This project has received funding from the Eurostars-2 joint programme with co-funding from the European Union Horizon 2020 research and innovation programme

Kurzbericht zum Vorhaben

„Design, Testung und Optimierung eines "Phoenix Advanced Combustion System"- Prototypen“

im Rahmen des Eurostars Projekts
E! 114441 PACS 2020
„Weiterentwicklung des "Phoenix Advanced Combustion Systems" zu einer kohlenstofffreien Energieerzeugungsplattform“

Simeon Dybe

Technische Universität
Fachgebiet Experimentelle Strömungsmechanik
Institut für Strömungsmechanik und Technische Akustik
Müller-Breslau-Straße 8
D-10623 Berlin, Deutschland

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei der Autorin / beim Autor.

Förderkennzeichen: 01QE2049C
Projektlaufzeit: 01.05.2021 – 30.11.2025

Teil I – Kurzbericht

Die Energiewende befördert die Entwicklung neuartiger Kraftwerk-Konzepte zur kohlenstofffreien Strom- und Wärmeerzeugung. Ein solches Konzept ist der „Top Cycle“, welcher unter Ausnutzung von Dampfbeigabe und daraus resultierenden „nassen Verbrennung“ eine hohe Kraftstoffeffizienz bei gleichzeitig sehr geringen Abgasemissionen (Stickoxide, Kohlenmonoxid) erzielt. Die Effizienzsteigerung wird maßgeblich aus der Verwertung der Abwärme erwirtschaftet, die wiederum zur Dampfgenerierung genutzt wird. Weiterhin bietet dieses Konzept die optimale Grundlage, um einen brennstoffflexiblen Betrieb zu gewährleisten. Neben dem Betrieb mit konventionellen Energieträgern wie Erdgas soll der Betrieb mit Wasserstoff und aus Biomasse erzeugtem Syngas ermöglicht werden. Das Konzept verspricht die planbare, lokale Bereitstellung von Strom- und Wärme.

Ein integraler Baustein für den Betrieb des beschriebenen brennstoffflexiblen Kraftwerkkonzepts ist die stabile und sichere Verbrennung der Kraftstoffe. Hierbei liegt die maßgebliche Herausforderung an der Handhabung unterschiedlicher Brennstoffe mit einer großen Bandbreite an Brenneigenschaften in ein und demselben System.

In Vorversuchen wurde gezeigt, dass sich Drallbrenner (Swirl burner) dazu eignen, eine stabile Verbrennung der anvisierten Brennstoffe unter Dampfzugabe zu gewährleisten. Wesentliche Problemfelder umfassten einen hohen Druckverlust über den Brenner, der die Einbindung in technische Anwendungen unmöglich macht, sowie einen schmalen Betriebsbereich.

Das Projekt PACS2020 hat sich zum Ziel gesetzt, ein Verbrennungssystem ausgehend von einem Drallbenner zu entwickeln, testen und optimieren. Dieses System, das „Phoenix Advanced Combustion System“ (PACS), soll unter den oben genannten Herausforderungen (Dampf, brennstoffflexible Verbrennung, niedrige Emissionen, geringer Druckverlust,…) einen sicheren und stabilen Kraftwerksbetrieb sicherstellen.

Die Entwicklung der Verbrennungshardware erfolgte im Konsortium unter Leitung von Phoenix BioPower. Hieraus entstanden mehrere Brennervarianten, die in den verschiedenen Projektphasen experimentell sowie numerisch untersucht wurden. Ein großer Teil der Charakterisierung der Brennervarianten in Bezug auf Einsatzbereich und Emissionsverhalten erfolgte an der TUB.

In einem ersten Schritt wurde die Größe des Drallbrenners bei geeignetem Druckverlust ermittelt und auf einen inneren Durchmesser von 50mm festgelegt. Die Stabilitätsgrenzen dieser Variante wurden experimentell an der TUB ermittelt. Die Einführung einer Pilotstufe wurde im Hinblick auf Vermeidung von Flammenrückschlag untersucht. Weiterhin wurde der Einfluss der Brennkammergröße (Durchmesser und Länge) untersucht, welche einerseits einen erheblichen Einfluss auf den Wandwärmeverlust ausübt, zum anderen das Strömungsverhalten beeinflusst. Die Studie ergab einen optimalen Durchmesser der Brennkammer, welcher durch das Zusammenspiel der genannten Faktoren die maximale Flammenstabilität ergibt.

In einem weiteren Schritt wurde der Drallbrenner unter Einhaltung der Dimension sowie Optimierung des Druckverlusts auf die besonderen Herausforderungen der brennstoffflexiblen Verbrennung unter Dampfbeigabe weiterentwickelt. Das Resultat, der „Dual Swirler“ oder „Double Swirler“, sieht eine neuartige Drallbrenner-Struktur vor, bei dem zwei Drallgeber in Reihe geschaltet werden. Hierdurch ergeben sich wesentliche Vorteile bei der brennstoffflexiblen Verbrennung über das weite Reaktionsspektrum von Wasserstoff

(hochreaktiv) bis hin zu Erdgas (schwach reaktiv). Der „Dual Swirler“ wurde im Konsortium intensiv experimentell sowie numerisch untersucht.

Der Konsortiumspartner KTH hat den „Dual Swirler“ über niederdimensionale Simulationen abgebildet und das Emissionsverhalten untersucht. Weiterhin hat die KTH hochkomplexe Strömungssimulationen durchgeführt, um das zeitaufgelöste Strömungsfeld in der Brennkammer zu ermitteln. Beide Verfahren wurden abschließend zu einem Modell kombiniert. Daten aus experimentellen Versuchen an der TUB haben hierfür die Grundlage gelegt. Mit der Unterstützung der TUB wurde in Stockholm beim Partner PBP ein Verbrennungsprüfstand aufgebaut und in Betrieb genommen. Dieser Prüfstand nutzt die dortige Infrastruktur der Biomasse-Gasifizierung. In diesem Prozess wird aus Biomasse Syngas gewonnen und durch den neuen Prüfstand direkt in einer Brennkammer umgesetzt. Diese spezifische Kombination simuliert einen Kraftwerksprozess unter realen Syngas-Brennstoffbedingungen.

An der TUB wurden umfangreiche Tests bezüglich Emissionsbildung, Stabilitätsverhalten und Betriebsverhalten bei Brennstoffwechsel durchgeführt. Der stabile Verbrennungsbereich für diverse Brennstoffe (Erdgas, Wasserstoff, Syngas) wurde charakterisiert. Es wurde gezeigt, dass die Verbrennung über einen weiten Dampfbereich bei sehr niedrigen Schadstoffemissionen abläuft. Weiterhin wird der Druckverlust im Betriebsbereich bei unter 5% gehalten, wodurch sich die Anwendung für einen Einsatz in realen Gaskraftwerken qualifiziert.

Weiterhin wurde das Emissionsverhalten von aus Biomasse gewonnenen Brennstoff an der TUB experimentell untersucht und mit niederdimensionalen Simulationen validiert. Um den Stickstoffanteil in Syngas-Kraftstoffen zu modellieren, wurde der „Dual Swirler“ unter Beigabe von Ammoniak (NH3) betrieben. Die Bildung von Stickoxiden ist besonders sensibel auf die Menge des in der Verbrennung umgesetzten Ammoniaks. Die Entstehung von Stickoxiden konnte über die Simulation validiert und die Bildungsprozesse untersucht werden. Ausgehend von diesen Erkenntnissen konnten Strategien abgeleitet werden, um die Bildung von Stickoxiden durch Ammoniak zu reduzieren.

Im Rahmen des Projekts wurde ein neuartiges Brennermodell, das „PACS“, entwickelt und validiert. Dieses Modell wurde in umfangreichen Tests experimentell sowie numerisch charakterisiert. Das PACS ermöglicht die sichere und stabile Verbrennung unter brennstoffflexiblen Bedingungen bei angemessenen Druckverlust. Somit hat das Projekt das Ziel eine validierte Verbrennungshardware für brennstoffflexible, nasse Verbrennung zu entwickeln erfüllt. Diese Hardware kann nun in weiterführenden Tests untersucht werden, um einen höheren Technologie-Reifegrad zu erreichen, beispielsweise durch den Einbau in eine industrielle Gasturbine.

This project has received funding from the Eurostars-2 joint programme with co-funding from the European Union Horizon 2020 research and innovation programme

Sachbericht zum Vorhaben

„Design, Testung und Optimierung eines "Phoenix Advanced Combustion System"- Prototypen“

im Rahmen des Eurostars Projekts
E! 114441 PACS 2020
„Weiterentwicklung des "Phoenix Advanced Combustion Systems" zu einer kohlenstofffreien Energieerzeugungsplattform“

Simeon Dybe

Technische Universität
Fachgebiet Experimentelle Strömungsmechanik
Institut für Strömungsmechanik und Technische Akustik
Müller-Breslau-Straße 8
D-10623 Berlin, Deutschland

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei der Autorin / beim Autor.

Förderkennzeichen: 01QE2049C
Projektlaufzeit: 01.05.2021 – 30.11.2025

Teil II – Eingehende Darstellung

Vorwort

Dieser Bericht fasst die von der Technischen Universität Berlin (TUB) geleistete Arbeit im Projekt PACS2020 im Rahmen des Eurostars-Programms (E!114441) zusammen. Der Bericht beschreibt im Wesentlichen die Resultate der von der TUB geleiteten Aufgaben im Arbeitspaket AP3. Die TUB war in den Arbeitspaketen 1-5 involviert (mit Ausnahme von AP6) und hat hier wesentliche Beiträge geleistet. Die Ergebnisse dieser Arbeitspakete werden in den Berichten der am Projekt beteiligten Partner Phoenix BioPower (PBP), der BIT GmbH (BIT) und der Royal Institute of Technology in Stockholm (KTH) beschrieben.

Motivation

Die Energiewende befördert die Entwicklung neuartiger Kraftwerk-Konzepte zur kohlenstofffreien Strom- und Wärmeerzeugung. Ein solches Konzept ist der „Top Cycle“, welcher unter Ausnutzung von Dampfbeigabe und daraus resultierender „nassen Verbrennung“ eine hohe Kraftstoffeffizienz bei gleichzeitig sehr geringen Abgasemissionen (Stickoxide, Kohlenmonoxid) erzielt. Die Effizienzsteigerung wird maßgeblich aus der Verwertung der Abwärme erwirtschaftet, die wiederum zur Dampfgenerierung genutzt wird. Weiterhin bietet dieses Konzept die optimale Grundlage, um einen brennstoffflexiblen Betrieb zu gewährleisten. Neben dem Betrieb mit konventionellen Energieträgern wie Erdgas soll der Betrieb mit Wasserstoff sowie aus Biomasse erzeugtem Syngas ermöglicht werden. Das Konzept verspricht die planbare, lokale Bereitstellung von Strom- und Wärme aus erneuerbaren Brennstoffen.

Ein integraler Baustein für den Betrieb des beschriebenen brennstoffflexiblen Kraftwerkkonzepts ist die stabile und sichere Verbrennung der Kraftstoffe. Hierbei liegt die maßgebliche Herausforderung an der Handhabung unterschiedlicher Brennstoffe mit einer großen Bandbreite an Brenneigenschaften in ein und demselben System. Das Projektziel ist die Entwicklung sowie Validierung eines solchen brennstoffflexiblen Systems. Dieses System soll weiterhin notwendige Anforderungen zum Einsatz in industriellen Gasturbinen erfüllen. Dies beinhaltet unter anderem den Betrieb bei einem angemessenen Druckverlust sowie zureichender Kühlung. Der resultierende Prototyp „Phoenix Advanced Combustion System“ (PACS) bietet die Grundlage für weiterführende Entwicklungsschritte, um den Technologie-Reifegrad voranzubringen.

Während der Durchführung des Vorhabens wurden dem Konsortium keine wesentlichen Fortschritte auf dem Gebiet der nassen, brennstoffflexiblen Verbrennung von Erdgas, Wasserstoff sowie Synthesegasen aus Biomasse-Gasifizierung zur Erzeugung von Strom und Wärme bekannt, was somit die Motivation zur Entwicklung einer entsprechenden Energieerzeugungsplattform zusätzlich untermauert.

Wichtige Projektresultate

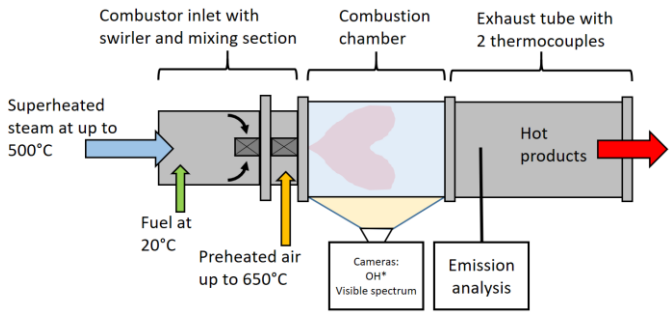
Im Projekt wurde die Hardware für brennstoffflexible Verbrennung von einem unausgereiften Konzept zu einem funktionstüchtigen Prototyp entwickelt, der für den Einsatz unter industriellen Maßstäben geeignet ist. Der Prototyp wurde hierfür unter anderem experimentell charakterisiert. Dies beinhaltet die Erfassung des Betriebsbereichs und dessen Grenze (Flammenrückschlag und Flammenverlust) sowie Abgasemissionen für Brennstoffe unterschiedlicher Reaktivität. Das Strömungsfeld und Verhalten bei brennstoffflexibler Verbrennung des Prototyps wurde charakterisiert. Die im Projekt entwickelten Simulations-Tools wurden mit den experimentellen Daten validiert. Phoenix Biopower hat die Patentierung der Hardware erfolgreich durchgeführt. Weiterführende Forschungsaufträge mit Beteiligung der TUB konnten auf Grundlage der Ergebnisse aus diesem Projekt erreicht werden.

Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Projektarbeiten

Für die Erreichung der angestrebten Projektziele waren sowohl die eingesetzten Ressourcen als auch der investierte Zeitaufwand gerechtfertigt. Im Fokus der an der TUB durchgeführten Projektarbeiten standen die Verbrennungsexperimente, die eine zentrale und unerlässliche Rolle für die Entwicklung und Optimierung der Energieerzeugungsplattform darstellen. Nur auf Basis der durchgeführten Experimente kann die konzipierte Hardware hinsichtlich ihrer Funktionalität untersucht werden. Dies gilt für jede an der Hardware durchgeführte Änderung und unterstreicht die Notwendigkeit der experimentellen Arbeiten während der gesamten Projektlaufzeit. Weiterhin sind die aus den experimentellen Versuchen gewonnenen Daten essentiell für die Validierung der im Projekt entwickelten Simulationstools.

Projektergebnisse

Experimenteller Aufbau



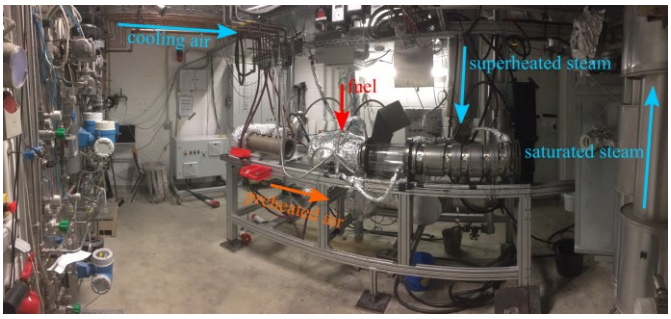


Abbildung 1: Atmosphärischer Verbrennungsprüfstand der TUB

In Abbildung 1 ist der Verbrennungsprüfstand an der TUB skizziert. Dieser Aufbau beschreibt den maßgeblich untersuchten Prototypen mit zweistufigem Drallbrenner („Dual swirler“ Konfiguration).

Überhitzter Dampf (bis zu 500°C) und Brennstoff (Wasserstoff, Erdgas, Syngas) werden gemischt und bis zum Drallbrenner transportiert. Im Drallbrenner wird vorgeheizte Luft (bis 650°C) über einen weiteren Drallbrenner beigemengt. Die verdrallte Strömung gelangt über ein Mischrohr in die gläserne Brennkammer. Hier kommt es durch den Drall und die plötzliche Aufweitung des Durchmessers zum Wirbelaufplatzen, was die Bildung einer für Drallbrenner typische Strömungsstruktur bewirkt. Es bilden sich zwei Rezirkulationszonen: eine zentrale und eine äußere Rezirkulationszone. Die Flamme kann in der Scherschicht der Rezirkulationszonen stabilisiert und somit innerhalb der vorgesehenen Brennzone in der Brennkammer verankert werden.

Die Brennkammer hat einen Durchmesser von 200mm und eine Länge von 300mm. Die Abgase werden durch ein gekühltes Abgasrohr in eine Absaugungsanlage geleitet. Im Abgasrohr wird die Temperatur des Abgases bestimmt. Weiterhin wird kontinuierlich ein kleiner Anteil des Abgases entnommen und in einem Abgasanalysegerät untersucht.

Das Dampfverhältnis $\Omega = \dot{m}_{Dampf}/\dot{m}_{Luft}$ berechnet sich aus dem Massenanteil an Luft und Dampf in der Verbrennung, das Äquivalenzverhältnis aus dem Verhältnis von Luft und Brennstoff bezogen auf den stöchiometrischen Wert $\Phi = \frac{\dot{m}_{Brennstoff}}{\dot{m}_{Luft}} / \left(\frac{\dot{m}_{Brennstoff}}{\dot{m}_{Luft}}\right)_{stoichiom}$.

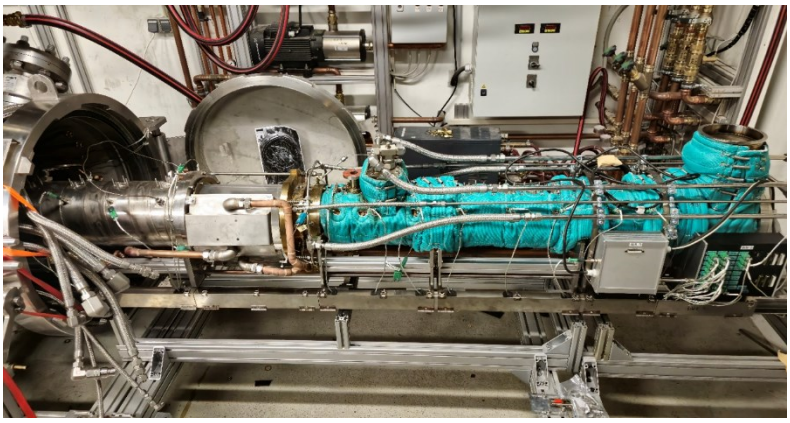


Abbildung 2 Mitteldruckversuchstand der TUB

Brennervarianten

Im Rahmen des Projekts wurde der resultierende Prototyp schrittweise in mehreren Entwicklungsphasen realisiert. Zwei wesentliche Derivate wurden in experimentellen Verbrennungsversuchen an der TUB getestet. Die getesteten Derivate werden im Folgenden beschrieben und sind in Abbildung 4 und Abbildung 4 dargestellt. Bei der Ausarbeitung der Drallschlitze handelt es sich um sensible technische Entwicklungsleistung. Daher ist diese Zone der Geometrie ausgegraut.

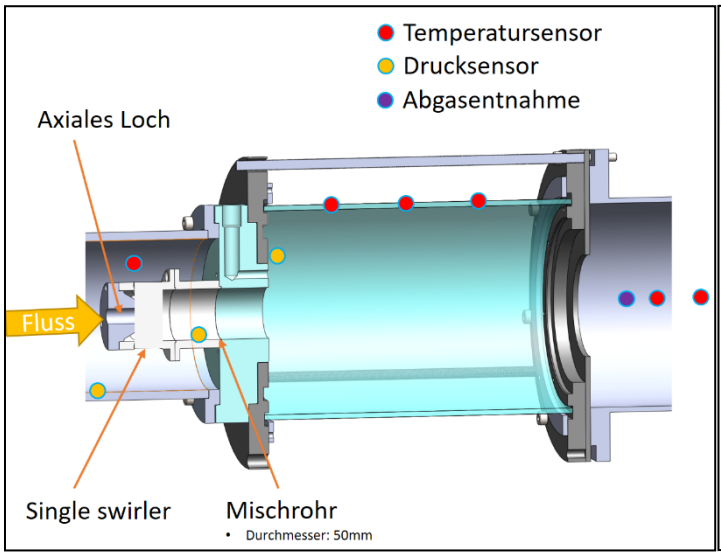


Abbildung 4: Zeichnung Single Swirler SS50

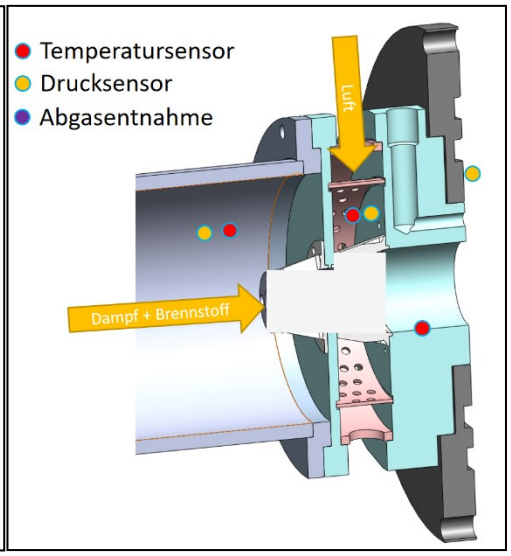


Abbildung 4: Zeichnung Dual Swirler DS50

Derivat 1: Single swirler 50mm (SS50)

SS50 ist ein einstufiger Drallbrenner. Dieser wurde aus einem generischen Drallbrenner entwickelt und an die Anforderungen der nassen, brennstoffflexiblen Verbrennung angepasst. Dies beinhaltet maßgeblich die Optimierung des Druckverlusts, die Ergänzung um eine pilotierte Stufe sowie Maßnahmen zum Schutz von Flammenrückschlag.

Derivat 2: Dual swirler 50mm (DS50)

Ausgehend vom experimentell ermittelten Betriebsverhalten wurde die Drallbrenner-Variante SS50 fundamental umgestaltet. Die grundlegende Neuerung besteht zum einen in der Änderung der Form von einem zylindrischen zu einem konischen Gehäuse. Zum anderen werden im DS50 zwei Drallstufen in Reihe geschaltet. Durch die erste Stufe werden Dampf und Brennstoff in die Brennkammer eingedüst, durch die zweite Stufe Verbrennungsluft. Dies ergibt wesentliche Vorteile bei der brennstoffflexiblen Verbrennung:

- Geringer Druckverlust bei vergleichsweise großen Brennstoff-Volumenströmen
- Hoher Schutz vor Flammenrückschlag durch die späte Mischung von Brennstoff und Luft sowie die Eindüsung über die zentrale Achse
- Hohe Drallzahl über einen weiten Betriebsbereich. Hieraus resultiert ein stabiles Strömungsfeld und somit eine hohe Flammenstabilität
- Schutz vor Kondensierung höherer Kohlenwasserstoffe, die in gasifizierter Biomasse enthalten sind, durch die späte Mischung von heißem Brennstoff mit potentiell kühler Luft

Ausgehend von der grundlegenden Charakterisierung der DS50-Variante wurde das weiterführende Konzept zum Einsatz in industriellen Gasturbinen entwickelt. Dies beinhaltet ein Konzept zur Kühlung sowie zur Anordnung einer vollständigen Brennkammergeometrie. Diese Schritte sind Teil des Arbeitpakets 4 und somit ausführlich im Projektbericht vom Partner PBP beschrieben.

Brennerkammervarianten

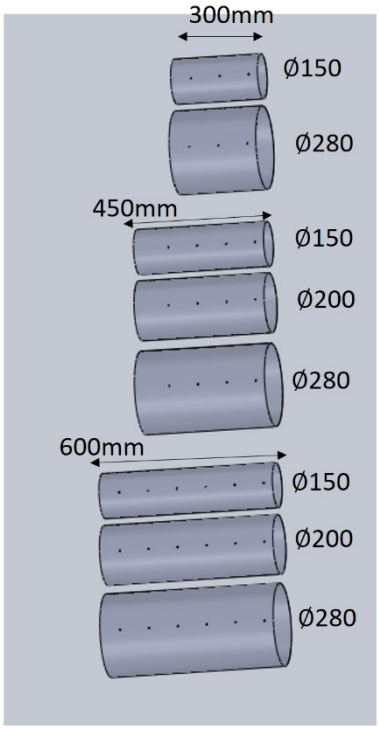


Abbildung 5 Brennkammervarianten

Die Flamme wird in der Brennkammer stabilisiert. Im Laborversuch wird die Brennkammer über eine zylindrische Geometrie modelliert. Die Geometrie der Brennkammer kann einen maßgeblichen Einfluss auf den Betriebsbereich ausüben. Zum einen ist das Wirbelaufplatzen und resultierend die Bildung der Rezirkulationszonen abhängig von der Aufweitung der Geometrie. Dies wird in der Brennkammer im Laborbetrieb über den Durchmesser realisiert. Weiterhin ist der Wärmeverlust abhängig von der Größe der Brennkammeroberfläche, welche wiederum eine Funktion des Durchmessers und der Brennkammerlänge ist.

Weiterhin bestimmt das Brennkammermaterial die zur Verfügung stehenden Messmethoden. Zur optischen Untersuchung der Flamme wurde eine Brennkammer aus Quarzglas mit einem Durchmesser von 200mm und einer Länge von 300mm gewählt.

Da der Einbau einer Quarzbrennkammer aufwendig und diese anfällig für Beschädigung beim Betreiben der Verbrennungsexperimente ist, wurden zusätzlich Metallbrennkammern eingesetzt. Diese bieten den Vorteil der einfachen Fertigung und des relativ unkompliziertem Einbaus in den Prüfstand. Daher wurde der Effekt der Brennkammergeomtrie mit Metallbrennkammern ermittelt, um eine große Anzahl an verschiedenenen Ausführungen effizient untersuchen zu können. Die getesteten Brennkammervarianten sind in Abbildung 5 abgebildet. Entlang der Längsachse in Strömungsrichtung sind Wandbohrung zur Temperaturmessung vorgesehen.

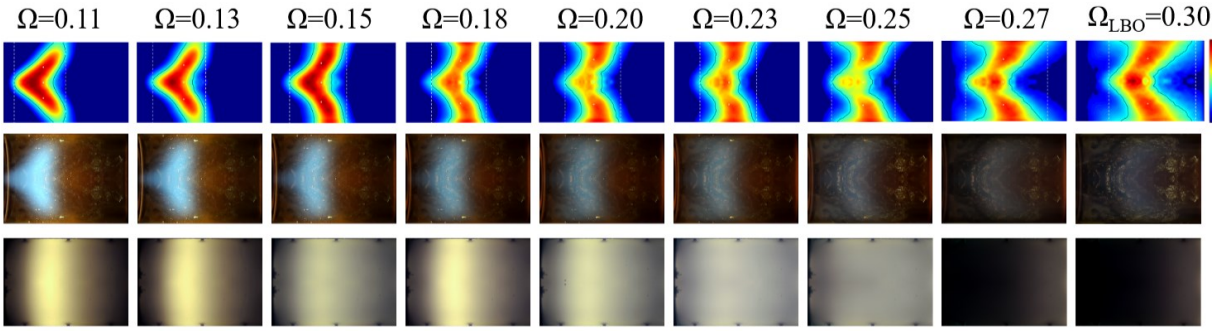


Abbildung 6 Vergleich Flammenstruktur Quarz-Brennkammer (Reihe oben und Mitte) mit Metallbrennkammer (Reihe unten) über Variation der Dampfmenge

Gegenüberstellung Metall- und Quarzbrennkammer

In den Verbrennungsversuchen wurden Brennkammern aus zwei Materialien eingesetzt, aus Metall und aus Quarzglas (beschrieben unter Brennerkammervarianten). Um die gemessenen Ergebnisse beider Brennkammerarten miteinander vergleichen zu können, wurde das Verbrennungsverhalten bei den gleichen Betriebspunkten untersucht. Die Verbrennung wurde bei einem Äquivalenzverhältnis von Φ=0.8 und einer Einlasstemperatur von $T_{in} = 300°C$ mit Erdgas betrieben. Der Test wurde bei einem moderaten Dampfgehalt Ω=0.11 initiiert. Der Dampfgehalt wurde schrittweise bis zum Verlöschen der Flamme erhöht.

Die Entwicklung der Flamme über den Dampfgehalt ist in Abbildung 6 abgebildet. In der oberen Reihe wird die zeitgemittelte OH*-Verteilung in der Brennkammer aufgezeigt, welche einen Indikator für die Verbrennungsprozesse darstellt. In der mittleren Reihe ist für dieselbe Flamme die Aufnahme im sichtbaren Flammenspektrum aufgezeigt. In der unteren Reihe wurde der Betriebspunkt in einer separaten Messung in einer Metallbrennkammer wiederholt.

In der oberen und mittleren Reihe erkennt man deutlich, dass sich die Flamme bei niedrigem Dampfgehalt V-förmig am Auslass des Mischrohres stabilisiert. Diese Form der Flamme ist typisch für drallstabilisierte Flammen. Bei Erhöhung des Dampfgehalts wird die Intensität der Flamme geringer. Ferner löst sich die Flamme vom Mischrohr ab und wandert stromab in die Mitte der Brennkammer. Außerdem weitet sich die reaktive Zone auf, wodurch sich die Flamme axial sowie radial vergrößert. Dieses Verhalten tritt auf, wenn die Flammenreaktivität durch die Beigabe von Dampf verringert wird. Die zusätzliche Verdünnung durch quasi-inerten Dampf sowie die Absenkung der Temperatur führt zu einer Minderung der Flammengeschwindigkeit.

Die untere Reihe zeigt die Oberfläche der Metallbrennkammer im sichtbaren Spektrum. Man erkennt deutlich die Bereiche der Brennkammer, wo die Flamme maßgeblich die Wand berührt. An den Berührungsflächen glüht die Brennkammer intensiv. Der Vergleich zu den Flammen in der Quarzbrennkammer zeigt, dass eine gute Übereinstimmung der Flammenposition in Metall- und Quarzbrennkammer beim selben Betriebspunkt besteht. Über die glühenden Flächen der Metallbrennkammer lässt sich eine gute Aussage über Flammenposition und Struktur im inneren der Brennkammer treffen.

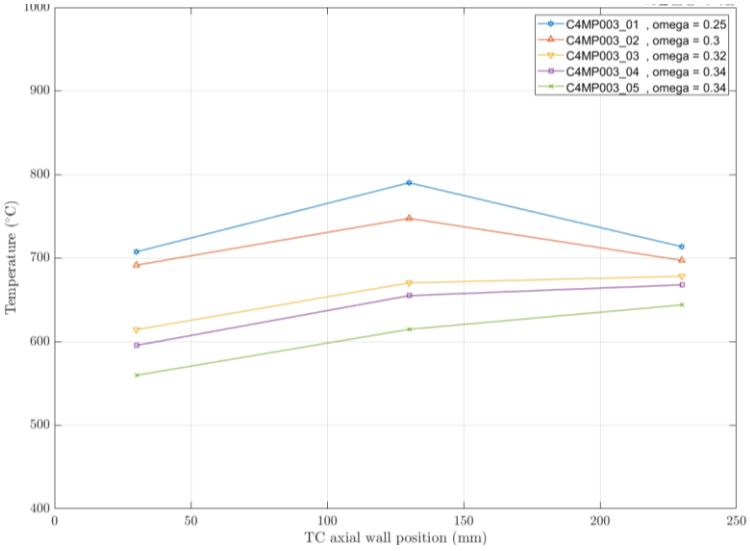


Abbildung 7 Temperaturverteilung über die Wand einer Metallbrennkammer bei Variation der Dampfmenge

Rückschlüsse über die Flammenposition und Stärke können ebenfalls aus der Temperaturverteilung über die Wand der Metallbrennkammer gezogen werden. Diese ist für einen vergleichbaren Betriebspunkt in Abbildung 7 dargestellt. Die blaue Kurve verkörpert die Temperatur entlang der Längsachse in Strömungsrichtung für den geringsten Dampfgehalt von Ω=0.25. Die Wandtemperatur ist maximal an der 2. Position bei 130mm. Bei Erhöhung des Dampfgehalts verringert sich zum einen die Wandtemperatur durch eine Reduzierung der Flammentemperatur. Bei einem Dampfgehalt von Ω=0.32 (gelber Verlauf) verschiebt sich auch die Position der maximalen Wandtemperatur von der mittleren zur hinteren Position. Hier konnte sich die Flamme nicht länger am Anfang der Brennkammer am Mischrohrausgang stabilisieren, sondern ist durch die verringerte Flammengeschwindigkeit stromab gerückt. Dies entspricht der Situation in Abbildung 6, wo die Metallbrennkammer lediglich im hinteren Bereich glüht.

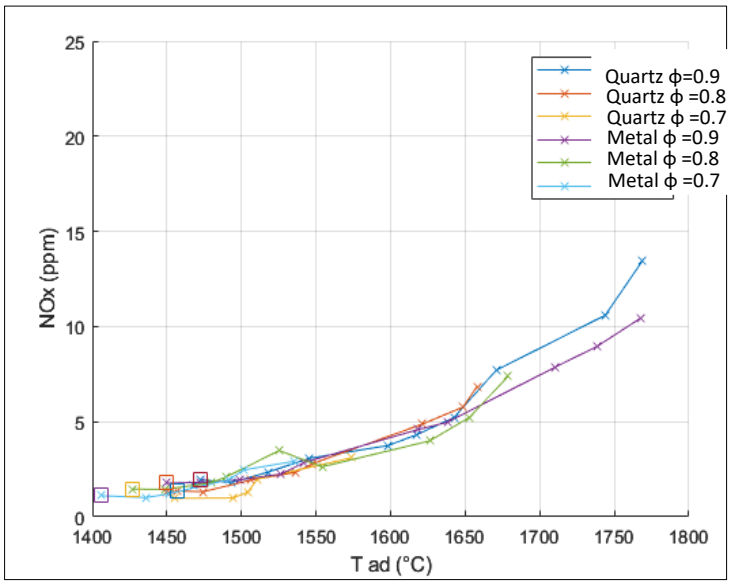


Abbildung 8 Stickoxid-Emissionen für verschiedene Äquivalenzverhältnisse für Metall- und Quarzbrennkammer

Neben der Flammenposition wurden zusätzlich die Stickoxid-Emissionen (NOx) beim Betrieb mit Metall- sowie Quarzbrennkammer verglichen. Dies ist für einen vergleichbaren Betriebspunkt in Abbildung 8 dargestellt. Die Abbildung zeigt die NOx-Emissionen im Abgas für die Äquivalenzverhältnisse 0.7-0.9, die jeweils mit einer Quarz- und einer Metallbrennkammer aufgenommen wurden. Die Emissionen werden über der adiabaten Flammentemperatur T_{ad} geplottet. Die NOx-Emissionen sind maßgeblich von der Flammentemperatur abhängig. Das Material der Brennkammer hat einen unwesentlichen Einfluss auf die Abgasemissionen.

Abschließend lässt sich zusammenfassen, dass sich die Flammenposition und das Flammenverhalten unter Dampfbeigabe in einer Quarz- und einer Metallbrennkammer beim selben Betriebspunkt sehr ähnlich verhalten.

Einfluss der Brennkammerlänge auf Single Swirler (SS50)

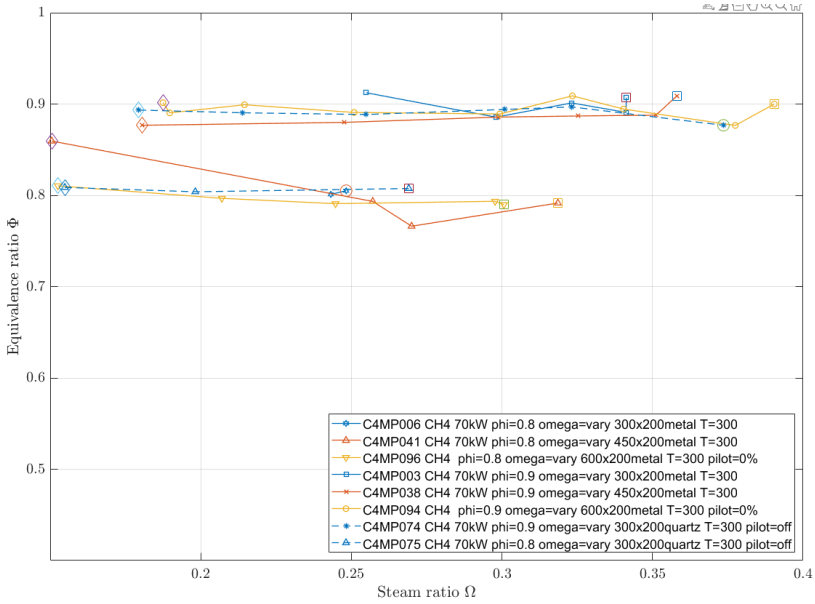


Abbildung 9 Äquivalenzverhältnis über Dampfverhältnis für Erdgasflammen für verschiedene Brennkammerlängen (300-600mm) bei konstantem Querschnitt (200mm). Flammenrückschlag durch Rauten-Symbol (linke Seite), Flammenverlust durch Quadrat/Kreis-Symbol (rechte Seite) gekennzeichnet

Erdgasflammen wurden bei zwei Äquivalenzverhältnissen ϕ=0.8 & 0.9 stabilisiert und das Verhalten bei einer Änderung des Dampfgehalts Ω untersucht. Weiterhin wurden drei Brennkammer Längen von 300-600mm Länge bei einem konstanten Durchmesser von 200mm eingesetzt. In der nebenstehenden Abbildung 9 ist der Betriebsbereich abgebildet. Auf der linken Seite bei niedrigem Dampfgehalt kommt es zu einem Flammenrückschlag. Die Rückschlagpunkte sind mit Rauten-Symbolen gekennzeichnet. Die Länge der Brennkammer scheint keinen Einfluss auf das Rückschlagverhalten zu haben, da die Flamme bei sehr vergleichbarer Dampfmenge zurückschlägt. Kurz vorm Flammenrückschlag stabilisiert sich die Flamme sehr kompakt am Ausgang des Mischrohres bzw. am Anfang der Brennkammer. Wird der Dampfgehalt verringert, erhöht sich die Flammentemperatur und somit auch die Flammengeschwindigkeit. Wenn diese einen kritischen Wert überschreitet, kann sich die Flamme nicht länger in der Brennkammer stabilisieren und die Flamme wandert in das Mischrohr. Wie zu erwarten spielt bei diesem Prozess die Länge der Brennkammer eine untergeordnete Rolle, da die Strömung im Mischrohr von der Brennkammerlänge unbeeinflusst ist. Der Flammenrückschlag ereignet sich beim höheren Äquivalenzverhältnis von ϕ=0.9 bei einer höheren Dampfmenge Ω=0.18. Das Äquivalenzverhältnis wird bei konstanter Leistung über eine erhöhte Luftzugabe auf ϕ=0.8 abgesenkt. Die Dampfmenge beim Flammenrückschlag verschiebt sich zu Ω=0.15. Durch die zusätzliche Luft wird zum einen die Flammentemperatur reduziert. Daher erreicht die Flammengeschwindigkeit den kritischen Wert erst bei geringerer Dampfmenge. Weiterhin wird die Geschwindigkeit im Mischrohr erhöht, was einem Flammenrückschlag entgegenwirkt.

Abbildung 10 Frontansicht mit Mischrohr (Mitte) und Pilot-Löchern (4 Stück) mit Schmauchspuren

Im Gegensatz dazu scheint die Brennkammerlänge einen Einfluss auf den Flammenverlust zu haben. Bei einer größeren Länge ereignet sich das Verlöschen der Flamme bei gleichem Äquivalenzverhältnis bei einer höheren Dampfmenge. Der stabilisierende Einfluss der Brennkammerlänge könnte durch einen Einfluss auf das Strömungsfeld zu Stande kommen. Weiterhin senkt sich die Flammengeschwindigkeit durch eine Erhöhung der Dampfmenge ab. Durch eine erhöhte Länge wird

die Verweilzeit in der Brennkammer erhöht und somit die Möglichkeit der Verbrennung länger aufrechterhalten.

Effekt der Pilotenstufe

Die Brenner-Hardware wurde um eine Pilotstufe ergänzt, um die Flamme zusätzlich zu stabilisieren. Dies gilt insbesondere im Hinblick auf den Flammenrückschlag. Durch den Piloten wird Brennstoff über vier Düsen in die Brennkammer injiziert. Hierdurch verringert sich der Brennstoffgehalt und somit auch das Äquivalenzverhältnis im Mischrohr. Dies verringert das Risiko, dass die Flamme in das Mischrohr eindringen kann. Dies ist insbesondere für den Betrieb mit Wasserstoff als besonders hochreaktives Brenngas erforderlich. Die Pilotflamme ankert teilweise direkt an den Pilotdüsen. Die Auswirkung auf das umliegende Material ist in Abbildung 10 ersichtlich, wo sich an den vier Düsen Schmauchspuren gebildet haben. Diese haben durch die verdrallte Hauptströmung eine eindeutige Ausrichtung im Uhrzeigersinn (in dieser Abbildung). Den Effekt der Pilotstufe auf den Flammenrückschlag lässt sich in Abbildung 11 erkennen. Flammenrückschlag wurde im Betriebsbereich über ein Rauten-Symbol gekennzeichnet. Bei einem Pilotbetrieb von 20% rückt der Punkt des Flammenrückschlags zu deutlich geringeren Dampfmengen bei vergleichbaren Äquivalenzverhältnissen. Durch diese Maßnahme kann der sichere Betriebsbereich von hochreaktiven Brennstoffen erweitert werden.

Betriebsbereich des Dual Swirlers (DS50)

Aus den Ergebnissen der primären, den allgemeinen Anforderungen angepassten Drallbrenner-Variante (SS50) wurde der für den Betriebsbereich optimierte zweistufige Drallbrenner „Dual Swirler 50“ (DS50) entwickelt. Dieser kann in einem weiten Betriebsbereich mit Biogas, Wasserstoff und Erdgas befeuert werden. Weiterhin kann stufenlos zwischen der Haupt- und der Pilotstufe bei niedrigen Emissionen geschaltet werden. Der Druckverlust liegt über den gesamten Betriebsbereich auf einem für technische Anwendung akzeptablen Niveau. Im Folgenden wird die Performance des DS50 beschrieben.

Flammenposition bei Pilotbetrieb

Das verdrallte Strömungsfeld hat einen starken Einfluss auf die Flammenposition und damit auf die Temperaturverteilung an der Brennkammerwand. Dies lässt sich bei Betrieb über die Pilotstufe beobachten. Der Brennstoff wird über vier Pilotdüsen in der Grundplatte des Brenners in das Drallströmungsfeld eingespritzt.

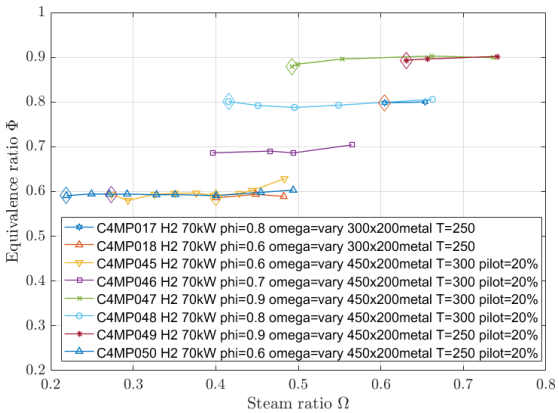


Abbildung 11 Betriebsbereich von Wasserstoffflammen mit und ohne Pilotstufe

Abbildung 13 und Abbildung 12 vergleichen eine Wasserstoff- (H_2) und eine Erdgasflamme (NG). Abbildung 12 zeigt zusätzlich die Position der Pilotdüsen (weiße Markierungen) sowie den Kontakt der Flamme mit der Brennkammerwand (orangefarbene Markierung). Die H_2-Flamme verankert sich nahe der Pilotdüsen in der Scherschicht der Brennstoff-Freistahlen, was auf die hohe Reaktivität und Flammgeschwindigkeit von Wasserstoff zurückzuführen ist. Aufgrund des rotierenden Strömungsfeldes sind die Kontaktpunkte zwischen Flamme und Quarzglaswand (orangefarbene Markierungen) gegenüber den Austrittsöffnungen der Pilotdüsen

(weiße Markierungen) verdreht.

Dieser Rotationseffekt zeigt sich auch deutlich bei der Position der Erdgasflamme. Die NG-Flamme kann sich aufgrund ihrer geringeren Flammgeschwindigkeit nicht in unmittelbarer Nähe der Pilotdüsen stabilisieren. Stattdessen verankert sich die NG-Flamme in Bereichen mit ausreichend niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten innerhalb der Scherschicht der Rezirkulationszonen – also an ähnlicher Position wie beim Brennstoffeintrag über die Hauptstufe. Es bilden sich jedoch entsprechend der Anzahl der Pilotdüsen vier Flammenzonen aus. Die Flammenzonen sind durch die Verdrallung der Strömung gegenüber den Pilotdüsen verdreht, sodass immer zwei Flammenzonen in einer Sichtlinie liegen und folglich nur zwei Flammenzonen.

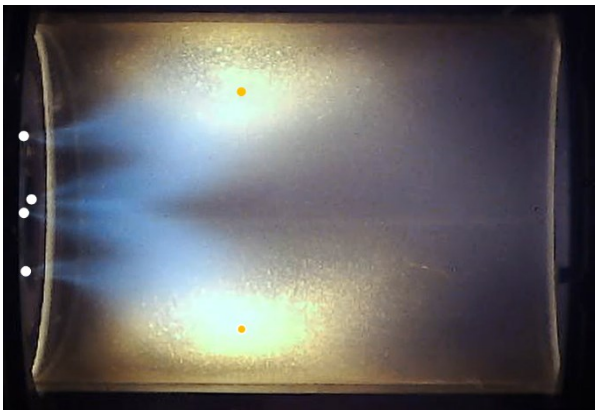


Abbildung 12 H2-Flamme im sichtbaren Spektrum bei 100% Pilotstufe. Weiße Marker: Position der Pilotdüsen. Orangene Marker: Zentrum der heißen Brennkammerwand durch Flammenkontakt

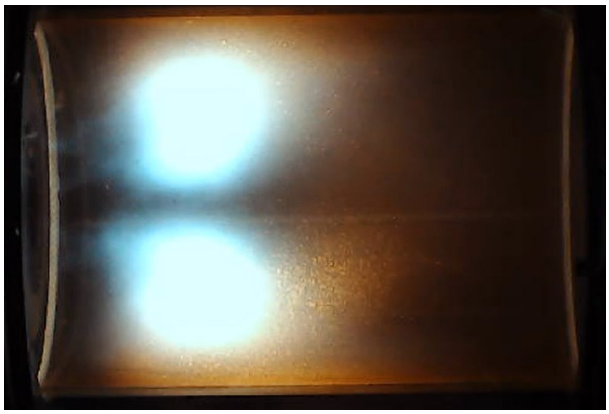


Abbildung 13 Erdgas-Flamme bei 100% Pilotstufe

Vergleich der Brennstoffeindüsung über Haupt- und Pilotstufe für Wasserstoff

Der Einfluss des Pilotbetriebs auf Stabilität und Emissionen wurde bei Wasserstoffflammen mit einem Dampfmischungsverhältnis von Ω = 0,3 untersucht. Luft- und Dampfströme wurden während der gesamten Versuchsreihe konstant gehalten, um gleichbleibende Strömungsbedingungen sicherzustellen.

Der Brennstoff wurde auf drei in die Brennkammer gegeben: vollständig über die Hauptstufe (PFR = 0 %), teilweise über Haupt- und Pilotstufe (PFR = 40 %) und vollständig über die Pilotdüsen (PFR = 100 %). Für jedes PFR wurde die Flamme bei der minimal notwendigen Brennstoffmenge gezündet, die eine stabile Verbrennung gewährleistet. Anschließend wurde der H_2-Durchfluss erhöht, was entsprechend zu einer Steigerung der thermischen Leistung, des Äquivalenzverhältnisses und der adiabaten Flammentemperatur führt. Die Tests wurden bei zwei Einlasstemperaturen von 175°C und 350°C durchgeführt.

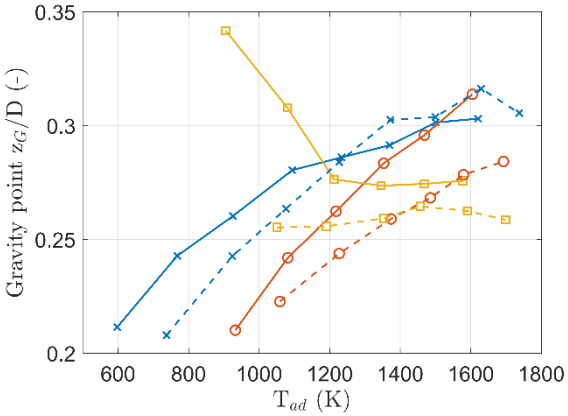


Abbildung 15 Einfluss der Pilotstufe auf die Position des Schwerpunkts der OH-Verteilung für Wasserstoffflammen*

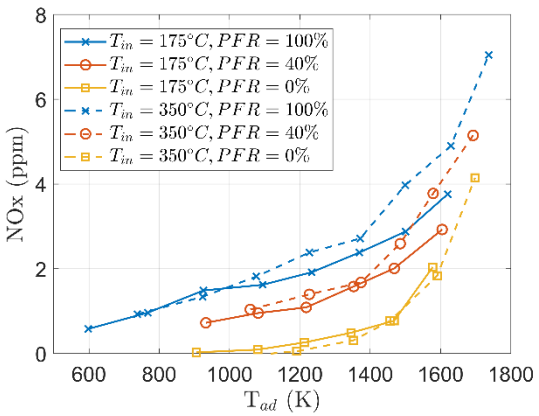


Abbildung 15 Einfluss der Pilotstufe auf Stickoxid-Emissionen im Abgas (NOx)

Abbildung 15 zeigt den Schwerpunkt der OH*-Intensität in Abhängigkeit von der adiabaten Flammentemperatur, welche sich durch die Änderung des Brennstoffstroms ergibt. Bei der höheren Eintrittstemperatur von 350°C bleibt der OH*-Schwerpunkt bei PFR = 0 % über den gesamten Betriebsbereich an einer konstanten Position in der Brennkammer. Die Flamme stabilisiert sich in der Scherzone der durch Drall erzeugten Rezirkulationszonen. Aufgrund der konstanten Luft- und Dampfzufuhr ändert sich die Position der Rezirkulationszonen durch die Änderung des vergleichsweise geringen Brennstoffstroms kaum. Ein ähnliches Verhalten zeigt sich auch bei einer Absenkung der Eintrittstemperatur auf 175°C. Die Flamme stabilisiert sich hier aufgrund der geringeren Flammgeschwindigkeit etwas weiter stromabwärts. Bei niedrigen Brennstoffströmen – und damit niedrigen Flammentemperaturen (850–1200 K) – verschiebt sich der OH*-Schwerpunkt abrupt weiter stromabwärts mit sinkender Temperatur.

Wird Brennstoff teilweise über die Pilotstufe (PFR = 40 %) eingedüst, ändert sich das Verhalten der Flammenstabilisierung. Der Pilotbrennstoff wird als nicht-verdrallter Freistrahl in die Brennkammer eingebracht. Bei niedrigen adiabaten Flammentemperaturen ankert die Flamme viel näher an der Grundplatte im Vergleich zur Einspritzung über die Hauptstufe (PFR = 0 %). Bei geringem Brennstoffstrom und somit niedriger Ausströmgeschwindigkeit kann die Flamme direkt am Austritt der Düse ankern. Mit steigendem Brennstoffstrom und daraus folgend Flammentemperatur wandert der OH*-Schwerpunkt stromabwärts bedingt durch den zunehmenden Impuls des Freistrahls. Die minimale Temperatur, bei der eine stabile Flamme aufrechterhalten werden kann, ist ähnlich wie bei der Einspritzung über die Hauptstufe.

Bei vollständiger Einspritzung von H_2 über die Pilotstufe (PFR = 100 %) kann die Flamme bereits bei deutlich niedrigeren Flammentemperaturen stabilisiert werden. Ähnlich wie bei PFR = 40 % verschiebt sich der OH*-Schwerpunkt stromabwärts mit zunehmender Flammentemperatur und damit Freistrahl-Impuls.

Absolute NOx-Emissionen in Abhängigkeit von der Flammentemperatur sind in Abbildung 15 dargestellt. Da der Brennstoff keine Kohlenwasserstoffe enthält, entsteht kein NOx über den sogenannten „Prompt“-Mechanismus. Unter diesen dampfreichen Bedingungen und bei niedrigen Flammentemperaturen wird die NOx-Bildung hauptsächlich durch die NNH- und N_2O-Mechanismen bestimmt. Die NOx-Emissionen steigen mit zunehmendem PFR an, während der Trend bei allen getesteten Konfigurationen gleich bleibt. Die Einspritzung von H_2 über die Pilotstufe verschlechtert die Mischungsgüte, was lokal zu erhöhten Flammentemperaturen und somit höheren NOx-Emissionen führt. Da die Verbrennung in einer dampfhaltigen Atmosphäre stattfindet, bleiben die NOx-Emissionen im Allgemeinen niedrig und liegen über den gesamten Testbereich hinweg im einstelligen Bereich.

Nasse Verbrennung

Das Verbrennungssystem wurde mit besonderem Fokus auf den Betrieb mit hohem Dampfanteil für den Einsatz in nassen Kraftwerkszyklen entwickelt. Im Fall der integrierten Vergasung von Biomasse kann das gewonnene Syngas große Mengen an Dampf enthalten. In nassen Kraftwerkszyklen wird zusätzlich Dampf aus Abwärme erzeugt und wieder in die Brennkammer eingespeist.

Emissionen und Stabilität wurden bei steigender Dampfzufuhr unter ansonsten konstanten Eingangsbedingungen für einen wenig reaktiven Brennstoff (Erdgas/NG), einen hochreaktiven Brennstoff (Wasserstoff/H_2) sowie eine H_2/NG/N_2-Mischung, die Syngas repräsentiert, untersucht. Der Brennstoff wurde in allen Fällen über die Hauptstufe eingespeist (PFR = 0 %).

Die Flammenposition in der Brennkammer wird in Abbildung 16 durch den Schwerpunkt der OH*-Intensität dargestellt. Im Prüfstand der TUB können Dampfströme von 15–60 kg/h realisiert werden, was in etwa Dampfverhältnissen von Ω = 0,1–0,5 entspricht. Wie erwartet ankert die Erdgasflamme aufgrund ihrer geringeren Reaktivität am weitesten stromabwärts. Die Flamme wandert stromaufwärts, wenn das Äquivalenzverhältnis von 0,8 auf 0,9 erhöht wird, was sowohl die Flammentemperatur als auch die Flammengeschwindigkeit steigert. Mit zunehmendem Dampfverhältnis Ω sinkt jedoch die Reaktivität des Brennstoffs und damit die Flammengeschwindigkeit. Folglich bewegt sich die Flamme stromabwärts, bis sie sich in einem Plateau-Bereich bei Ω = 0,15–0,25 stabilisiert. Wie bereits erwähnt ist das Drallfeld relativ unabhängig vom Betriebspunkt, was günstige Bedingungen für die Flammenstabilisierung schafft. Eine weitere Erhöhung des Dampfverhältnisses verschiebt die Flamme weiter stromabwärts, bis sie ausgeblasen wird. Die Punkte mit Flammenverlust bei feuchtem Betrieb sind durch schwarze Pentagramme markiert. Hier ist die Reaktivität des Brennstoffs nicht ausreichend, um die Flamme in der Brennkammer zu stabilisieren.

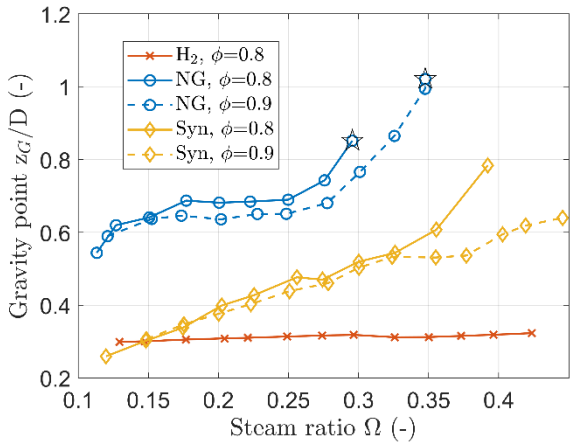


Abbildung 16 Nasse Verbrennung, Schwerpunkt der OH-Verteilung für verschiedene Brennstoffe

Syngas-Flammen verankern sich aufgrund des höheren H_2-Gehalts und damit höherer Reaktivität weiter stromaufwärts trotz der Zugabe von Inertgas. Das Stabilitätsverhalten der Flamme ähnelt dem der Erdgasflammen, wobei das Zentrum der OH*-Intensität mit steigendem Dampfverhältnis stromabwärts wandert. Allerdings widersteht die Flamme einem Ausblasen auch bei maximal realisierbarem Dampfdurchsatz. Im Gegensatz zu den Erdgasflammen zeigt der Schwerpunkt der Syngas-Flammen eine relativ lineare Abhängigkeit vom Dampfverhältnis. Dies könnte auf den erhöhten Volumenstrom und somit auf höhere Strömungsgeschwindigkeiten in der Mischstrecke zurückzuführen sein, die durch den H_2- und Inertgasanteil verursacht werden, sodass der Ankerpunkt der Flamme mit steigendem Durchfluss stetig stromabwärts gedrängt wird. Eine reine Wasserstoffflamme bleibt innerhalb der getesteten Grenzen scheinbar unabhängig vom Dampfverhältnis an einer konstanten Position.

Zur Analyse der NOx- und CO-Emissionen werden diese Datenpunkte im Folgenden in Abhängigkeit von der Flammentemperatur dargestellt. Dabei wird das Dampfverhältnis von etwa 0,1–0,5 erhöht, was Flammentemperaturen im Bereich von 1200–1800 K entspricht. Jede Brennstoffmischung deckt dabei einen Temperaturbereich von etwa 300 K ab (Synthesegas: 1300–1600 K, NG: 1450–1750 K). Eine Ausweitung des Testbereichs auf höhere Temperaturen ist durch die Prüfstandslimitierung eingeschränkt, da der Dampfdurchsatz nicht unter 15 kg/h gesenkt werden kann.

Korrigierte NOx-Emissionen sind in Abbildung 18 dargestellt. Es wurden keine NOx-Daten für diese spezielle Wasserstoffflamme in Abhängigkeit von der Dampfzufuhr aufgezeichnet. Jedoch wurden einstellig niedrige NOx-Emissionen – möglicherweise sogar im sub-ppm-Bereich – bei vergleichbaren Betriebsbedingungen beobachtet.

Die korrigierten NOx-Emissionen bei Erdgas- und Synthesegasbetrieb liegen im einstelligen Bereich. Die Interpretation dieser Emissionstrends muss mit Vorsicht erfolgen, da die Messunsicherheit mit ±1,4 ppm vergleichsweise groß ist. Dennoch deuten die NOx-Emissionen auf eine starke Abhängigkeit von der Flammentemperatur hin. Der *Prompt*-Mechanismus dominiert die NOx-Bildung bei erdgasbetriebenen Flammen unter dampfreichen Bedingungen bei atmosphärischem Druck. Diese ist relativ unbeeinflusst von Änderungen des Dampfgehalts. Der *Prompt*-Pfad wird bei sinkendem Kohlenstoffgehalt reduziert. Die Substitution von Erdgas durch Wasserstoff führt jedoch zu einer erhöhten NOx-Bildung über den NNH-Weg, der sich in seinem Verhalten dem *Prompt*-Mechanismus ähnelt.

Wichtig ist zu beachten, dass der Anstieg von NOx mit der Temperatur exponentiell erfolgt, da nahezu jede Reaktion der Arrhenius-Gleichung folgt. Allerdings ist die Steigung deutlich flacher als bei einer rein thermischen NOx-Bildung nach dem Zeldovich-Mechanismus.

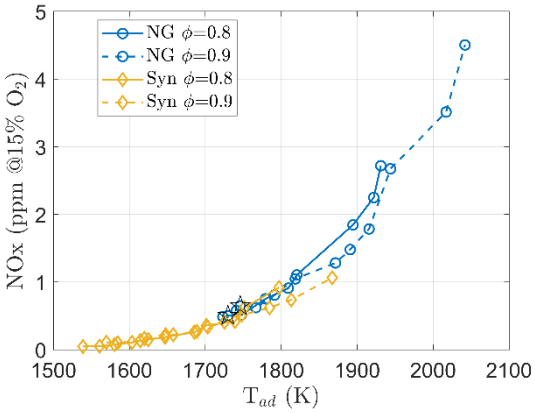


Abbildung 18 NOx-Emissionen für verschiedene Brennstoffe bei nasser Verbrennung

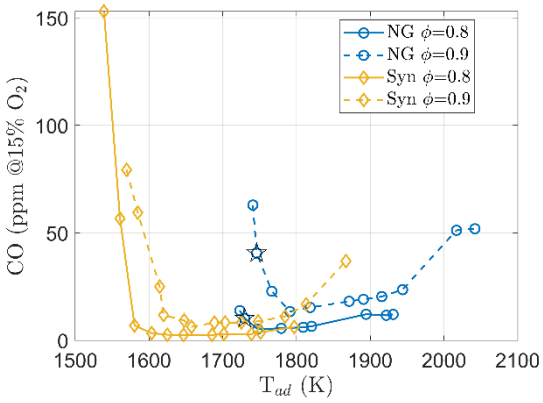


Abbildung 17 CO-Emissionen für verschiedene Brennstoffe bei nasser Verbrennung

Die korrigierten CO-Emissionen in Abhängigkeit von der Flammentemperatur sind in Abbildung 17 dargestellt. Mit steigendem Dampfverhältnis und damit sinkender Flammentemperatur nehmen die CO-Emissionen zunächst ab, bis ein Minimum erreicht ist. In diesem Bereich werden die CO-Emissionen durch das Gleichgewicht mit CO_2 bestimmt. Der CO-Gehalt wird hier hauptsächlich durch die Reaktion CO + OH → CO_2 + H kontrolliert und ist somit eine Funktion von CO_2-, OH-Gehalt und Temperatur. Die Verweilzeit ist ausreichend, um das Gleichgewicht zu erreichen und vollständige CO-Verbrennung zu gewährleisten. Bei Erhöhung des Äquivalenzverhältnisses von 0,8 auf 0,9 steigen die CO-Emissionen aufgrund des höheren relativen CO_2-Gehalts und der höheren Temperatur an.

Bei weiterer Erhöhung des Dampfgehalts und damit sinkender Flammentemperatur steigen die CO-Emissionen schnell an, was auf verlangsamte Kinetik hindeutet. Dies ist ein Hinweis auf instabile Verbrennung und Neigung zum Ausblasen. Eine weitere Erhöhung des Dampfflusses führt zum Ausblasen der Erdgasflamme. Auch bei Synthesegasflammen werden steigende CO-Emissionen beobachtet, was auf unvollständige Verbrennung hinweist. Ein Ausblasen kann hier aufgrund der Anlagenbegrenzung von max. 60 kg/h Dampf nicht erreicht werden.

Überblick Verbrennung mittels des Borghi-Diagramms

Der Betriebsbereich des Dual-Swirlers umfasst eine breite Spanne an Brennstoffzusammensetzungen (von 100 % Erdgas über Syngas bis hin zu 100 % Wasserstoff) sowie verschiedene Betriebsbedingungen (von trockener bis zu nasser Verbrennung). Die zugehörigen Flammenregime werden mithilfe eines Phasendiagramms nach Borghi identifiziert, das das Verbrennungsverhalten anhand von Reaktions- und Strömungseigenschaften klassifiziert. Das Borghi-Diagramm wird häufig genutzt, um Verbrennungsprozesse einzuordnen und miteinander zu vergleichen. Die Einordnung geschieht auf Grundlage der turbulenten Damköhler-Zahl sowie Karlovitz-Zahl. Die Damköhler-Zahl beschreibt das Verhältnis aus der Zeitskala der Strömung (t_F) und der Verbrennung (t_C): $Da = t_F/t_C$. Obwohl diese Klassifikation für vorgemischte Flammen entwickelt wurde, wird sie hier verwendet, um Einblicke in das Flammenverhalten zu geben. Laminare Flammengeschwindigkeit und Flammendicke wurden mithilfe eines FreeFlame-Modells in Cantera berechnet. Dabei wird ein vorgemischter Zustand aus Luft, Dampf und Brennstoff bei Eintrittstemperatur und -druck angenommen. Die integrale Flammenlänge wird als die Hälfte des Mischrohrdurchmessers abgeschätzt. Turbulente Geschwindigkeitsschwankungen werden mit 14 % der mittleren Eintrittsgeschwindigkeit geschätzt: u' = 14 % u_{in}.

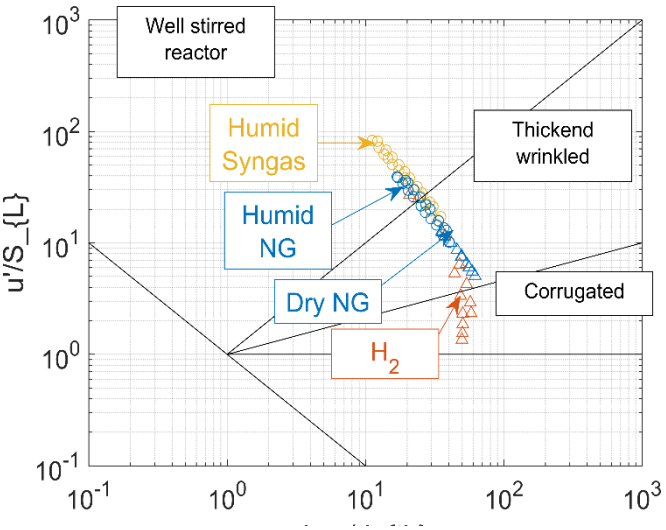


Abbildung 19 Borghi-Diagramm für den Dual-Swirler

Abbildung 19 zeigt die in dieser Arbeit gemessenen Daten. Nasse Syngas-Flammen befinden sich teilweise im „Stirred Reactor"-Regime. Aufgrund des hohen Dampf- und Inertgasanteils ist die Reaktivität vergleichsweise gering. Infolge der höheren Eintrittsgeschwindigkeit gegenüber Erdgasflammen sind bei Syngas-Flammen die Strömungs-Zeitskalen wesentlich größer als die chemischen Zeitskalen. Bei sinkendem Dampfgehalt oder reduzierter Strömungsgeschwindigkeit verlagern sich die Betriebspunkte in das „Thick Flame"-Regime. Mit steigender Reaktivität hin zur Wasserstoffverbrennung werden chemische Zeitskalen zunehmend dominanter und die Flammen verlagern sich in das „Corrugated Flame"-Regime, in dem die Flammenfront dünner ist als die Länge der kleinsten Wirbel.

Brennstoff-Flexibilität

Die Fähigkeit des Brenners zum Brennstoffwechsel wurde durch einen zeitaufgelösten, kontinuierlichen Brennstoffwechsel getestet. Ausgangspunkt ist eine stabile, nasse Wasserstoffflamme bei einer thermischen Leistung von 100 kW, einem Äquivalenzverhältnis von Φ = 0,7 und einem Dampfmassenverhältnis von Ω = 0,2. Der Luft- und Dampfstrom bleiben während des gesamten Brennstoffwechsels konstant, um die Struktur des Strömungsfelds beizubehalten. Sowohl Luft als auch Dampf werden auf eine Eintrittstemperatur von 300 °C vorgewärmt.

Der Wechsel ist in Abbildung 20 dargestellt. Das obere Diagramm zeigt den Anteil der thermischen Leistung der jeweiligen Brennstoffe über die Zeit. Das mittlere Diagramm stellt die Gesamtleistung

sowie die Abgastemperatur dar, das untere zeigt die NO_x-Emissionen und die Abgastemperatur. Der Wechsel wird im Folgenden in sechs Abschnitte unterteilt und analysiert:

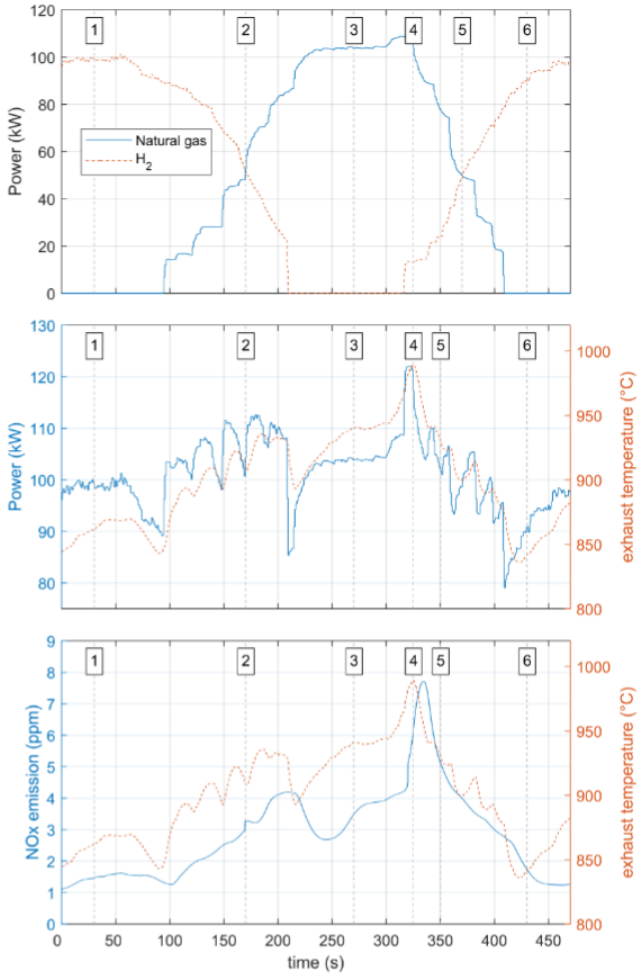


Abbildung 20 Zeitaufgelöster Wechsel des Brennstoffs von Erdgas zu Wasserstoff zu Erdgas

Zu Beginn an Punkt 1 liegt eine stabile, nasse Wasserstoffflamme mit einer Abgastemperatur von 870°C und niedrigen NO_x-Emissionen von etwa 1–2 ppm vor. Anschließend wird der Wasserstoffstrom reduziert, während der Erdgasstrom erhöht wird. Der Luft- und Dampfstrom zeigen dabei nur geringe Schwankungen und können über den gesamten Zeitraum als konstant betrachtet werden. Das Ziel war es, die Verbrennung bei konstanter thermischer Leistung aufrechtzuerhalten. Aufgrund einer Verzögerung in der Ventilsteuerung konnte der Brennstoffstrom jedoch nicht vollkommen gleichmäßig geregelt werden, was hauptsächlich durch die Trägheit des Erdgasventils bedingt ist. Dadurch kommt es zu Leistungsfluktuationen von bis zu ±15 % der Grundlastleistung während des Wechsels. In einem optimierten Betrieb einer realen Gasturbine sollte diese Toleranz deutlich kleiner ausfallen.

An Punkt 2 tragen beide Brennstoffe zu gleichen Teilen zur thermischen Leistung bei. Da der Luftstrom konstant bleibt, führt der Wechsel von Wasserstoff zu Erdgas zu einem Anstieg des Äquivalenzverhältnisses. Dementsprechend steigt auch die Abgastemperatur, wie im Vergleich zwischen Leistung und Abgastemperatur im mittleren Diagramm von Abbildung 20 erkennbar ist. Die Temperatur passt sich nahezu verzögerungsfrei an die veränderten Betriebsbedingungen an, da die thermische Leistung aus den gemessenen Massenströmen (stromauf) berechnet wird, während die Abgastemperatur stromab der Flamme gemessen wird. Dies führt zu einer Zeitverzögerung von etwa 3 s. Auch die NO_x-Emissionen folgen diesem Trend, allerdings mit einer deutlich längeren Verzögerung von rund 13 s. Diese ergibt sich aus dem längeren Weg der entnommenen Abgasprobe und der zusätzlichen Verarbeitungszeit im Emissionsanalysator. In einer früheren Studie wurde gezeigt, dass NO_x-Emissionen in feuchten NG/H_2/Luft-Flammen stark temperaturabhängig und relativ unabhängig von der genauen Brennstoffzusammensetzung sind.

An Punkt 3 liegt eine feuchte NG/Luft-Flamme mit einem Äquivalenzverhältnis von $\Phi = 0{,}88$ vor. Dies führt zu erhöhten Abgastemperaturen und NO_x-Emissionen. An Punkt 4 wird Wasserstoff eingespeist, ohne zunächst den Erdgasstrom zu reduzieren. Dadurch treten Spitzen in der thermischen Leistung, Abgastemperatur und NO_x-Emissionen auf. Dieses Verhalten ist auf die Trägheit der Prüfstandssteuerung zurückzuführen. Im nächsten Schritt 5 wird der Erdgasstrom kontinuierlich reduziert, während der Wasserstoffstrom entsprechend erhöht wird. Schließlich wird die Flamme vollständig durch Wasserstoff getragen (Punkt 6). Dies spiegelt sich auch in der Abgastemperatur und in den NO_x-Emissionen wieder.

Druckverlust über die Drallbrenner

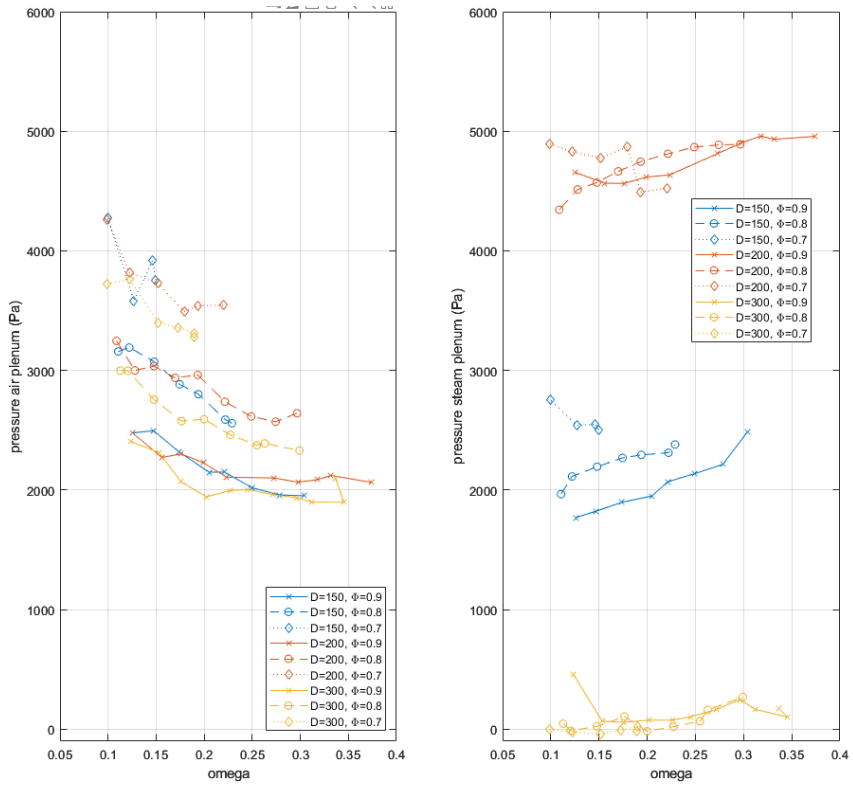


Abbildung 21 Druckverlust über die Drallbrenner für verschiedene Betriebspunkte und Brennkammergrößen

In Abbildung 21 ist der Druckverlust über die beiden Drallbrenner im Dual-Swirler abgebildet. Der Druckverlust entsteht maßgeblich durch die Verengung der Strömungsgeometrie, der Verdrallung der Strömung sowie der Aufweitung vom Mischrohr auf den Durchmesser der Brennkammer. In der linken Darstellung ist der Druckverlust über den downstream-Drallbrenner aufgezeigt, durch den Luft in die Brennkammer gegeben wird. Der Druckverlust hängt maßgeblich vom Betrag des Luftmassenstroms ab, der über das Äquivalentverhältnis definiert ist: Für höhere Äquivalenzverhältnisse wird weniger Luft in die Brennkammer gegeben. Wird der Luftmassenstrom reduziert, sinkt auch der Druckverlust. In der rechten Darstellung ist der Druckverlust über den upstream-Drallbrenner aufgezeigt, der Dampf und Brennstoff in die Brennkammer leitet. Hier scheint der Druckverlust maßgeblich von der Größe der Brennkammer dominiert zu sein. Für beide Fälle liegt der Druckverlust im vorgesehenen Betriebsbereich bei einer akzeptablen Größe von <5% (<5000Pa).

Effekt von Ammoniak auf die Emissionsbildung

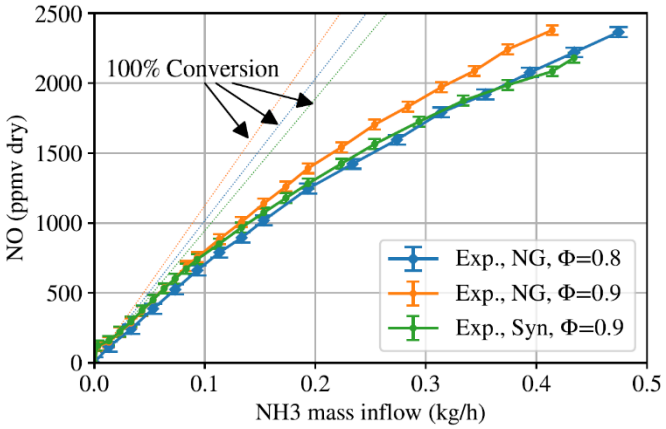


Abbildung 22 NO-Emissionen über Ammoniak-Massenfluss

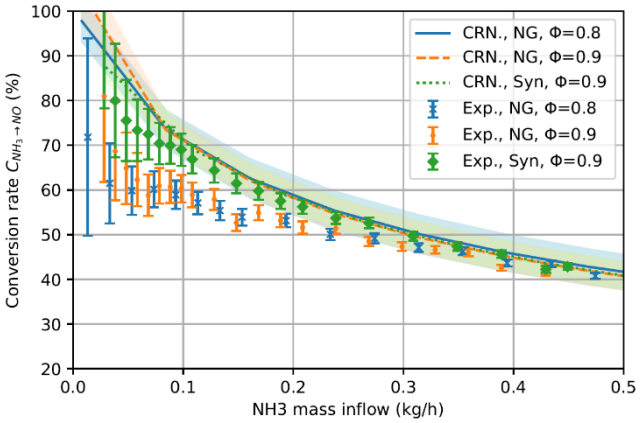


Abbildung 23 Konversionsrate von Ammoniak zu NO über Ammoniak-Massenfluss

Abbildung 22 zeigt die experimentell gemessene trockene NO-Konzentration im Abgas in Abhängigkeit vom Ammoniak-Massenstrom. Die NO-Emissionen wurden für globale Äquivalenzverhältnisse von Φ = 0,8 mit Erdgas (NG) sowie Φ = 0,9 mit sowohl Erdgas als auch Syngas als Brennstoff bei ansonsten konstanten Betriebsparametern (Einlasstemperatur 573 K, 100 kW Leistung, Dampfverhältnis Ω = 0.2, Durchmesser der Brennkammer D = 200 mm) gemessen. Die Abbildung zeigt außerdem die erwarteten NO-Emissionen, falls das zugeführte NH_3 vollständig zu NO umgesetzt würde.

In Abwesenheit von NH_3 sind die NO-Emissionen einstellig, wie in einer früheren Studie gezeigt wurde und was unter nassen Verbrennungsbedingungen für alle Brennstoffe zu erwarten ist. Mit steigendem NH_3-Anteil im Brennstoff steigen die NO-Emissionen jedoch stark an. Insbesondere im Bereich niedriger NH_3-Massenströme wird ein großer Teil des NH_3 zu NO umgewandelt, wobei die Umsetzungsrate mit steigendem NH_3-Zufluss monoton abnimmt. Das Emissionsverhalten ist für alle Brennstoffe und Äquivalenzverhältnisse sehr ähnlich. Wird das Äquivalenzverhältnis bei Erdgas von 0,9 auf 0,8 gesenkt, verringert sich die NO-Emission pro NH_3-Masseneintrag. Dies ist hauptsächlich auf einen Verdünnungseffekt zurückzuführen, da das geringere Äquivalenzverhältnis bei gleichbleibender thermischer Leistung durch eine Erhöhung des Luftstroms realisiert wird.

Dies zeigt sich auch in der Konversionsrate von NH3 zu NO, die in Abbildung 23 dargestellt wird. Die Verläufe für Erdgasflammen sind nahezu identischen. Für Syngas wird eine leicht höhere Konversionsrate beobachtet. Das allgemeine Verhalten der Konversionsrate in Abhängigkeit vom NH_3-Massenstrom wird auch in der Literatur beschrieben. Aufgrund des relativ hohen Messfehlers bei niedrigen NH_3-Massenströmen könnten die beobachteten Trends in diesem Bereich jedoch irreführend sein.

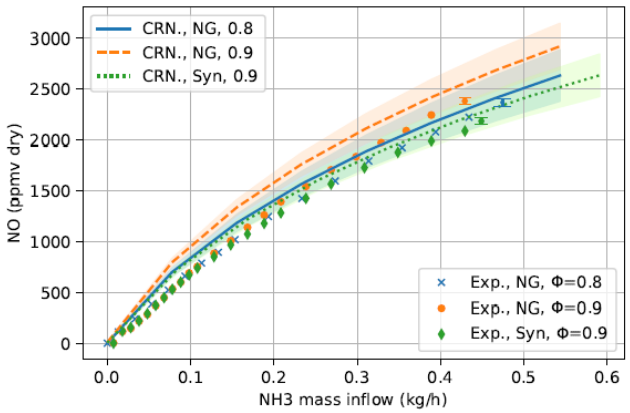


Abbildung 24 Vergleich der NO-Emissionen aus NH3-Zugabe von Experiment und CRN-Modell

Das Emissionsverhalten des Dual Swirlers als Funktion des NH_3-Massenstroms wurde zudem mit einem „Chemical Reactor Network“ (CRN) Modell untersucht. Abbildung 24 vergleicht die Ergebnisse des CRN-Modells mit den experimentellen Daten. Die Unsicherheit des Modells wird durch ein Fehlerband dargestellt. Das Modell erfasst

das generelle Emissionsverhalten gut: NO-Emissionen sind bei Abwesenheit von NH_3 nahezu null und steigen mit zunehmendem NH_3-Zufluss stark an.

Die Genauigkeit des Modells könnte durch eine verbesserte Abbildung der komplexen Strömungs- und Verbrennungsdynamik in der Brennkammer innerhalb des CRN-Netzwerks weiter erhöht werden. Auch der Einfluss des Äquivalenzverhältnisses und des Brennstofftyps auf die NO-Emissionen wird im Modell wiedergegeben. Besonders bei hohen NH_3-Massenströmen stimmen die CRN-Ergebnisse gut mit den experimentellen Daten überein. Die gemessenen NO-Emissionen liegen hier innerhalb der Fehlergrenzen der Simulation.

Bei niedrigen NH_3-Massenströmen hingegen überschätzt das CRN-Modell systematisch die NO-Emissionen für alle Fälle. Dieses Verhalten zeigt sich auch beim Vergleich der Konversionsrate inAbbildung 23. Der allgemeine Trend der Konversionsrate wird vom CRN-Modell gut abgebildet, insbesondere im Bereich hoher NH_3-Ströme. Allerdings werden die Abweichungen zwischen Modell und Experiment mit abnehmendem NH_3-Massenstrom größer.

Darüber hinaus ist die vom CRN-Modell berechnete Umsetzungsrate in allen dargestellten Fällen nahezu gleich, was darauf hindeutet, dass die NO-Bildung maßgeblich durch den sogenannten Fuel-NO-Mechanismus beeinflusst wird. Unterschiede in den NO-Emissionen sind demnach primär auf Verdünnungseffekte zurückzuführen. Dieses Verhalten ist auch in den experimentellen Daten bei hohen NH_3-Zuflüssen erkennbar. Im Gegensatz zu den CRN-Ergebnissen divergieren die Umsetzungsraten im Bereich niedriger NH_3-Massenströme für verschiedene Brennstoffe. Für Syngas zeigt sich ein stärkerer Anstieg der Umsetzungsrate im Vergleich zu den Erdgasfällen. Das Äquivalenzverhältnis scheint laut Modell einen geringen Einfluss auf die vorhergesagte Konversionsrate zu haben.

Das CRN-Modell überschätzt leicht die NO-Emissionen im Bereich niedriger NH_3-Massenströme, obwohl der Trend gut wiedergegeben wird. Die Abweichung zu den experimentellen Ergebnissen könnte auf systematische Messfehler oder eine unzureichende Modellauflösung zurückzuführen sein. Das CRN-Modell simuliert die Verbrennung unter idealisierten Bedingungen (z. B. perfekt vorgemischt, homogenes Äquivalenzverhältnis in der Hauptreaktionszone). Bei niedrigen NH_3-Massenflüssen könnte die NO-Bildung in den Experimenten durch Effekte im Strömungsfeld beeinflusst werden, die im CRN-Modell nicht berücksichtigt sind. Eine Optimierung der Modellannahmen und der Netzwerkstruktur wäre daher sinnvoll.

Effekt der Brennkammergröße auf die Emissionsbildung durch Ammoniak

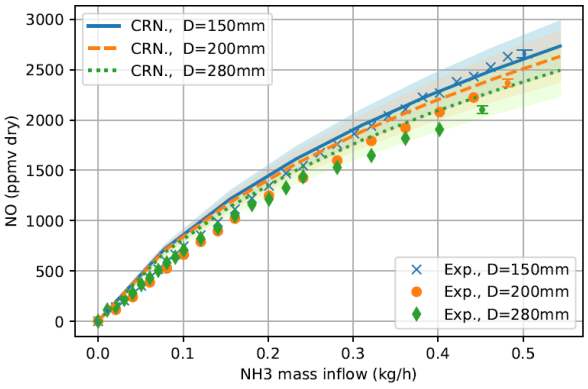


Abbildung 25 NO-Emissionen in Abhängigkeit der Brennkammergröße, Vergleich experimentelle und numerische Daten

Der Einfluss der Brennkammergröße auf die NO-Bildung wurde sowohl experimentell als auch mit dem CRN-Modell untersucht. Im Experiment wurde der NO-Gehalt im Abgas einer Erdgasflamme bei variierendem NH_3-Massenstrom für drei unterschiedlich große Metallbrennkammern gemessen. Die dargestellten Ergebnisse wurden bei einem Äquivalenzverhältnis von $\Phi = 0.8$, einem Dampfverhältnis von $\Omega = 0{,}2$ und einer Eintrittstemperatur von 300 °C ermittelt. Die Brennkammerlänge blieb konstant 300 mm, während der Durchmesser im Bereich D = {150, 200, 280} mm variiert wurde. Die Ergebnisse sind in Abbildung 25 dargestellt.

Alle Fälle zeigen ein sehr ähnliches Verhalten. Allerdings lässt sich besonders bei höheren NH_3-Massenströmen ein leichter Einfluss der Brennkammergröße beobachten: Die höchsten NO-Emissionen bei einem bestimmten NH_3-Massenstroms treten in der kleinsten Brennkammer auf, während die NO-Emissionen mit zunehmendem Durchmesser abnehmen. Dieser Effekt wird auch vom CRN-Modell erfasst. Der Wärmeverlust über die Brennkammerwände an die Umgebung ist eine direkte Ausgabe des CRN-Modells. Mit zunehmendem Brennkammerdurchmesser, und damit größerer Wandoberfläche, steigt der Wärmeverlust:

- etwa 16 % der thermischen Leistung bei D = 150 mm
- 20 % bei D = 200 mm
- 25 % bei D = 280 mm

Entsprechend sinkt die Abgastemperatur mit steigendem Durchmesser, was auch experimentell beobachtet wurde.

Brennstoffwechsel von Haupt- zu Pilotstufe

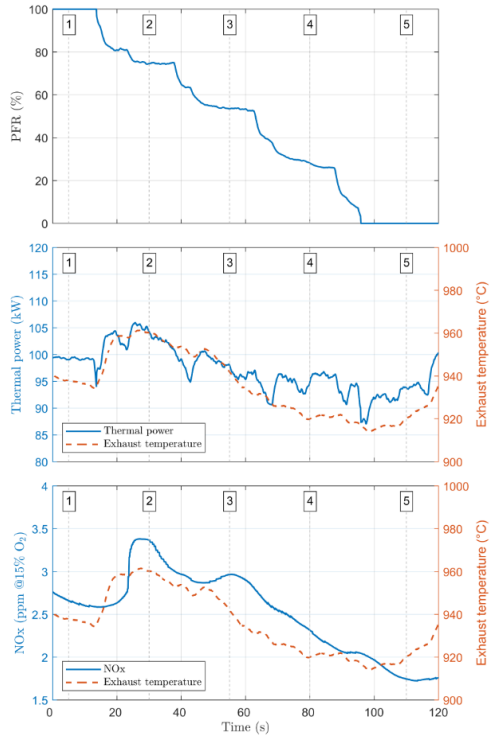


Abbildung 26 Betriebswechsel von Pilot- zur Hauptstufe

Kraftstoff kann dem Brenner entweder über die Hauptstufe, über die Pilotstufe oder durch eine Kombination beider Stufen zugeführt werden. Über die Hauptstufe wird der Kraftstoff durch den upstream-Swirler zusammen mit dem Dampf eingespeist. Über die Pilotstufe wird der Kraftstoff als Freistrahl durch vier in der Brennergrundplatte angeordnete Pilotdüsen eingedüst. Der Betrieb erlaubt einen kontinuierlichen Wechsel zwischen Haupt- und Pilotstufe, was mit Erdgas (NG) als weniger reaktivem Brennstoff und Wasserstoff (H_2) als hochreaktivem Brennstoff untersucht wurde.

Abbildung 26 zeigt ausgewählte Betriebszustände über die Zeit während eines kontinuierlichen Wechsels von der Pilot- zur Hauptstufe für eine Erdgasflamme. Luft- und Dampfmassenfluss werden konstant gehalten. Im oberen Diagramm ist das Pilot Fuel Ratio (PFR) dargestellt. Zu Beginn (Punkt 1) wird die Flamme durch Einspritzung des Kraftstoffs über die Pilotstufe aufrechterhalten (PFR = 100 %). In den folgenden Punkten (2–4) wurde der Kraftstofffluss über die Pilotstufe reduziert, während gleichzeitig der Kraftstofffluss über die Hauptstufe erhöht wurde, bis schließlich in Punkt 5 die Flamme ausschließlich über die Hauptstufe gestützt wurde (PFR = 0 %). Der Übergang war nach etwa 90 Sekunden abgeschlossen.

Der Wechsel wurde unter dem Ziel einer konstanten thermischen Leistung durchgeführt, was im mittleren Diagramm von Abbildung 26 auf der linken Achse dargestellt ist. Verzögerungen in der Ventilsteuerung führten zu Leistungsschwankungen von bis zu ±10 % der Grundlast. Da dies eine Begrenzung des aktuellen Prüfstands darstellt, kann der Brennstoffwechsel bei konstanten Betriebsparametern in einer Triebwerksanwendung weiter optimiert werden.

Das mittlere Diagramm in Abbildung 26 zeigt außerdem die während des Wechsels gemessene Abgastemperatur. Da Luft- und Dampfmassenfluss konstant gehalten wurden, ist die Abgastemperatur direkt mit der thermischen Leistung bzw. dem Kraftstofffluss gekoppelt.

Das untere Diagramm in Abbildung 26 zeigt erneut die Abgastemperatur und zusätzlich die korrigierten NOx-Emissionen. Die NOx-Emissionen bleiben über den gesamten Kraftstoffwechsel hinweg sehr gering trotz der Schwankungen im Kraftstofffluss. Der NOx-Verlauf folgt dem der Abgastemperatur, zeigt jedoch eine Zeitverzögerung von etwa 10 Sekunden. Diese Verzögerung wird durch den Strömungsweg von der Probenentnahme bis zum Analysegerät verursacht. Wie oben gezeigt, weisen die NOx-Emissionen ein stark temperaturabhängiges Verhalten auf.

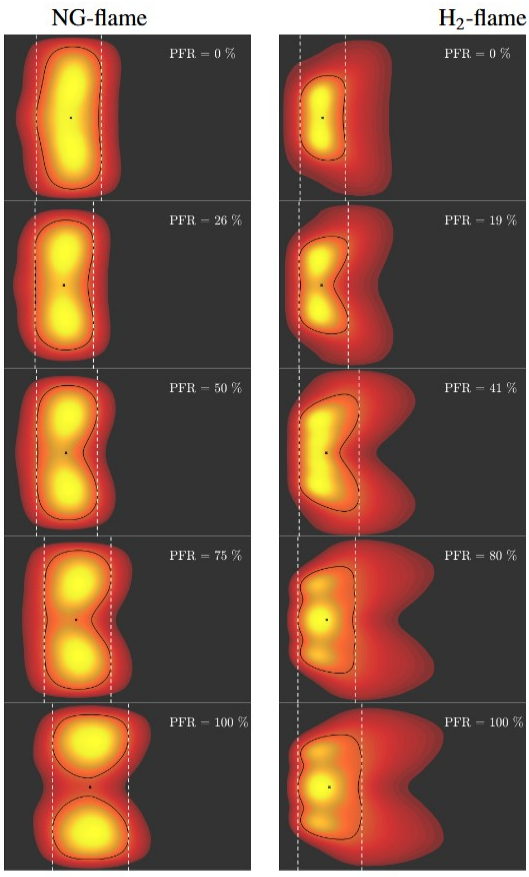


Abbildung 27 Zeitlich gemittelte OH-Verteilung für H2- und Erdgasflamme über Betriebswechsel von Pilot- zur Hauptstufe*

Der Kraftstoffwechsel wurde erneut durchgeführt, jedoch wurde der Übergang diesmal nicht kontinuierlich und so schnell wie möglich abgeschlossen, sondern der Betrieb wurde an den Punkten 1 bis 5 konstant gehalten, um stationäre OH*-Daten zu erfassen. Die OH*-Intensitätsverteilungen, die den Punkten 1 bis 5 entsprechen, sind in der linken Spalte von Abbildung 26 dargestellt.

In derselben Abbildung wird in der rechten Spalte der Wechsel von PFR = 0 % auf 100 % für eine H_2-Flamme gezeigt. Auch hier ist zu erkennen, dass je nach axialer Lage der Flamme entweder zwei (für NG) oder drei (für H_2) Flammen-Hotspots sichtbar sind. Wie oben erläutert, resultiert dies aus der Position der Pilotdüse und der Stärke des Drallfelds.

Nebenergebnisse

Wissenschaftliche Veröffentlichungen der Projektresultate

Die im Projekt gewonnen Forschungsergebnisse wurden als wissenschaftliche Facharbeit in

wissenschaftlichen Journals verwertet:

- Dybe, S., Yasir, M., Güthe, F., Alemela, R., Bartlett, M., Schuermanns, B., and Paschereit, C. O. (December 26, 2023). "On the Demonstration of a Humid Combustion System Performing Flexible Fuel-Switch From Pure Hydrogen to Natural Gas With Ultra-Low NOx Emissions." ASME. J. Eng. Gas Turbines Power. May 2024; 146(5): 051018. https://doi.org/10.1115/1.4063767

- Dybe, S., Helbig, H., Yasir, M., Güthe, F., Alemela, R., Bartlett, M., Paschereit, C.O., & Bohon, M.D. "Investigation of NO-Formation in Humid, Ammonia-Doped Combustion." Proceedings of the ASME Turbo Expo 2024: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Volume 3B: Combustion, Fuels, and Emissions. London, United Kingdom. June 24–28, 2024. V03BT04A048. ASME. https://doi.org/10.1115/GT2024-128810
- Rahul Palulli, Simeon Dybe, Kai Zhang, Felix Güthe, Panduranga Reddy Alemela, Christian Oliver Paschereit, Christophe Duwig, Characterisation of non-premixed, swirl-stabilised, wet hydrogen/air flame using large eddy simulation, Fuel, Volume 350, 2023, 128710, ISSN 0016-2361, https://doi.org/10.1016/j.fuel.2023.128710. (https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0016236123013236)

Weiterhin wurden im Projektrahmen folgende Abschlussarbeiten verfasst:

- Schultz, Investigation of the flow-field and swirl number of a double swirl burner, 2023, Bachelor-Arbeit
- Dörnte, Parametric Study of Flame Shape and Structure in a Fuel-Flexible Combustor, 2023, Master-Arbeit
- Hannappel, Investigation of combustion characteristics and humid blow off limits of premixed biomass syngas flames in an integrated atmospheric gasification and combustion test rig, 2023, Master-Arbeit

Wichtige Positionen des zahlenmäßigen Nachweises

Das Projekt wurde mit den vorgesehenen Kosten durchgeführt. Die größten Kostenpunkte im Sachmittelbereich waren Gaslieferungen zum Betrieb der experimentellen Messkampagnen (aufsummierte Bestellung bei Air Liquide: 2.595,40€). Ein weiterer großer Kostenpunkt entstand durch die Bestellung und Fertigung von Brenner-Bauteilen aus Edelstahl bei Firma Hadocut (aufsummiert 1.920,18€). Diese Sachausgaben waren unerlässlich für den Forschungsbetrieb zur Untersuchung der nassen, brennstoffflexiblen Verbrennung.

Budget:

Kategorie	**Budget (€)**	**Totale Kosten (€)**
Personalkosten Wimi	180.751,52	176.109,67
Personalkosten Hiwi	10.370,00	11,291.24
Sachmittel	7.191,68	6.837,61
Dienstreisen	800,00	551,68
Gesamt	**199.113,20**	**194.790,20**