

**Gemeinsamer Abschlussbericht des Forschungsvorhabens
Entwicklung eines additiv gefertigten rekuperativen Brennersystems zur Effi-
zienzsteigerung und Schadstoffreduzierung
(Akronym: AdReku)**

Projektlaufzeit: 01.07.2019 – 30.06.2021

**Förderkennzeichen und Titel des Teilprojektes des GWI:
Numerische und experimentelle Untersuchung des Rekuperatorbrenners
03EN2013A**

**Titel des Teilprojektes von Kueppers:
Design und Fertigung des Rekuperatorbrenners
03EN2013B**

Stand der aktuellen Version: 17.11.2021

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Energie

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Autoren:

Tim Schneider, Marcel Fiehl, Anne Giese

Gas- und Wärme-Institut Essen e. V.

Bernd Feller, Dan-Adrian Moldovan, Jens te Kaat

Kueppers Solutions GmbH

Die Verantwortung für den Inhalt dieses Abschlussberichts liegt bei den Autoren.

Projektpartner

1. Projektpartner (Koordinierende Forschungsstelle)

Gas- und Wärme-Institut Essen e.V. (GWI)

Hafenstraße 101

45356 Essen

Ansprechpartner:

Dr.-Ing. Anne Giese

T: +49 (0) 201 3618 - 257

E: anne.giese@gwi-essen.de

2. Projektpartner

Kueppers Solutions GmbH

Uechtingstraße 19

45881 Gelsenkirchen

Ansprechpartner:

Jens te Kaat

T: +49 (0) 209 361722 - 140

E: jens.tekaat@kueppers-solutions.de

Inhaltsverzeichnis

1	Zusammenfassung	8
2	Ausgangssituation und Hintergründe	9
3	Vorgehensweise und erzielte Ergebnisse	11
3.1	Entwicklung des Rekuperatormoduls.....	11
3.1.1	Grundlagenuntersuchungen verschiedener Geometrien	11
3.1.2	Herausforderungen und Erkenntnisse in der Werkstofftechnik.....	12
3.1.3	Entwicklung der verschiedenen Rekuperatoren in Patronenform	14
3.1.4	Numerische Untersuchungen der Rekuperatoren mittels CFD	18
3.1.5	Messtechnische Untersuchungen der Rekuperatoren	23
3.1.6	Bewertung der Einsparungspotentiale	31
3.2	Entwicklung des Brenners auf Basis der Mischeinheit.....	34
3.2.1	Entwicklung der verschiedenen Brennervarianten.....	34
3.2.2	Untersuchungen der Brenner mittels CFD	38
3.2.3	Messtechnische Untersuchungen der Brenner.....	42
3.2.4	Zusammenfassung der Ergebnisse zur Brennerentwicklung	46
4	Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit	46
5	Fortschreibung des Verwertungsplans	48
6	Literatur	49

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Geplante Entwicklung.....	9
Abbildung 2-2: Vorgehensweise zur Entwicklung eines neuartigen Rekuperatorbrennersystems	10
Abbildung 3-1: Skizzen der Geometrieansätze; blau und rot entsprechen den verschiedenen Medien (Quelle: GWI)	12
Abbildung 3-2: Austrittstemperatur des zu erwärmenden Mediums im Zuge der Grundlagenuntersuchung (Quelle: GWI)	12
Abbildung 3-3: Querschnitt längs der Strömungsachse durch die Rohr-Rekuperatoren für 2 verschiedene Anströmoptionen (Quelle: Kueppers Solutions)	14
Abbildung 3-4: Anbringung von Rippen auf die Luftrohre (links), Einbau eines Mittelbleches zur Umlenkung der Abgasströmung (rechts) (Quelle: Kueppers Solutions)	15
Abbildung 3-5: Einbringen von Abgasleitschaufeln (links); Verdrallung der Luftführungsrohre (rechts) (Quelle: Kueppers Solutions)	15
Abbildung 3-6: Geometrievorschlag mit Verdrehung der Rohre, Abgasverdrallung und einer Strömungsführung von außen nach innen (Quelle: GWI).....	16
Abbildung 3-7: Plattenrekuperator-Modell (Quelle: GWI)	17
Abbildung 3-8: Ersatz-Gyroid-Rekuperator-Modell (Quelle: GWI)	18
Abbildung 3-9: Stromlinien im Ersatz-Gyroid-Rekuperator für Medium 1 (blau) und Medium 2 (rot) (Quelle: GWI).....	18
Abbildung 3-10: Temperaturverlauf im Querschnitt entlang der Strömungsachse, ohne und mit Geometrieoptimierung (Quelle: GWI)	19
Abbildung 3-11: Geschwindigkeitsverteilung im Querschnitt entlang der Strömungsachse, ohne und mit Geometrieoptimierung (Quelle: GWI).....	20
Abbildung 3-12: Temperaturverteilung im Längsschnitt des Plattenrekuperators mit 40 Platten (links) und mit 50 Platten (rechts) (Quelle: GWI).....	21
Abbildung 3-13: Wärmeströme und Druckverlust für verschiedene Rekuperatormodelle (Quelle: GWI).....	22
Abbildung 3-14: Berechnete Wärmeübertragung und Druckverlust gegenüber der Zellgrößenänderung für die Ersatz Gyroid-Struktur (Quelle: GWI).....	23
Abbildung 3-15: Schema des Versuchsstands für Wärmeübertragerpatronen (Quelle: GWI)	24
Abbildung 3-16: Übertragener Wärmestrom bei Variation der Luftmenge (Quelle: GWI)	25
Abbildung 3-17: Übertragener Wärmestrom bei Variation der Warmlufttemperatur (Quelle: GWI).....	26

Abbildung 3-18: Schematischer Aufbau des Rekuperatorbrenners (Quelle: GWI)	29
Abbildung 3-19: Gemessener Temperaturverlauf durch den Rekuperator bei 10 kW (Quelle: GWI).....	30
Abbildung 3-20: Erzielte relative Luftvorwärmung für verschiedene Brennerleistungen und Patronenanzahl (Quelle: Kueppers Solutions GmbH)	31
Abbildung 3-21: Einsparpotenzial von Wärmerückgewinnungssystemen und deren Grenzen im Vergleich mit dem in AdReku entwickelten Rekuperatorsystem (Quelle: Kueppers Solutions GmbH basierend auf [5]).....	32
Abbildung 3-22: Brennstoffersparnis verschiedener Wärmerückgewinnungssysteme im Vergleich zum AdReku-Rekuperatorbrennersystem (rot dargestellt) (Quelle: Kueppers Solutions GmbH)	33
Abbildung 3-23: CO ₂ -Bepreisung in €/t _{CO2} und daraus resultierender Preisaufschlag für Erdgas in ct/kWh für den Zeitraum 2021 – 2026 [6] und aktuelle Prognosen für die Jahre 2030 und 2040 [7]	33
Abbildung 3-24: Aufteilung innerhalb der Mischeinheit (rot entspricht einem fetten Gemisch; blau entspricht dem mageren Gemisch) (Quelle: Kueppers Solutions GmbH)	35
Abbildung 3-25: Mischeinheit für die Nutzung im Rekuperatorbrenner (Quelle: Kueppers Solutions GmbH)	35
Abbildung 3-26: Modularer Aufbau des Versuchsbrenners (Quelle: Kueppers Solutions GmbH)	36
Abbildung 3-27: Zweikanaliger Aufbau zur Implementierung der reinen Wasserstoffverbrennung (Quelle: Kueppers Solutions GmbH)	37
Abbildung 3-28: P-Rohr-Aufbau für das Sim.-Modell; Brenner in orange skizziert (Quelle: GWI)	39
Abbildung 3-29: Temperaturverteilung der Brennervarianten für die reine CH ₄ -Verbrennung (Quelle: GWI).....	39
Abbildung 3-30: Geschwindigkeitsverteilung der Brennervarianten für die reine CH ₄ -Verbrennung (Quelle: GWI).....	40
Abbildung 3-31: Temperaturverteilung der Brennervarianten für die reine H ₂ -Verbrennung (Quelle: GWI).....	41
Abbildung 3-32: Geschwindigkeitsverteilung der Brennervarianten für die reine H ₂ -Verbrennung (Quelle: GWI).....	41
Abbildung 3-33: NO-Verteilung der Brennervarianten für die reine H ₂ -Verbrennung (Quelle: GWI).....	42

Abbildung 3-34: Emissionswerte bei kompletter Reduzierung der äußeren Gasmenge, konstanter Ofenraumtemperatur und Luftvorwärmung (Quelle: GWI).....	43
Abbildung 3-35: Vergleich des NO _x -Emissionsverhaltens der entwickelten Brennersystem mit Verbrennungsluftvorwärmung (Quelle: Kueppers Solutions GmbH)	44
Abbildung 3-36: Emissionsverhalten in Abhängigkeit der Ofenraumtemperatur; Brennervariante 3 (Quelle: GWI)	45
Abbildung 4-1: Arbeitsplan zum Forschungsvorhaben	47

1 Zusammenfassung

Der Erfolg der Energiewende ist von verschiedenen Faktoren abhängig. Lang- und mittelfristige Ansätze zur Dekarbonisierung verschiedener energieintensiver Sektoren wie z. B. der Thermoprozessindustrie sehen den vermehrten Einsatz regenerativer Energieträger wie grünen Strom und Wasserstoff vor. Zur Erreichung der Klimaziele bedarf es jedoch auch kurzfristiger und direkt verfügbarer Lösungsansätze, um den Umgang mit derzeitig und zukünftig bereitgestellten Ressourcen möglichst effizient zu gestalten.

Im Bereich der Thermoprozessindustrie ist die Verbrennungsluftvorwärmung, durch im Abgas enthaltene Restwärme, Stand der Technik zur Steigerung der Energieeffizienz von gasbefeuerten Prozessen. Verbreitete Technologien zur Wärmeübertragung sind regenerative und rekuperative Brenner sowie Zentralrekuperatoren und -regeneratoren. Diese Technologien bieten unterschiedliche Vor- und Nachteile in den Bereichen der übertragbaren Wärmemenge, Bauvolumen und Betrieb.

Konventionell gefertigte Rekuperatorbrenner des technischen Standes reizen, bedingt durch verwendete Werkstoffe und Fertigungsmöglichkeiten sowie konstruktive Ansätze, derzeit nicht das volle Potential der übertragbaren Wärmemenge und der damit verbundenen Energieeinsparung aus. Aus diesem Grund wurde im Rahmen des Forschungsvorhabens „AdReku“ das Ziel gesteckt, einen rekuperativen Brenner auf Basis der additiven Fertigung zu entwerfen und zu untersuchen, der den Stand der Technik deutlich übertrifft. Kernpunkte beim Design der Wärmeübertragereinheit sind komplexe geometrische Strukturen sowie eine hinsichtlich Wärmeleitungseigenschaften und Temperaturbeständigkeit optimierte Werkstoffauswahl. Als Resultat ist ein Wärmeübertrager entstanden, welcher eine komplexe Geometrie mit einer hohen spezifischen Oberfläche sowie verschiedene Werkstoffkombinationen für unterschiedliche Temperaturzonen umfasst. Mit diesem Rekuperatorbrenner konnten in experimentellen Untersuchungen in anwendungsnahen Bedingungen bereits relative Luftvorwärmungsgrade (das Verhältnis der Lufttemperatur nach und der Abgastemperatur vor dem Wärmeübertrager) von ca. 90 % reproduzierbar erreicht werden, was einem Wert deutlich oberhalb des industriellen Standards entspricht. Durch die hohe Luftvorwärmung, und der damit verbundenen Energieeinsparung, können industrielle Feuerungsprozesse mit dieser Technologie effizienter und CO₂-ärmer gestaltet werden.

Zudem wurde eine Mischeinheit zur Minderung der Stickoxidbildung entwickelt. Die Stickoxidbildung ist bei hohen Luftvorwärmtemperaturen oder der Wasserstoffverbrennung aufgrund steigender Verbrennungstemperaturen ohne Kompensationsmaßnahmen deutlich erhöht, weshalb die bestehende Low-NO_x-Mischeinheit durch Maßnahmen wie getrennter Erdgas- und Wasserstoffdüsen zur gezielten Impulsteuerung sowie einer internen Abgasrezirkulation erweitert wurden. Durch diese Maßnahmen konnten in verschiedenen Messreihen, mit vorgewärmter Verbrennungsluft sowie Erdgas und Wasserstoff als Brenngase, geltende Stickoxidgrenzwerte deutlich unterschritten werden.

2 Ausgangssituation und Hintergründe

Das Ziel dieses Projektes ist die Erhöhung der Energieeffizienz sowie die Reduzierung von Schadstoffemissionen industrieller Feuerungsprozesse anhand der Entwicklung eines additiv gefertigten rekuperativen Brennersystems. Es wird dazu im Zuge dieses Projektes ein innovatives rekuperatives Brennerkonzept entwickelt, welches mit einer gestuft verbrennenden Mischeinheit sowie mit hohen Luftvorwärmtemperaturen arbeitet, welche deutlich über den zurzeit mit rekuperativer Luftvorwärmung erreichbaren Temperaturen liegen.

Das Erreichen hoher Luftvorwärmtemperaturen wird durch die geplante Verwendung unterschiedlicher Werkstoffe innerhalb des Rekuperators ermöglicht, vgl. **Abbildung 2-1**. Es sollen metallische Werkstoffe für verschiedene Teile des Rekuperators sowie ein keramischer Werkstoff für den Hochtemperaturbereich des Wärmeübertragers verwendet werden. Mittels dieser Werkstoffkombination werden die einzelnen Abschnitte des Rekuperators hinsichtlich der Materialauswahl optimiert, um eine maximierte Wärmeübertragung zu erreichen. Das Ziel der hohen Wärmeübertragung soll zudem durch eine große Wärmeübertragungsfläche erreicht werden. Diese Randbedingung stellt hohe Anforderungen an die Bauform. Die Einheit soll, trotz großer Wärmeübertragungsflächen, eine möglichst kompakte Bauweise sowie moderate Druckverluste aufweisen, um dahingehend keine Nachteile gegenüber bestehenden Technologien niedrigerer Temperaturniveaus zu haben. Dies wird zum einen durch eine optimierte Auslegung des Rekuperators bezüglich der Wärmeübertragung und Strömungsmechanik mittels numerischer Strömungssimulation realisiert. Zum anderen können durch die Möglichkeiten, die die additive Fertigung im selektiven Laserschmelzverfahren bietet, ganz neue Lösungsansätze beim Bau des Brenners und Rekuperators verfolgt werden.

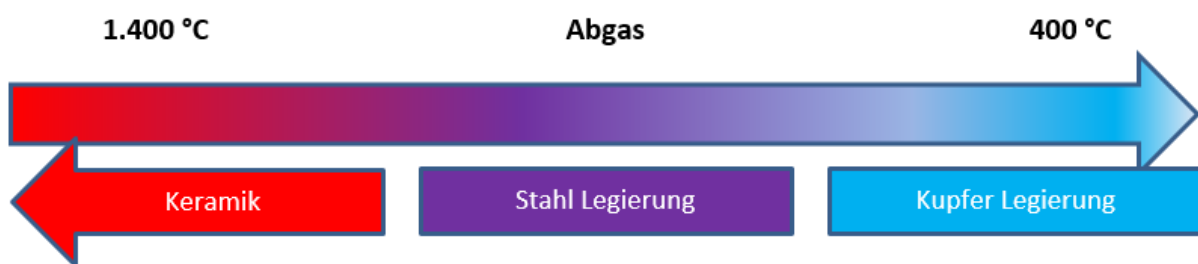


Abbildung 2-1: Geplante Entwicklung

Brenner für Thermoprozessanlagen finden sich heute in zahlreichen Produktionsprozessen nahezu aller Branchen (z. B. Stahl, Eisen, NE-Metalle, Glas, Zement, Chemie, Lebensmittel, etc.). Der neuartige Brenner mit 3D-Oxidator-/Brenngasmischeinrichtung ist grundsätzlich für viele dieser Anwendungen geeignet.

Die Umsetzung des Vorhabens wird durch die Forschungspartner anhand verschiedener Arbeitsschritte durchgeführt, vgl. **Abbildung 2-2**. Dabei ist zunächst eine parallele Entwicklung und Untersuchung der Kernkomponenten - der Rekuperator und die Mischeinheit - vorgesehen. Nach erfolgreicher Entwicklung und Erprobung der Einzelteile soll das gesamte Bauteil experimentell und numerisch untersucht werden.

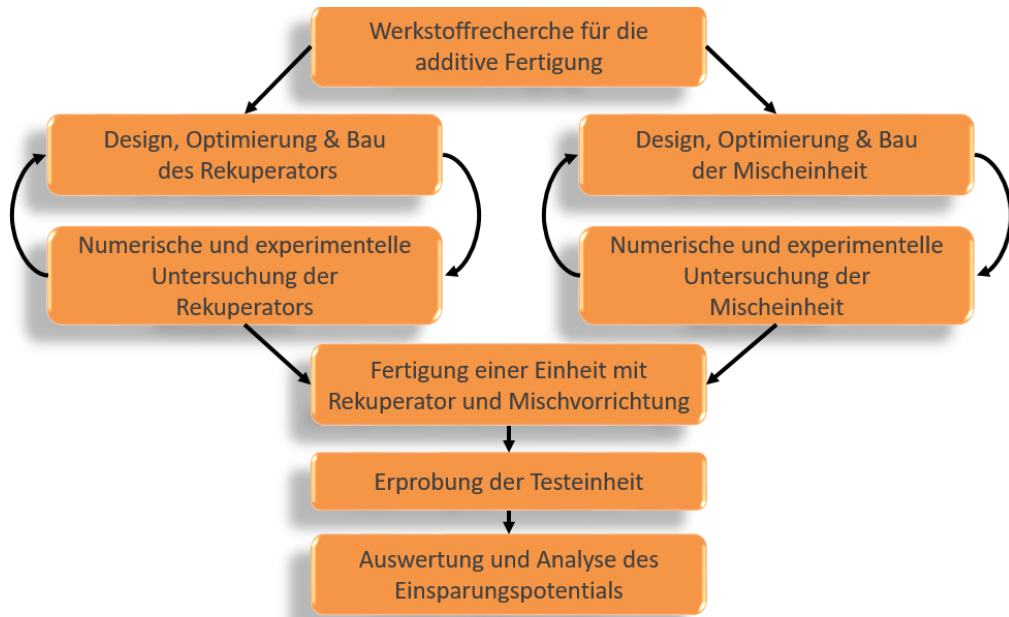


Abbildung 2-2: Vorgehensweise zur Entwicklung eines neuartigen Rekuperatorbrennersystems

3 Vorgehensweise und erzielte Ergebnisse

Die Forschungsarbeiten des Projektes sind größtenteils in zwei Stadien erfolgt, der Entwicklung des Rekuperators sowie der Anpassung der Mischeinheit hinsichtlich der Nutzung mit Verbrennungsluftvorwärmung und regenerativen Brennstoffen. Auf diesem Weg konnte zunächst eine Rekuperatoreinheit entwickelt werden, welche auf einem begrenzten Bauvolumen unter Einhaltung moderater Druckverluste eine maximierte Wärmeübertragung erzielt. Auf Basis der erreichten Wärmeübertragung bzw. der daraus resultierenden Luftvorwärmung wurden geeignete Anpassungs- und Optimierungsmaßnahmen der Mischeinheit zur Minderung der NO_x-Emissionen erarbeitet und untersucht.

3.1 Entwicklung des Rekuperatormoduls

Die Entwicklung des Rekuperators erfolgte in mehreren Schritten. Zunächst wurden Grundlagenuntersuchungen durchgeführt, welche auf begrenztem Bauvolumen und unter vergleichbaren Randbedingungen verschiedene Wärmeübertragerstrukturen numerisch betrachten. Zudem wurden erste Materialrecherchen und Lieferantengespräche zu den nutzbaren Werkstoffen für die additive Fertigung durchgeführt. Im Anschluss wurden verschiedene Wärmeübertragergeometrien im anwendungsnahen Format numerisch sowie experimentell an verschiedenen Versuchsständen untersucht.

3.1.1 Grundlagenuntersuchungen verschiedener Geometrien

Um die geeignete Geometrie für den Rekuperator zu ermitteln, wurden umfangreiche Simulationen durchgeführt. Die Ergebnisse der Simulationen sollen dabei Aufschluss über Druckverluste, Wärmeübertragung und Strömungsgeschwindigkeiten innerhalb des Rekuperators geben. Zusätzlich ist es erforderlich, die CAD-Modelle zu optimieren, da diese den speziellen Anforderungen des 3D-Drucks entsprechen müssen. Die bisher ermittelten, möglichen Geometrien lassen sich aufgrund der Größe und Komplexität in keinem herkömmlichen Fertigungsverfahren herstellen und werden daher mittels additiver Fertigung produziert.

Im ersten Schritt wurden numerische Untersuchungen zu wärme- und strömungstechnischen Eigenschaften an Wärmeübertragern identischer Größe und möglichst gleichbleibendem Feststoffanteil durchgeführt, um vergleichbare Ergebnisse zu erhalten. Dazu wurden Luft- und Abgasströme im Gegenstrombetrieb durch den Rekuperator geführt. Die Luft- und Abgasmengen wurden für eine Methanverbrennung bei einer Luftzahl $\lambda = 1,1$ ermittelt. Luft wird bei 20 °C und Abgas bei 1.000 °C in den Simulationsraum gegeben. **Abbildung 3-1** skizziert die im Zuge der Grundlagenbetrachtung untersuchten Geometrieansätze.

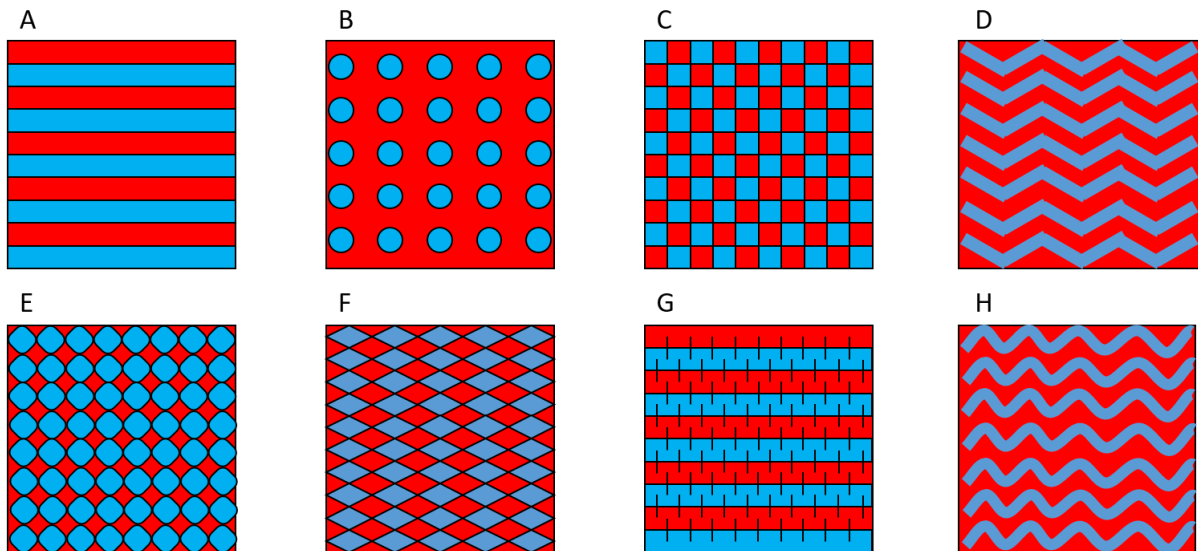


Abbildung 3-1: Skizzen der Geometrieansätze; blau und rot entsprechen den verschiedenen Medien (Quelle: GWI)

Die Grundlagenuntersuchungen zeigen, dass Geometrien mit Rohren (B) oder Zacken (D) die höchste Wärmeübertragung ermöglichen, jedoch auf Kosten des Druckverlustes. Anhand **Abbildung 3-2** wird die berechnete Austrittstemperatur des zu erwärmenden Mediums für die jeweiligen Geometrieansätze dargestellt. Im weiteren Projektverlauf wurden daher zunächst Strukturen mit schmalen Rohren untersucht und ein erster Entwurf gefertigt. In diesem Schritt werden Randbedingungen wie die reale Einbaugröße und die Führung der Abgas- und Luftströme hinsichtlich der Durchführbarkeit in das Modell integriert.

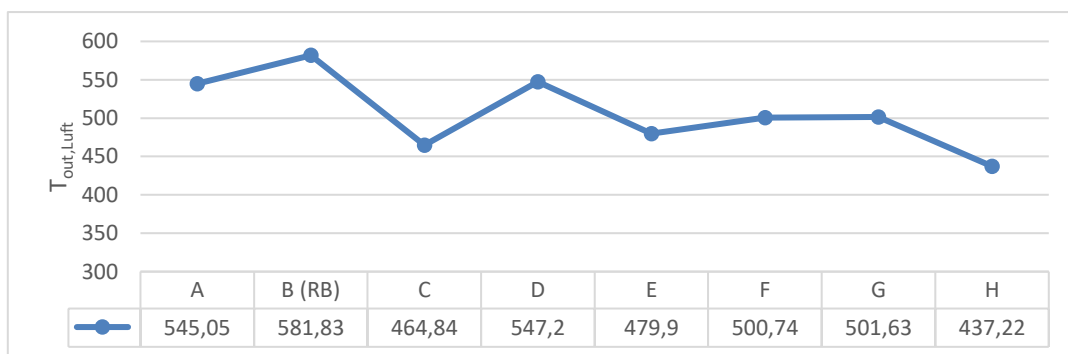


Abbildung 3-2: Austrittstemperatur des zu erwärmenden Mediums im Zuge der Grundlagenuntersuchung (Quelle: GWI)

3.1.2 Herausforderungen und Erkenntnisse in der Werkstofftechnik

Gesucht wurden Werkstoffe für die additive Fertigung eines Wärmeübertragers, welche in einem Rekuperatorbrenner eingesetzt werden können. Dabei sollen verschiedene Werkstoffe kombiniert werden, um die Wärmeübertragung im Rekuperator zu optimieren. Dies soll auf einem möglichst kleinen Bauraum realisiert werden, um den räumlichen Gegebenheiten von bereits bestehenden Anlagen gerecht zu werden.

Folgende Werkstoffeigenschaften wurde dabei berücksichtigt:

- Thermische Leitfähigkeit des Werkstoffes
- Thermische Beständigkeit des Werkstoffes
- Wärmedehnung des Materials (vor allem an Fügstellen)
- Möglichkeit der additiven Fertigung
- Verfügbarkeit des Materials

Wie zuvor bereits erwähnt, soll der Rekuperator in verschiedene Werkstoffabschnitte unterteilt werden, vgl. **Abbildung 2-1**. In **Tabelle 3-1**, **Tabelle 3-2** und **Tabelle 3-3** werden verschiedene potentielle Werkstoffe gegenübergestellt, um eine Abschätzung bezüglich der Werkstoffeigenschaften zu erhalten.

Tabelle 3-1: Werkstoffe zur Fertigung des Kupfer-Bauteils [1]

Kupfer	Kupfer	Kupfer Chrom Zirkon	Wolframkupfer	CEP C3/30
Wärmeleitfähigkeit in W/mK	395	310 - 340	170	ähnlich Kupfer
Wärmedehnung in 1/K	0,000017		0,0000085	
Hitzebeständigkeit in °C	200	300		900
3D Druckbarkeit	gut	Sehr gut	k. A.	gut
Verfügbarkeit am Markt	gut	Sehr gut	gut	gut

Tabelle 3-2: Werkstoffe zur Fertigung des Keramik-Bauteils [1]

Keramik	Siliciumnitrid SiN	Aluminiumoxid	Siliciumcarbid	Aluminiumnitrid AlN
Wärmeleitfähigkeit in W/mK	20 - 30	20 - 30	120 - 200	200
Wärmedehnung in 1/K	0,0000034	0,0000078	0,000004	0,000006
Hitzebeständigkeit in °C	1.300	1.500	1.500	1.000
3D Druckbarkeit	k. A.	k. A.	gut	schlecht
Verfügbarkeit am Markt	gut	gut	gut	gering

Tabelle 3-3: Werkstoffe zur Fertigung des Stahl-Bauteils [1]

Stahl	S235JR	2.4856 (Inconel625)
Wärmeleitfähigkeit in W/mK	54	20
Wärmedehnung in 1/K	0,000012	0,000017
Hitzebeständigkeit in °C		1.100
3D Druckbarkeit	Sehr gut	Sehr gut
Verfügbarkeit am Markt	Sehr gut	Sehr gut

Da es zu Projektbeginn noch sehr schwierig war, solch komplexe Geometrien aus keramischen Werkstoffen additiv zu fertigen, wurde für die ersten experimentellen Versuche ein Prototypen-Rekuperator aus Inconel 625 gedruckt. Ausschlaggebend dafür war, dass Kueppers Solutions bereits umfangreiche Erfahrungen mit dem Werkstoff hat und Inconel 625 zudem über eine gute Hitzebeständigkeit verfügt. Zudem zeigte sich in realen Versuchen, dass Inconel 625 auch in einer korrosiven Umgebung bei hohen Temperaturen von $> 1.100\text{ °C}$ hitzebeständig ist. Im weiteren Projektverlauf wurden zudem Rekuperatormodule aus keramischen Werkstoffen und Kupferlegierungen entworfen und gefertigt. [1]

3.1.3 Entwicklung der verschiedenen Rekuperatoren in Patronenform

Rohrwärmeübertrager

Auf Basis der Erkenntnisse aus den Grundlagenuntersuchungen wurden zunächst zwei Geometrievorschläge erstellt und numerisch untersucht. Es handelt sich um zylindrisch aufgebaute Rekuperatoren mit einer Länge von 300 mm. Durch die Kanäle wird Luft geführt und das Abgas umströmt die Kanäle, vgl. **Abbildung 3-3**, bzw. umgekehrt. Aufgrund der Praktikabilität im tatsächlichen Einsatz wurden weitere Geometrieoptimierungen jedoch auf Basis der Geometrie des rechten Bildabschnittes gefertigt, da eine Strömung von Luft in der inneren Kammer und Abgas in der äußeren Kammer im geplanten Einsatz einfacher durchzuführen ist.

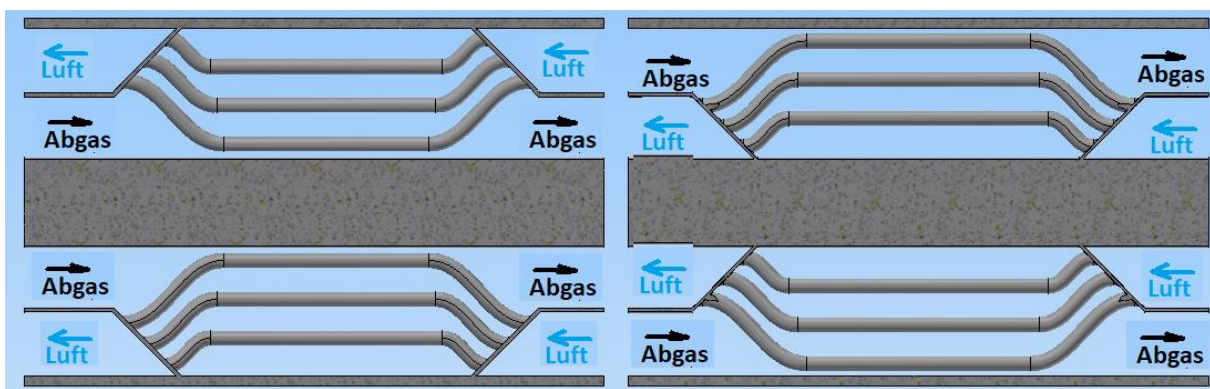


Abbildung 3-3: Querschnitt längs der Strömungsachse durch die Rohr-Rekuperatoren für 2 verschiedene Anströmoptionen (Quelle: Kueppers Solutions)

Auf Basis dieses Rekuperatormodells wurden verschiedene Optimierungsmaßnahmen getestet. Zu den untersuchten Modellansätzen gehören zum Beispiel der Einbau von Leitblechen in die Abgaskammer, die Anbringung von Rippen, die Verlängerung des Rekuperators, die Variation der Anzahl der Rohre sowie die Verdrallung der Abgas- und Luftströmung. Im Folgenden wird ein Auszug der Geometrieoptimierungen als 3D-Modelle dargestellt.

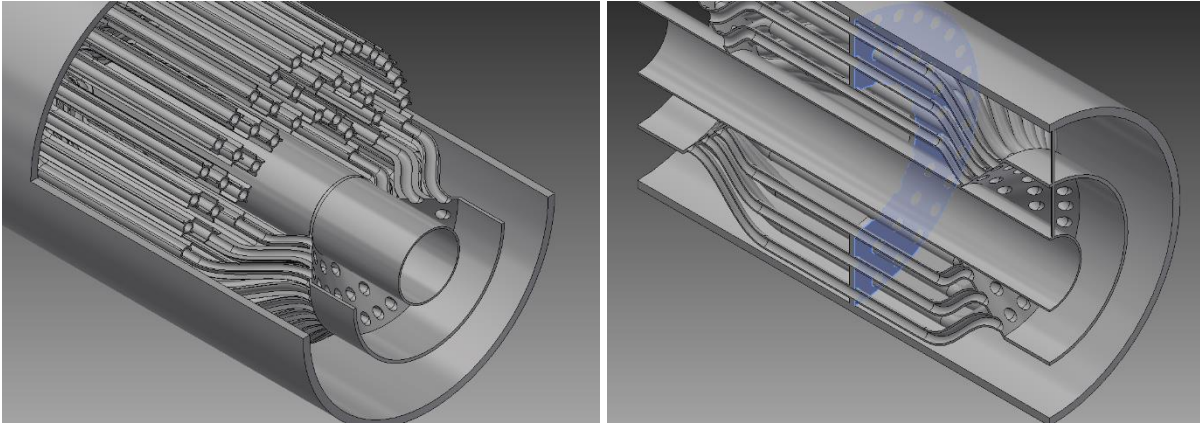


Abbildung 3-4: Anbringung von Rippen auf die Luftrohre (links), Einbau eines Mittelbleches zur Umlenkung der Abgasströmung (rechts) (Quelle: Kueppers Solutions)

Abbildung 3-4 zeigt Optimierungsansätze mit Rippen auf den Luftrohren (links) und mit der Einbringung eines Mittelbleches (rechts). Durch das Anbringen der Rippen auf den Rohren wird die wärmeübertragende Fläche vergrößert, wodurch eine Erhöhung der Austrittstemperatur der vorgewärmten Luft erzielt werden soll. Durch das eingebrachte Mittelblech hingegen soll eine bessere Verteilung des heißen Abgases im Rekuperator erreicht werden. Erste Simulationen zeigten, dass im Basismodell hauptsächlich die äußeren Luftrohre umströmt wurden, dies sollte mit dem eingebrachten Mittelblech optimiert werden.

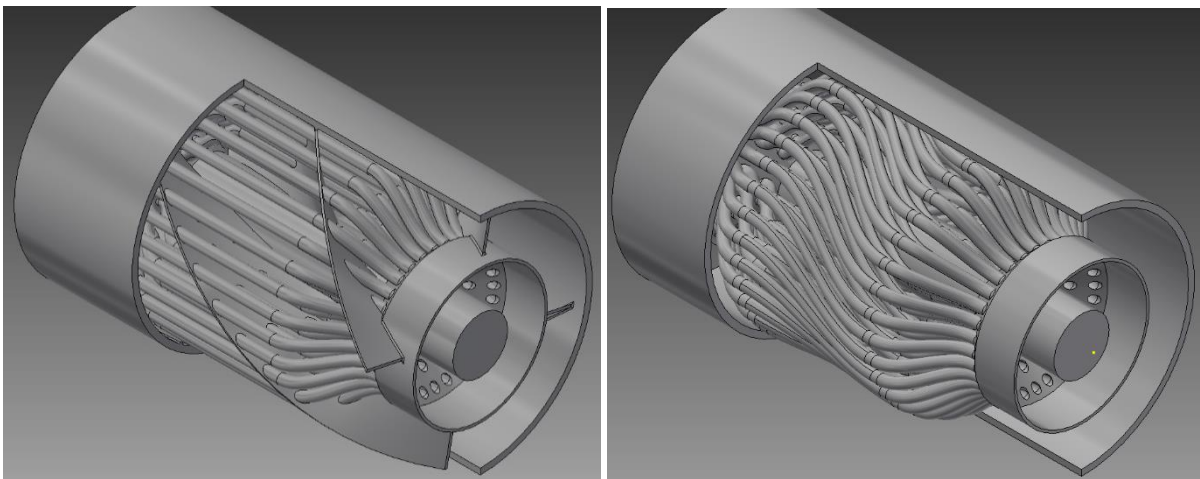


Abbildung 3-5: Einbringen von Abgasleitschaufeln (links); Verdrallung der Luftführungsrohre (rechts) (Quelle: Kueppers Solutions)

In **Abbildung 3-5** wurden Geometrieoptimierungen mittels Leitschaufeln im Abgaskanal (links) und einer Verdrallung der Luftrohre (rechts) durchgeführt. Beide Maßnahmen dienen dazu, den Anströmungswinkel des Abgases gegenüber den Luftrohren zu ändern. Die Leitschaufeln sowie die Verdrallung der Luftrohre wurden mit einem Winkel von 45° durchgeführt.

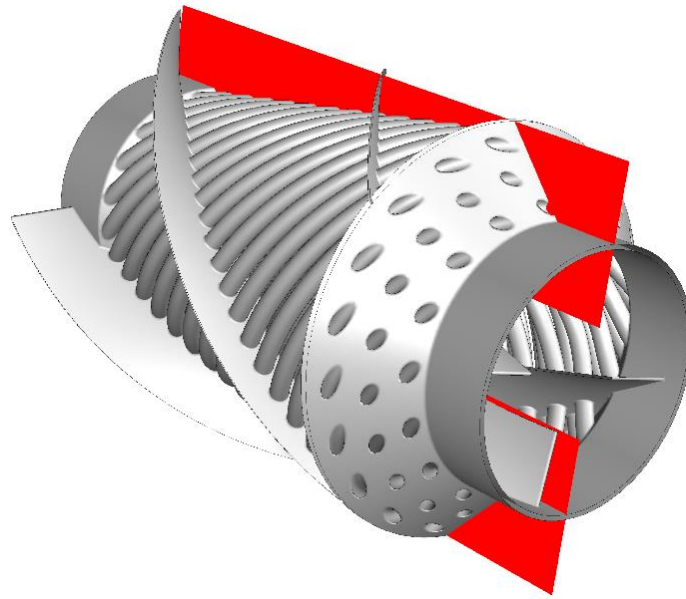


Abbildung 3-6: Geometrievorschlagn mit Verdrehung der Rohre, Abgasverdrallung und einer Strömungsführung von außen nach innen (Quelle: GWI)

Abbildung 3-6 zeigt eine Ausführung des Rekuperators mit gewundenen Luftkanälen sowie Leitblechen zur Erzeugung einer Drallströmung in der Abgaskammer. Des Weiteren wird der Abgasstrom sowie auch die mit Luft durchströmten Rohrkanäle von außen nach innen geführt, um die Durchströmung des Rekuperators weiter zu optimieren. Durch die mehrfache Strömungsumlenkung soll eine möglichst hohe Queranströmung der Luftrohre durch das Abgas erreicht werden, um die Wärmeübertragung zu maximieren. Die rot dargestellte Fläche zeigt die Darstellungsebene für die spätere Auswertung der Simulationsdaten.

Plattenwärmeübertrager

Ein weiterer Ansatz, welcher im Rahmen des Projektes untersucht wurde, ist eine Plattenrekuperatorgeometrie, siehe **Abbildung 3-7**. Bei diesen Modellen werden Abgas- und Luftströme im Gegenstrombetrieb durch geschwungene/verdrallte Platten geführt. Der Rekuperator ist mit einer Länge von 300 mm analog zum vorangegangenen Modell zylinderförmig aufgebaut. Die Plattengeometrie wies gegenüber den Rohrbündeln bereits in den Grundlagenuntersuchungen ein besseres Verhältnis zwischen Wärmeübertragung und Druckverlust auf und wurde durch die Verdrallung der Platten für eine höhere Wärmeübertragung sowie die Bauweise in zylindrischem Format optimiert.

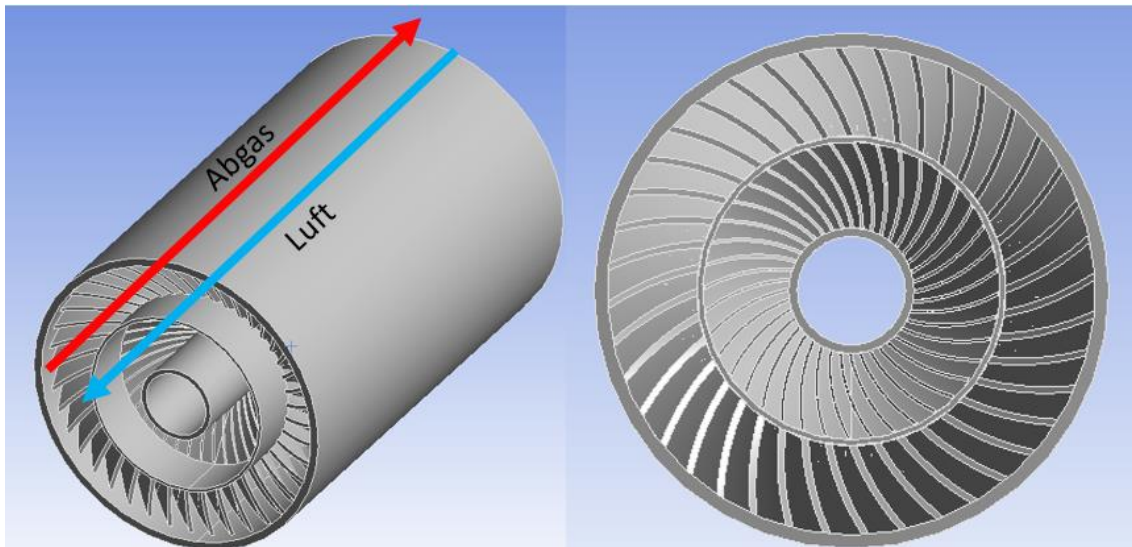


Abbildung 3-7: Plattenrekuperator-Modell (Quelle: GWI)

TPMS-Wärmeübertrager

Zur Erreichung der Projektziele – eine maximierte Wärmeübertragung bei begrenztem Bauvolumen und moderaten Druckverlusten – wurden im Rahmen der Untersuchungen sog. TPMS-Geometrien („triplly periodic minimal surface“) bzw. Gyroid-Strukturen als Wärmeübertrager in die Geometrie implementiert. TPMS-Strukturen wurden bereits in den 1960er Jahren mathematisch beschrieben[2], waren jedoch bedingt durch ihre hohe Komplexität mit konventionellen Fertigungsmethoden bisher nicht herstellbar. Durch die hohen Freiheitsgrade der additiven Fertigung konnten diese Geometrien nun im Rahmen des Projektes für die Nutzung als Wärmeübertrager realisiert werden.

TPMS unterteilen ein Volumen in zwei getrennte, labyrinthartige Volumina und bieten den Vorteil einer sehr hohen spezifischen Oberfläche, selbst bei relativ groben Strukturen. Zudem erfahren die durchströmenden Medien bei dieser Struktur ein hohes Maß an Umlenkungen, wodurch die wärmeübertragenden Wände aus verschiedenen Richtungen angeströmt werden. Die TPMS- bzw. Gyroid-Geometrie ist sehr komplex und dadurch für CAD- und CFD-Programme eine große Herausforderung. Daher wurde ein vereinfachtes, möglichst ähnliches Ersatzmodell (**Abbildung 3-8**) entwickelt. Das Durchströmungsprinzip wird anhand von **Abbildung 3-9** mittels Stromlinien dargestellt.

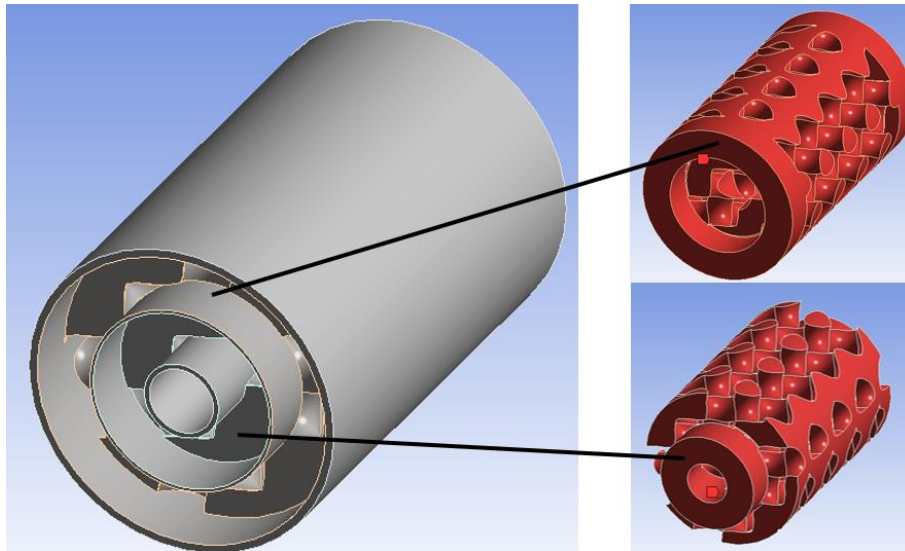


Abbildung 3-8: Ersatz-Gyroid-Rekuperator-Modell (Quelle: GWI)

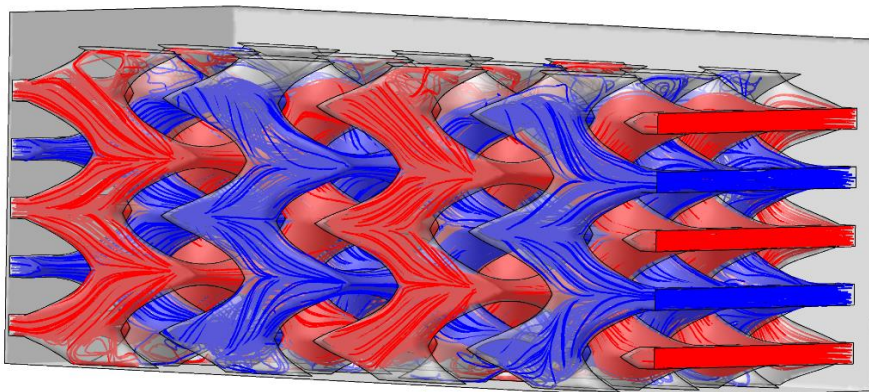


Abbildung 3-9: Stromlinien im Ersatz-Gyroid-Rekuperator für Medium 1 (blau) und Medium 2 (rot)
(Quelle: GWI)

3.1.4 Numerische Untersuchungen der Rekuperatoren mittels CFD

Im Rahmen des Projektes wurde eine Vielzahl an Geometrievarianten und -anpassungen mittels numerischer Simulationen untersucht. Dazu wurden eintretende Abgas- und Luftströme für eine Erdgas-Luft-Verbrennung bei einer Leistung von 200 kW und einer Luftzahl von $\lambda = 1,1$ angepasst. Luft tritt mit einer Temperatur von 20 °C und Abgas mit einer Temperatur von 1.000 °C in den Rekuperator. Als Werkstoff wurde Stahl gewählt.

Rohrwärmeübertrager

Im Folgenden werden die Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilungen für die Basisvariante (siehe **Abbildung 3-3 rechts**) sowie die optimierte Variante mit Leitblechen, Verdrallung der Luftrohre sowie der Stromführung von außen nach innen (siehe **Abbildung 3-6**) verglichen. Die Darstellungsebene wurde gem. der roten Fläche in **Abbildung 3-6** gewählt. **Abbildung 3-10** zeigt die Temperaturverteilung beider Geometrievarianten auf einer Skala von 0 - 1.000 °C.

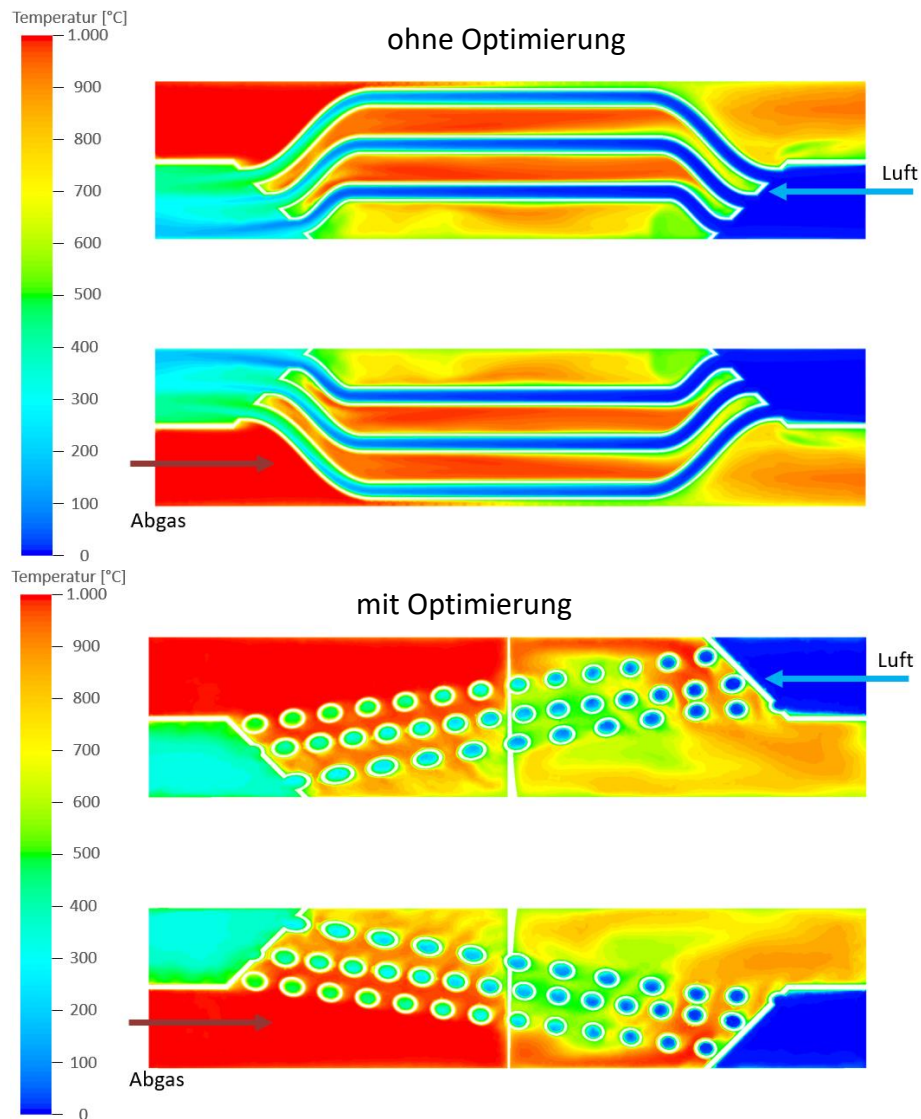


Abbildung 3-10: Temperaturverlauf im Querschnitt entlang der Strömungsachse, ohne und mit Geometrieoptimierung (Quelle: GWI)

Abbildung 3-10 ist zu entnehmen, dass sich die beiden Varianten in den Temperaturverläufen unterscheiden. Ohne Optimierungsmaßnahmen ist auf Seiten der Luft zu erkennen, dass die Wärmeauskopplung fast ausschließlich an den äußeren Rohren stattfindet, die inneren Rohre werden kaum durch das anströmende Abgas erwärmt. Durch die Optimierungsmaßnahmen in der unteren Ansicht verändert sich die Temperaturverteilung im Rekuperator deutlich. Durch die alternierende Anströmungsrichtung des Abgases hinsichtlich der Luftrohre wird die Erwärmung der Luft deutlich homogener. Dadurch wird die Wärmeauskopplung aus dem Abgas generell erhöht. Das Abgas wird im unteren Fall zusätzlich um 70 K mehr abgekühlt, dies entspricht einer zusätzlichen Wärmeauskopplung von etwa 35 % gegenüber dem Referenzfall. Analog zur Temperaturverteilung wird anhand von **Abbildung 3-11** die Geschwindigkeitsverteilung dargestellt. Das Darstellungsintervall beträgt 0 - 130 m/s. Der Darstellung der Variante ohne Optimierungen ist zu entnehmen, dass das Abgas auf einem geringen Geschwindigkeits-

niveau an den äußeren Luftrohren entlang strömt, während die inneren Rohre kaum umströmt werden. In der Version mit Geometrieoptimierungen werden generell deutlich höhere Geschwindigkeiten des Abgases erreicht, welche durch die Verdrallung auch in mehreren Bereichen des Rekuperators auftreten.

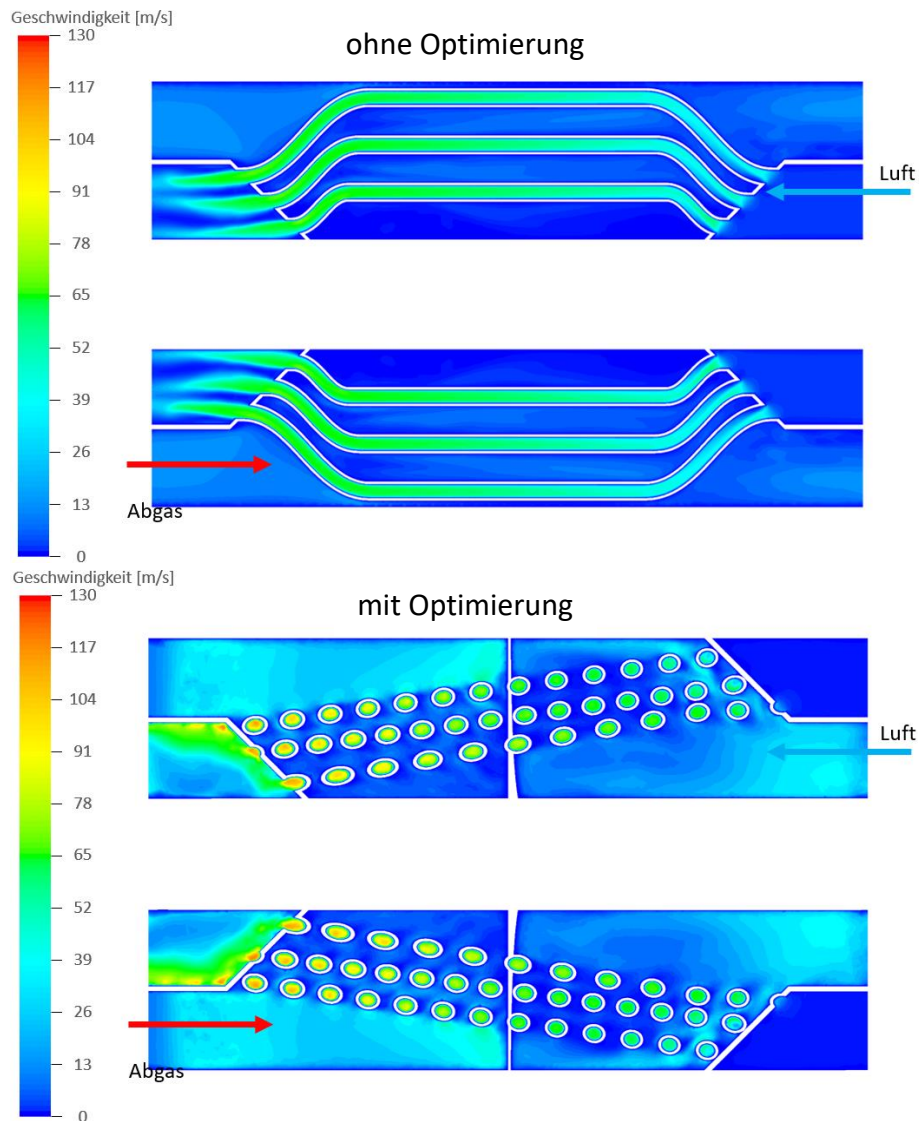


Abbildung 3-11: Geschwindigkeitsverteilung im Querschnitt entlang der Strömungsachse, ohne und mit Geometrieoptimierung (Quelle: GWI)

Durch die untersuchten Geometrieoptimierungen konnten bereits deutliche Fortschritte bei der Wärmeauskopplung erreicht werden. Für die im Zuge des Vorhabens geplanten Wärmeübertragerwirkungsgrade wurden jedoch noch weitere geometrische und werkstofftechnische Maßnahmen untersucht, um den Wärmeübergang und die Strömung im Rekuperator zu optimieren.

Plattenwärmeübertrager

Neben den Rohrstrukturen wurden, die in **Abschnitt 3.1.3** beschriebenen Plattenrekuperatorgeometrien numerisch untersucht, siehe **Abbildung 3-7**. Bei diesen Modellen werden Abgas- und Luftströme im Gegenstrombetrieb durch geschwungene Platten geführt. Der Rekuperator ist mit einer Länge von 300 mm analog zum vorangegangenen Modell dimensioniert und zylinderförmig aufgebaut.

Die Luft- und Abgasmengen wurden für eine Methanverbrennung bei einer Luftzahl $\lambda = 1,1$ ermittelt. Luft wird bei 20 °C und Abgas bei 1.000 °C in den Simulationsraum gegeben. Für den vorliegenden Typ wurden verschiedene Parameter, wie die Verhältnisse der Strömungsquerschnitte der einzelnen Medien, sowie die Anzahl der Wärmeübertragerplatten numerisch untersucht. Vielversprechend sind dabei die Varianten mit 40 bzw. 50 Platten und einem Querschnittsverhältnis von 5,5 : 1 (Abgas zu Luft). Die Temperaturverteilungen für diese Varianten werden exemplarisch anhand von **Abbildung 3-12** dargestellt.

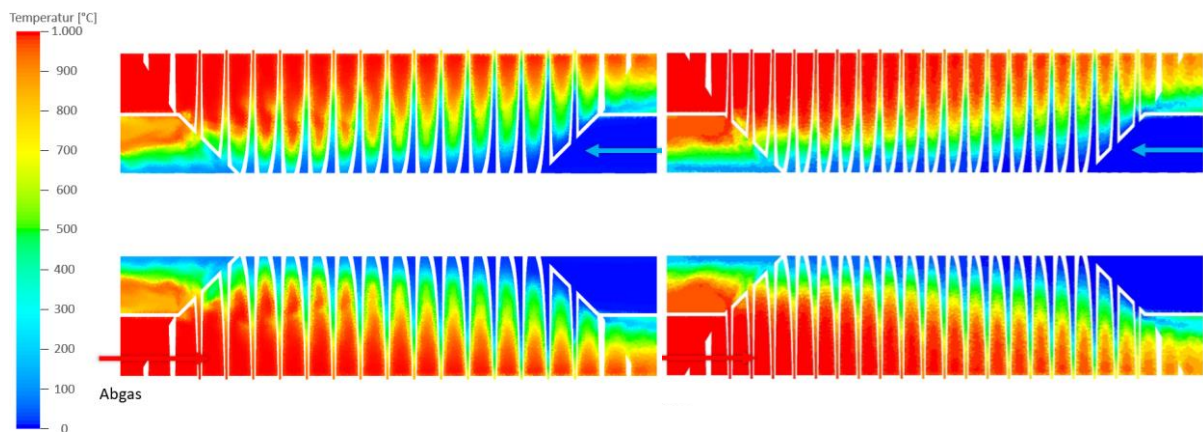


Abbildung 3-12: Temperaturverteilung im Längsschnitt des Plattenrekuperators mit 40 Platten (links) und mit 50 Platten (rechts) (Quelle: GWI)

Abbildung 3-12 ist zu entnehmen, dass mit steigender Plattenanzahl, somit auch höherer Wärmeübertragerfläche, eine bessere Wärmeübertragung stattfindet und das kalte Medium stärker erwärmt wird. Jedoch ist auch erkennbar, dass der Wärmeübergang hauptsächlich im äußeren Bereich des Wärmeübertragers stattfindet, während sich das kalte Medium im Inneren geringfügiger erwärmt.

Die Erwärmung des kalten Mediums ist für den Plattenwärmeübertrager deutlich effektiver als bei vorangegangenen Modellen, vgl. **Abbildung 3-13**. Durch den Plattenrekuperator wird deutlich mehr Wärme aus dem heißen Strom ausgekoppelt und dabei ein geringerer Druckverlust als bei den Rohrbündelgeometrien vergleichbarer Dimensionen erzielt.

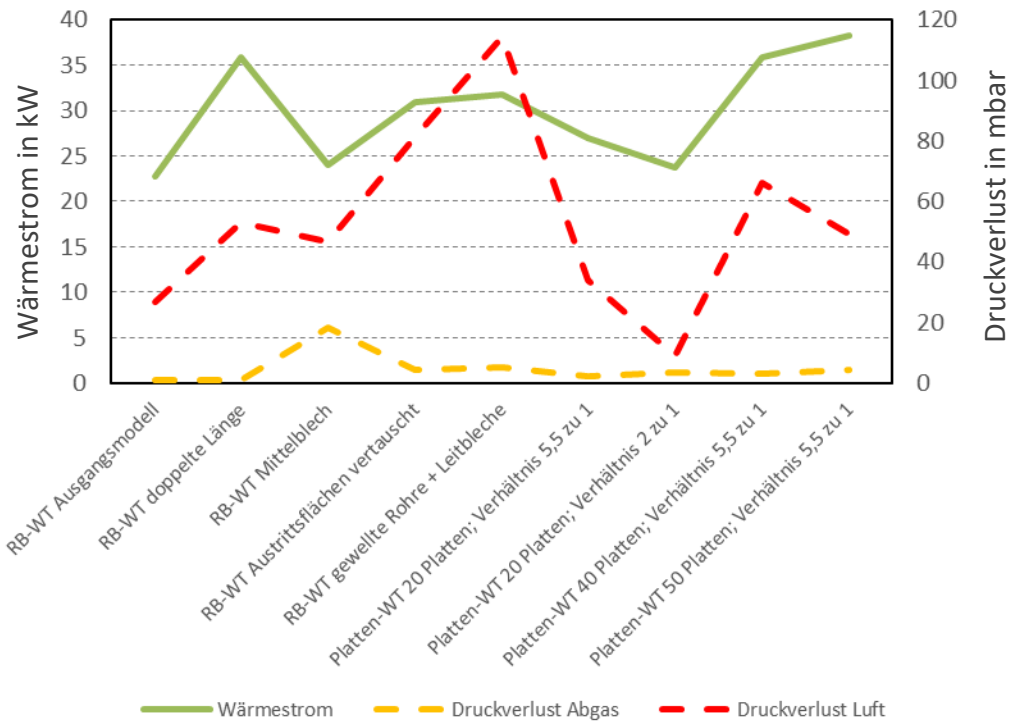


Abbildung 3-13: Wärmeströme und Druckverlust für verschiedene Rekuperatormodelle (Quelle: GWI)

TPMS-Wärmeübertrager

Des Weiteren wurden Berechnungen anhand einer Rekuperatorpatrone durchgeführt, welche aus einer Ersatz-TPMS-Struktur besteht, siehe **Abschnitt 3.1.3**. Diese Strukturen stellen geometrisch vereinfachte Modelle der im späteren Projektverlauf gefertigten Rekuperatormodule dar. Da der Vergleich der TPMS-Geometrien zu anderen Varianten primär auf Basis der experimentellen Ergebnisse durchgeführt wurde, wurden im Rahmen der numerischen Untersuchungen die sog. Zellgrößen des Gyroids – eine charakteristische Größe zur Beschreibung der Kanalbreite – variiert, um einen Zusammenhang zwischen Kanalbreite, Wärmeübertragung und Druckverlust zu beschreiben. Dazu wurden die Rekuperatoren in allen Simulationsreihen mit jeweils $140 \text{ m}_N^3/\text{h}$ kalter (25 °C) und heißer (1.000 °C) Luft beaufschlagt und nach Außen als adiabat betrachtet. Anhand von **Abbildung 3-14** werden die Druckverluste sowie die übertragene Wärme für die verschiedenen Zellgrößen grafisch gezeigt.

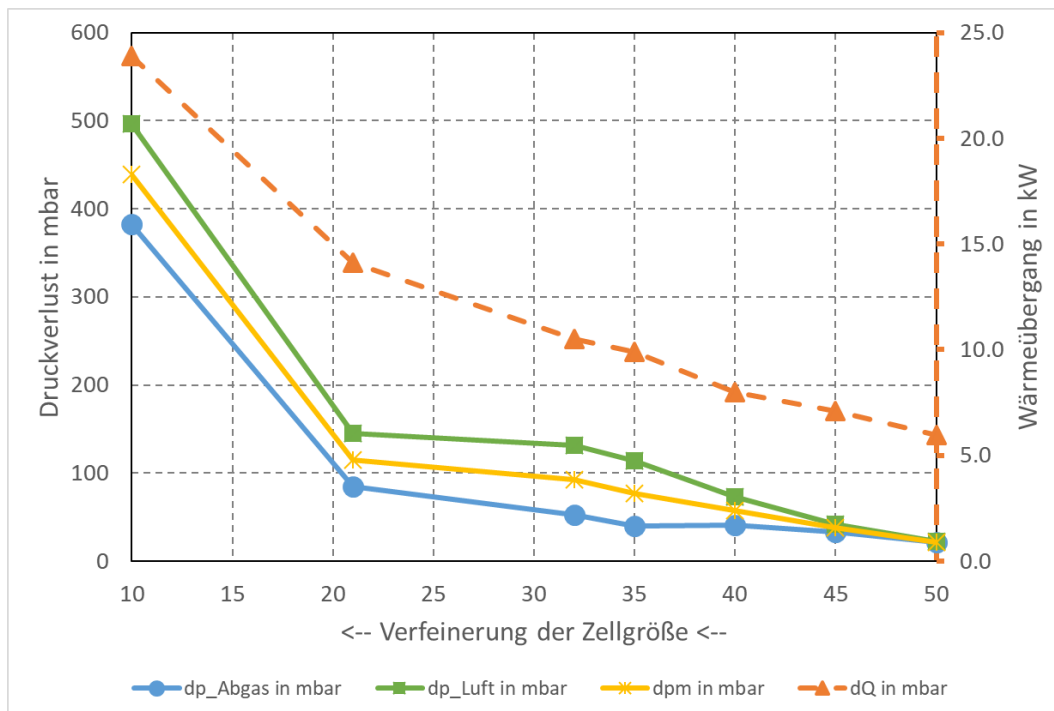


Abbildung 3-14: Berechnete Wärmeübertragung und Druckverlust gegenüber der Zellgrößenänderung für die Ersatz Gyroid-Struktur (Quelle: GWI)

Abbildung 3-14 ist zu entnehmen, dass bei Zellgrößen von 25 mm und größer ein moderater Anstieg von übertragener Wärme sowie dem entstehenden Druckverlust gegenüber der Verfeinerung zu verzeichnen ist. Druckverlust und die übertragene Wärme steigen in diesem Bereich proportional an. Wird die Zellgröße weiter verfeinert, sind höhere Wärmeübertragungsraten nur auf Kosten deutlich steigender Druckverluste möglich. Aus den numerischen Daten kann daher abgeleitet werden, dass für den untersuchten Leistungs- und Temperaturbereich Zellgrößen zwischen 20 und 25 mm ein optimales Verhältnis zwischen Druckverlust und Wärmeübertragung aufweisen.

3.1.5 Messtechnische Untersuchungen der Rekuperatoren

Zur Überprüfung des Wärmeübertragungsverhalten, sowie der resultierenden Druckverluste, wurde eigens für die experimentellen Untersuchungen einzelner Rekuperatorpatronen ein Versuchsaufbau konzipiert. Dieser ermöglichte aufgrund der gleichen geometrischen Maße der unterschiedlichen Patronen einen direkten Vergleich untereinander.

Wie in der **Abbildung 3-15** zu erkennen ist, verfügt der Versuchsaufbau über insgesamt vier Stützen für die Zu- und Abfuhr von gasförmigen Medien. Bedingt durch das Ziel, die Wärmeübertragungsfähigkeit der Rekuperatoren zu überprüfen und miteinander zu vergleichen, wurden die Wärmeübertrager jeweils mit einem warmen und einem kalten Medium beaufschlagt. Als warmes Medium wurde Umgebungsluft verdichtet und über einen gasbeheizten Luftvorwärmer auf Temperaturen von bis zu 700 °C gebracht. Auf der Kaltluftseite wurde verdichtete Luft mit annähernd Raumtemperatur dem Wärmeübertrager zugeführt.

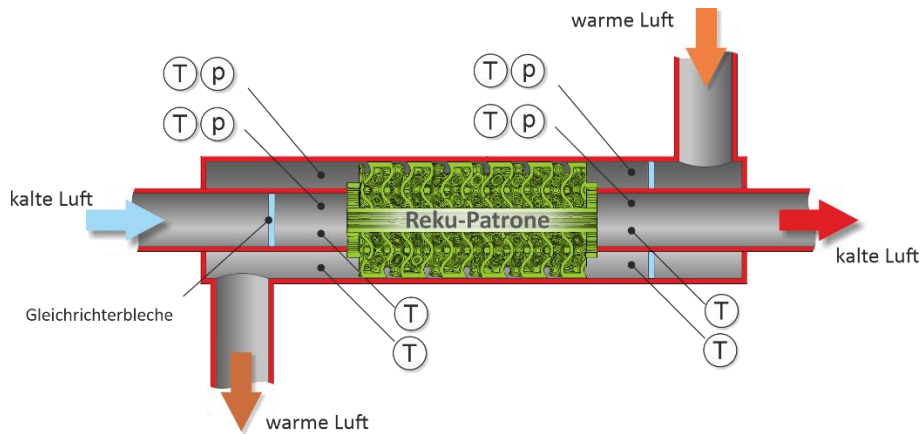


Abbildung 3-15: Schema des Versuchsstands für Wärmeübertragerpatronen (Quelle: GWI)

Die **Abbildung 3-15** zeigt neben dem grundsätzlichen Versuchsaufbau auch die Ein- und Austritte beider Luftvolumenströme. Zusätzlich sind die Positionen der Druck- und Temperaturmessstellen gekennzeichnet. Aufgrund der Relevanz der anschließenden Bewertung der Wärmeübertragung wurden die Temperaturmessstellen redundant instrumentiert. Die Medientemperaturen wurden mit Thermoelementen des Typ K messtechnisch ermittelt und gespeichert. Zusätzlich wurden die Ein- und Austrittstemperaturen außerhalb des Versuchsaufbaus dokumentiert.

Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen an diesem Versuchsaufbau wurden Messreihen mit insgesamt sechs unterschiedlichen Rekuperator-Patronen durchgeführt. Neben einer geometrischen Variation wurde zudem bei zwei Rekuperatoren ein abweichender Werkstoff verwendet. Die nachfolgende **Tabelle 3-4** liefert eine Übersicht über die verwendeten Rekuperator-Patronen:

Tabelle 3-4: Übersicht untersuchter Rekuperator-Patronen

Bezeichnung	Beschreibung	Werkstoff
G10	TPMS-basierter Wärmeübertrager, kleine Strömungskanäle	Stahllegierung
G21	TPMS-basierter Wärmeübertrager, mittelgroße Strömungskanäle	Stahllegierung
G21Cu	TPMS-basierter Wärmeübertrager, mittelgroße Strömungskanäle	Kupferlegierung
G32	TPMS-basierter Wärmeübertrager, große Strömungskanäle	Stahllegierung
G32SiC	TPMS-basierter Wärmeübertrager, große Strömungskanäle	Siliciumcarbid
P90	Rippen-basierter Wärmeübertrager	Stahllegierung

Bei den untersuchten Geometrien handelte es sich zum einen um eine, mit dem Stand der Technik vergleichbare Rippengeometrie (P90) und zum anderen um eine TPMS-Geometrie (nachfolgend Gyroid genannt). Für alle Rekuperatorpatronen wurden sowohl die Eintritts- und Austrittsgeometrien als auch die messtechnische Instrumentierung identisch gehalten. Während sich die Varianten G21 und G21Cu ausschließlich durch den verwendeten Werkstoff unterscheiden, verfügt die Variante G32SiC gegenüber G32 zusätzlich über eine erhöhte Wandstärke, was durch die unterschiedlichen additiven Fertigungsverfahren bedingt ist.

Als Randbedingung der ersten Untersuchungen wurde der Fokus auf die, für die konvektive Wärmeübertragung relevanten Größen und deren Variation gelegt: Medienströme und Medieneintrittstemperaturen.

In den ersten Messreihen galt es die Wärmeübertragung in Abhängigkeit der Luftvolumenströme bei konstanten Eintrittstemperaturen zu untersuchen. Das Hauptaugenmerk der darauffolgenden Messreihe lag hingegen in der Variation der Eintrittstemperatur der Warmluft. Zur Untersuchung der maximal übertragbaren Wärmeströme in Abhängigkeit der Luftmengen wurden die Rekuperatorpatronen schrittweise mit Volumenströmen von 80 - 180 m³/h auf beiden Medienseiten durchströmt. Es sei an dieser Stelle zu erwähnen, dass die Volumenströme beider Medien über die gesamte Messreihe stets konstant gehalten wurden. Die **Abbildung 3-16** stellt die Ergebnisse der Messreihen dar.

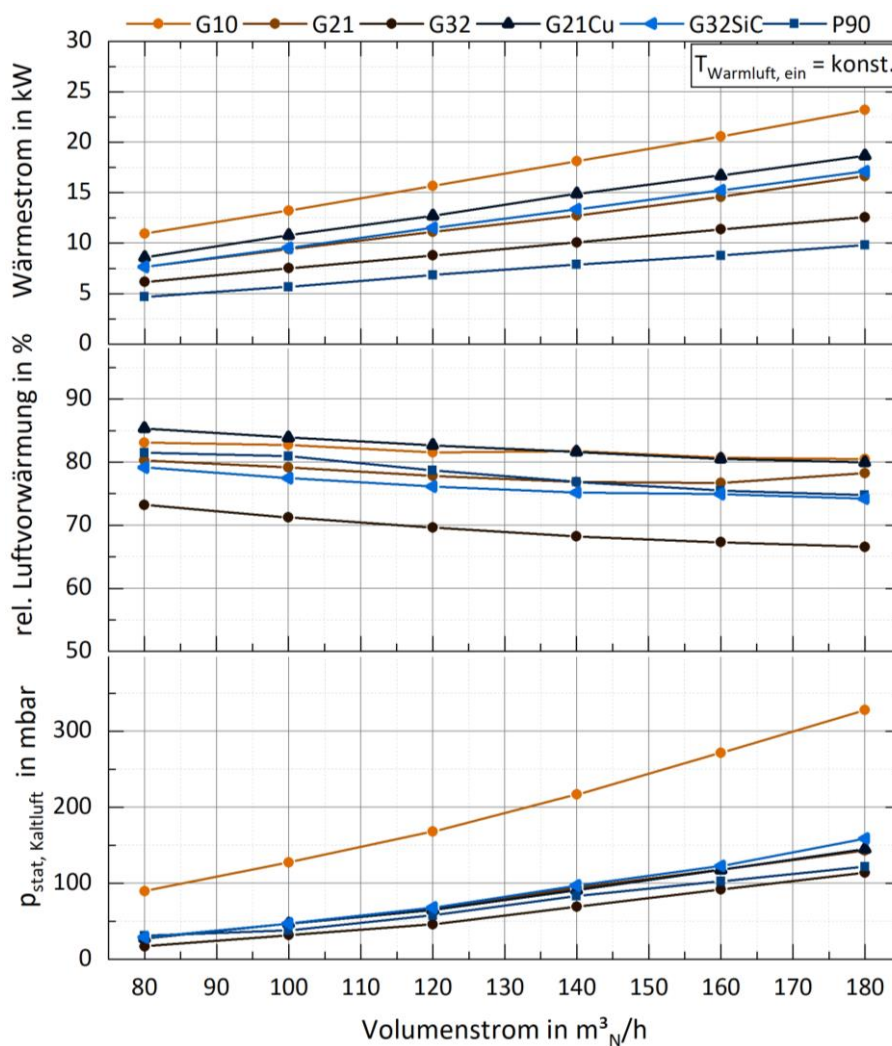


Abbildung 3-16: Übertragener Wärmestrom bei Variation der Luftmenge (Quelle: GWI)

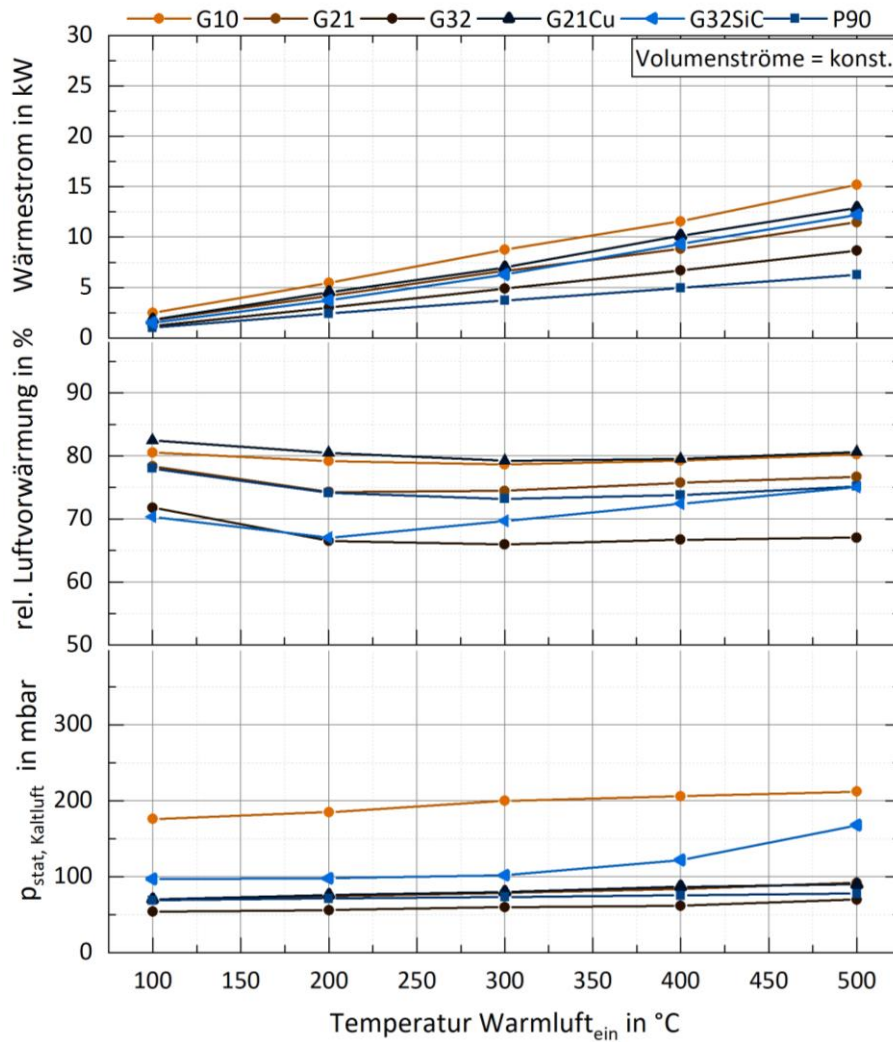


Abbildung 3-17: Übertragener Wärmestrom bei Variation der Warmlufttemperatur (Quelle: GWI)

Zu sehen sind die Ergebnisse der Untersuchungen hinsichtlich der übertragenen Wärmeströme, der relativen Luftvorwärmung und des statischen Drucks auf der Kaltluftseite. Die Ermittlung der übertragenen Wärmeströme basiert auf den gemessenen Temperaturen, Volumenströmen, der Dichte und der spezifischen mittleren Wärmekapazität der verwendeten Luft.

Es gilt [3]:

$$\dot{Q} = \dot{V}_{Luft} \cdot \rho \cdot c p_m \cdot (T_2 - T_1) \quad (1)$$

Zur Überprüfung, Einordnung und zum Vergleich der Leistungsfähigkeit der entwickelten Wärmeübertragergeometrien wurde neben der Berechnung der übertragenen Wärmeströme die Bewertungsgröße der relativen Luftvorwärmung ε verwendet.

Die relative Luftvorwärmung [4] ist wie folgt definiert:

$$\varepsilon = \frac{\tau_{Luft,Austritt}}{\tau_{Abgas, Eintritt}} \quad \text{bzw.} \quad = \frac{\tau_{Kaltluft,Austritt}}{\tau_{Warmluft, Eintritt}} \quad (2)$$

Neben den maximalen übertragbaren Wärmeströmen und der damit einhergehenden relativen Luftvorwärmung sind bei der Bewertung eines Wärmeübertragersystems auch die resultierenden Druckverluste in der technischen Praxis von Relevanz. Im Hinblick auf die spätere Anwendung der Wärmeübertrager in einem rekuperativen Brennersystem ist vor allem der resultierende statische Druck auf der Eingangsseite der Verbrennungsluft von Interesse.

Wie im obersten Diagramm der **Abbildung 3-16** zu erkennen ist, zeigt sich der Einfluss der Wärmeübertragergeometrie deutlich. Wie bereits in Vorversuchen experimentell ermittelt, ist die auf einer TPMS-Struktur basierende Rekuperatorpatrone gegenüber der untersuchten plattenbasierten Variante hinsichtlich der Wärmeübertragung im Vorteil. Aufgrund dessen wurde im Zuge der vorliegenden Messreihen die Rekuperatorpatrone mit TPMS-Struktur zusätzlich in ihrer Geometrie variiert. In darauffolgenden Experimenten sind drei Größenvariationen in den Messreihen experimentell untersucht worden (siehe **Tabelle 3-5**). Der geometrische Unterschied der insgesamt drei TPMS-Varianten liegt in der sogenannten Zellgröße. Diese Zellgröße ist ein Maß für den Durchmesser der einzelnen Strömungskanäle im Rekuperator. Die Variante G10 verfügt über die kleinsten Strömungskanäle der untersuchten TPMS-basierten Rekuperatorpatronen. Die Variante G32 ist mit den größten Strömungsquerschnitten ausgelegt.

Im Hinblick auf die übertragbaren Wärmeströme wird der Einfluss der Zellgröße deutlich. Die Variante G10 zeigte die höchsten übertragenen Wärmeströme von bis zu 23,2 kW. Die nächstgrößere Variante G21 lag im gleichen Lastpunkt bei 16,6 kW und damit um ca. 28 % niedriger. Die Variante G32 setzte diesen Trend fort und lieferte im gleichen Lastpunkt nur eine übertragende Wärmemenge von 13 kW und damit im direkten Vergleich ca. 57 % weniger als die Variante G10. Dem Diagramm kann somit entnommen werden, dass für Rekuperatoren aus Stahl ein deutlicher Anstieg der Wärmeübertragung bei sinkender Zellgröße zu verzeichnen ist. Analog zu den Simulationen weist die Verfeinerung der Geometrie G21 auf G10 den größten Anstieg auf. Der deutliche Vorsprung hinsichtlich der maximal übertragbaren Wärmemengen wird jedoch bei der Betrachtung der resultierenden statischen Drücke und damit der Druckverluste geschmälert. Die Variante G10 sticht im unteren Diagramm der **Abbildung 3-16** aus den Druckverläufen aller Messreihen deutlich heraus. Im Rahmen der Versuchsreihen wurden statische Drücke von bis zu 325 mbar bei der Verwendung der Rekuperatorpatrone G10 messtechnisch ermittelt. Alle anderen untersuchten Geometrievarianten lagen in vergleichbaren Versuchen unter der Hälfte des genannten Wertes. Die Variante G21 zeigte, wie in der **Abbildung 3-16** zu erkennen, eine geringere Wärmeübertragung als die G10-Variante, allerdings ist der resultierende statische Druck um ein Vielfaches geringer. In diesem Kontext ist das Hauptaugenmerk auf die Variante G21Cu zu legen. Geometrisch identisch zur Variante G21 zeichnet sich diese Rekuperatorpatrone durch einen moderaten Druckverlust aus. Zudem erhöht die aus einer Kupferlegierung gefertigte Patrone die Wärmeübertragung durch eine höhere Wärmeleitfähigkeit. Dementsprechend konnten in den genannten Messreihen die zweithöchsten übertragenen Wärmemengen bei dieser Variante festgestellt werden. Ferner

konnte im Rahmen der experimentellen Untersuchungen mit dieser Variante die höchste relative Luftvorwärmung ($\epsilon \approx 86\%$) ermittelt werden. Dies zeigt, dass neben den geometrischen Gegebenheiten und der Betriebsweise des Wärmeübertragers auch die Werkstoffauswahl eine entscheidende Rolle hinsichtlich der Wärmeübertragung einnimmt.

Analog zu den Beobachtungen der ersten Messreihe lässt sich auch bei der Betrachtung der Ergebnisse der zweiten Messreihe eine erhöhte Wärmeübertragung unter Verwendung der TPMS-Geometrien verzeichnen. In der zweiten Messreihe wurden alle zuvor genannten Rekuperatorpatronen erneut untersucht. Als Parameter wurde in dieser Messreihe jedoch nur die Eintrittstemperatur der Warmluftseite variiert. Beide eingehenden Luftvolumenströme wurden konstant bei $140 \text{ m}_N^3/\text{h}$ gehalten. Das Diagramm der **Abbildung 3-17** zeigt für alle Wärmeübertrager einen annähernd linearen Verlauf der Wärmeströme über der steigenden Eintrittstemperatur.

Zur Überprüfung, dem Vergleich und Einordnung der Leistungsfähigkeit der entwickelten Wärmeübertragergeometrien wurde neben der Berechnung der Wärmeströme auch in dieser Messreihe die Bewertungsgröße der relativen Luftvorwärmung ϵ verwendet. Die Auswertung der relativen Luftvorwärmung beider Messreihen zeigen in der **Abbildung 3-16** und **Abbildung 3-17** unterschiedliche Verläufe bzw. Trends. Während bei konstanter Warmlufteintrittstemperatur (Messreihe 1) die relative Luftvorwärmung proportional mit steigendem Medienvolumenstrom sinkt, zeigen die Verläufe der zweiten Messreihe eine abweichende Tendenz. Bei konstanten Medienvolumenströmen und variierender Warmlufttemperatur fällt die relative Luftvorwärmung bis zu einer mittleren Temperatur von ca. 300 °C zunächst leicht ab und bleibt mit zunehmender Warmlufteintrittstemperatur auf einem konstanten Niveau.

Wie in der zuvor gezeigten **Abbildung 3-15** des Versuchsaufbaus ersichtlich ist, liegen die verwendeten Messstellen direkt an den Eintritts- beziehungsweise Austrittsöffnungen der Rekuperatorpatrone. Hierdurch ist gewährleistet, dass die erfolgte Wärmeübertragung und betrachtete relative Luftvorwärmung tatsächlich nur innerhalb der Rekuperatorpatrone stattgefunden hat und die Verluste nach außen dadurch gering sind.

Begleitend zu den umfangreichen wärmetechnischen Einzeluntersuchungen diverser Rekuperatorgeometrien wurde im Rahmen des Arbeitspaketes zudem ein Brenner zur Aufnahme von insgesamt drei Rekuperatorpatronen ausgelegt und gebaut. Nachfolgend ist dieser in **Abbildung 3-18** schematisch dargestellt. Der Fokus der experimentellen Untersuchung lag in diesem Kontext in der Anhebung der Rauchgaseintrittstemperatur und damit in der Erhöhung der Luftvorwärmung und nicht auf dem Schadstoffverhalten des Brennersystems.

Zur Vermeidung von Leckagegasmengen und damit der Vergleichbarkeit der rechnerischen Massenbilanzierung wurde zur Untersuchung des Brennersystems der Einbau in ein Strahlheizrohr präferiert. Das im Hochtemperaturofen des GWIs montierte Strahlheizrohr konnte damit sowohl direkt als auch indirekt über die Ofenbeheizung mit hohen Temperaturen beaufschlagt werden. Die experimentellen Untersuchungen wurden bei Brennerleistungen von 10 bis 30 kW durchgeführt.

Zur wärmetechnischen Bilanzierung wurde der Rekuperatorbrenner mit mehr als 14 Temperaturmessstellen instrumentiert, um eine detaillierte Auflösung der Temperaturverteilung in den einzelnen Wärmeübertragerpatronen zu ermöglichen. Die **Abbildung 3-18** zeigt die Positionierung der Thermoelemente entlang des Rekuperatorbrenners. Sowohl am Eintritt als auch Austritt der Rekuperatorstrecke wurde eine redundante Instrumentierung vorgenommen.

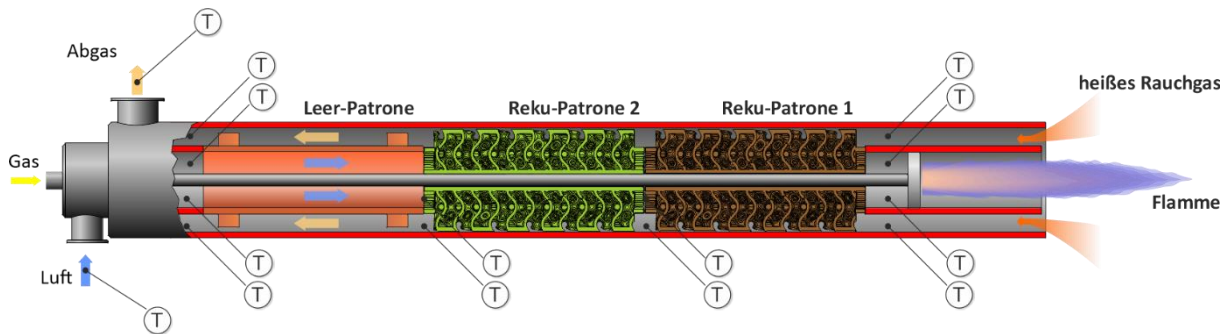


Abbildung 3-18: Schematischer Aufbau des Rekuperatorbrenners (Quelle: GWI)

Die experimentellen Untersuchungen der Rekuperatorpatronen im Brennersversuch ermöglichten höhere Abgaseintrittstemperaturen, die mit dem bisherigen Versuchsaufbau technisch nicht umsetzbar waren. Hinzu kam, dass die Versuche unter Realbedingungen durchgeführt wurden, d. h., dass die Wärmeübertrager mit Rauchgas und Verbrennungsluft beaufschlagt wurden. Gemäß der Gleichung (1) spielt neben der stoffabhängigen Größe der Dichte auch die mittlere Wärmekapazität hinsichtlich der Bildung des Wärmestroms eine Rolle. Wie bereits erwähnt, fanden die Versuche in einem Strahlheizrohr statt, so dass die Massenbilanz als geschlossen angesehen werden kann. Die Konfiguration der ersten Versuche mit dem Rekuperatorbrenner wurde gezielt so gewählt, dass jede der sich im Betrieb ergebenden Temperaturbereiche bzw. -zonen werkstoffseitig ideal bedient werden können. Angefangen wurde im heißen Bereich mit einer Rekuperator-Patrone aus einer technischen Keramik zwecks hoher Einsatztemperatur. Hierdurch konnte eine hohe Rauchgaseintrittstemperatur ohne Risiko der Materialschädigung erzielt werden. Im mittleren jedoch noch heißen Bereich wurde eine warmfeste Stahllegierung eingesetzt, um die Temperatur soweit zu senken, dass der Einsatz einer Rekuperatorpatrone aus Kupfer in der letzten Zone möglich wurde. Die Rekuperatorpatrone aus Kupfer stellte eine hinreichende Option dar, das niedrige Temperaturniveau und den damit gesenkten Temperaturgradienten durch die höhere Wärmeleitfähigkeit des Werkstoffes geringfügig zu kompensieren.

Die theoretische Überlegung der Belegung des Rekuperatorbrenners mit drei unterschiedlichen Rekuperatorpatronen bestätigte sich im Versuch. In **Abbildung 3-19** wird der messtechnisch ermittelte Temperaturverlauf im Rekuperator exemplarisch jeweils für den heißen und kalten Strom dargestellt. Im Rahmen der experimentellen Untersuchung des Rekuperatorbrenners im Strahlheizrohr ließ sich in der Konfiguration mit drei Rekuperatorpatronen ein

sehr gutes Ergebnis erzielen. Bei einer Abgastemperatur von etwa 950 °C konnte eine Luftvorwärmung oberhalb von 870 °C erzielt werden. Dies entspricht einer relativen Luftvorwärmung von über 90 %.

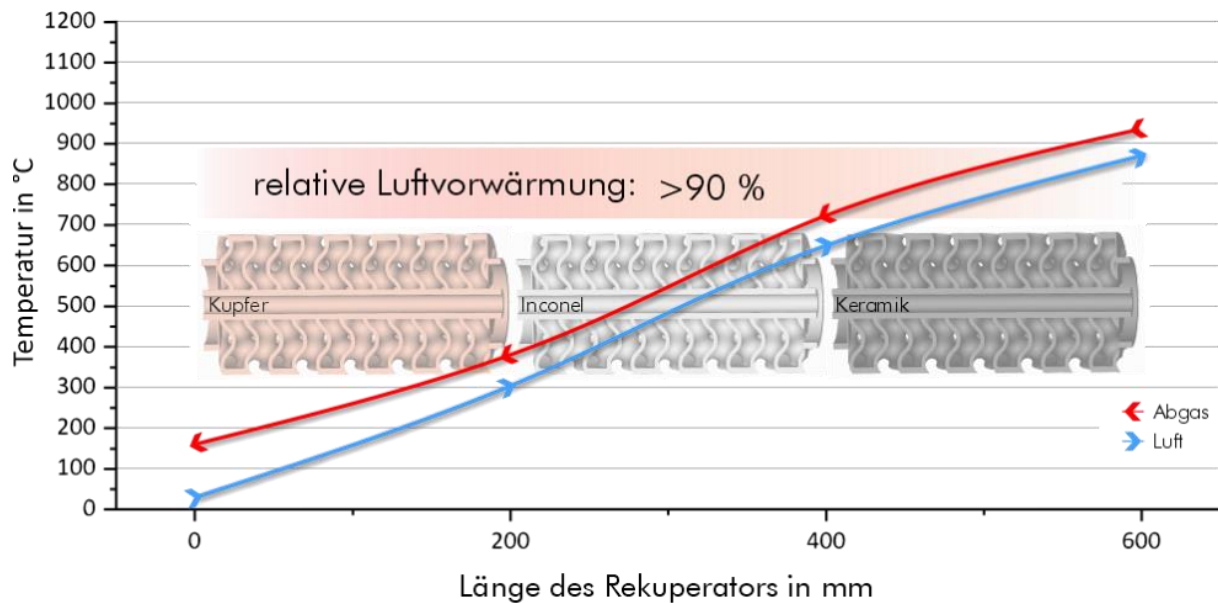


Abbildung 3-19: Gemessener Temperaturverlauf durch den Rekuperator bei 10 kW (Quelle: GWI)

Des Weiteren ermöglichte es der modulare Aufbau des Rekuperators Untersuchungen mit einer variierenden Anzahl an Rekuperatorpatronen durchzuführen. Dies bot den Vorteil, dass anhand der Messungen abgeleitet werden konnte, wie viele Module für definierte Leistungsbereiche tatsächlich benötigt werden und bot damit auch Aufschluss hinsichtlich der Dimensionierung sowie einer möglichen Material- und Kosteneinsparung. In den vorliegenden Versuchen wurden dazu einzelne Module durch ein simples Stahlrohr bzw. eine Leerpatrone (siehe **Abbildung 3-18**) ersetzt, welche die Abgas- und Luftströme räumlich trennt.

Das Diagramm der **Abbildung 3-20** zeigt die relative Luftvorwärmung für verschiedene Brennerleistungen und Wärmeübertragerflächen. Die Wärmeübertragerfläche wurde hierbei analog zur Anzahl der Patronen (0 - 3 Patronen) skaliert. Zusätzlich sind im Diagramm für jeden Datenpunkt die jeweiligen Rauchgaseintrittstemperaturen in °C dargestellt. Betriebsbedingt ergaben sich hierbei geringfügige Schwankungen innerhalb der Messreihen, die direkt die Wärmeübertragung beeinflussen und daher als zusätzlichen Bewertungskriterium herangezogen werden können.

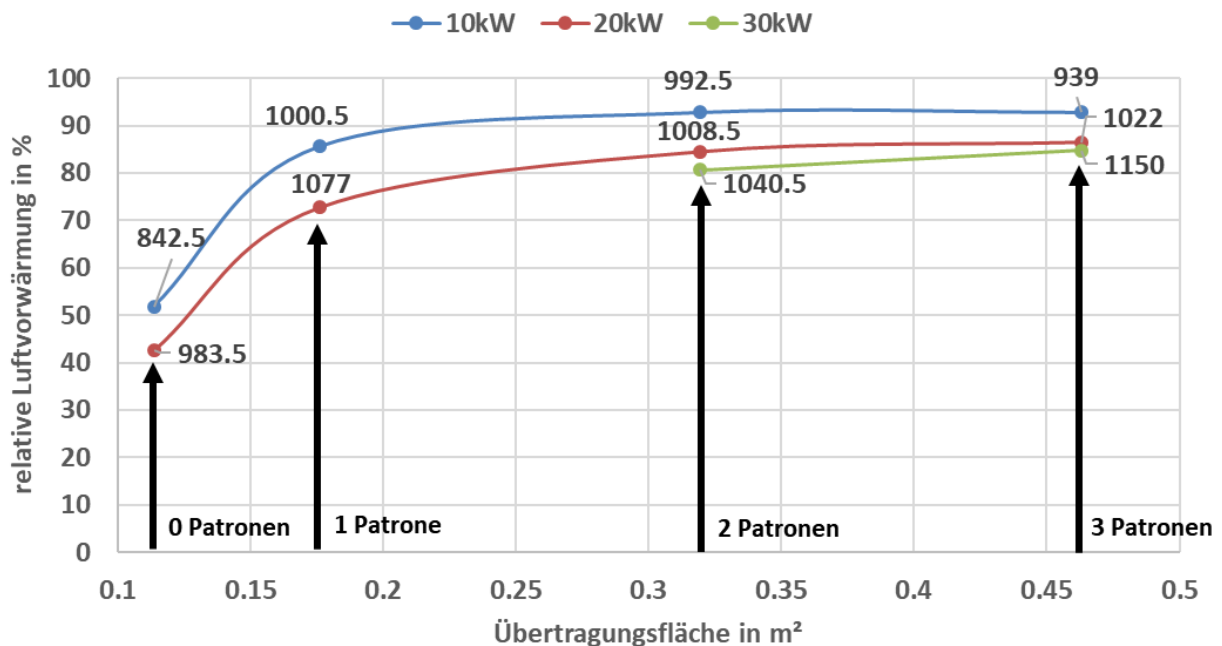


Abbildung 3-20: Erzielte relative Luftvorwärmung für verschiedene Brennerleistungen und Patronenanzahl (Quelle: Kueppers Solutions GmbH)

Es ist ersichtlich, dass für kleine Leistungsbereiche eine Reduktion um eine Patrone, bzw. die Reduktion der Fläche von ca. 0,47 m² auf ca. 0,32 m² mit geringen Einbußen der Luftvorwärmung möglich ist. Erst bei einer Reduktion auf eine bzw. null Patronen sinkt die Effizienz deutlich ab. Dies bestätigt die hohe Eignung und Effizienz der TPMS-Geometrie im Bereich der Wärmeübertragung, da eine hohe Luftvorwärmung über verschiedene Leistungsbereiche bereits bei teils deutlich reduzierter Fläche möglich ist. Dem Diagramm der **Abbildung 3-20** kann zudem entnommen werden, dass für geringere Leistungen eine höhere relative Luftvorwärmung erzielt wird. Für diesen Effekt können deutliche Unterschiede der Strömungszustände und die damit verbundene Aufenthaltszeit der Medien im Rekuperator verantwortlich sein. Die Aufenthaltszeiten sind bei geringerer Leistung deutlich höher, wodurch den Medien mehr Zeit zur Wärmeübertragung geboten wird, was nach aktuellem Kenntnisstand zu einer höheren Wärmeübertragung führt.

3.1.6 Bewertung der Einsparungspotentiale

Wie bereits oben erwähnt, wurde zur Bewertung und dem Vergleich mit kommerziellen Wärmerückgewinnungssystemen die Größe der relativen Luftvorwärmung eingeführt und für alle durchgeführten Versuchsreihen berechnet. Diese sollen nun mit bestehenden Systemen verglichen und erste Energieeinsparungspotentiale abgeschätzt werden. In **Abbildung 3-21** sind, basierend auf [19] die technisch erreichbaren Grenzen heutiger Wärmerückgewinnungssysteme mit der Kenngröße der relativen Luftvorwärmung aufgetragen. Typische vergleichbare Rekuperatorbrenner weisen aktuell eine relative Luftvorwärmung von 50 - 70 % auf. Soge-

nannte Regenerativbrenner erzielen mit etwa 80 % eine noch höhere relative Luftvorwärmung, sind jedoch grundsätzlich mit einem erhöhten Aufwand hinsichtlich der Investitionen, des Bauvolumens und der Steuerung verbunden.

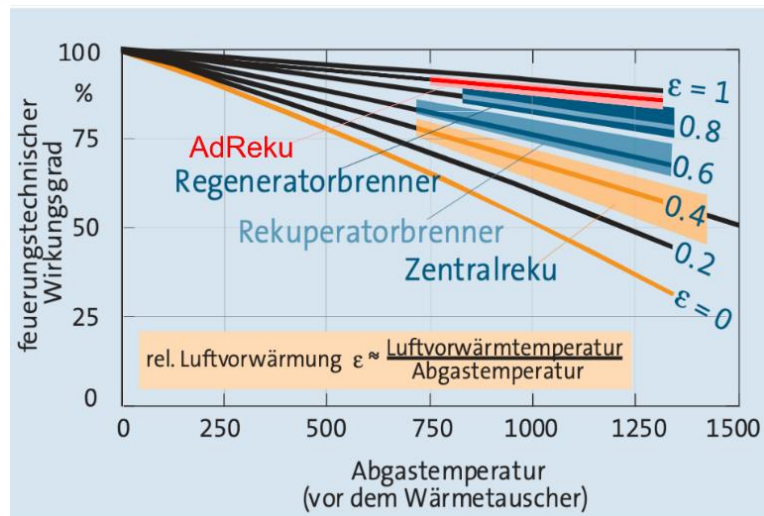


Abbildung 3-21: Einsparpotenzial von Wärmerückgewinnungssystemen und deren Grenzen im Vergleich mit dem in AdReku entwickelten Rekuperatorsystem (Quelle: Kueppers Solutions GmbH basierend auf [5])

Im Vergleich dazu ist es mit dem entwickelten TPMS-basierten Rekuperatorbrenner möglich, je nach Lastpunkt, eine relative Luftvorwärmung von 88 - 96 % zu erreichen. Zur besseren Einordnung des Ergebnisses wurde der neu entwickelte Rekuperator in der **Abbildung 3-21** in Rot (AdReku) hinzugefügt. Neben der verbesserten Wärmeübertragung ist vor allem die kompakte Bauweise im direkten Vergleich zu Regenerativbrennern ein weiterer Vorteil für den zukünftigen Einsatz in industriellen Thermoprozessanlagen.

Um die Einsparpotentiale aufzuzeigen, wird in **Abbildung 3-22** die Brennstoffersparnis bezogen auf die Abgaseintrittstemperatur für die unterschiedlichen relativen Luftvorwärmungen dargestellt. Wird beispielsweise ein Prozess mit einer Rauchgas- bzw. Ofenraumtemperatur von 1.000 °C und Luftvorwärmung betrachtet, liefert die Verwendung des entwickelten Brennersystems das Potential bis zu 40 % des Brennstoffes einzusparen.

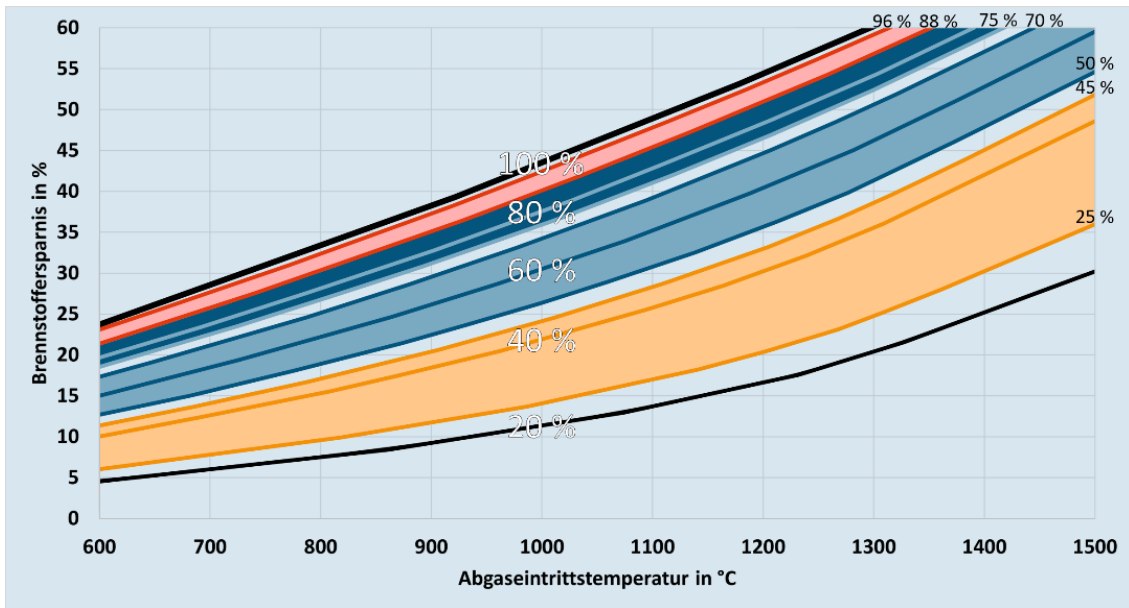


Abbildung 3-22: Brennstoffersparnis verschiedener Wärmerückgewinnungssysteme im Vergleich zum AdReku-Rekuperatorbrennersystem (rot dargestellt) (Quelle: Kueppers Solutions GmbH)

Neben der Kostenersparnis im Brennstoffeinkauf ergibt sich noch ein weiterer, in näherer Zukunft entscheidender Vorteil. Die Einsparung an Brennstoff wirkt sich direkt auf die Senkung der CO₂-Emissionen aus. Dies spielt insbesondere im Kontext zukünftig steigender Preise für CO₂-Zertifikate eine erhebliche Rolle.

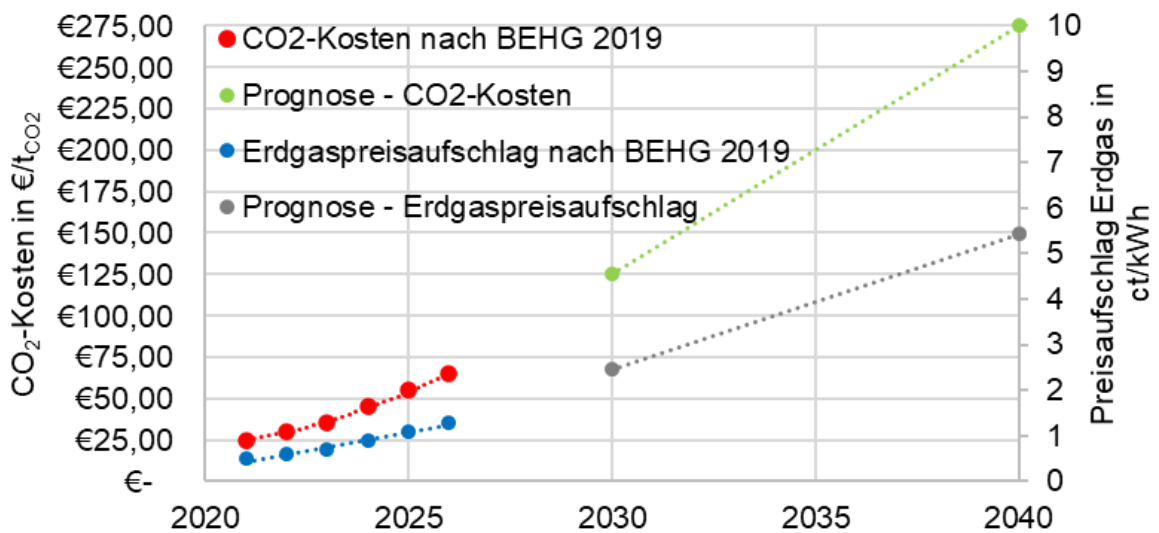


Abbildung 3-23: CO₂-Bepreisung in €/t_{CO2} und daraus resultierender Preisauflage für Erdgas in ct/kWh für den Zeitraum 2021 – 2026 [6] und aktuelle Prognosen für die Jahre 2030 und 2040 [7]

Im Brennstoffemissionshandelsgesetz sind die Festpreise der Emissionszertifikate für die Jahre 2021 - 2025 bereits festgelegt. Seit diesem Jahr liegt der Preis für eine Tonne CO₂ bei 25,00 € und wird bis 2025 auf 55,00 € ansteigen. Für das Jahr 2026 ist ein Mindestpreis von 55,00 € vorgesehen, der maximal auf 65,00 € ansteigen kann. Bezogen auf Erdgas würde dies bereits

Mehrkosten von etwa 1,3 ct/kWh entsprechen. In **Abbildung 3-23** sind zusätzlich aktuelle Prognosen aufgeführt, die auf dem Projektionsbericht 2021 des Umweltministeriums basieren [7]. Der CO₂-Preis liegt dort für 2030 bei 125,00 €/t_{CO2} und 2040 bereits bei 275,00 €/t_{CO2}. Für Anlagenbetreiber geht damit ein extremer Anstieg des Erdgaspreises um ca. 2,5 bzw. 5,5 ct/kWh einher.

3.2 Entwicklung des Brenners auf Basis der Mischeinheit

Die erreichten Brennstoffeinsparung durch die Verwendung des additiv gefertigten Rekupe-rators sind auf hohe Luftvorwärmungsgrade zurückzuführen. Durch die Verbrennungsluftvor-wärmung wird jedoch auch die Verbrennungstemperatur erhöht. Dies wirkt sich zwar positiv auf die Prozesseffizienz aus, steigert jedoch auch das Potential zur Entstehung thermischer Stickoxide. Die Bildung thermischer Stickoxide ist der für die Thermoprozesstechnik relevan-teste Bildungspfad und wird begünstigt von Parametern wie der Verbrennungstemperatur und dem lokalen Sauerstoffangebot.

Durch die hohen Vorwärmungstemperaturen sind daher gegenüber Kaltluftbrennern weitere Maßnahmen notwendig, um Schadstoffemissionen zu reduzieren und den Brenner im Rah-men gesetzlicher Vorgaben zu betreiben. Dazu wurden auf Basis der Mischeinheit verschie-dene Anpassungen wie eine optimierte Luftstufung, hohe Durchmischungsgrade, hohe Brenn-stoffimpulse sowie eine interne Abgasrezirkulation untersucht.

3.2.1 Entwicklung der verschiedenen Brennervarianten

Die Mischeinheit, welche im Zuge dieses Projektes genutzt wird, basiert auf den bestehenden Varianten der Kueppers-Solutions-Mischeinheit. Die Besonderheit der Mischeinheit ist, dass sich zwei verschiedene Verbrennungsbereiche ergeben. Im inneren Bereich wird ein beson-ders fettes und im äußeren Bereich ein sehr mageres Brennstoff-Luft-Gemisch erreicht. Beide Bereiche liegen außerhalb des Zündbereichs von Erdgas und sind somit separat nicht zündfä-hig. In einem festgelegten Bereich vermischen sich die beiden Gemische und es entsteht ein brennbares Gemisch. Zur besseren Veranschaulichung wird die Frontalansicht der Mischein-heit anhand **Abbildung 3-24** schematisch aufgezeigt und der Innen- und Außenbereich ge-kennzeichnet.

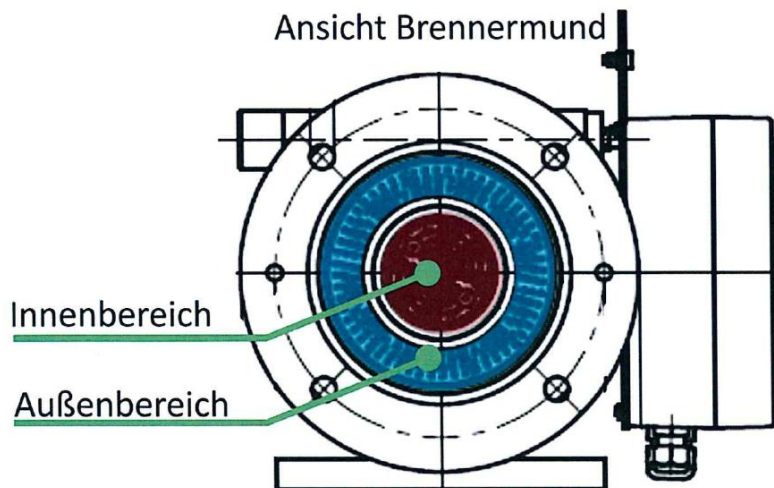


Abbildung 3-24: Aufteilung innerhalb der Mischeinheit (rot entspricht einem fetten Gemisch; blau entspricht dem mageren Gemisch) (Quelle: Kueppers Solutions GmbH)

Im Zuge des Vorhabens wird das Konzept der Mischeinheit für die Nutzung für einen Rekuperatorbrenner weiterentwickelt und angepasst. Das aktuelle Konzept der Mischeinheit wird anhand **Abbildung 3-25** verdeutlicht.

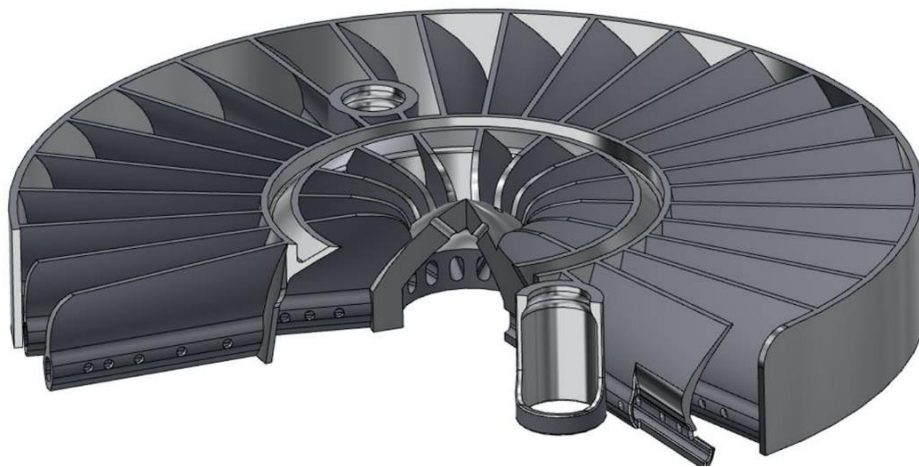


Abbildung 3-25: Mischeinheit für die Nutzung im Rekuperatorbrenner (Quelle: Kueppers Solutions GmbH)

Bisherige Anpassungen der Mischeinheit umfassten die Gasdüsenverteilung und den Durchmesser des durchströmten, freien Luftquerschnitts. Beim Rekuperatorbrenner ist nur eine einzelne Gaslanze vorgesehen, sodass die Mischeinheit sich nach dem Druck im optimalen Auslegungszustand befindet und die Gasverhältnisse des inneren und äußeren Bereichs nicht mehr verstellt bzw. moduliert werden können. Zudem wurden die Gasdüsen etwas vergrößert, um den Gasdruck, der in den vorherigen Versuchen überdurchschnittlich hoch war, zu reduzieren.

Die bisherigen Mischeinheiten, welche im Zuge des Projektes genutzt wurden, wurden für maximale Verbrennungsstabilität ausgelegt. Dies wird damit begründet, dass ein problemloser Betrieb des Versuchsstandes zur Untersuchung der Wärmeübertragung zwingend notwendig ist. Auf die Anpassungen und Konzepte hinsichtlich der stickoxidarmen Verbrennung wird im weiteren Verlauf eingegangen.

Neben der Optimierung der Mischeinheit selbst, wurden im Rahmen des Projektes weitere Anpassungen zur Implementierung des Wasserstoffs und der Primärreduktion von NO_x untersucht. Diese werden nachfolgend erläutert.

Modularer Brenneraufbau

Der untersuchte Brenner besitzt einen modularen Aufbau, bei welchem lediglich die Mischeinheit als feste Größe zu sehen ist, siehe **Abbildung 3-26**. Durch den modularen Aufbau können verschiedene konstruktive Ansätze (beispielsweise Variation des Brennermundes, Anströmung der Mischeinheit) variiert werden, ohne kostenintensive 3D-Druck-Bauteile wie die Mischeinheit für jede Brennervariante neu zu fertigen. Der Brenner besteht dazu aus vier Komponenten: einem Brennerrohr zur Anströmung der Mischeinheit und Rezirkulation des Abgases, der optimierten Mischeinheit für den Betrieb mit Luftvorwärmung, einem variablen Brennermund sowie einem Eduktor.

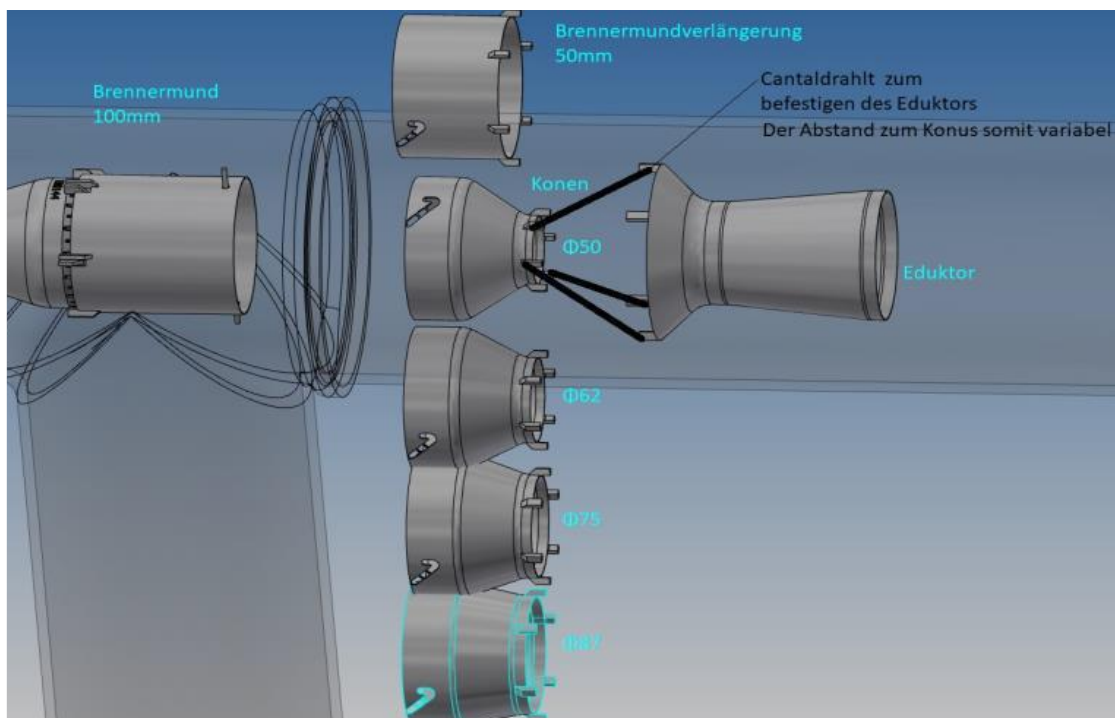


Abbildung 3-26: Modularer Aufbau des Versuchsbrenners (Quelle: Kueppers Solutions GmbH)

Ein Aspekt des modularen Aufbaus ist die Anpassung der Geometrien des Brennermundes. Hier kann zwischen einem zylindrischen Brennermund sowie verschiedenen, konusförmigen Düsen unterschieden werden, welche sich im Austrittsdurchmesser unterscheiden und eine

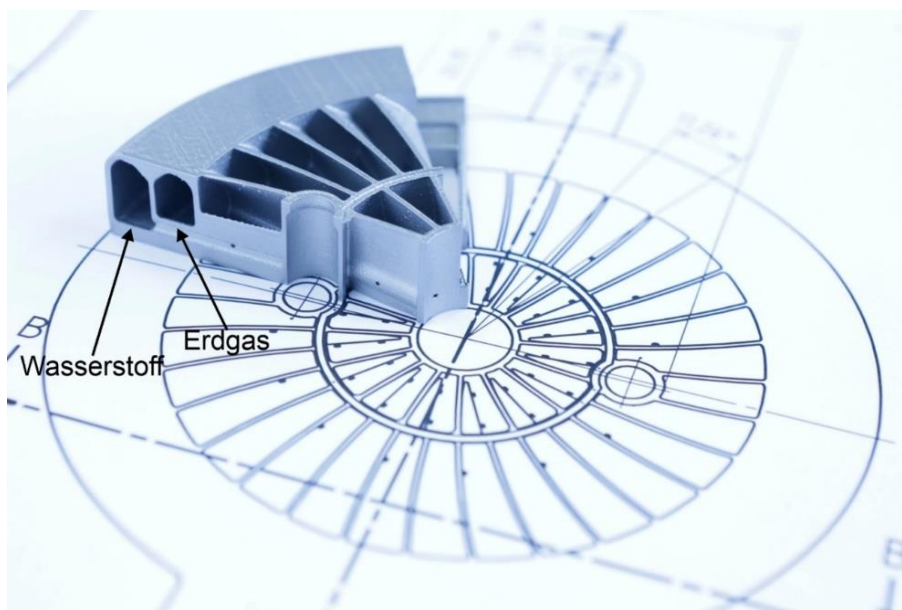
Veränderung des Impulses des Brennstoff-/ Luftgemisches ermöglichen. Des Weiteren kann der Brenner um einen Eduktor erweitert werden, welcher ein Ansaugen von Abgas in die Reaktionszone ermöglicht und als Stickoxidreduktionsmaßnahme untersucht werden kann.

Die Abgasrezirkulation ist ein weitreichend untersuchter Ansatz zur Minderung von Stickoxiden. Bei der Abgasrezirkulation wird ein Teil des verbrannten und größtenteils inerten Abgases zurück in die Reaktionszone geführt. Durch den gesteigerten Inertanteil in der Reaktionszone, welcher durch die freigesetzte Reaktionswärme erneut aufgewärmt werden muss, sinkt die Verbrennungstemperatur deutlich. Zudem wird die lokale Sauerstoffkonzentration gesenkt.

Die interne Abgasrezirkulation wurde durch verschiedene, physikalische Ansätze erreicht, beispielsweise durch ein speziell ausgelegtes Brennerrohr, welches durch eine lokale Verjüngung eine Injektionswirkung erzeugt und Abgas aus der Ofenatmosphäre in den vorgewärmten Oxidatorstrom saugt.

Implementierung eines weiteren Verbrennungsbereichs für Wasserstoff

Ein langfristiger Ansatz zur Dekarbonisierung der Thermoprozessindustrie ist die Verwendung von (grünem) Wasserstoff als Brenngas. Aus diesem Grund wurde im Voraus das Projektziel formuliert, die Substitution von Erdgas durch Wasserstoff beim Brennerdesign zu berücksichtigen. Deshalb wurde neben den zwei Erdgasverbrennungsbereichen, ein weiterer Bereich innerhalb der Mischeinheit vorgesehen, der explizit für die Verbrennung mit Wasserstoff ausgelegt wurde, siehe **Abbildung 3-27**. Durch diesen mehrkanaligen Aufbau kann der Brenner sowohl mit Wasserstoff als auch mit Erdgas und sämtlichen Gemischen aus den beiden Gasen betrieben werden.



**Abbildung 3-27: Zweikanaliger Aufbau zur Implementierung der reinen Wasserstoffverbrennung
(Quelle: Kueppers Solutions GmbH)**

Brennervarianten

Für die folgenden numerischen und experimentellen Untersuchungen wurden verschiedene Brenneransätze in sog. Varianten unterteilt. Die Varianten unterscheiden sich grundlegend in der Art des Brennerrohrs, welche über den physikalischen Effekt zur Ansaugung des Abgases differenziert werden, siehe **Tabelle 3-5**. Die verschiedenen Varianten können darüber hinaus hinsichtlich der Geometrie des Brennermundes mit zylindrischem oder konischem Aufbau angepasst werden.

Tabelle 3-5: Übersicht der untersuchten Brennervarianten

Variante	Typ	Betriebsmodi
Brennervariante 1	Zylindrisches Brennerrohr	Standard, maximale Stufung, flammenlos, Wasserstoff
Brennervariante 2	Venturi-Brennerrohr	Standard, maximale Stufung, flammenlos, Wasserstoff
Brennervariante 3	Injektor-Brennerrohr	Standard, flammenlos, Wasserstoff

3.2.2 Untersuchungen der Brenner mittels CFD

Zur Untersuchung der Brennerkonzepte wurden 3D-CFD-Simulationen der Brennervarianten 2 und 3 durchgeführt. Die Brennervarianten wurden zum einen mit Erdgas und zum anderen mit Wasserstoff) beaufschlagt. Zudem wurden die Öffnungen im Venturi-Aufbau variierend geöffnet und geschlossen, um den Einfluss der Abgasansaugung auf die Bildung von Stickoxiden zu ermitteln.

Es wurde dazu ein P-Strahlrohr-Aufbau als Rechengebiet gewählt, um den tatsächlichen Anwendungsfall samt Wärmeauskopplung an die Umgebung abzubilden, siehe **Abbildung 3-28**. In der **Tabelle 3-6** werden zudem die Eingangsrandbedingungen der Brennersimulation aufgeführt. Die Verbrennungsrechnungen wurden mit reduzierten Speziestransportmodellen für CH₄/Luft und H₂/Luft durchgeführt, weshalb die nachfolgenden Daten als tendenzielle Betrachtungen zu sehen sind. Dieser Schritt war notwendig, da die Mischeinheit samt P-Strahlrohr-Aufbau hohe Anforderungen an die Gittererzeugung sowie die Modellauswahl stellen, welche durch rechenzeittechnisch effizientere, tabellierte Verbrennungsmodelle nicht in Gänze abgebildet werden können.



Abbildung 3-28: P-Rohr-Aufbau für das Sim.-Modell; Brenner in orange skizziert (Quelle: GWI)

Tabelle 3-6: Randbedingungen Simulation

	Einheit	Wert
Leistung	kW	60
Luftzahl	-	1,2
Luftvorwärmungstemperatur	°C	550

Für den Betrieb des Brenners wurden, wie eingangs beschrieben, drei Szenarien simuliert, welche sich in der Anströmung der Mischeinheit sowie dem Ansaugeneffekt für rezirkuliertes Abgas unterscheiden. Auf Basis der Simulationsdaten wurden die Temperaturverteilungen, Strömungsgeschwindigkeiten und die Sauerstoffanteile in der Mischeinheit untersucht, um die Verbrennung sowie die Injektionswirkung zu charakterisieren. Anhand von **Abbildung 3-29** und **Abbildung 3-30** werden die Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilungen im Längsschnitt durch den Brennraum für die Verbrennung mit Methan als Brenngas dargestellt.

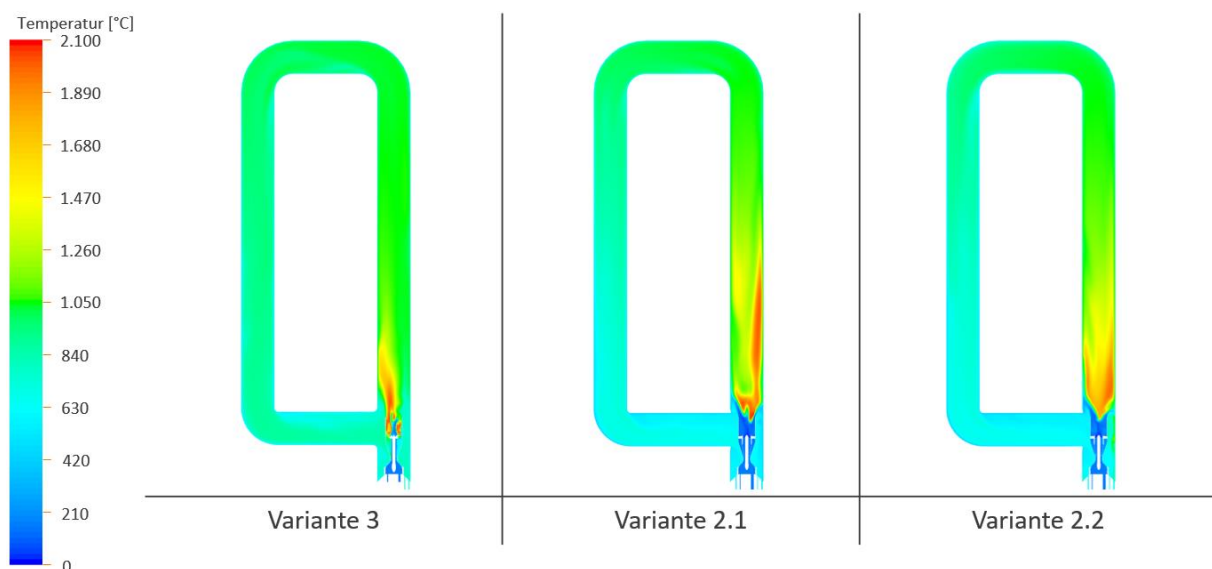


Abbildung 3-29: Temperaturverteilung der Brennervarianten für die reine CH₄-Verbrennung (Quelle: GWI)

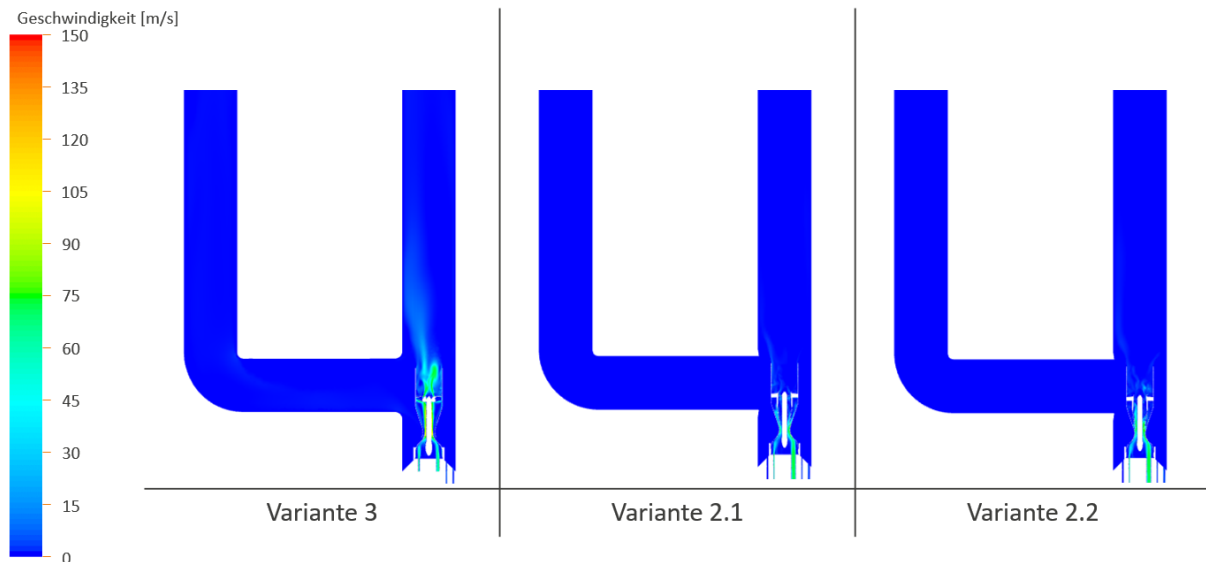


Abbildung 3-30: Geschwindigkeitsverteilung der Brennervarianten für die reine CH₄-Verbrennung (Quelle: GWI)

Auf den drei Bildabschnitten beider Abbildungen sind die Temperatur- sowie die Geschwindigkeitsverteilungen für die jeweilige Brennervariante zu erkennen. Aus den Darstellungen geht hervor, dass die Temperaturverteilung und die damit freigesetzte Wärme für die Varianten 2 und 3 unterschiedlich sind. Zwar werden in allen Simulationsfällen lange Flammen erzeugt, jedoch ist bei Variante 2 ein deutliches Abheben der heißen Verbrennungszone vom Brennermund zu erkennen, während die Verbrennung bei Variante 3 näher an der Mischeinheit stattfindet. Dieser Effekt ist auf veränderte Strömungsverhältnisse im Brennerrohr zurückzuführen, da in Aufbau 3 ein deutlich größerer Abgasstrom angesogen wird, was durch die höheren Temperaturen und Geschwindigkeiten im Brennerrohr verdeutlicht werden kann. Dies bestätigt der Brennervariante 3 eine gewünschte, effektive Ansaugung des Abgasmassestroms in die Oxidatorzufuhr, welche positiv für Senkung der Stickoxide ist, jedoch auch einen großen Einfluss auf die Oxidation des Brennstoffes mit sich bringt.

Analog zum Berechnungsfall mit Methan, werden anhand **Abbildung 3-31** und **Abbildung 3-32** die Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilungen im Längsschnitt durch das P-Strahlrohr für die Wasserstoffverbrennung dargestellt. Anders als bei der Erdgasverbrennung durch die Eindüsung mithilfe der Mischeinheit, wird bei der Wasserstoffeindüsung ein ähnliches Flammenbild zwischen den einzelnen Simulationsfällen erzielt. Durch die mit hoher Geschwindigkeit durchgeführte Brennstoffzugabe wird eine lange Diffusionsflamme für alle Berechnungsfälle erreicht. Anders als bei der Brennstoffzugabe über die Mischeinheit, scheint die Wasserstoffeindüsung weniger abhängig von den Strömungsverhältnissen im Brennerrohr zu sein. In den Brennervarianten 3 und 2.2 sind zudem, analog zum Berechnungsfall mit Erdgas, höhere Temperaturen des Oxidatorstroms samt Abgas zu erkennen, welche durch die gewünschte Rezirkulation des heißen Abgases erzielt werden und die Wirksamkeit der Ansaugprinzipien unterstreichen. Der Effekt auf die Bildung von thermischem NO wird in der **Abbildung 3-32** qualitativ dargestellt.

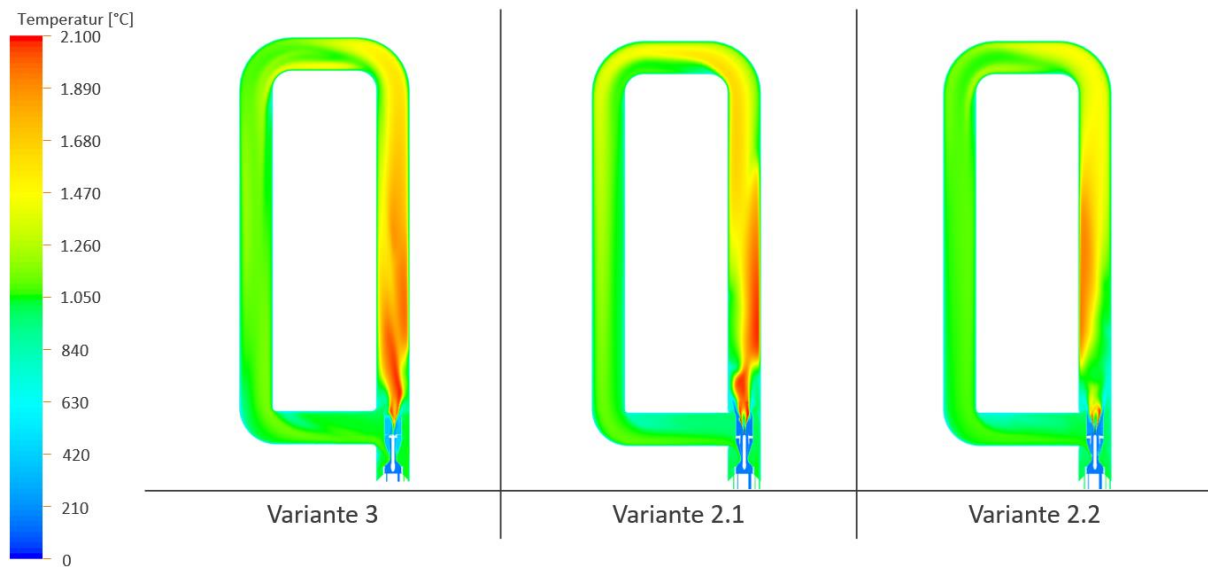


Abbildung 3-31: Temperaturverteilung der Brennervarianten für die reine H₂-Verbrennung (Quelle: GWI)

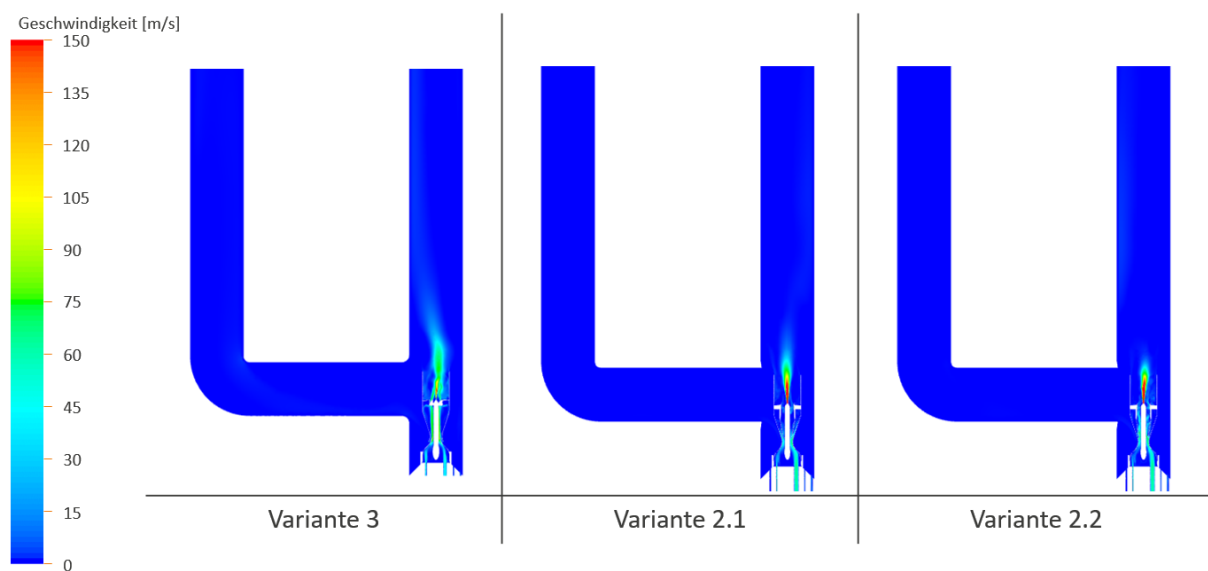


Abbildung 3-32: Geschwindigkeitsverteilung der Brennervarianten für die reine H₂-Verbrennung (Quelle: GWI)

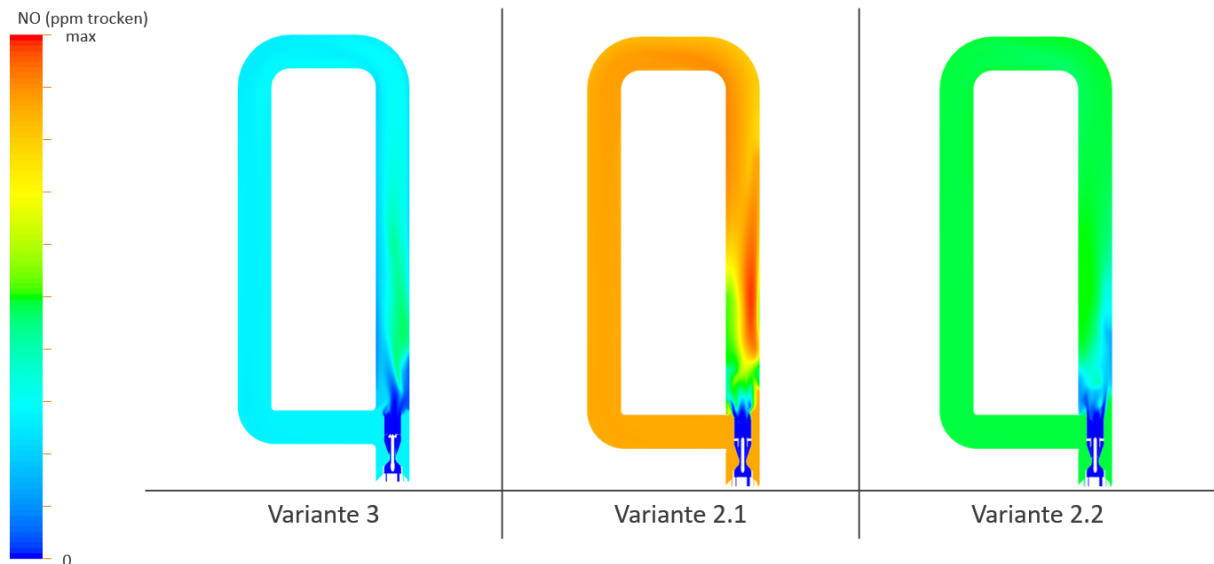


Abbildung 3-33: NO-Verteilung der Brennervarianten für die reine H₂-Verbrennung (Quelle: GWI)

Die absoluten Werte sind aufgrund der reduzierten Verbrennungschemie, welche beispielsweise Dissoziationseffekte von CO₂ nicht berücksichtigt, nicht mit den absoluten NO_x-Emissionen und den realen Anwendungen vergleichbar. Dennoch konnte anhand der Simulationsdaten ermittelt werden, dass durch die Öffnung der Ansauglöcher im Venturi-Aufbau in beiden Fällen eine Senkung des lokalen Sauerstoffangebotes und somit eine Reduktion der Stickoxid-Emissionen bewirkt wurde. Zudem konnte, speziell für die Verbrennung mit Wasserstoff, ein großer Effekt der Abgasrezirkulation für die Brennervariante 3 auf die Entstehung von Stickoxiden festgestellt werden, siehe **Abbildung 3-33**, da die lokale Sauerstoffkonzentration im Brenner deutlich gesenkt wird. Diese Trends bestätigen die im Rahmen der messtechnischen Untersuchungen ermittelten Daten, welche in den nachfolgenden Abschnitten erläutert werden.

3.2.3 Messtechnische Untersuchungen der Brenner

Die bisherigen Mischeinheiten, welche im Zuge des Projektes zur Untersuchung des Rekuperators im Brennerbetrieb (**Abschnitt 3.1.5**) genutzt wurden, wurden für maximale Verbrennungsstabilität ausgelegt.

Im Rahmen von ersten Hochtemperaturversuchen wurde als Brenner eine zweikanalige Mischeinheiten-Variante untersucht. Bei einer thermischen Leistung von 100 kW wurde dabei zunächst der bestmögliche Arbeitspunkt gesucht, in dem sowohl die Stickoxidwerte minimal sind als auch eine stabile und sichere Verbrennung gewährleistet ist. Der optimale Betriebspunkt wurde dabei durch eine vollständige Stufung erreicht, was einer Schließung des äußeren Gasbereichs entspricht. Innerhalb dieses Betriebspunktes wurde anschließend der Einfluss der Luftvorwärmung bei einer konstanten mittleren Ofenraumtemperatur von 870 °C untersucht. Die nachfolgende **Abbildung 3-34** zeigt das Schadstoffverhalten des untersuchten Rekuperatorbrenners in Abhängigkeit der Verbrennungsluftvorwärmtemperatur.

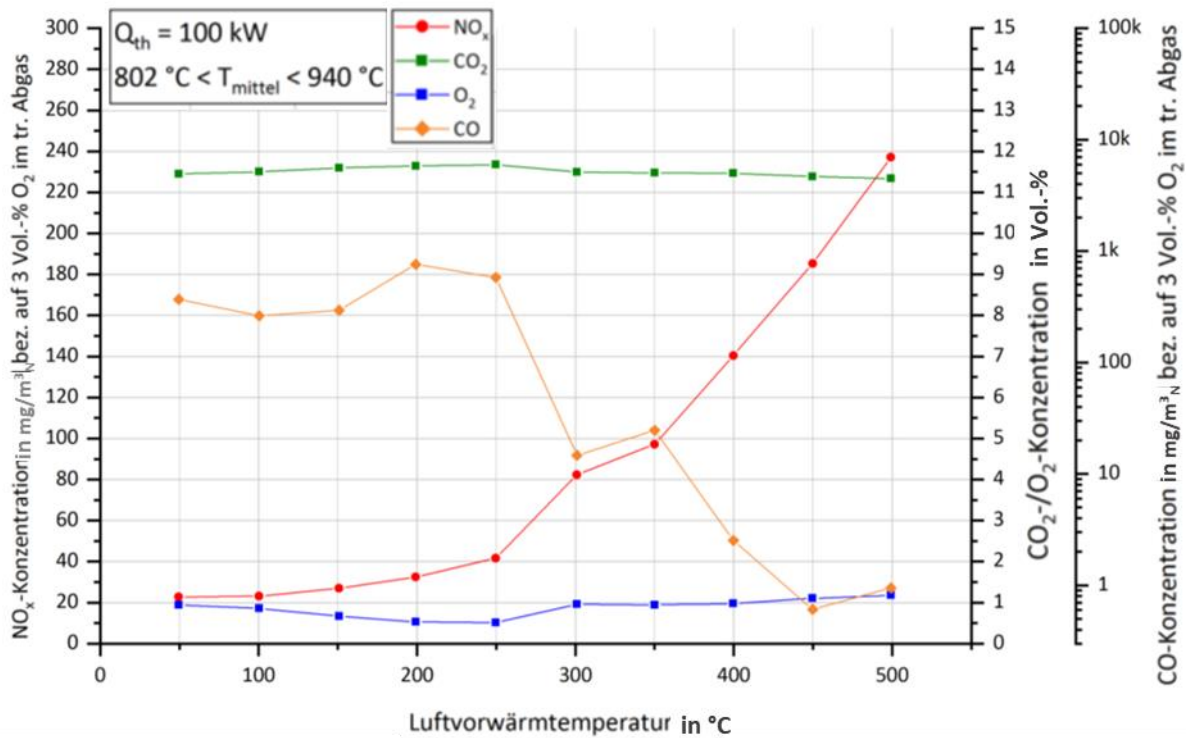


Abbildung 3-34: Emissionswerte bei kompletter Reduzierung der äußeren Gasmenge, konstanter Ofenraumtemperatur und Luftvorwärmung (Quelle: GWI)

Bei kalter Verbrennungsluft werden in Bezug auf die Stickoxide Werte unterhalb von 30 mg/m_N^3 erreicht. Gleichzeitig wurden CO-Emissionen im Bereich von 400 mg/m_N^3 gemessen. Während der gesamten Messreihe wurde sehr nahstöchiometrisch bei $\lambda = 1,02 - 1,05$ verbrannt, speziell im vorderen Diagrammbereich bei niedrigeren Luftvorwärmtemperaturen lag der Restsauerstoffgehalt im trockenen Abgas unterhalb von 0,5 Vol.-%. Sobald die Luftmenge minimal nach oben korrigiert wird, sinken die CO-Emissionen sofort drastisch. Dies wird ab einer Luftvorwärmung von 300 °C deutlich, bei welcher die CO-Emissionen auf etwa 15 mg/m_N^3 absinken und der Restsauerstoff auf etwa 1 Vol.-% ansteigt. Wesentlich kritischer ist jedoch der drastische Anstieg der NO_x -Emissionen ab einer Vorwärmtemperatur von etwa 250 °C . Bei einem geringen Temperaturanstieg von 50 °C auf 300 °C verdoppeln sich die Stickoxidwerte auf 80 mg/m_N^3 und bei maximaler Luftvorwärmung von 500 °C werden sogar Werte von 240 mg/m_N^3 erreicht. Die Auswertung der ersten Versuchsreihen mit einem gängigen Brennersystem zeigt die Komplexität hinsichtlich der Einhaltung der NO_x -Grenzwerte bei Erhöhung der Verbrennungsluftvorwärmtemperatur.

Im Rahmen des vorliegenden Vorhabens beschäftigten sich die Projektpartner nach der genannten Auswertung der ersten Brennersysteme intensiv mit der konstruktiven Neuauslegung des Brenners zur primärseitigen Reduzierung von NO_x -Emissionen. Im Hinblick auf die, mit dem entwickelten Rekuperator erreichbaren Luftvorwärmtemperaturen musste die aktuelle Mischeinheit noch weiter optimiert werden, um eine Einhaltung der gesetzlichen Grenzwerte garantieren zu können.

Insgesamt wurden in weiteren experimentellen Untersuchungen drei Brennervarianten hinreichend bezüglich des Schadstoffverhaltens geprüft, siehe **Abschnitt 3.2.1**. Die Ergebnisse dieser Versuchsreihen sind in der **Abbildung 3-35** dargestellt.

Wie zu erkennen ist, sind die NO_x-Emissionen der jeweiligen Brennervarianten über vier verschiedenen Versuchsreihen bzw. Betriebsmodi aufgetragen. Der Auslegungszustand stellt den Betrieb ohne Änderung des Flammenmodus oder der internen Strömungsführung dar. Bei der Brennervariante 1 und 2 wurde zudem die interne Luftstufung variiert. Durch die konstruktive Auslegung aller Brennervarianten war es zudem möglich, den Brenner in einem flammenlosen Modus zu betreiben, was nachweislich zu der maximalen NO_x-Reduzierung führte (siehe **Abbildung 3-34**). Ferner wurden neben den genannten experimentellen Untersuchungen auch Versuche bei ausschließlicher Verwendung von Wasserstoff durchgeführt. Die dargestellten Ergebnisse zeigen deutlich, wie groß der Hebel der konstruktiven Gestaltung des Brenners hinsichtlich der resultierenden NO_x-Emissionen auch bei Nutzung von vorgewärmter Verbrennungsluft sein kann. Im direkten Vergleich der aufgezeigten Brennervarianten sticht vor allem die Brennervariante 3, sowohl mit den niedrigen NO_x-Emissionen bei der Verbrennung von Erdgas als auch mit den geringsten NO_x-Emissionen unter Wasserstoffeinsatz hervor.

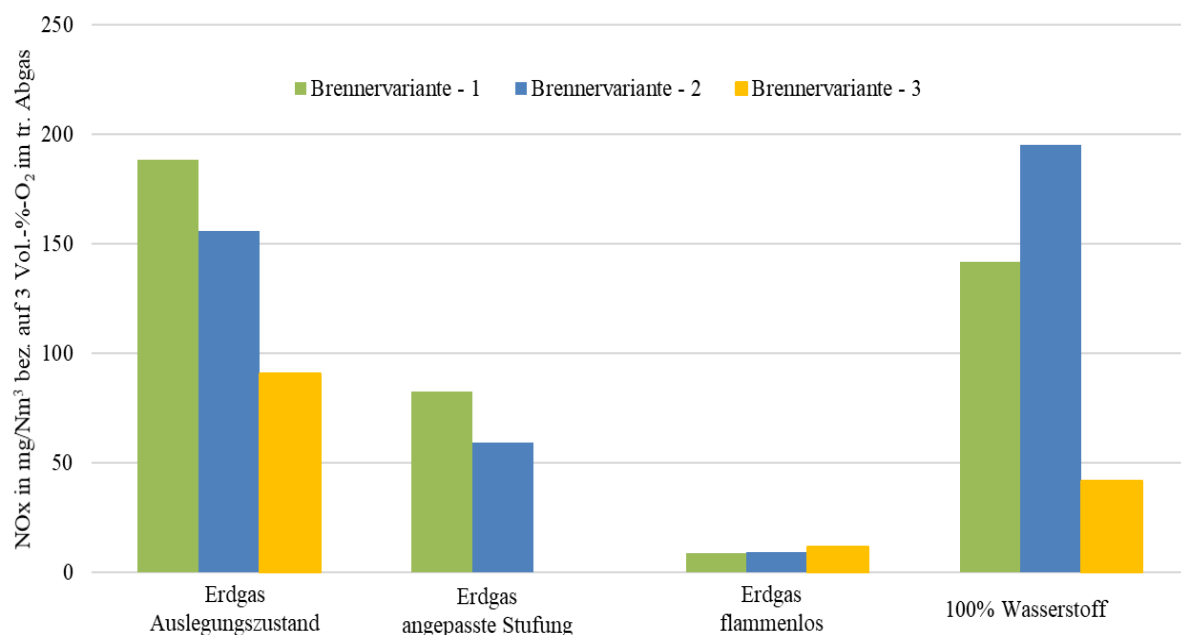


Abbildung 3-35: Vergleich des NO_x-Emissionsverhaltens der entwickelten Brennervariante mit Verbrennungsluftvorwärmung (Quelle: Kueppers Solutions GmbH)

Zur weiteren Bewertung des Schadstoffverhaltens in Abhängigkeit mit der Verbrennungsluftvorwärmtemperatur ist das nachfolgende Diagramm der **Abbildung 3-36** zu betrachten. Die dargestellte Versuchsreihe startet mit einer Ofenraumtemperatur von unter 500 °C und wird durch das Brennervariante stetig bis auf eine Temperatur von ca. 1.025 °C aufgeheizt. Während dieser Aufheizphase wurden sowohl die Schadstoffemissionen als auch die Vorwärmtemperatur der Verbrennungsluft protokolliert. Neben dem linearen Verlauf der Vorwärmtemperatur

fällt zudem auf, dass die Rauchgaszusammensetzung unterhalb der Selbstzündtemperatur des Brenngases eine hohe Konzentration an Kohlenmonoxid aufweist. Die liegt an der konstruktiven Gestaltung dieser Brennervariante und hängt direkt mit einer gewünscht hohen Rauchgasrezirkulationsrate und der damit einhergehenden nachteiligen Mischung unterhalb der Zündtemperatur zusammen. Zum Ende des Vorhabens wurden hierfür zudem noch Lösungsansätze erarbeitet, die diesen Verlauf zukünftig vermeiden. Der moderate Verlauf der NO_x -Konzentration steigt ab einer Ofenraumtemperatur von $800\text{ }^\circ\text{C}$ rapide an, bewegt sich aber mit einem Wert von 40 mg/m_N^3 (bezogen auf 3 Vol.-% O_2 im trockenen Rauchgas) deutlich unterhalb des Levels marktüblicher Brenner. Zur weiteren NO_x -Reduzierung bei steigender Ofenraum- und damit steigender Luftvorwärmtemperatur wurde ab einer Ofenraumtemperatur $900\text{ }^\circ\text{C}$ das Brennersystem in einen flammenlosen Modus gebracht. Wie zu erkennen ist, wirkt sich dieser Modi-Wechsel erheblich auf die resultierenden NO_x -Emissionen bei einer weiterhin steigenden Verbrennungsluftvorwärmtemperatur aus. Konkret wurde bei einer Luftvorwärmtemperatur von $500\text{ }^\circ\text{C}$ und einer Ofenraumtemperatur von $1.025\text{ }^\circ\text{C}$ eine NO_x -Konzentration von 15 mg/m_N^3 (bezogen auf 3 Vol.-% O_2 im trockenen Rauchgas) erzielt.

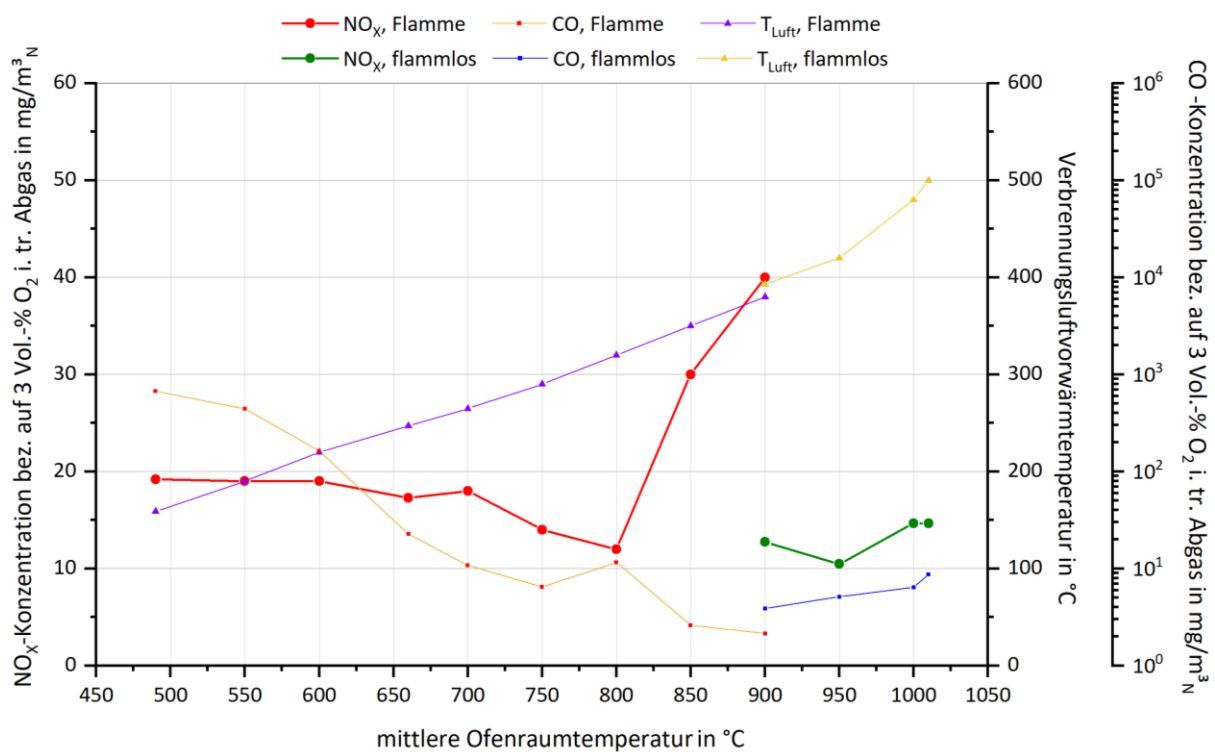


Abbildung 3-36: Emissionsverhalten in Abhängigkeit der Ofenraumtemperatur; Brennervariante 3 (Quelle: GWI)

3.2.4 Zusammenfassung der Ergebnisse zur Brennerentwicklung

Im Rahmen des Forschungsvorhabens konnte verschiedene Verbrennungskonzepte erarbeitet werden, welche auf Basis der Mischeinheit eine deutliche Stickoxidreduktion realisieren. Durch den modularen Aufbau und der kompletten Neuauslegung des Brenners, konnten verschiedenste Verbrennungskonzepte und Brenngase untersucht werden. Die numerischen und experimentellen Ergebnisse der Versuche im Rahmen des Projektes zeigen, dass sowohl für den Betrieb mit Wasserstoff als auch mit Erdgas deutliche Reduktionen an Stickoxiden durch die angewendeten Maßnahmen erzielt werden.

Anhand der messtechnischen Untersuchungen der Brenner konnten reproduzierbare Messdaten für Stickoxidemissionen ermittelt werden, welche mit NO_x -Emissionen von teilweise $< 50 \text{ mg/m}_N^3$ (bezogen auf 3 Vol.-% Rest- O_2 im trockenen Abgas), deutlich unterhalb am Markt befindlicher Heißluftbrenner liegen und gesetzliche Bestimmungen der TA-Luft [8] deutlich unterschreiten. Durch verschiedene Betriebsmodi (Diffusionsflamme, flammlose Oxidation, Verbrennung mit Wasserstoff), kann dem Brenner zudem eine hohe Flexibilität und ein hohes Maß an Zukunftssicherheit zugeschrieben werden, wodurch die Umsetzung der Forschungsergebnisse als gesichert gilt.

Während die absoluten Werte zwischen Simulation und Versuchen durch modelltechnische Einschränkungen, welche aufgrund komplexer Geometrien und Betriebscharakteristika des Brenneraufbaus durchgeführt werden mussten, nicht direkt vergleichbar sind, können die positiven tendenziellen Auswirkungen auf die NO-Konzentration durch die Abgasrezirkulation bestätigt werden.

4 Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit

Im Bearbeitungszeitraum wurden die Arbeiten gemäß den Arbeitspaketen durchgeführt. Die Arbeiten erfolgten entsprechend dem Arbeitsplan und teilweise darüber hinaus und waren notwendig und angemessen. Die für dieses Projekt eingeplanten Ressourcen wurden ausgeschöpft. Die angestrebten Ergebnisse wurden im Laufe des Vorhabens erreicht. Für die durchgeführten theoretischen und praktischen Arbeiten waren die eingeplanten Mitarbeiter (Techniker und Ingenieure) der beteiligten Forschungspartner im beantragten Umfang tätig.

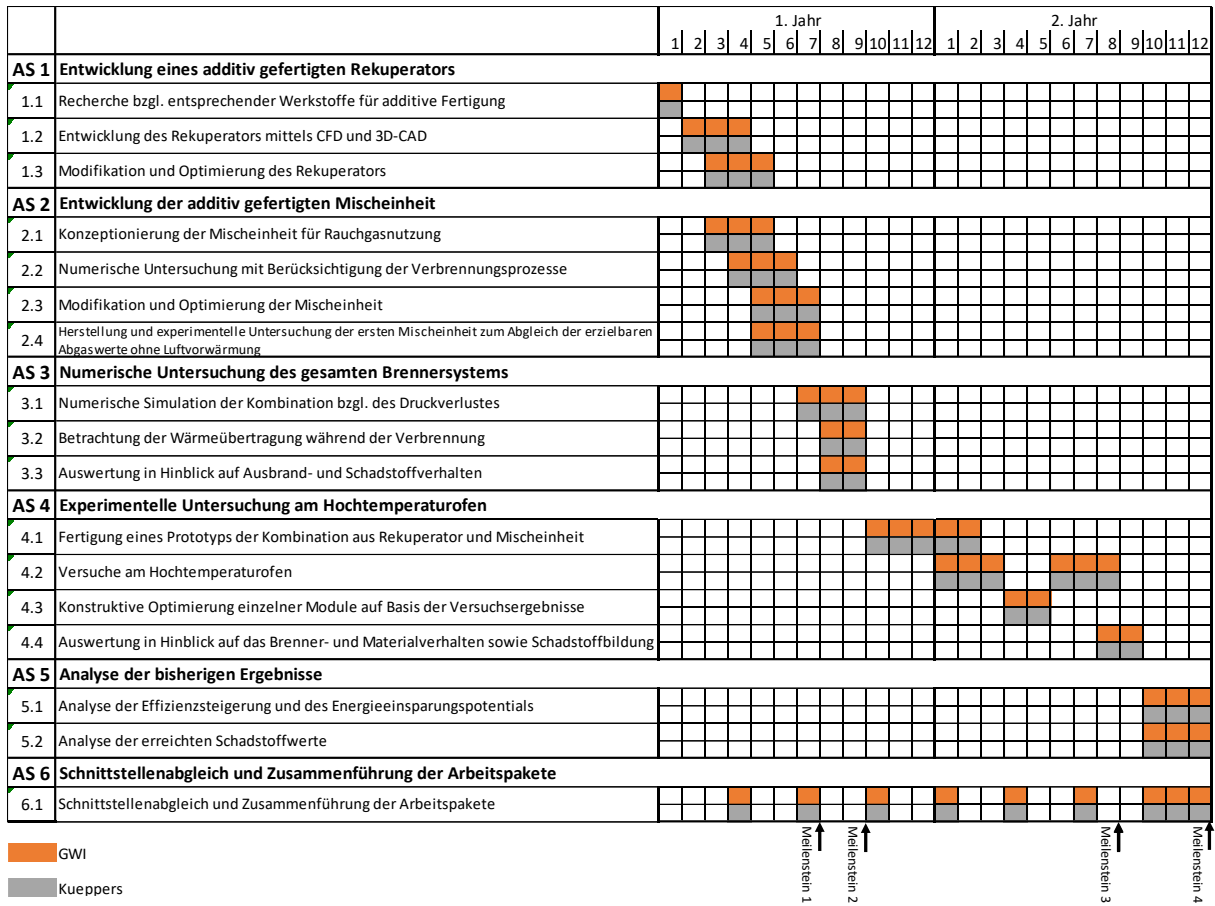


Abbildung 4-1: Arbeitsplan zum Forschungsvorhaben

5 Fortschreibung des Verwertungsplans

Das Projekt und erste Ergebnisse wurden auf folgenden Tagungen/Messen/Konferenzen, auf Webseiten und in folgenden Zeitschriften vorgestellt und veröffentlicht:

- Projektsteckbrief unter: https://www.gwi-essen.de/fileadmin/dateien/pdf/Forschung/Steckbriefe_lfd._Projekte/Jahr_2019/Projektsteckbrief_AdReku.pdf
- Veröffentlichung: te Kaat, J., Feller, B., Moldovan, D.-A., Fiehl, M., Schneider, T., Giese, A.: „Rekuperatorbrenner aus dem 3D-Druck zur effizienten Wärmerückgewinnung“. Prozesswärme 08/2020, S. 39 - 47.
- Vortrag: te Kaat, J.: „Gemeinsam Neues befeuern: Emissionsreduzierung und Energieeinsparung durch 3D-Druck“. 11. Prozesswärme-Tagung „Brennertechnik an Thermoprosessanlagen“, 29. - 30. September 2020, Online
- Bewerbung und Nominierung beim Innovationspreis der deutschen Gaswirtschaft 2020 im Bereich „Forschung und Entwicklung“
- Vortrag: Giese, A.: „Effizienzsteigerung in der Thermoprosessindustrie mit Hilfe der additiven Fertigung“, Energiewende in der Industrie, 24.03.2021
- Vortrag: Schneider, T.: „Rekuperatorbrenner aus dem 3D-Druck zur effizienten Wärmerückgewinnung“, Flammentag 2021, 28.-29.09.2021, Online
- Vortrag: Schneider, T., te Kaat, J.: „Rekuperatorbrenner aus dem 3D-Druck zur effizienten Wärmerückgewinnung“, 3. Aachener Ofenbau- und Thermoprosess-Kolloquium, 07.-08.10.2021, Aachen

Es wurde eine Patentanmeldung seitens des Forschungspartners Kueppers Solutions GmbH durchgeführt:

- Patentanmelder: Kueppers Solutions GmbH. Titel der Patentanmeldung: „Wärmetauscher für gasförmige oder flüssige Medien“. Amtliches Aktenzeichen: EP20198087.7

Weiterhin sind folgende Veröffentlichungen geplant:

- Abschlussbericht auf den Webseiten der Forschungspartner
- Vortrag auf der 7. BMU-Abwärmefachtagung
- Veröffentlichung und Vorstellung auf der INFUB 2022
- Beitrag in den Zeitschriften Prozesswärme, heat processing und stahl 2022

6 Literatur

- [1] Kueppers Solutions GmbH: „Material-Recherche und Legierungsscreening hochtemperaturfester Werkstoffe“, Internes Dokument, Dezember 2019
- [2] Schoen, A. H.: “Infinite periodic minimal surfaces without self-intersections, NASA Technical Note”, 1970
- [3] Cerbe, G., Wilhelms, G., 2021: „Technische Thermodynamik: Theoretische Grundlagen und praktische Anwendungen“, Carl Hanser Verlag
- [4] Wüning, J. G., 2019: „Handbuch der Brennertechnik für Industrieöfen: Grundlagen - Brennertechniken – Anwendungen“, Vulkan Verlag
- [5] VDMA: „Leitfaden Energieeffizienz von Thermoprozessanlagen“, 2011
- [6] Bundesministerium der Justiz und für Verbraucherschutz, „Gesetz über einen nationalen Zertifikate Handel für Brennstoffemissionen (Brennstoffemissionshandelsgesetz – BEHG)“, Berlin Dezember 2019
- [7] Tagesschau, online unter: „<https://www.tagesschau.de/inland/klimaziele-2030-verfehlt-101.html>“, 19.08.2021, Letzter Aufruf: 11.09.21
- [8] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit: „Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft – TA Luft“, 2002