ₂ H ₆	[Vol%]	5,97	2,99	1,73	
C ₃ H ₈	[Vol%]	0,67	0,34	0,20	
C ₄ H ₁₀	[Vol%]	0,15	0,07	0,04	
$C_5H_{12}+C_nH_m$	[Vol%]	0,04	0,02	0,01	
CO ₂	[Vol%]	2,07	51,04	7,60	
N ₂	[Vol%]	0,83	0,41	0,24	

 Tabelle 3.2: modifizierte Brenngasmatrix, Gaszusammensetzungen

 BRENNGASZUSAMMENSETZUNG:

Tabelle 3.3: modifizierte Brenngasmatrix, Brenngas-Charakterisierung

BRENNGAS-CHARAKTERISIERUNG:					
Komponente:	Einheit	Erdgas	Biogas	Koksgas	
Dichte (0 °C)	[kg/m _N ³]	0,80	1,39	0,51	
Heizwert (vol.)	[MJ/m _N ³]	37,11	18,56	17,80	
Heizwert (spez.)	[MJ/kg]	46,47	13,37	34,98	
Heizwert	[kWh/m _N ³]	10,31	5,15	4,94	
Brennwert (vol.)	[MJ/m _N ³]	41,10	20,55	20,07	
Brennwert (spez.)	[MJ/kg]	51,45	14,81	39,44	
Brennwert	[kWh/m _N ³]	11,42	5,71	5,57	
min. O ₂ -Bedarf	$[m_N^3/m_N^3 Gas]$	2,06	1,03	0,92	
min. Oxidator-Bedarf	$[m_N^3/m_N^3 Gas]$	9,93	4,91	4,37	

Wie anhand der Brenngascharakterisierung zu erkennen ist, liegen die volumetrischen Heizwerte der Gase Biogas und Koksofengas mit 5,15 kWh/m_N³ (Biogas) und mit 4,94 kWh/m_N³ (Koksofengas) nah beieinander. Wird jedoch gleichzeitig die Zusammensetzung der einzelnen Gase mit betrachtet, ist zu erkennen, dass beide Brenngase vermutlich ein deutlich voneinander abweichendes Verbrennungsverhalten nach sich ziehen. Beim Biogas resultiert die Heizwertreduzierung – im Relation zum Referenzgas (Erdgas H) durch einen hohen Anteil des inerten Kohlendioxids. Beim Koksofengas hingegen folgt der Heizwert maßgeblich dem geringen volumetrischen Heizwert des hochanteiligen Wasserstoffs (57 Vol.-%) im Gesamtgemisch. Der Unterschied beider Gase wird anhand der resultierenden adiabaten Flammentemperaturen deutlich: Bei einer stöchiometrischen Verbrennung von Koksofengas (in genannter Zusammensetzung) ergibt sich eine adiabate Flammentemperatur von ca. 2.000 °C.

Wird rechnerisch das Biogas verbrennungstechnisch untersucht, ergibt sich eine adiabate Flammentemperatur von ca. 1.815 °C. Aus der Verbrennung von Erdgas H (Referenzfall) resultiert rechnerisch eine adiabate Flammentemperatur von ca. 1.975 °C. Neben der unterschiedlichen adiabaten Flammentemperatur der genannten Gase weichen die Gase auch hinsichtlich ihrer Normdichte deutlich voneinander ab.

Die adiabate Flammentemperatur stellt eine theoretische Maximaltemperatur bei einer optimalen / vollständigen Verbrennung dar. Die tatsächliche Maximaltemperatur in der resultierenden Flamme hängt jedoch zudem von der Mischung von Brenngas und Oxidator (Luft) ab. Die Mischung ist wiederum ein Resultat aus dem Verhältnis der Impulsströme von Luft und Brenngas. Die **Gleichung 3** zeigt den Einfluss der Dichte auf dem Impulsstrom des Brenngases. Die Gase der modifizierten Brenngasmatrix decken neben einem Heizwertbereich von ca. 5 – 10 kWh/m_N³ somit auch eine Vielzahl an verbrennungstechnischen Unterschieden bedingt durch die jeweilige Gaszusammensetzung mit ab.

3.3 Entwicklung eines Brennersystems mit variablen Düsen / Arbeitsschritt 3

Das Ziel des dritten Arbeitsschritts des Forschungsvorhabens sah eine Konzeptionierung eines Brennersystems mit variablen Düsen vor. Aufgrund der Komplexität der Düse selbst und der entsprechenden Aktorik wurde sich für ein reduziertes Brennersystem mit nur einer Gasdüse entschieden.



Abbildung 3.5:Schema des verwendeten Brennersystems; Düsenkonzept 2 (Quelle: GWI)

Konzeptfindung für ein Brennersystem mit variablen Düsen:

Beide Projektpartner entwickelten jeweils für die unterschiedlichen Düsenkonzepte ein Brennerkonzept. Aufgrund der zuvor nicht abschätzbaren Komplexität der variablen Düsen haben sich die Projektpartner auf die brenngasseitige Anpassbarkeit der Düsenaustrittfläche fokussiert und auf die Anpassung des Luftquerschnitts verzichtet. Zur Vergleichbarkeit wurde für beide Brennersysteme eine ähnliche Verbrennungsluftführung berücksichtigt. Dadurch rückt die Konstruktion des Brennersystems deutlich näher an die zurzeit am Markt erhältlichen Brenner und schafft durch die simplere Bauform einen wirtschaftlichen Vorteil. Bei der Konzeption beider Brennersysteme wurde das Hauptaugenmerk auf flammenstabilisierende Maßnahmen gelegt, da die Brennersysteme auch bei Temperaturen unter der Zündsicherheit (T < 750 °C) betrieben werden sollen. Als flammenstabilisierende Maßnahmen wurden beide Düsenkonzepte jeweils mit einem Drallerzeuger ausgestattet. Dieser wird im Betrieb von der Verbrennungsluft durchströmt und ermöglicht durch das resultierende Strömungsfeld in Kombination mit einem Brennerstein eine stabile Flamme. Die Brennersteingeometrie wurde eigens für dieses Brennerkonzept konstruiert und für beide Brennerprototypen verwendbar hergestellt. Die **Abbildung 3.5** zeigt schematisch den Aufbau des Brennersystems mit integriertem Düsenkonzept 2. Wie zu erkennen ist, wird der Brenner mit insgesamt drei Medienströmen versorgt. Die konzentrisch angeordnete Rohrleitung (rot) versorgt die variable Düse mit Brenngas.



Abbildung 3.6: Vergleich der Düsenkonzepte; Gasdüsen (rot) (Quelle: GWI)

Die primäre Verbrennungsluft wird an zwei gegenüberliegenden Stutzen in den Brenner geleitet. Die Anordnung der Stutzen trägt zu einer homogenen Massenstromverteilung der Verbrennungsluft bei. Die eintretende Luft wird vor Austritt aus dem Brennermund über einen Impeller mit einem hohen Drall beaufschlagt. Die **Abbildung 3.6** liefert neben der Drallerzeugergeometrie auch einen Vergleich der beiden unterschiedlichen Düsenkonzepte. Wie bereits erwähnt, wird beim Düsenkonzept 1 die Austrittsfläche des Brenngases über einen veränderbaren Spalt realisiert. Das Düsenkonzept 2 hingegen arbeitet mit einer variablen kreisförmigen Austrittsfläche. Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass beide Düsenkonzepte eine freie Austrittsfläche erzeugen. Aufgrund der werkstoffbedingten geringeren thermischen Belastbarkeit der Düse im Düsenkonzept 2 verfügt das Konzept zusätzlich über eine separat einstellbare Kühlluftzufuhr. Der Hintergrund liegt in der unabhängigen Einstellung der Kühlluftmenge im Betrieb, welche einen zusätzlichen Freiheitsgrad bietet, um die thermische Belastung der Düse gering zu halten.

CFD-Simulation des Brennersystems:



Abbildung 3.7: Geometrie des Brenner- und Brennkammersystems (Quelle: GWI)

Der große Vorteil der CFD-Simulationen ist die erzeugte Datenmenge und die Möglichkeit Größen betrachten zu können, die messtechnisch nur mit sehr viel Aufwand oder gar nicht zu erfassen sind, wie z. B. die Detektion von Rezirkulationszonen oder Mischungsverhältnissen im Brennraum. Außerdem sind bei messtechnischen Untersuchungen die Anzahl an Messstellen begrenzt, während in einer CFD-Simulation je nach Setup mehrere Millionen "Messzellen" erzeugt werden können. In diesen Zellen ist eine Vielzahl von Informationen (wie z. B. Temperatur, Druck, Spezieskonzentration, etc.) enthalten. Wesentlich bei CFD-Simulationen ist es, die Belastbarkeit der verwendeten Modelle und numerischen Verfahren zu gewährleisten. Daher ist es wichtig, falls es möglich ist, die numerischen Rechnungen mit realen Messungen für einen Referenzfall zu überprüfen, um die CFD-Modellierung gegebenenfalls zu validieren. Die im Rahmen des Vorhabens durchgeführten Messungen bieten somit einen guten Vergleich für die Verifizierung der numerischen Simulationen. Nach der Verifizierung der Simulationen mit Messergebnissen können weitere Leistungsklassen untersucht werden, die z. B. auf Grund von Kapazitätsmöglichkeiten oder Kostengründen messtechnisch nicht untersucht werden können.

Im Rahmen dieses Forschungsvorhabens wurde mittels CFD-Simulationen untersucht, welche Änderungen bei einem Brennstoffwechsel auftreten können und in wie weit es möglich ist, die Änderungen durch Anpassung der Brennergeometrie zu vermeiden. Es wurden zwei unterschiedliche Brennertypen analog untersucht. Brennertyp 2 ist ein Rohr-in-Rohr-Brenner. Die Gaslanze befindet sich innen und die Luftlanze außen. Beide Lanzen besitzen einen kreisförmigen Querschnitt. Am Brennermund ist auf der Gaslanze eine Drallscheibe positioniert. Die vorbeiströmende Luft erfährt so einen Drall, damit sich im Ofen eine stabile Flamme etablieren kann. Am Brenneraustritt befindet sich ein Brennerstein, der zusätzlich zur Stabilisierung der Flamme beiträgt. Die Luft wird in gleichen Mengen über zwei gegenüberliegenden gleichgroße Einbauten radial zugeführt, während das Brenngas zentral über die Gaslanzenstirnfläche strömt. Brennertyp 1 ist vom Aufbau her ähnlich (innen Gas, außen Luft, Drallscheibe bleibt erhalten), allerdings ist die Düsengeometrie rechteckig. Beide Brennertypen sind in **Abbildung 3.6** dargestellt. In **Abbildung 3.7** wird außerdem die Ofenraumgeometrie gezeigt. Der Ofen besitzt einen rechteckigen Querschnitt. Über den Brenner wird von Links Brennstoff und Luft zugeführt, die im Ofen verbrennen. Am Ofenaustritt (rechts) ist ein Rohr installiert, aus dem die Abgase ab- und dem Kamin zugeführt werden.

Das Grundgas mit dem die Brenner betrieben werden, ist Erdgas H (Referenzfall). Die anderen beiden Gase, die anstatt dem Erdgas eingesetzt werden sollen, sind Koksofengas und Biogas, siehe **Tabelle 3.2** und **3.3**. Bei einem Wechsel zwischen den verschiedenen Gasen werden die Betriebsparameter (siehe **Tabelle 3.4**) konstant gehalten.

Tabelle 3.4: Parameter	der numerischen	Simulation
------------------------	-----------------	------------

Parameter	Einheit	
Brennerleistung	[kW]	400
Luftzahl	[-]	1,15
Medientemperatur	[°C]	25

Daraus folgt aber auch, dass die Volumenströme am Brenneraustritt durch den Gaswechsel variieren. Das führt zu Änderungen des Luft-Gas-Impulsverhältnisses am Brenneraustritt. Das Luft-Gas-Impulsverhältnis ist eine wichtige Größe bei der Auslegung einer feuerungstechnischen Anlage. Es beeinflusst die Strömungsdynamik und damit die Mischung von Oxidator und Brennstoff, also die Verbrennung. Das Impulsstromverhältnis ist nach Cerbe [1] wie folgt definiert:

$$\frac{\dot{l}'_{Luft}}{\dot{l}'_{Gas}} = \frac{\dot{m}_{Luft} \cdot w_{Luft}}{\dot{m}_{Gas} \cdot w_{Gas}}$$
(4)

CFD-Simulation des Brennersystems mit Düsenkonzept 2:

In diesem Kapitel werden die CFD Ergebnisse bei Einsatz des Brennertyp 2 zusammengefasst. In **Abbildung 3.5** ist das untersuchte System abgebildet und der eingesetzte Brenner detailliert beschrieben.

Gegenstand der Forschung war es, zu untersuchen, in wie weit es möglich ist, dass Betriebsverhalten des Verbrennungssystems bei einem Brennstoffwechsel durch eine dynamische, flexible Regelung des Brenners zu steuern. Bei einem Brennstoffwechsel ändern sich bei gleichen Betriebsbedingungen (gleiche Leistung, gleiche Luftzahl) die erforderlichen Volumenströme und damit die Geschwindigkeiten und das Strömungsfeld und letztendlich das Verbrennungsverhalten. Um diese Kettenreaktion an Veränderungen zu unterdrücken, soll in einem ersten Schritt der Austrittsquerschnitt der Gaslanze hinsichtlich einer konstanten Gasgeschwindigkeit von 30 m/s geregelt werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Brennstoffwechsel von Erdgas zu Biogas und von Erdgas zu Koksofengas näher untersucht.

In **Abbildung 3.8** sind die verschieden Geometrieeinstellungen / Geometriedesigns für die drei Gase dargestellt. Biogas und Koksofengas haben im Vergleich zu Erdgas einen geringeren volumetrischen Heizwert. Zur Realisierung gleicher Brennerleistungen muss in beiden Fällen der Volumenstrom erhöht werden. Damit die Gasaustrittsgeschwindigkeit konstant gehalten wird, muss der Austrittsdurchmesser vergrößert werden.



Abbildung 3.8: Vergleich der Düsenaustrittsflächen für den Betrieb mit unterschiedlichen Gasen (Quelle: GWI)

Im Folgenden werden die Ergebnisse der CFD-Simulationen diskutiert und die wesentlichen Unterschiede bei Einsatz der verschiedenen Brenngase begründet. Für die Darstellung der Ergebnisse wurde eine Schnittebene definiert, die auf der mittleren Brennerhöhe positioniert ist. (siehe **Abbildung 3.9**). Die höchsten Gradienten treten im ersten Drittel der Brennkammer auf. Danach ist die Verbrennung im Prinzip abgeschlossen. Das Abgas strömt weiter in Richtung Ofenausgang und verlässt die Brennkammer. Für eine bessere Übersicht werden deshalb die Ergebnisse auf den ersten zwei Meter der Brennkammer (Gesamtlänge 5 m) dargestellt. Das ist der Bereich zwischen den zwei roten, vertikalen Begrenzungslinien (vgl. **Abbildung 3.9**).

Ein Vergleich zwischen den verschiedenen Brenngasen zeigt, dass ein Brennstoffwechsel ohne die Brennergeometrie zu modifizieren prinzipiell möglich ist. In **Abbildung 3.10** ist der Temperaturverlauf dargestellt. Zwei Effekte die hierbei beobachtet werden können, sind zum einen der Einfluss der Gaszusammensetzung auf die Ofenraumtemperatur und zum andern der Einfluss der Düsengeometrie (links: konstante Düsengeometrie; rechts: variable Düsengeometrie) auf die Flammentemperatur. Bei der Verbrennung von Biogas sinkt die Ofentemperatur. Grund dafür ist der CO₂-Anteil im Biogas, für dessen Aufwärmung Wärmenergie aufgebraucht wird. Bei der Verbrennung von Koksofengas hingegen wird die Ofentemperatur durch den hohen Wasserstoffanteil angehoben.



Abbildung 3.9: Schema der Darstellungsebene für CFD-Simulationen (Quelle: GWI)



a.) konstante Düsengeometrie b.) variable Düsengeometrie Abbildung 3.10: CFD; Temperaturverteilung im Brennernahbereich, Düsengeometrie 2, (Quelle: GWI) Ein Vergleich zwischen beiden Düseneinstellungen bei Einsatz von Biogas bzw. Koksofengas zeigt, dass die Flammentemperatur durch die Änderung des Düsenaustrittsdurchmessers der Gaslanze beeinflusst werden kann.

Die Flammentemperatur ist entscheidend, wenn es darum geht NO_x-Emissionen zu reduzieren. Thermisches NO_x entsteht bei hohen Temperaturen, also in der Regel im Bereich der Flamme. Dabei gilt, je höher die lokalen Temperaturen und entsprechenden lokalen Stickstoff- und Sauerstoffkonzentrationen im Ofen sind, desto mehr NO_x wird erzeugt. Bei lokal ausreichenden Stickstoff- und Sauerstoffkonzentrationen folgt die NO_x-Bildung der Temperaturentwicklung, wie in **Abbildung 3.11** zu sehen ist. Während bei der Verbrennung von Biogas kaum noch NO_x emittiert wird, entsteht bei der Verbrennung von Koksofengas etwa doppelt so viel NO_x wie bei der Verbrennung von Erdgas. (vgl. **Abbildung 3.11**, linke Seite).



a.) konstante Düsengeometrie b.) variable Düsengeometrie Abbildung 3.11: CFD; NO_X- Konzentrationsverteilung im Brennernahbereich, Düsengeometrie 2, (Quelle: GWI)

Bei einem Gaswechsel von Erdgas zu Biogas bleibt der Luftbedarf etwa konstant während bei der Verbrennung von Koksofengas der Luftbedarf um etwa 7 % ansteigt. In beiden Fällen wird die Änderung der Luftmenge kaum signifikante Änderungen im Strömungsfeld hervorrufen. Anders sieht das aus, wenn man die erforderlichen Gasmengen betrachtet. Sowohl bei Einsatz von Koksofengas als auch bei Biogas steigt der Gasbedarf auf das 2- bis 2,5-fache an. Das bedeutet, bei gleicher Brennergeometrie ist die Geschwindigkeit am Brenneraustritt 2- bis 2,5-mal so hoch wie bei Einsatz von Erdgas. Im Vergleich dazu werden durch die Brenneranpassung ähnliche Geschwindigkeitsverteilungen erreicht. (vgl. **Abbildung 3.12**)



a.) konstante Düsengeometrie b.) variable Düsengeometrie Abbildung 3.12: CFD; resultierende Geschwindigkeiten im Brennernahbereich, Düsengeometrie 2, (Quelle: GWI)

Das Strömungsfeld beeinflusst das Turbulenzfeld und die Turbulenzintensität und damit das Mischungsverhalten von Gas und Luft und letztendlich die Verbrennung. Diese Abhängigkeit wird bei der Betrachtung der Flammenlänge anschaulich dargestellt, siehe **Abbildung 3.13**. Da eine Diffusionsflamme bei einem stöchiometrischen Verhältnis von eins gebildet wird, wurde zur Visualisierung der Flamme eine Iso-Surface für den stöchiometrischen Mischungsbruch generiert.

Am Beispiel Biogas oder Koksofengas ist der Einfluss der Düsengeometrie an der Flammengeometrie deutlich zu sehen. Im Vergleich zu dem Erdgasbrenner ist bei der modifizierten Variante die Geschwindigkeit am Gasdüsenaustritt geringer. Dadurch ist die Mischung schlechter und dementsprechend auch die Flammenlänge länger. Wie bereits oben erwähnt erfolgte bei dem entwickelten Brennersystem die geometrische Anpassung ausschließlich auf der Brenngasseite. Dies führt bei unterschiedlichen Betriebsmodi zwangsläufig zu einer Änderung des Impulsstromverhältnisses der Medien und damit zu einer veränderten Mischung von Brenngas und Luft. Wird neben der Änderung seitens Mischung und Flammenlänge im Brennraum hingegen auch der Brennernahbereich betrachtet (siehe **Abbildung 3.12**), wird die Auswirkung der Düsengeometrieanpassung auf das lokale Strömungsfeld deutlich. Die **Abbildung 3.12** zeigt die resultierenden Geschwindigkeitsverteilungen bei der Verwendung verschiedener Brenngase im angepassten und unangepassten Zustand der Brenngasdüse. Im direkten Vergleich der Zustände mit und ohne angepasster Düsengeometrie zeigt sich, dass sich bei geometrische Anpassung der Düse bei allen drei Fällen eine nahezu identische Geschwindigkeitsverteilung im Brennernahbereich einstellt. Bei unangepasster Düsengeometrie weichen die Strömungsfelder bei der Verwendung verschiedener Gase erheblich voneinander ab. In der **Abbildung 3.13** ist zudem zu erkennen, dass bei der Anpassung der Brenngasdüse bei der Verwendung von Biogas und Koksofengas eine, dem Referenzfall (Erdgas) sehr ähnliche Flammenwurzel resultiert. Bei Nichtanpassung der Düse ist dies nicht erkennbar.



a.) konstante Düsengeometrie b.) variable Düsengeometrie Abbildung 3.13: CFD; Darstellung der Flammenlänge anhand der Isosurfaces, mischungsbruchbasiert, Düsengeometrie 2, (Quelle: GWI)

Festlegung des Brennerdesigns:

Für die Herstellung der jeweiligen Düsen wurde bei der Fertigung der verbleibenden Brennerkomponenten auf Werkstoffe zurückgegriffen, die sich über Jahrzehnte im Brennerbau bewährt haben. Als Beispiel ist der hitzebeständige austenitische Stahl 1.4828 zu nennen, der durch eine hohe Zunderbeständigkeit und eine gute Warmfestigkeit für die meisten Brenneranwendungen geeignet ist [11]. Der gleiche Werkstoff fand beim Düsenkonzept 1 Anwendung. Aufgrund der Notwendigkeit von Federeigenschaften wurde beim Düsenkonzept 2 der Werkstoff 1.4310 verwendet. Dieser Edelstahl (1.4310) bietet die erforderlichen Federeigenschaften [12]. Diese werkstoffspezifischen Eigenschaften bleiben gemäß Werkstoffdatenblatt bis zu einer Temperatur von ca. 350 °C erhalten. Mit Werkstoffen aus Alloy kann eine höhere Temperaturbeständigkeit erreicht werden. Aus wirtschaftlichen Gründen wurde sich beim Prototypenbau des Brenners für den preiswerteren Federstahl 1.4310 entschieden. Zur Reduzierung der thermischen Belastung des Materials wurde beim Düsenkonzept 2 eine separat regelbare Luftführung konstruktiv mit eingeplant, die im Betrieb eine konvektive Kühlung gewährleistet.



Abbildung 3.14: Freibrandversuch (Quelle: GWI)

Neben der mechanischen Funktionsprüfung der Düsenverstellung wurden beide Brennersysteme im Anschluss, abweichend zum Arbeitsplan in einem Freibrandversuch getestet. Das Ziel dieser Freibranduntersuchung lag vor allem in der Überprüfung des Zünd- und Flammstabilitätsverhaltens beider Brennersysteme in kalter Umgebung. Wie zuvor bereits erwähnt, wurden die Brennersysteme aus Stabilitätsgründen jeweils mit einem Drallerzeuger in der Luftführung ausgestattet. In Kombination mit einem Brennerstein verspricht die Konstruktion eine hinreichende Flammenstabilität. Zur Ermittlung einer passenden Brennersteingeometrie wurden für den Freibrandtest geometrisch unterschiedliche metallische Rohrstücke gefertigt. Anhand der Flammengeometrie, Zündverhalten und Flammenstabilität erwies sich, die zuvor präferierte und bereits simulierte Brennersteingeometrie als geeignet. Die Abbildung 3.14 zeigt fotografische Aufnahmen des Brennerbetriebs im Freibrand. Wie auf der rechten Bildhälfte deutlich zu erkennen ist, wird die Flammen stark verdrallt und dadurch hinreichend stabilisiert. Beide Brennersysteme wurden bereits im Freibrand in einem großen Last- und Luftzahlbereich betrieben. Im Rahmen der Freibrandversuche konnte bei beiden Brennersystemen eine überaus hohe Unempfindlichkeit hinsichtlich Last- und Luftzahländerungen festgestellt werden. Ferner wurde dem Erdgas sukzessive inertes Kohlendioxid beigemischt bis das entstandene Brenngasgemisch der Zusammensetzung des oben genannten Rohbiogases entsprach. Beide Brennersysteme zeigten auch in diesem Betrieb ein stabiles Flammen- und Zündverhalten. Versuche mit Koksofengas im Freibrand wurden aus sicherheitstechnischen Gründen nicht durchgeführt. Als Grund ist die hohe Toxizität des im Koksofengas enthaltenen Kohlenmonoxids zu nennen.

4 ERZIELTE ERGEBNISSE - EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNG AN EINEM SEMI-INDUSTRIELLEN VERSUCHSOFEN

Die experimentellen Untersuchungen wurden einem Hochtemperaturversuchsofen am Gas- und Wärme-Institut Essen e.V. durchgeführt. Der verwendete Versuchsofen ist für den Betrieb von Brennern bis zu einer Leistung von 1,2 MW und einer Ofenraumtemperatur bis 1.600 °C ausgelegt. Die **Abbildung 4.1** zeigt die verwendete Ofenanlage im Technikum der Abteilung Industrie- und Feuerungstechnik.



Abbildung 4.1: Hochtemperaturanlage "roter Ofen"; Technikum der Abteilung Industrie- und Feuerungstechnik (Quelle: GWI)

Die Hochtemperaturofenanlage ist mit einer Gasmischeinheit ausgestattet, die es erlaubt, verschiedenste Brenngasgemische synthetisch herzustellen. Die nachfolgende **Abbildung 4.2** zeigt schematisch den Aufbau der vorhandenen Gasmischanlagen. Wie zu erkennen ist, können insgesamt sechs unterschiedliche Gase verwendet werden: Erdgas H, Wasserstoff, Kohlenmonoxid, Propan, Kohlendioxid und Stickstoff. Die Einstellung der jeweiligen Gasmengen erfolgt rechnergesteuert über Massendurchflussregler.



Abbildung 4.2: Gasmischanlagen 1 und 2 im Verbund (Quelle: GWI)

Die Brennkammer der Anlage ist mit einem Feuerfestbeton ausgekleidet. Die Maße des Ofeninnenraums betragen 5.000 mm x 1.000 mm x 1.200 mm. Die Versuchsofenanlage verfügt über ein Rückkühlwerk, welches mit fünf wassergekühlten Edelstahlrohren die Darstellung einer Last durch Wärmeabfuhr ermöglicht.



Abbildung 4.3: Zugänglichkeiten an der Hochtemperaturofenanlage "roter Ofen", (Quelle: GWI)

Darüber hinaus sind insgesamt 15 verschließbare Öffnungen in der Mittelebene des Ofens vorhanden, die einen direkten Zugang zur Brennkammer während des Betriebes ermöglichen. Außerdem kann ein größeres Sichtfenster im vorderen Ofenabschnitt geöffnet werden, welches die Anwendung optischer Verfahren zur Sichtbarmachung und Vermessung von Brennerflammen erlaubt.

Zur Messung der Abgasemissionen ist ein wassergekühltes Absaugpyrometer verwendet worden. Die Probennahme erfolgte im Abgaskanal der Ofenanlage. Hierbei sind unterschiedliche, miteinander verschaltete Abgasanalysatoren zur Anwendung gekommen, denen die Abgasprobe über einen Filter und einen Messgaskühler zugeführt wurde. Für die Messung von Kohlenmonoxid, Kohlendioxid und Sauerstoff diente ein Analysator vom Typ NGA 2000 des Herstellers Rosemount Analytical; Stickoxide wurden durch ein Messgerät von Eco Physics, Typ CLD 822 S gemessen. Vor der Durchführung der Messungen wurden die Analysatoren mittels geeigneter Gasgemische kalibriert. Spezifikationen der Geräte sind aus der nachstehenden Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**4.1** ersichtlich.

Komponente	Messprinzip	Messbereich	Messfehler	Kalibriergas
O ₂	Paramagnetismus	0 – 5 Vol%	±1% Skalenendwert	4,02 Vol%
O ₂	Paramagnetismus	0 – 25 Vol%	±1% Skalenendwert	20,9 Vol%
CO ₂	NDIR	0 – 15 Vol%	≤1% Skalenendwert	14,02 Vol%
СО	NDIR	0 – 2.000 ppm	≤1% Skalenendwert	1.903 ppm
СО	NDIR	0 – 10 Vol%	≤1% Skalenendwert	9,9 Vol%
NO	Chemilumineszenz	0 – 2.000 ppm	≤1% Skalenendwert	900 ppm
NO ₂	Chemilumineszenz	0 – 500 ppm	≤ 1 % Skalenendwert	90,1 ppm

Gemäß der technischen Anleitung zur Reinhaltung der Luft (TA Luft) [13] werden in der nachfolgenden Auswertung die Messwerte von NO_x und CO auf einen Restsauerstoffgehalt von 3 Vol.-% im trockenen Abgas bezogen und in der Einheit mg/m³_Nangegeben. Für die Umrechnung der Messwerte gilt:

$$E_B = \frac{21 - O_B}{21 - O_M} \cdot E_M$$
(5)

mit

- E_M gemessene Massenkonzentration
- E_B Massenkonzentration, bezogen auf den Bezugssauerstoff gehalt
- O_M gemessener Sauerstoff gehalt
- O_B Bezugssauerstoff gehalt

Neben der Emissionsmessung im Kamin wurden ergänzend sogenannte 2-D-Feldmessungen im Ofenraum durchgeführt. Zur Ermittlung der Temperatur- und Speziesverteilung im Ofenraum wurde bei den verschiedenen Betriebsmodi zusätzlich ein weiteres, wassergekühltes Absaugpyrometer verwendet, das durch mehrere Zugangsöffnungen (siehe **Abbildung 4.3**) mittig und auf Höhe der Brennerachse in den Ofeninnenraum eingebracht wurde. Die Abstände der Zugangsöffnungen jeweils von der Innenseite der Ofenstirnwand (Brennerwand) sind der **Abbildung 4.4** und der **Tabelle 4.2** zu entnehmen.



Abbildung 4.4: Positionen der Messstutzen und der Thermoelemente, Quelle: GWI

Stutzen	Abstand zur Brennerwand	Stutzen	Abstand zur Brennerwand
13	300 mm	8	2.400 mm
12a	540 mm	7	2.730 mm
12	780 mm	6	3.400 mm
11	1.360 mm	5	3.700 mm
10a	1.500 mm	4	4.090 mm
10	1.700 mm	2	4.600 mm
9	2.030 mm	1	4.960 mm

Tabelle 4.2: Abstand der Messstutzen zur Brennerwand

Temperaturmessung:

Als weiterer Parameter wurde die Temperatur im Ofenraum erfasst. Hierzu dienten insgesamt 10 Thermoelemente vom Typ B, die in der Ofendecke installiert sind. Die Thermoelemente befinden sich in einem keramischen Schutzrohr und ragen etwa 200 mm in den Ofenraum hinein. Die Positionen der Messstellen sind in der **Abbildung 4.4** dargestellt. Die Abgastemperatur im Abgaskanal wurde mit einem Absaugpyrometer gemessen, mit dem gleichzeitig auch die Probenentnahme erfolgte.

Versuche zur Variation der Leistung:

Ein Hauptziel bei der Entwicklung eines variablen Brennersystems lag in der Steigerung des Regelbereichs. Wie im oberen Teil bereits erläutert, liegt dieser bei zurzeit am Markt erhältlichen Brennern bei maximal 1:10. Dadurch, dass die Düsengeometrie sich bei kommerziell erhältlichen Brenner über dem genannten Regelbereich nicht ändert, stellen sich in jedem Lastpunkt, der von dem Auslegungspunkt abweicht suboptimale Strömungs- und Verbrennungszustände ein. Im Rahmen dieses Forschungsvorhabens wurden insgesamt zwei Düsenkonzepte entwickelt, die ihre jeweilige Düsenaustrittsfläche in bestimmten Grenzen variieren können. Rein konstruktiv liegt hinsichtlich der Leistungsvariation das Düsenkonzept 1 im Vorteil. Als Grund ist die Fähigkeit zu nennen, während des Brennerbetriebs einen rechteckigen Spalt mit einer Höhe von 0,5 mm bis 30 mm herzustellen. Über die stufenlose Einstellung des Düsenspaltes ergeben sich somit Austrittsflächen von 25 mm² bis maximal 1.500 mm². Die Austrittsfläche ist somit um den Faktor 60 variierbar. Das Düsenkonzept 2 ist diesbezüglich deutlich eingeschränkter: die kleinstmögliche Austrittsfläche liegt bei 415 mm² und ist maximal auf 1.590 mm² erweiterbar (Faktor: 3,83). Die Ursache der Begrenzung in Richtung geringerer Flächen liegt in der konstruktiven Beschaffenheit des Düsenkonzeptes.

Die nachfolgende **Abbildung 4.5** zeigt die Ergebnisse der Leistungsvariationsversuche mit Erdgas H als Brenngas und unter Einsatz beider Düsenkonzepte. Die variablen Düsen wurden jeweils in einem ähnlichen Brennersystem integriert und unter gleichen Randbedingungen untersucht.



Abbildung 4.5: Emissionen über Leistungsvariation beider Brennersysteme (Dreiecke: Düsensystem 1, Kreise: Düsensystem 2), Quelle: GWI

Das Diagramm in der **Abbildung 4.5** zeigt die Verläufe der NO_X- und CO-Emissionen über einen Leistungsbereich von 50 kW bis 1.000 kW. Zur ganzheitlichen Betrachtung der entstandenen Schadstoffemissionen sind zusätzlich die jeweiligen Temperatur- und Sauerstoffkonzentrationsverläufe mit aufgetragen.

Dargestellt sind die Ergebnisse der Messungen beider Düsenkonzepte, gekennzeichnet durch die jeweilige Nummer (1 / 2). Bedingt durch den großen Variationsbereich der Austrittsfläche des Düsenkonzeptes 1 konnte für einen Leistungsbereich von 50 bis 1.000 kW eine strömungstechnisch optimierte Austrittsfläche eingestellt werden, die eine konstante Austrittsgeschwindigkeit über den gesamten genannten Leistungsbereich herstellte. Insgesamt wurden für das Düsenkonzept 1 sieben Messpunkte bei jeweils anderer Brennerleistung dokumentiert. Bedingt durch die geringere Flächenänderungseignung des Düsenkonzepts 2 beschränkte sich die Untersuchung der Leistungsvariation hierbei auf einen Bereich von 600 bis 1.000 kW. Es sei an dieser Stelle erneut darauf hingewiesen, dass grundsätzlich eine Betrachtung geringerer Leistungen auch mit dem Düsenkonzept 2 möglich gewesen wäre, dies allerdings nicht Teil der Untersuchung war. Das Ziel der Untersuchung bestand in einer konstanten Austrittsgeschwindigkeit des Brenngases unabhängig vom Lastpunkt. Durch die, in Relation zum Düsenkonzept 1 geringere erreichbare Austrittsflächenänderung beschränkt sich der Betrachtungsraum auf den genannten Lastbereich.

Das Brennersystem mit dem Düsenkonzept 1 (kurz: Brenner 1) wurde in einem Leistungsbereich von 200 bis 1.000 kW mit einer konstanten Luftzahl betrieben. Dies ist anhand des Konzentrationsverlaufs von Sauerstoff in der Abbildung 4.5 zu erkennen. In diesem Bereich wurden zudem mittlere Ofenraumtemperaturen in einem Bereich von ca. 800 – 1.000 °C messtechnisch erfasst. Die entstandenen NO_x-Konzentrationen liegen im Mittel bei ca. 130 mg/m $_N^3$, die CO-Konzentration im Mittel unter 10 mg/m $_N^3$. Wie im Diagramm zu erkennen ist, steigt der Konzentrationsverlauf von NO_x mit zunehmender Brennerleistung leicht. Gleiches ist auch beim Betrieb des zweiten Brennersystems (Brenner mit Düse 2) zu sehen. Hierbei ist der Ofenraumtemperatur in allen drei Messpunkten jedoch konstant bei einem Wert von ca. 910 °C, sodass eine erhöhte Bildung von Stickoxiden, bedingt durch eine längere Aufenthaltszeit der Reaktionspartner N₂ und O₂ auszuschließen ist. Die Ursache ist vermutlich in der höheren lokalen Flammentemperatur zu finden, da thermisches NO bei Gasverbrennungen dieser Art der dominierende Bildungspfad ist [2]. Wie bereits erwähnt, findet bei beiden Brennersystemen keine Anpassung der Luftführung und des Brennersteindurchmessers statt. Bei großen Leistungen (1 MW) können sich so die Strömungsverhältnisse, aufgrund der Geschwindigkeitssteigerung im Brennerstein und der Zunahme des Luftdralls deutlich ändern. Dies führt unvermeidlich zu einer Änderung des Verhältnisses der Impulsströme von Luft und Brenngas und damit zu einer intensivierten Mischung der beiden Medien. Durch eine gesteigerte Mischung findet die Verbrennungsreaktion auf einer kürzeren Strecke statt und führt lokal zu einem Temperaturanstieg. Eine gesteigerte lokale Flammentemperatur begünstigt wiederum die Bildung von thermischen Stickoxide. In dem Leistungsbereich von 200 kW bis 600 kW scheint die zuletzt genannte Auswirkung des Drallerzeugers und der Brennergeometrie eine untergeordnete Rolle zu spielen. In diesem Bereich liegt die entstandene NO_x-Konzentration in einem Bereich von 117 mg/m $_{\rm N}^3$ bis 123 mg/m $_{\rm N}^3$. Die dargestellte NO_x-Konzentration bei einer Brennerleistung von 50 und 100 kW ist mit dem zeitgleichen Anstieg der Sauerstoffkonzentration zu relativieren. Die dargestellten NOx-Konzentration sind gemäß Gleichung 4 auf einen Restsauerstoffgehalt im trockenen Abgas von 3 Vol.-% bezogen. Durch die gesteigerte Sauerstoffkonzentration erhöht sich somit der Konzentrationswert der NO_X-Emissionen rechnerisch. Der Anstieg der NO_x-Konzentrationen im Schwachlastbereich ist dementsprechend auf die Luftzahlerhöhung zurückzuführen. Die Erhöhung der Luftzahl liegt dem realen Betrieb zu Grunde und stellt damit direkt einen praxisnahen Betriebspunkt dar. Aus der erheblichen Luftzahlsteigerung resultieren zudem leichte Erhöhungen der CO-Emissionen. Als Ursache ist die massive Mischungsänderung bedingt durch den gesteigerten Luftüberschuss zu nennen. Im Allgemeinen ist jedoch festzustellen, dass die gemessenen CO-Konzentrationen über den gesamten Leistungsbereich von 50 – 1.000 kW stets unter dem Grenzwert von 50 mg/m_№³ gemäß TA-Luft [13] liegen. Dies zeigt an dieser Stelle bereits die Erreichung eines Teilzieles der geplanten Entwicklung. Gleiches ist auch bei der Stickoxidemissionen zu erkennen. Hierbei liegt die gemessene Stickoxidemission über den genannten Leistungsbereich im Mittel bei ca. 135 mg/m_N³. Hinsichtlich der Untersuchung der Leistungsvariation ist zudem zu erwähnen, dass sich das Düsenkonzept 1 in seiner Funktionalität deutlich in den technologischen Vordergrund stellt. Die Fähigkeit einer 60-fachen Austrittsflächenvergrößerung ermöglicht die Abdeckung eines sehr großen Lastbereiches bei gleichzeitiger Einhaltung der oben genannten Grenzwerte.

Versuche zur Variation des Brenngases:

Zur Erhaltung der Übersichtlichkeit der Ergebnisdarstellung wird sich in der nachfolgenden Auswertung auf das Brennersystem mit dem Düsenkonzept 2 beschränkt und aufgrund der Ähnlichkeit der Ergebnisse des Brennersystems mit dem Düsenkonzept 1 verzichtet. Die **Abbildungen 4.6 – 4.10** stellen die Messdaten der Untersuchung des Ofenraums (2D-Feldmessung) während des Brennerbetriebs bei einer Brennerleistung von 400 kW dar. Untersucht wurde der Brennerbetrieb jeweils mit Erdgas, Biogas und Koksofengas als Brenngas. Die Zusammensetzung der jeweiligen Gase ist der **Tabelle 3.2** zu entnehmen. Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass die Düsen an den jeweiligen Brenngasdurchfluss angepasst wurden.



Abbildung 4.6: Temperaturverteilung im Ofenraum (Quelle: GWI)

Es wurde demensprechend für jedes der drei Gase eine optimierte Düsenaustrittsfläche generiert. Die **Abbildung 4.6** stellt die räumliche Temperaturverteilung im Ofenraum während der experimentellen Untersuchungen mit drei verschiedenen Brenngasen dar. Die Versuche wurden bei einer konstanten Luftzahl und einer Brennerleistung von 400 kW durchgeführt. Der Vergleich der Ergebnisse der Temperaturverteilung zeigt deutliche Unterschiede resultierend aus der Brenngasvariation. Wie bereits vielfach erwähnt, ergibt die Verbrennung von Biogas, in der oben genannten Zusammensetzung (siehe **Tabelle 3.2**) theoretisch die geringste adiabate Flammentemperatur der untersuchten Brenngase. Aus der Verbrennung von Koksofengas resultiert hingegen die höchste Flammentemperatur der drei Brenngase.

Der Einfluss dieser theoretischen Größe zeigt sich deutlich in der **Abbildung 4.6**. Im Vergleich zum Referenzfall, der Erdgasverbrennung liegt das Temperaturniveau der Biogasverbrennung etwas niedriger. Hingegen erhöht sich bei der Verbrennung des stark wasserstoffhaltigen Koksofengas die mittlere Ofenraumtemperatur um 143 °C. Analog zu den Temperaturverteilungen sind auch bei der NO_X-Verteilung beziehungsweise beim NO_X-Konzentrationsniveau deutliche Unterschiede festzustellen. Wie in der **Abbildung 4.7** zu sehen ist, zeigt der direkte Vergleich der NO_X-Verteilung im Ofenraum signifikante Unterschiede hinsichtlich der NO_X-Emission der Verbrennung der jeweiligen Gase.

Da der führende NO-Bildungsmechanismus (Zeldovich-Mechanismus) für diese Feuerungsart temperaturgetrieben ist, folgt die NO_x-Konzentrationsniveau den entstehenden Temperaturen (siehe **Abbildung 4.6**) [2]. Aus der Biogasverbrennung resultieren neben den geringsten Ofenraumtemperaturen auch rechnerisch die niedrigsten Flammentemperaturen, dies führt zu einer verminderten Bildung von thermischen NO und ergibt geringe NO_X-Emissionen (siehe Tabelle in der **Abbildung 4.7**). Die höchsten messtechnisch ermittelten NO_X-Konzentrationen wurden bei der experimentellen Untersuchung der Verbrennung von Koksofengas erfasst. Hierbei folgt die NO-Bildung der hohen adiabaten Flammentemperatur und dem deutlich, im Vergleich zum Erdgas H gestiegenen Gesamtofenraumtemperaturniveau.



Abbildung 4.7: NO_x-Verteilung im Ofenraum (Quelle: GWI)

Neben der, von der Gaszusammensetzung, Luftzahl und Medientemperatur abhängigen adiabaten Flammentemperatur resultiert die tatsächliche lokale Flammentemperatur auch aus der Mischung von Brenngas und Oxidator. Das heißt, dass neben der Temperaturverteilung im Ofenraum auch eine Indikation für die Mischung der Medien mit in die Betrachtung der Ergebnisse mit einbezogen werden sollte. Die nachfolgende **Abbildung 4.8** zeigt die gemessene Sauerstoffverteilung im Ofenraum. Die lokale Sauerstoffverteilung ist ein verlässliches Indiz für die lokale Mischung.

Biogas

Erdgas

Koksofengas



*(Kaminmessung; bezogen auf 3 Vol.-% O₂ im tr. Abgas)

Abbildung 4.8: Sauerstoffverteilung im Ofenraum (Quelle: GWI)



Abbildung 4.9: CO-Verteilung im Ofenraum (Quelle: GWI)

Wie in der **Abbildung 4.8** links deutlich zu sehen, ist erreicht die Sauerstoffkonzentration bei der Verbrennung von Biogas im untersuchten Bereich einen Maximalwert von ca. 3 Vol.-%. Dieser Wert entspricht dem Restsauerstoffgehalt bei einer eingestellten Luftzahl von ca. 1,15 und zeigt an dieser Stelle kein Vorhandensein von Verbrennungsluft (enthält ca. 20,9 Vol.-% O₂). Eine zunehmende Sauerstoffkonzentration im Brennernahbereich ist bei der Verbrennung von Erdgas H festzustellen. Hier sind geringfügige Konzentrationsspitzen von ca. 6.8 Vol.-% feststellbar. Das partielle Vorhandensein von Verbrennungsluft im Ofenraum ist bei der Verbrennung von Koksofengas ersichtlich. Hierbei sind Sauerstoffkonzentrationen von bis zu 9 Vol.-% vorzufinden. Wird neben der Sauerstoffverteilung im Ofenraum zusätzlich die Verteilung des Verbrennungszwischenproduktes Kohlenmonoxid (CO) berücksichtigt, können direkt Aussagen über eine lokale Vermischung und die daraus resultierende Flammenlänge getroffen werden. Die **Abbildung 4.9** zeigt die Auswertung der CO-Verteilung im Ofenraum bei der Verbrennung der drei unterschiedlichen Gase. Anhand der CO-Verteilung lässt sich erfahrungsgemäß hinreichend die Verbrennungszone detektieren. Wird beispielsweise in den Darstellungen der **Abbildung 4.9** eine CO-Konzentration von ca. 2.000 ppm als Grenze für die Verbrennungsreaktion angenommen, zeigen sich deutliche Unterschiede in der tatsächlichen Flammenlänge bei der Nutzung der verschiedenen Gase. Die kürzeste Flamme weist die Verbrennung von Biogas auf. Die geringe lokale Sauerstoffkonzentration (siehe **Abbildung 4.8**) bestätigt diese Vermutung. Basierend auf dieser Betrachtung folgt auf die Verbrennung von Erdgas H eine längere Flamme. Die Verbrennung von Wasserstoff erzeugt, im Rahmen der experimentellen Untersuchungen die längste Flamme. Des Weiteren ist in der **Abbildung 4.10** die CO₂-Konzentrationsverteilung der jeweiligen Untersuchungen dargestellt.





Durch den hohen volumetrischen Anteil von CO_2 im Biogas ist das Konzentrationsniveau des entstehenden Rauchgases deutlich höher als bei der Verbrennung von Erdgas H. Aus der Verbrennung von Erdgas H, in der oben genannten Zusammensetzung, resultiert bei einer Luftzahl von 1,15 rechnerisch eine trockene CO_2 -Konzentration von 10,4 Vol.-%. Dieser theoretisch ermittelte Wert stimmt mit der gemessenen Konzentration im Ofenraum überein. Aufgrund des geringen Kohlenstoffwasserstoffanteils im Brenngas weist die Koksofengasverbrennung die geringsten CO_2 -Konzentrationen auf.

Versuche der Kombination aus Leistungs- und Brenngasvariation

Die nachfolgenden Ergebnisse der experimentellen Untersuchung der Brennersysteme stellen eine Kombination aus den beiden zuvor beschriebenen messtechnischen Betrachtungen dar. Bei diesen Versuchen lag der Fokus auf der Nutzung verschiedener Brenngase (Erdgas H, Koksofengas und Biogas) in unterschiedlichen Lastpunkten. Das Ziel der Untersuchung zeigt den praktischen Nutzens der Brenngasflexibilität hinsichtlich Lastvariationsfähigkeit der entwickelten Brennersysteme beziehungsweise der Düsenkonzepte. Die **Abbildung 4.11** zeigt die Ergebnisse der experimentellen Untersuchung des Brennersystems mit dem Düsenkonzept 1. Aufgetragen sind jeweils die Verläufe der NO_X- und CO-Konzentrationen sowie die mittlere Ofenraumtemperatur über der jeweiligen Brennerleistung. Die verwendeten Gase sind hierbei farblich voneinander zu unterscheiden.

Beginnend mit der Betrachtung der CO-Emissionen ist anhand des Diagrammes der **Abbildung 4.11** festzustellen, dass unabhängig von der verwendeten Brenngaszusammensetzung in einem Leistungsbereich von 200 kW bis 800 kW alle messtechnisch ermittelten Werte stets unter 10 mg/m_N³ liegen. Im Vergleich zu der Verbrennung mit Erdgas H und Koksofengas weist der Verlauf der CO-Emissionen der Biogasverbrennung geringfügig höhere Werte auf.



Abbildung 4.11: NO_x- und CO-Konzentration über Brennerleistung bei Brenngasvariation für Düsengeometrie 1 (Quelle: GWI)

Wie bereits erwähnt, unterscheiden sich die Brenngase in ihrer jeweiligen Gaszusammensetzung. Die daraus resultierenden theoretischen adiabaten Flammentemperaturen haben bei gleichen Randbedingungen einen Einfluss auf die Bildung von thermischen NO [2]. Die niedrigste adiabate Flammentemperatur der untersuchten Gase liegt, aufgrund des hohen Inertgas-Anteil beim Biogas. Das untersuchte Biogas enthält 50 Vol.-% Kohlendioxid. Das Inertgas nimmt nicht an der Verbrennungsreaktion teil und wird zudem vom Verbrennungsprozess aufgeheizt. In der **Abbildung 4.11** ist der deutliche Einfluss des hohen Intergas-Anteils hinsichtlich der Bildung von Stickoxiden zu sehen. Die Verbrennung von Biogas liefert bei vergleichbarer Ofenraumtemperatur die geringsten NO_X-Konzentrationen aller untersuchten Brenngase. Analog zu dem Verlauf in der **Abbildung 4.5** steigt die NO_X-Konzentration bei der Erdgasverbrennung bei einer Leistung von 200 kW bis 800 kW leicht an. Der Absolutwert der NO_X-Konzentration bei einer Brennerleistung von 800 kW (siehe **Abbildung 4.11**) liegt aufgrund des höheren Temperaturniveaus im Ofen über dem, in der **Abbildung 4.5** gezeigten, Wert. Ein abweichender Verlauf der NO_X-Konzentration ist bei der Verbrennung von Koksofengas zu beobachten. Wie in dem Diagramm der **Abbildung 4.11** zu erkennen ist, steigt die NO_X-Konzentration vom Lastpunkt 200 kW hin zu einer Brennerleistung von 400 kW um ca. 33 mg/m_N³ an, stagniert allerdings im Anschluss bis zu einer Leistung von 800 kW. Ein analoger Verlauf ist zudem bei den Untersuchungen der Koksofengasverbrennung mit dem Düsenkonzept 2 zu beobachten (siehe **Abbildung 4.12**). Ferner ist auch bei den dargestellten Ergebnissen der konstant niedrige NO_X-Verlauf bei der Verbrennung von Rohbiogas zu sehen.



Abbildung 4.12: NO_X- und CO-Konzentration über Brennerleistung bei Brenngasvariation für Düsengeometrie 2 (Quelle: GWI)

Die experimentellen Untersuchungen zeigten bei beiden Brennersystemen eine hinreichende Eignung hinsichtlich der Nutzung verschiedener Brenngase. Die NO_X-Konzentrationen bei der Verwendung von Koksofen- und Biogas unterschritten bei maximalen Ofenraumtemperaturen bis zu 1.100 °C stets 150 mg/m_N³. Im Betrieb mit Erdgas hingegen ist bei beiden Düsenkonzepten ein Anstieg der NO_X-Konzentrationen mit zunehmender Leistung festzustellen. Bei maximalen Ofenraumtemperaturen von 1.170 °C wurden NO_X-Emissionen in Höhe von max. 165 mg/m_N³ (Düsenkonzept 1) und 140 mg/m_N³ (Düsenkonzept 2) bei einer Ofenraumtemperatur von 1.000 °C gemessen. Ferner konnte in allen Betriebspunkten unabhängig von der Brenngaszusammensetzung, der Brennerleistung und des Düsenkonzeptes ein konstant geringes CO-Emissionsniveau (max. 12 mg/m_N³) festgestellt werden.

5 ZUSAMMENFASSUNG

Das Ziel des Projektes, ein innovatives Brennersystem zu entwickeln, das auf wechselnde Leistungsanforderung und auf die Verfügbarkeit verschiedener Brenngase (z. B. Erdgas, Biogas, Koksofengas) aktiv reagiert und in jedem Zustand ideale Strömungsbedingungen für die nachfolgende Verbrennung gewährleistet, konnte grundsätzlich eingehalten werden. Basierend auf den entwickelten variablen verstellbaren Düsengeometrien wurden insgesamt zwei innovative Brennersysteme entwickelt. Diese Brennersysteme erfüllen die Anforderungen der industriellen Praxis in Hinblick auf eine stabile und emissionsarme Verbrennung, einer sicheren Betriebsweise und thermischen Beständigkeit des Materials.

Wie zuvor bereits erwähnt, nahm die Entwicklung, Konstruktion und Fertigung der variablen Düsen mehr Zeit in Anspruch, als vorab im Projektzeitplan festgelegt wurde. Durch den Entschluss der Entwicklung zweier, in ihrem geometrischen und konstruktiven Aufbau deutlich verschiedenen Düsenkonzepte verlagerte sich das zeitliche Gewicht des Vorhabens deutlich in Richtung Düsenentwicklung. Die Projektpartner priorisierten im Zuge dessen die Idee eines Brennersystems mit einer zentralen Brenngasdüse und einer geometrisch nicht veränderbaren Luftführung. Wohlwissend, dass der Luftimpulsstrom eine bedeutende Rolle hinsichtlich Mischung, lokaler Temperaturverteilung und Emissionen spielt, wurde aus mehreren Gründen auf eine geometrische Anpassung der Luftseite verzichtet. Der Fokus lag bei der Entwicklung der genannten Brennersysteme auf einer detaillierten Untersuchung der variablen Brenngasdüsen, welche eine stabile Verbrennung und damit die Berücksichtigung von flammstabilisieren konstruktiven Maßnahmen voraussetzte. Die konstruktive Einhaltung dieser Maßnahmen stand im direkten Konflikt zum Zeitaufwand und des Risikos im vorgegebenen Projektzeitraum aufgrund von Flammenstabilitätsproblemen keine Untersuchungen durchführen zu können.

Im Projektzeitraum wurden insgesamt zwei Brenner entwickelt und numerisch, sowie experimentell untersucht. Die Brennersysteme unterscheiden sich hinsichtlich ihrer Düsengeometrie. Bei den verbleibenden Komponenten, wie z. B. Luftführung oder Brennersteingeometrie wurde sich zur Vergleichbarkeit für einen ähnlichen Aufbau entschieden.

Im Rahmen der Untersuchungen konnte festgestellt werden, dass beide Brennersysteme stabil und sicher mit insgesamt drei verschiedenen Gasen betrieben werden können, die innerhalb eines Heizwertbereichs von ca. 5 – 10,3 kWh/m_N³ liegen. In einem Leistungsbereich von 200 kW bis 800 kW wurde beim Betrieb mit den genannten Gasen und beiden Brennersystemen keine CO-Konzentration über 15 mg/m_N³ festgestellt. Die ermittelten Stickoxidemissionen lagen bei Ofenraumtemperaturen bis ca. 1.100 °C unter 170 mg/ m_N³ bezogen auf 3 Vol.-% Restsauerstoff im trockenen Abgas. An dieser Stelle sei erwähnt, dass vorerst keine konstruktiven Maßnahmen zur NO_X-Reduktion in den Brennersystemen enthalten waren. Hier zeigt sich zum einen bereits jetzt weiterer Forschungs- und Entwicklungsbedarf und zum anderen ein moderates Emissionsverhalten bei der Nutzung von unterschiedlichen Gasen.

Des Weiteren sei an dieser Stelle erwähnt, dass sich die Anpassung der Düsenaustrittsfläche bei beiden Düsensystemen im Betrieb einwandfrei durchführen ließ. Beide Brennersysteme wiesen nach den experimentellen Untersuchungen weder thermisch noch mechanisch verursachte Beschädigungen auf und geben damit eine erste Referenz bezüglich einer Tauglichkeit für die industrielle Praxis.

Eine weitere positive Erkenntnis konnte in der Untersuchung des Regelbereichs gewonnen werden. Hierbei stach das Düsenkonzept 1, bedingt durch den hohen Einstellbereich, besonders hervor. Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen konnte ein Leistungsbereich von 50 – 1.000 kW nachgewiesen werden. Dies entspricht einem Regelbereich von 1:20 und erfüllt das im Projektantrag forcierte Ziel.

6 WIRTSCHAFTLICHE BEDEUTUNG DES FORSCHUNGSPROJEKTES

Der innovative Charakter des Projektes besteht in der Erarbeitung eines neuen alternativen Konzeptes zu den bestehenden Brennersystemen, die aufgrund ihrer "statischen" Bauform auf die immer notwendiger werdende Flexibilität nicht hinreichend reagieren können. Durch die geplante Verstellmöglichkeit der Düsenaustritte sowohl von Brenngas als auch von Luft soll ein Brennerkonzept entwickelt werden, das den bisherigen Stand der Technik bzgl. des Regelbereichs von 1:10 deutlich erweitert.

a) Aus ökonomischer Sicht bietet die im Rahmen dieses Projektes zu erarbeitende Lösung eines variablen Brennersystems den Vorteil, dass eine Vielzahl lokal verfügbarer Gase energetisch nutzbar werden und damit direkt Betriebskosten eingespart werden. Des Weiteren können Anlagen außerhalb der bisherigen Lastpunkte sicher, schadstoffarm und kostengünstig betrieben werden. Bei erfolgreicher Entwicklung der innovativen Technologie können fast alle industriellen Anwendungsgebiete der Brennertechnik erschlossen werden.

b) Energetisch und ökologisch bietet das innovative Brennersystem direkt einen Vorteil. Durch die Verwendung von Gasen aus erneuerbaren Quellen (Biogas, Wasserstoff) werden CO₂-Emissionen fossilen Ursprungs eingespart. Gleichzeitig können über das gleiche Brennersystem an einer Anlage auch Prozessgase, die als Nebenprodukt entstehen, energetisch genutzt werden und gehen nicht über den sonst notwendigen Fackelbetrieb verloren.

Durch die Generierung optimaler Strömungsbedingungen unabhängig vom Lastbetrieb können zudem Schadstoffemissionen, die durch eine teilweise instabile Verbrennung im Schwachlastbetrieb entstehen können, reduziert werden. Das Brennersystem stellt für jeden Lastzustand einen Nennbetrieb her. Mit Nennbetrieb ist hier der Betriebspunkt gemeint, auf den ein Brennersystem im Vorfeld strömungstechnisch optimal ausgelegt wird.

7 PLAN ZUM ERGEBNISTRANSFER IN DIE WIRTSCHAFT

Das GWI ist seit Jahren ein etabliertes Mitglied der Gaswirtschaft und Veranstalter von Kursen, Seminaren und Kolloquien zu aktuellen Problemstellungen. Mitarbeiter des GWI sitzen in den Ausschüssen des DVGW, der DVV, des VDMA und des VDEh. Des Weiteren werden die Ergebnisse auf nationalen und internationalen Tagungen sowie in Fachzeitschriften veröffentlicht. Damit ist insgesamt ein schneller und direkter Transfer der Ergebnisse in die Industrie gewährleistet. Nachfolgend sind in **Tabelle 7.1** die bisher erfolgten und noch geplanten Veröffentlichungen aufgeführt.

	U	
Zeitraum/	Maßnahme	Ziel/Bemerkung
Termin		
2018	Tätigkeitsbericht des GWI	Bericht über den Fortschritt öffentlich geför-
		derter Projekte am Gas- und Wärme-Institut
		Essen e. V.
2018	Projektsteckbrief auf der Homepage des	Projektzusammenfassung / Überblick
	GWI	
2019	Abschlussbericht auf der Homepage des	Zusammenstellung der Ergebnisse und Be-
	GWI	reitstellung für interessierte KMU
2020	Veröffentlichung in der prozesswärme	Zusammenstellung der Ergebnisse
	und Heat Processing	
2021	Vortrag auf Flammentag in Aachen	Zusammenstellung der Ergebnisse

Tabelle 7.1: Veröffentlichungen

8 GEGENÜBERSTELLUNG VON FORSCHUNGSZIELEN UND ERZIELTEN ERGEBNISSEN

Forschungsziel	Erzielte Ergebnisse
Entwicklung eines variablen Dü-	Spezifikation der variablen Düse wurde festgelegt.
senkonzeptes	Es wurden insgesamt zwei Düsenkonzepte entwickelt.
	Die Düsenkonzepte wurden numerisch untersucht.
Fertigung einer variablen Düse	Die Fertigung von beiden Düsen wurde abgeschlossen.
	Beide Düsen wurden strömungstechnisch untersucht.
Entwicklung eines Brennersys-	Zwei Brennersysteme wurde entwickelt.
tems mit variablen Düsen	Bis auf die Brenngasdüse sind die Brennersysteme ähn-
	lich aufgebaut.
	Beide Brennersysteme wurden mittels CFD-Simulationen
	hinreichend untersucht und für die Fertigung freigege-
	ben.
Bau der Brennersysteme	Abgeschlossen
Test der Brenner am GWI	Untersuchungen hinsichtlich eines maximalen Regelbe-
	reichs waren erfolgreich.

	 Die Nutzung drei verschiedener Brenngase (Erdgas H, Rohbiogas und Koksofengas) konnte erfolgreich nachge- wiesen werden. Beide Brennersysteme arbeiteten stets stabil und störungsfrei. Zur Messung der Abgasemissionen wurden Mischgase erzeugt, die jeweils Rohbiogas und Koksofengas nachbil- den.
 Regelbereich: Das zu entwickelnde, Brenner- system soll in der Lage sein ei- nen Regelbereich von > 1 : 10 unter Einhaltung einer stabilen und überwachbaren Verbren- nung technisch zu realisieren. 	 Ein Regelbereich von 1:20 konnte nachgewiesen werden (Brennerleistung: 50 – 1.000 kW).
 Brenngasflexibilität 	 Verwendung von Brenngasen im Heizwertbereich 5 – 10,3 kWh/m³ mit gleichem Brennersystem. Stabile Verbrennung bei Variation der Luftzahl. Unterscheidung der Gase in Hinblick auf die Gaszusammensetzung.
• Einhalten der Emissionen ge- mäß TA-Luft, Stand 2002	• Einhaltung der, gemäß TA-Luft, vorgegebenen Grenz- werte (NO _x und CO).
 Umsatzsteigerung des KMU nach Projektlaufzeit 	• Das entwickelte Brennersystem hat noch keine Marktreife erlangt. Es ist noch weitere Entwicklungsarbeit notwen- dig.
 Kosten der neuen Brennersys- teme 	 Auch wenn das neue Brennersystem noch keine Markt- reife erlangt hat, ist davon auszugehen, dass die z. Zt. ge- nutzte Verstellmechanik keinen wesentlichen Kosten- nachteil mit sich bringt. Gegenüber einer Mehrbrenner- anlage ist sogar mit einem Kostenvorteil zu rechnen.

9 NUTZEN DER FORSCHUNGSERGEBNISSE UND MARKTCHANCEN

9.1 Auswirkungen auf das Unternehmen Fried Ley GmbH

In der Laufzeit des Projektes konnte Fried Ley in Kooperation mit dem GWI ein innovatives Brennerkonzept für die Verbrennung von Erdgas und Prozessgasen entwickeln und herstellen. Die bislang erzielten Ergebnisse sind vielversprechend, jedoch bedarf es zum Erlangen der Marktreife noch weiterer Entwicklungen. Bei Weiterverfolgung des Brennerkonzeptes ist mit einer Marktreife innerhalb der nächsten 1-2 Jahre zu rechnen.

Neben den in diesem Bericht ausführlich erläuterten technischen Ergebnissen und Herangehensweisen hat das Projekt auch positive Einflüsse auf das Denken und Handeln der Mitarbeiter der Friedrich Ley GmbH und dies betrifft nicht nur die unmittelbar beteiligten Mitarbeiter. Neben den Projekt-Mitarbeitern haben auch andere Mitarbeiter durch Ihre Ideen das Projekt vorangetrieben und bereichert. Es wurden festgefahrene innovationsfeindliche Strukturen aufgebrochen, hierdurch wurde die Innovationsfähigkeit des Unternehmens verbessert. Alte Entwicklungsvorhaben wurden wiederaufgenommen und neue angestoßen.

Die erlangten Erkenntnisse konnten bereits für die Akquise neuer Projekte, bei denen Brenngasen mit variierenden Heizwerten genutzt werden sollen, erfolgreich eingesetzt werden. Auch wenn bei diesen Projekten noch kein variables Brennersystem zum Einsatz kommen wird.

Daher hat das Entwicklungsvorhaben, auch wenn noch weiterer Forschungs- und Entwicklungsbedarf besteht, bereits jetzt nachhaltig die Wettbewerbsfähigkeit der Friedrich Ley GmbH gestärkt und das Wissen auf dem Gebiet durch neue Erkenntnisse und Erfahrungen erweitert.

9.2 Marktchancen für das neue Konzept

Das durchgeführte Forschungsprojekt zeigte vor allem in den Eigenschaften des Brennersystems, wie Regelbereich, dass eine deutliche Verbesserung zum aktuellen Stand der Technik (1:10) zu erzielen ist, ohne die Prozessparameter zu verschlechtern. Zudem lag ein Hauptaugenmerk in der Realisierung der Brenngasflexibilität, die, aufgrund aktuell stetig zunehmenden Kundenanfragen zur Nutzung alternativer und verschiedener Prozessgase stetig an Bedeutung gewinnt. Die im Projektzeitraum generierten Ergebnisse sind diesbezüglich als sehr vielversprechend zu bewerten und stellen - nach erforderlicher Weiterentwicklung des Brennersystems - einen deutlichen Wettbewerbsvorteil dar.

10 DANKSAGUNG

Wir danken dem Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) für die Förderung des ZIM-Projektes im Förderprogramm "Zentrales Innovationsprogramm Mittelstand (ZIM)- Fördermodul Kooperationsprojekte (KF)".

LITERATURVERZEICHNIS

- [1] Grundlagen der Gastechnik, Günter Cerbe, Carl Hanser Verlag München Wien, 5. Auflage
- [2] J. G. Wünning und A. Milani, Handbuch der Brennertechnik für Industrieöfen 2. Auflage, Vulkan-Verlag, Essen, 2011.
- [3] Technische Regel Arbeitsblatt G262, DVGW, DVGW Deutscher Verein des Gas- und Wasserfaches e.V.
- [4] Giese, A. MacLean S., Tali, E.: Untersuchungen zur Minderung der NO_x-Emissionen bei der Verbrennung von N-haltigen biogenen Produktgasen in Thermoprozessanlagen. (Abschlussbericht zum AiF-Forschungsprojekt Nr. 15553 N). Essen
- [5] Giese, A. MacLean S., Tali, E.: Entwicklung eines Mehrstoffbrenners für Heizöl-, Erdgas- und Schwachgasbetrieb. (Abschlussbericht zum AiF-Forschungsprojekt Nr. 16202 N). Essen
- [6] Giese, A. Nowakowski, T., Schillingmann, D., Hüwelmann, C.: Entwicklung eines innovativen Brennersystems zur energetischen Nutzung von Produktgas aus pyrolysierten Gärresten. (Abschlussbericht zum ZIM-Forschungsprojekt Nr. KF2517705CL2). Essen
- Berger, R.: BURNER TECHNOLOGIES FOR LOW GRADE BIOFUELS TO SUPPLY CLEAN ENERGY FOR PROCESSES IN BIOREFINERIES. (Abschlussbericht zum SES6-Forschungsprojekt Nr. SES&-CT-2003-502812). Essen
- [8] Fleischmann, B., Märtin, M., Wuthnow. H.: Biogasbefeuerung in der Glasproduktion zur Reduzierung der CO₂-Emissionen - Untersuchungen der Auswirkungen auf die Glasqualität, das Feuerfestmaterial und die Schadstoffemissionen (BG-G). (Abschlussbericht zum AiF-Forschungsprojekt Nr. 397 ZN). Essen
- [9] Fiehl, M., Fleischmann, B.: Biogasbefeuerung in der Glasproduktion zur Energieeinsparung und Emissionsreduzierung – Untersuchung der Umsetzung an einer realen Glasschmelzwanne. (Abschlussbericht zum AiF-Forschungsprojekt Nr. 18685N). Essen
- [10] Benthin, J., Dörr, H., Giese, A., Werschy, M.: Gasbeschaffenheit Industrie Untersuchungen der Auswirkungen von Gasbeschaffenheitsänderungen auf industrielle und gewerbliche Anwendungen. (Abschlussbericht zum DVWG-Forschungsprojekt Nr. G 1/06/10). Essen
- [11] Online verfügbar unter: https://www.grimm-edelstahlhandel.de/1-4828-das-werkstoffdatenblatt/, 23.09.2019. (1.4828)
- [12] Online verfügbar unter: https://www.grimm-edelstahlhandel.de/1-4310-das-werkstoffdatenblatt/, 23.09.2019. (1.4310)*
- [13] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit: Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft TA Luft, 2002.
- [14] N. Peters, Technische Verbrennung, RWTH Aachen: Institut für Technische Verbrennung.

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abbildung 1.1: Brennersystem für Industriekessel (Quelle: www.hanshennig.de)
Abbildung 1.2: exemplarischer Vergleich verschiedener Gase; Brennwerte und Volumenströme (Quelle:
GWI)6
Abbildung 1.3: exemplarischer Vergleich verschiedener Gase; Mindestluftbedarf und Normdichte
(Quelle: GWI)
Abbildung 1.4: Mehrstoffbrenner; Brenner (li.) und Brennermund (re.) [Quelle: www.loesche.com]7
Abbildung 3.1: Brennerleistung über Düsendurchmesser bei einer konstanten Austrittsgeschwindigkeit
von 30 m/s (Quelle: GWI) 12
Abbildung 3.2: Impulsstrom über Düsendurchmesser bei einer konstanten Austrittsgeschwindigkeit von
30 m/s (Quelle: GWI)
Abbildung 3.3: Vergleich der resultierende Axialgeschwindigkeiten bei Variation der Brennerleistung;
Düsenkonzept 1 (Quelle: GWI) 14
Abbildung 3.4: Ergebnisse der Strömungsuntersuchungen; Düsenkonzept 2 (Quelle: GWI) 16
Abbildung 3.5:Schema des verwendeten Brennersystems; Düsenkonzept 2 (Quelle: GWI) 18
Abbildung 3.6: Vergleich der Düsenkonzepte; Gasdüsen (rot) (Quelle: GWI) 19
Abbildung 3.7: Geometrie des Brenner- und Brennkammersystems (Quelle: GWI) 19
Abbildung 4.1: Hochtemperaturanlage "roter Ofen"; Technikum der Abteilung Industrie- und
Feuerungstechnik (Quelle: GWI) 27
Abbildung 4.2: Gasmischanlagen 1 und 2 im Verbund (Quelle: GWI) 28
Abbildung 4.3: Zugänglichkeiten an der Hochtemperaturofenanlage "roter Ofen", (Quelle: GWI) 28
Abbildung 4.4: Positionen der Messstutzen und der Thermoelemente, Quelle: GWI 30
Abbildung 4.5: Emissionen über Leistungsvariation beider Brennersysteme (Dreiecke: Düsensystem 1,
Kreise: Düsensystem 2), Quelle: GWI 31
Abbildung 4.6: Temperaturverteilung im Ofenraum (Quelle: GWI) 33
Abbildung 4.7: NO _x -Verteilung im Ofenraum (Quelle: GWI)
Abbildung 4.8: Sauerstoffverteilung im Ofenraum (Quelle: GWI) 35
Abbildung 4.9: CO-Verteilung im Ofenraum (Quelle: GWI) 35
Abbildung 4.10: CO ₂ -Verteilung im Ofenraum (Quelle: GWI)
Abbildung 4.11: NO _x - und CO-Konzentration über Brennerleistung bei Brenngasvariation für
Düsengeometrie 1 (Quelle: GWI) 37
Abbildung 4.12: NO _x - und CO-Konzentration über Brennerleistung bei Brenngasvariation für
Düsengeometrie 2 (Quelle: GWI) 38

TABELLENVERZEICHNIS

6
11
17
17
29
30
42
•

ANHANG



Abbildung 1: Brennerkonzept 1, angepasste Düse, Ergebnisse der CFD-Simulation; Geschwindigkeitsverteilung, Quelle: GWI



Abbildung 2: Brennerkonzept 1, angepasste Düse, Ergebnisse der CFD-Simulation; Temperaturverteilung, Quelle: GWI



Abbildung 3: Brennerkonzept 1, angepasste Düse, Ergebnisse der CFD-Simulation; Sauerstoffverteilung, Quelle: GWI



Abbildung 4: Brennerkonzept 1, angepasste Düse, Ergebnisse der CFD-Simulation; CO-Verteilung, Quelle: GWI



Abbildung 5: Brennerkonzept 1, angepasste Düse, Ergebnisse der CFD-Simulation; Vergleich der Flammenlängen, Quelle: GWI