



Martin March, BSc

# **Auslegung, Konstruktion und Validierung eines Versuchsbrenners mit drallstabilisierter Flamme und optisch transparenter Brennkammer**

**MASTERARBEIT**

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

**Technischen Universität Graz**

Betreuer

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Jakob Woisetschläger

Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik

Zweitbetreuer

Dipl.-Ing. Felix Greiffenhagen



Der Wissenschaftsfonds. **Gefördert durch den FWF, Projekt I-2544 N30**

Graz, Oktober 2017



## **Vorwort**

Zunächst gilt mein Dank dem Institutsvorstand Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Franz Heitmeir für die ausgezeichneten Voraussetzungen am Institut für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik.

Ein großer Dank geht auch an Herrn Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Jakob Woisetschläger, welcher mir das nötige Vertrauen schenkte diese Diplomarbeit in Angriff zu nehmen sowie immer mit Rat und Tat bei etwaigen Unklarheiten und Hindernissen zur Seite stand.

Ebenso möchte ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. Felix Greiffenhagen für die hervorragende Betreuung und Unterstützung bei der Konstruktion des Brenners bedanken.

Ein Dankeschön geht auch an die Institutswerkstätte, welche verschiedenste konstruktive Ausführungen schnell und sauber für diese Diplomarbeit umsetzte.

Die Zusammenarbeit mit ihnen allen war sehr angenehm und freundlich.

Diese Diplomarbeit wurde durch den FWF (Austrian Science Fund) Projekt I-2544 N30 „FULL-FIELD LASER VIBROMETRY FOR COMBUSTION DIAGNOSTICS“, Lead-Agency Projekt gemeinsam mit der TU Dresden (in Deutschland DFG Projekt CZ 55/33-1) gefördert. Auch dafür möchte ich mich bedanken.

Besonderer Dank gilt natürlich auch meinen Eltern, meiner Mutter, die mich in allen Lebenslagen unterstützt und immer ein offenes Ohr für mich hat als auch meinem Vater, der mir neben seiner Lebenserfahrung und moralischen Unterstützung auch die finanziellen Mittel für ein Auslandsstudium zu Verfügung stellte.



## **Eidesstattliche Erklärung**

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Martin March

Graz, Datum



## Zusammenfassung

In dieser Diplomarbeit wird für den Thermoakustikprüfstand des Instituts für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik (ITTM) der Technischen Universität Graz der bestehende Methanbrenner durch eine Neukonstruktion mit optisch transparenter Brennkammer ersetzt. In Anlehnung an praktische Ausführungen von Gasturbinenbrennkammern sollte es sich dabei um eine Brennkammer mit drallstabilisierter Flamme handeln. Zur Entwicklung von laser-interferometrischen Messverfahren im Rahmen des FWF Projektes I2544-N30 „Bildgebende Laser-Vibrometrie für Verbrennungsuntersuchungen“ und zur Untersuchung von thermoakustischen Phänomenen mit verschiedenen optischen Messmethoden sollte eine transparente Bewandung der Brennkammer durch Quarzglas vorgesehen werden. Eine entsprechende Kühltechnik für das Glas war auszulegen sowie eine variable Brennkammerlänge vorzusehen. Zusätzliches Ziel war es eine achssymmetrische Flamme zu erzeugen, um bei späteren Messungen durch nur eine Projektionsrichtung auf das dreidimensionale Feld schließen zu können.

Es erfolgte zunächst die Analyse des bereits bestehenden Brenners und dessen Problematiken. Daraufhin wurden erste Handskizzen sowie thermodynamische, händische Berechnungen angefertigt. Mit zunehmendem Fortschritt erfolgte die Konstruktion im 3D-CAD Programm CATIA sowie die händische Auslegungsberechnung im Tabellenkalkulationsprogramm Excel. Schließlich wurde für die Ermittlung der Drallzahl, - welche wesentlich für die Stabilität der Flamme ist - die Strömung in der Brennkammer mit 3D-CFD ANSYS Fluent simuliert und ausgewertet. Die Auslegung sollte somit die konstruktive Ausführung der Bauteile verifizieren.

Nach Beendigung der Auslegungsberechnung und Konstruktion wurden alle erforderlichen Bauteile in Fertigung gegeben oder bei entsprechenden Herstellern geordert. Die Fertigung wurde dabei kontinuierlich organisiert und überwacht.

Nach Abschluss der Fertigung wurde der neue Brenner zusammengebaut und erstmals befeuert. Nach einer ersten Optimierung wurde ein Betrieb im mageren Bereich mit abgehobener, drallstabilisierter Flamme möglich.

Für die Validierung der Achssymmetrie werden schließlich zur Emissions-Tomografie Chemilumineszenzaufnahmen über den gesamten Winkelbereich von 0-180° aufgenommen und mit dem bildverarbeitenden Programm IDEA (<http://www.optics.tugraz.at/idea/idea.html>) ausgewertet. Die aus den Projektionen und Schnitten ermittelte Achssymmetrie wurde mit einer 4% Genauigkeit eingehalten. Die Aufnahme der Betriebskennfelder und die Ermittlung wichtiger Betriebszustände schlossen die Arbeit ab.



## Abstract

In this diploma thesis, the existing methaneburner will be replaced by a new construction with an optically transparent combustion chamber for the thermoacoustics test bed of the Institute of Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics (ITTM) at Graz University of Technology. According to practical embodiments of gas turbine combustion chambers, this should be a combustion chamber with a swirl-stabilized flame. For the development of laser interferometric measurement methods within the framework of the FWF project I2544-N30 "Imaging laser vibrometry for combustion investigations" and for the investigation of thermoacoustic phenomena with different optical measuring methods, a transparent wall of the combustion chamber should be provided by quartzglass. A corresponding cooling technique for the glass had to be designed as well as a variable combustion chamber length. A further aim was to produce an axisymmetric flame, which would allow the conclusion of a three-dimensional field by a single projection direction.

First, the analysis of the existing burner and its problems took place. After this, first hand sketches and manual calculations were made. With increasing progress, the design was carried out in the 3D CAD program CATIA as well as the manual design calculation in the Excel spreadsheet program. Finally, the flow in the combustion chamber with 3D CFD ANSYS Fluent was simulated and evaluated for the determination of the „swirlnumber“, which is essential for the stability of the flame. The calculations and simulations should therefore verify the structural design of the components.

After completion of the design calculation and design, all necessary components were manufactured or ordered by the corresponding manufacturers. The production was continuously organized and monitored.

After completion of the production, the new burner was assembled and fired for the first time. After a first optimizationprocess an operation in the lean range with a detached, swirl-stabilized flame became possible.

For the validation of the axial symmetry, emission tomography is used. Therefore chemiluminescence images over the entire angular range of 0-180 ° were recorded and evaluated with the image-processing program IDEA (<http://www.optics.tugraz.at/idea/idea.html>). The axis symmetry determined from the projections and sections was maintained with an accuracy of 4%. The creation of characteristic diagrams by variation of certain parameters and the identification of important operating conditions completed the work.



# Inhaltsverzeichnis

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG .....	V
ZUSAMMENFASSUNG .....	VII
ABSTRACT .....	IX
INHALTSVERZEICHNIS .....	XI
ABBILDUNGSVERZEICHNIS .....	XIII
TABELLENVERZEICHNIS .....	XVI
FORMELZEICHEN, INDIZES UND ABKÜRZUNGEN .....	XVII
<b>1 EINLEITUNG .....</b>	<b>1</b>
1.1 MOTIVATION .....	1
1.2 ZIELSETZUNG .....	2
1.3 GRUNDLAGEN VON BRENNKAMMERN UND THERMOAKUSTIK .....	2
1.3.1 <i>Thermodynamik der Brennkammer</i> .....	3
1.3.2 <i>Prinzipielle Funktionsweise ausgeführter Brennkammern</i> .....	3
1.3.3 <i>Emissionsverhalten</i> .....	5
1.3.4 <i>Drallzahl</i> .....	6
1.3.5 <i>Thermoakustik</i> .....	7
1.4 METHODIK .....	10
1.4.1 <i>Vorgehensweise und Inhalt der Kapitel</i> .....	10
1.4.2 <i>Kennfeldermittlung</i> .....	11
1.4.3 <i>Chemilumineszenz</i> .....	12
1.4.4 <i>Tomografie</i> .....	15
<b>2 AUSLEGUNG DES BRENNERS MIT OPTISCH TRANSPARENTER BRENNKAMMER.....</b>	<b>18</b>
2.1 AUFBAU UND STRÖMUNGSZONEN .....	18
2.2 ABSCHÄTZUNGSBERECHNUNG BRENNER .....	19
2.2.1 <i>Stoffwerte</i> .....	19
2.2.2 <i>Randbedingungen und Vorgabewerte zur Auslegung des Brenners</i> .....	20
2.2.3 <i>Zustände und Geschwindigkeiten des Fluids in den Zuleitungen</i> .....	21
2.2.4 <i>Zustand des Fluids in der Mischkammer (Methan- und Tangentialluftstrom)</i> .....	24
2.2.5 <i>Zustand und Geschwindigkeit in der Beruhigungsstrecke (Axialstrom)</i> .....	26
2.2.6 <i>Abschließende Bemerkung zur Durchströmung des Brenners</i> .....	27
2.3 ABSCHÄTZUNGSBERECHNUNG BRENNKAMMER .....	28
2.3.1 <i>Adiabate Verbrennungstemperatur</i> .....	28
2.3.2 <i>Wärmestrahlung der Flamme an die Brennkammerwand (Quarzglas)</i> .....	30
2.3.3 <i>Kühlluftstrom entlang der Quarzglasinnenseite</i> .....	34
2.3.4 <i>Abschätzung der Drallzahl</i> .....	38
2.3.5 <i>Überleitung zu einer Abschätzung der Strömungsverhältnisse mittels CFD</i> .....	39
2.4 EINSATZ DER CFD ZUR BESTIMMUNG DER STRÖMUNGSVERHÄLTNISSE IN BRENNER UND BRENNKAMMER	40
2.4.1 <i>Berechnungsmethodik und Randbedingungen</i> .....	40
2.4.2 <i>Erstellung des Rechenetzes</i> .....	42
2.4.3 <i>Solvereinstellungen</i> .....	46
2.4.4 <i>Auswertemethodik der Drallzahl</i> .....	46
2.4.5 <i>Vergleich der Drallzahl zwischen Messung und CFD-Berechnung</i> .....	48
2.4.6 <i>Drallzahl mit altem Konus und Konus VIa</i> .....	51
2.4.7 <i>Drallzahl im Betriebspunkt „mager 1“</i> .....	51
2.4.8 <i>Abschätzung der Ablösefrequenz und Strömungsschwingung</i> .....	55
<b>3 KONSTRUKTION .....</b>	<b>58</b>
3.1 URSPRÜNGLICHE KONSTRUKTION .....	59
3.1.1 <i>Problematiken</i> .....	60
3.2 NEUKONSTRUKTION BRENNER .....	61
3.2.1 <i>Allgemeine konstruktive Aspekte</i> .....	63
3.2.2 <i>Axialluftdeckel</i> .....	64
3.2.3 <i>Deckel</i> .....	64
3.2.4 <i>Konus-alt, -VI, -VIa, -VIc und -V2</i> .....	65

---

3.2.5	<i>Austrittsdüse alt und Austrittsdüse VI</i> .....	67
3.2.6	<i>Swirler (Drallgeber)</i> .....	67
3.2.7	<i>Box</i> .....	68
3.2.8	<i>Methandüse</i> .....	68
3.2.9	<i>Prallblech</i> .....	69
3.3	<b>NEUKONSTRUKTION AUFBAU</b> .....	70
3.3.1	<i>Kühlluftdeckel (zylindrisch und quadratisch)</i> .....	72
3.3.2	<i>Quarzglas (zylindrisch und quadratisch)</i> .....	73
3.3.3	<i>Kaminaufbau (zylindrisch und quadratisch)</i> .....	75
3.4	<b>THEORETISCHE STRÖMUNG</b> .....	76
3.4.1	<i>Axialluftstrom</i> .....	78
3.4.2	<i>Tangentialstrom</i> .....	78
3.4.3	<i>Drallbehafteter Gemischstrom</i> .....	78
3.4.4	<i>Kühlluftstrom</i> .....	78
3.4.5	<i>Brennkammerströmung</i> .....	78
<b>4</b>	<b>VALIDIERUNG DES BRENNERS</b> .....	<b>80</b>
4.1	<b>ERSTER BETRIEB</b> .....	80
4.1.1	<i>Erreichen eines unerwünschten Betriebspunktes (Rückzündung)</i> .....	80
4.1.2	<i>Asymmetrische Axialluftzuströmung</i> .....	81
4.2	<b>KENNFELDER</b> .....	82
4.2.1	<i>Kennfeld für 5 kW thermische Leistung</i> .....	83
4.2.2	<i>Kennfeld für 3,5 kW thermische Leistung</i> .....	84
4.2.3	<i>Kennfeld für 2 kW thermische Leistung</i> .....	85
4.2.4	<i>OH*-Chemilumineszenz Frequenzspektren verschiedener Betriebspunkte</i> .....	86
4.2.5	<i>Ergebnisse der Chemilumineszenz und Tomografie zur Überprüfung der Symmetrie</i> .....	87
<b>5</b>	<b>ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK</b> .....	<b>90</b>
	<b>LITERATURVERZEICHNIS</b> .....	<b>92</b>

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Wernher von Braun vor den fünf F1-Triebwerken einer Saturn-V-Rakete (Wikipedia).....	1
Abbildung 1-2: Energetische Bilanzierung ohne (a) und mit (b) Berücksichtigung der Stoffumwandlung (Sattelmayer, 2010) .....	3
Abbildung 1-3: Evolution der Brennkammer (Heitmeir, 2015).....	4
Abbildung 1-4: Prinzipieller Aufbau sowie Luft- und Rauchgasstrom einer GT-Brennkammer (Rolls Royce, 1996).....	4
Abbildung 1-5: Trends der Flammrohrkühlung (Giuliani, 2016) .....	5
Abbildung 1-6: Emissionsentstehung in Gasturbinenbrennkammern in Abhängigkeit vom Äquivalenzverhältnis sowie aktuelle Brennkammertechnologien und ihr Emissionsminderungspotential (Giuliani, 2016).....	5
Abbildung 1-7: verdrallte Freistrahlen: (a) geringer Drall, (b) hoher Drall mit zentraler Rezirkulation (Leitgeb, 2012) .....	6
Abbildung 1-8: infinitesimales Schnittelement eines drallbehafteten Freistrahls (Leitgeb, 2012).....	6
Abbildung 1-9: Einteilung von Brennkammerpulsationen (Joos, 2006).....	8
Abbildung 1-10: Rückkoppelungsschleife von thermoakustisch induzierten Brennkammerschwingungen (Krebs, et al., 2010).....	8
Abbildung 1-11: Einflussgrößen von thermoakustisch induzierten Brennkammerschwingungen (Krebs, et al., 2010).....	9
Abbildung 1-12: Verteilung der vorläufigen Messpunkte und Durchlaufrichtung.....	11
Abbildung 1-13: Absorption und Emission von Atomen oder Molekülen (Woisetschläger, 2017).....	12
Abbildung 1-14: Energiezustände im Molekül (Woisetschläger, 2017).....	13
Abbildung 1-15: Bandenspektrum von Molekülen (Woisetschläger, 2017).....	13
Abbildung 1-16: Messaufbau .....	14
Abbildung 1-17: Zusammenhang zwischen Projektionsdaten $h(p,\theta)$ und lokaler Verteilung $f(r,\varphi)$ (Woisetschläger, 2017).....	16
Abbildung 1-18: Schnittebenen für die tomographischen Rekonstruktionen .....	17
Abbildung 2-1: Längsschnitt 2D Brenner mit strömungsrelevanten Zonen .....	18
Abbildung 2-2: Moody Diagramm für gerade Kreisrohre (Göke, et al.) .....	24
Abbildung 2-3: Bilanzierung der Mischkammer .....	24
Abbildung 2-4: Bilanzierung des Axialstroms.....	26
Abbildung 2-5: adiabate Verbrennungstemperatur von Methan in Abhängigkeit vom Äquivalenzverhältnis.....	30
Abbildung 2-6: Planck'scher Kurvenzug des schwarzen Strahlers bei $T=2226$ K .....	31
Abbildung 2-7: Transmissionsbereich Quarzglas (HSQ 300) (Heraeus).....	32
Abbildung 2-8: Bilanzierung des konvektiven Kühlluftfilms.....	34
Abbildung 2-9: Drallzahl in Abhängigkeit der Luftverteilungszahl (extrapoliert) .....	39

---

Abbildung 2-10: Durchströmtes Volumen CFD, Seitenansicht.....	40
Abbildung 2-11: Ein- und Auslässe des für die CFD benutzten Netzes .....	41
Abbildung 2-12: Unterteilung des Rechennetzes.....	43
Abbildung 2-13: Netzansicht des ringförmigen Axialeinlasses (rechts) und 3D-Netzansicht im Seitenschnitt des Brenners (links).....	43
Abbildung 2-14: Detailansicht des Netzes der Tangentialeinlässe .....	44
Abbildung 2-15: 3D-Netzansicht des Übergangs im Seitenschnitt.....	44
Abbildung 2-16: Strukturiertes Hexaeder Netz der Brennkammer von oben .....	45
Abbildung 2-17: Tetraedernetz nach der Konversion zu Polyederelementen.....	45
Abbildung 2-18: Bezugssystem für die Auswertung der Drallzahl .....	47
Abbildung 2-19: Auswertebereich der Drallzahl (roter und gelber Balken).....	47
Abbildung 2-20: Auswertepositionen der Drallzahl über dem Düsenaustritt .....	49
Abbildung 2-21: Geschwindigkeitskonturen auf 0,5, 0,75 und 1 mal dem Düsenaustrittsdurchmesser im BP „alt“ (v. o. nach u.).....	50
Abbildung 2-22: Projiziertes Vektorfeld über dem Düsenaustritt im seitlichen Mittenschnitt (BP 1) .....	50
Abbildung 2-23: Geschwindigkeitskonturen auf 0,5, 0,75, 1 und 1,5 mal dem Düsenaustrittsdurchmesser im BP mager (v. o. nach u.) .....	54
Abbildung 2-24: Projiziertes Vektorfeld über dem Düsenaustritt im seitlichen Mittenschnitt (BP mager) .....	55
Abbildung 2-25: Geschwindigkeitskontur in letzter Tangentialbohrungsreihe im Schnitt im BP1 .....	56
Abbildung 2-26: Stromlinien in letzter Tangentialbohrungsreihe im Schnitt im BP1.....	56
Abbildung 2-27: Geschwindigkeitskontur in letzter Tangentialbohrungsreihe im Schnitt im BP mager.....	57
Abbildung 2-28: Stromlinien in letzter Tangentialbohrungsreihe im Schnitt im BP mager....	57
Abbildung 3-1: Brenner mit zylindrischem und quadratischem Aufbau als Variante (3D gerendert) .....	58
Abbildung 3-2: Brennerkonstruktion nach Leitgeb: (1) beweglicher Konus (2) innere Buchse (3) äußere Buchse (7) tangentiale Schlitze (8) Gleichrichter (Leitgeb, 2012).....	59
Abbildung 3-3: Modifizierte Brennerkonstruktion nach Salcher (Salcher, 2014).....	60
Abbildung 3-4: Konus mit abschließendem Zapfen und Rezirkulationszone (Leitgeb, 2012)	61
Abbildung 3-5: Zusammenbau Brenner mit Teilenummerierung (Sprengdarstellung).....	62
Abbildung 3-6: Zusammenbau Brenner im Querschnitt .....	63
Abbildung 3-7: Beibehaltene Strömungsgeometrie (orange Kontur) .....	64
Abbildung 3-8: Axialluftdeckel .....	64
Abbildung 3-9: Deckel .....	64
Abbildung 3-10: Konus-alt, -V1, -V2, -V1a, -V1c (v.l.n.r. und v.o.n.u.).....	66
Abbildung 3-11: Austrittsdüse .....	67

---

Abbildung 3-12: Swirler.....	67
Abbildung 3-13: Box.....	68
Abbildung 3-14: Prallblech .....	69
Abbildung 3-15: zylindrischer und quadratischer Aufbau im gebrochenen Schnitt.....	70
Abbildung 3-16: Zusammenbau Aufbau mit Teilenummerierung (Sprengdarstellung).....	71
Abbildung 3-17: Kühlluftdeckel zylindrische und quadratisch .....	72
Abbildung 3-18: Quarzglas zylindrisch und quadratisch.....	74
Abbildung 3-19: Position des keramischen Dichtbandes (rot).....	74
Abbildung 3-20: Anordnung Quarzglasplatten (blau) mit Dichtungsband (rot).....	74
Abbildung 3-21: Kaminaufbau zylindrisch und quadratisch .....	75
Abbildung 3-22: Längsschnitt Brenner mit strömungsrelevanten Zonen .....	76
Abbildung 3-23: Theoretischer, dreidimensionaler Strömungsverlauf in Brenner und Brennkammer.....	77
Abbildung 3-24: Strömungsverhalten in der Brennkammer bei verschiedenen Drallzahlen (Giuliani, 2016).....	79
Abbildung 4-1: Schadensbild an den beiden Bauteilen „Deckel“ und „Swirler“ auf Grund Rückzündung.....	80
Abbildung 4-2: Brenneraufbau im Thermoakustlabor des ITTM mit axialer Beruhigungsstrecke .....	81
Abbildung 4-3: Kennfeld Brenner bei 5 kW thermischer Leistung .....	83
Abbildung 4-4: v.l.n.r.: Flammzustände von mager bis fett bei 5 kW thermischer Leistung .....	83
Abbildung 4-5: Kennfeld Brenner bei 3,5 kW thermischer Leistung .....	84
Abbildung 4-6: v.l.n.r.: Flammzustände von mager bis fett sowie Rückzündung bei 3,5 kW thermischer Leistung .....	84
Abbildung 4-7: Kennfeld Brenner bei 2 kW thermischer Leistung .....	85
Abbildung 4-8: v.l.n.r.: Flammzustände von mager bis fett sowie Anlegen an Austrittsdüse bei 2 kW thermischer Leistung .....	85
Abbildung 4-9: Frequenzspektrum des Photomultipliersignals verschiedener Betriebspunkte bei einer thermischen Leistung von 3,5 kW.....	86
Abbildung 4-10: Frequenzspektrum des Photomultipliersignals verschiedener Betriebspunkte bei einer thermischen Leistung von 5 kW.....	86
Abbildung 4-11: Mittelwert (links) und Standardabweichung der Chemilumineszenz über 18 Projektionen (Bilder eingefärbt, Intensität der Standardabweichung 8-fach verstärkt)...	87
Abbildung 4-12: Lage der Auswerteebenen und Nummerierung (rote Horizontallinien) .....	88
Abbildung 4-13: Tomographische Rekonstruktionen in den Ebenen 1 bis 15 der Chemilumineszenz der Methanflamme (Abk. E).....	89

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1-1: Eckdaten des neuen Brenners (BP Betriebspunkt) .....	2
Tabelle 1-2: Betriebspunkt für die Chemilumineszenzmessung .....	15
Tabelle 2-1: Stoffwerte .....	19
Tabelle 2-2: Gemessene Zustandswerte in Zuleitungen des vorigen Brenner .....	20
Tabelle 2-3: Thermische Leistung und Massenströme (BP mager 1) .....	20
Tabelle 2-4: Werte in der Tangentialluftzuleitung .....	23
Tabelle 2-5: Zustände in der Mischkammer .....	26
Tabelle 2-6: Zustände in der Beruhigungsstrecke .....	27
Tabelle 2-7: adiabate Verbrennungstemperatur des Methan/Luft-Gemischs .....	29
Tabelle 2-8: Strahlungsleistung der Flamme als schwarze Kugel .....	32
Tabelle 2-9: Strahlungsverhältnisse zwischen Quarzglas und Gasflamme .....	33
Tabelle 2-10: Geometrie für die Berechnung des Kühlluftstroms .....	35
Tabelle 2-11: Randbedingungen des Kühlluftstroms in Brennkammer .....	36
Tabelle 2-12: Berechnete Werte der Quarzglaskühlung .....	37
Tabelle 2-13: Betriebspunkt und Drallzahl der Messung durch Peterleithner (Peterleithner, et al., 2016) .....	38
Tabelle 2-14: Randbedingungen bzw. Betriebspunkt (BP alt) der CFD-Berechnung .....	41
Tabelle 2-15: Netzmetriken .....	42
Tabelle 2-16: Solvereinstellungen .....	46
Tabelle 2-17: Massenströme und Drallzahl des vorherigen Brenner (Peterleithner, et al., 2016) .....	48
Tabelle 2-18: Ergebnisse der Swirlnumber mittels numerischer CFD-Simulation .....	49
Tabelle 2-19: Drallzahlvergleich zwischen Standardvariante und Variante 1 .....	51
Tabelle 2-20: Randbedingungen bzw. Betriebspunkt (BP mager) der CFD-Berechnung .....	52
Tabelle 2-21: Vergleich der Drallzahl zwischen BP alt und BP mager 1 .....	53

## Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

### Lateinische Formelzeichen

$A$	$m^2$	Fläche, Oberfläche, Querschnittsfläche
$c$	$m/s$	Geschwindigkeit
$c = dq_{\text{rev}}/dT$	$J/(kg \cdot K)$	spezifische Wärmekapazität
$c_L = 2,99793 \cdot 10^8$	$m/s$	Lichtgeschwindigkeit im Vakuum
$c_p ; c_v$	$J/(kg \cdot K)$	spezifische isobare; isochore Wärmekapazität
$C_{mp} ; C_{mv}$	$J/(mol \cdot K)$	molare isobare; isochore Wärmekapazität
$d$	$m$	Durchmesser
$D$	$m$	Düsenaustrittsdurchmesser
$e = 2,71828 \dots$	–	Eulersche Zahl
$E$	$J$	Energie
$f$	$s^{-1}$	Frequenz
$F$	$N$	Kraft
$g = 9,81$	$m/s^2$	örtliche Fallbeschleunigung
$h$	$J/kg$	spezifische Enthalpie
$h = 6,62608 \cdot 10^{-34}$	$J \cdot s$	Plancksches Wirkungsquantum
$H$	$J$	Enthalpie
$\dot{H}$	$W$	Enthalpiestrom
$H_m$	$J/mol$	molare Enthalpie
$H_m^0$	$J/mol$	molare Enthalpie beim Standarddruck $p^0$
$\Delta_B H_m$	$J/mol$	molare Bildungsenthalpie
$\Delta_R H_m$	$J/mol$	molare Reaktionsenthalpie
$H_u$	$kJ/kg$	spezifischer Heizwert (früher: unterer Heizwert)
$k_B = 1,38065 \cdot 10^{-23}$	$J/K$	Boltzmann-Konstante
$l$	$m$	Länge
$L$	$kmol \text{ L}/kmol \text{ B}$ oder $kg \text{ L}/kg \text{ B}$	Luftmenge
$L_{\text{min}}$	$kmol \text{ L}/kmol \text{ B}$ oder $kg \text{ L}/kg \text{ B}$	Mindestluftbedarf
$LVZ$	$[-]$	Luftverteilungszahl
$m$	$kg$ oder $mol$	Masse
$\dot{m}$	$kg/s$	Massenstrom
$M$	$g/mol$	molare Masse
$n$	$(k)mol$	Stoffmenge, Molzahl
$n$	–	Laufvariable
$p$	$bar, Pa$	Druck
$p^0$		Standarddruck / $p^0 = 1 \text{ atm} = 1,013 \text{ bar}$ häufig auch $p^0 = 1 \text{ bar}$
$p_i$	$bar, Pa$	Partialdruck der Komponente $i$
$P$	$(k)W$	Leistung
$q$	$J/kg$	spezifische Wärme
$Q$	$J$	Wärme
$\dot{Q}$	$W$	Wärmeleistung
$r$	$m$	Radius
$R$	$J/(kg \cdot K)$	spezifische Gaskonstante
$R_m = N_A \cdot k_B = 8,31447$	$J/(mol \cdot K)$	allgemeine (molare) Gaskonstante
$s$	$m$	Weg, Schlitzbreite
$S$	$[-]$	Drallzahl (Swirlnumber)
$t$	$^{\circ}C$	Celsius-Temperatur

$T$	K	thermodynamische Temperatur
$u$	m/s	Geschwindigkeit entlang x-Koordinate
$U$	V	elektrische Spannung
$v$	m <sup>3</sup> /kg	spezifisches Volumen
$v$	m/s	Geschwindigkeit entlang y-Koordinate
$V$	m <sup>3</sup>	Volumen
$V_m$	m <sup>3</sup> /kmol	Molvolumen
$w$	m/s	Geschwindigkeit entlang z-Koordinate
$W$	J	Arbeit
$x$	m	Koordinate
$y$	m	Koordinate
$z$	m	Koordinate

### Griechische Formelzeichen

$\alpha$	W/(m <sup>2</sup> ·K)	Wärmeübergangskoeffizient
$\eta$	N·s/m <sup>2</sup>	(dynamische) Viskosität
$\eta$	–	Wirkungsgrad
$\kappa$	–	Isentropenexponent
$\lambda$	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit
$\lambda$	m	Wellenlänge
$\lambda$	–	Luftverhältnis, Luftzahl
$\mu_i$	–	Masseanteil der Komponente i
$\nu$	–	Frequenz
$\nu = \eta/\rho$	m <sup>2</sup> /s	kinematische Zähigkeit, Viskosität
$\nu_i$	–	Molanteil der Komponente i
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\sigma = 5,670367 \cdot 10^{-8}$	W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup>	Stefan-Boltzmann Konstante
$\sigma$	N/m <sup>2</sup>	Spannung
$\tau$	s	Zeit
$\varphi$	rad	Winkel
$\varphi_i$	–	Volumsanteil einer Komponente i
$\pi$	–	Kreiszahl
$\omega$	s <sup>-1</sup>	Winkelgeschwindigkeit
$\phi = 1/\lambda$	–	Equivalence Ratio

### Operatoren und Bezeichnungen

$d$	vollständiges Differential
$\delta$	unvollständiges Differential
$\partial$	partiell Differential
$\prod$	Produkt
$\sum$	Summe
$\Delta$	Differenz zweier Größen
$\cdot$	zeitliche Ableitung

## Weitere Indices und Abkürzungen

$0$	Bezugszustand
$0$	Standardzustand
1D	eindimensional
3D	dreidimensional
ab	abgeführt(e Wärme)
ad	Adiabat
aus	Aus, Austritt
auß	Außen, Außendurchmesser
ax	Axial
Br	Brennstoff
BK	Brennkammer
BS	Beruhigungsstrecke
CH <sub>4</sub>	Methan
CFD	Computational Fluid Dynamics
CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid
DIN	Deutsches Institut für Normung
ein	Ein, Eintritt
em	Emittiert (Strahlung)
engl	englisch
F	Flamme
g	gasförmig
ges	Gesamt
H <sub>2</sub> O	Wasser, Wasserdampf
inn	Innerer/innere, Innendurchmesser
k	Kilo (10 <sup>3</sup> ); Anzahl der Komponenten
kin	kinetisch
konst	konstant
kühl	Kühlluft
l	flüssig (liquid), Luft, Längen-
leit	Leitung, Zufuhrleitung
L	Parallele Plattenumströmung
Luft	Luft
m	mittel; molar
max	maximal
min	minimal
MK	Mischkammer
N <sub>2</sub>	Sickstoffdioxid
$Nu = \alpha l / \lambda$	Nußelt-Zahl
o	obere
O <sub>2</sub>	Sauerstoff
OH*	OH-Radikal
$Pr = \nu / \alpha$	Prandtl-Zahl
Quarz	Quarzglas
R	Reaktion
$Re = cl / \nu$	Reynolds-Zahl
RG	Rauchgas
st	stöchiometrisch; Stoff
Str	Strahlung
t	Total
tan	Tangential
th	thermisch

u	Unterer/untere
Verbr	Verbrennung
zu	zugeführt (Wärme)
zul	zulässig

In Anlehnung an DIN 1304-1, DIN 1345, DIN 13 345 und ISO 80 0000-5

# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation

Bereits in den 50er und 60er Jahren des letzten Jahrhunderts gelangten thermoakustische Oszillationen in Brennkammern zu unerwünschter Berühmtheit. Im Apollo Programm der NASA war zu jener Zeit verstärkt ein neuartiges Phänomen in den praktischen Versuchen der Saturn-V-Rakete und im speziellen der neu entwickelten F1-Triebwerke aufgetreten. Dabei handelte es sich um bis dato relativ unbekannte und nicht beherrschbare thermoakustische Brennkammerschwingungen, später unter dem Begriff „Pogo-Effekt“ bekannt. Diese Oszillationen führten zu erheblichen Problemen beim Testflug von Apollo 6 sowie zur Abschaltung des inneren Triebwerks der zweiten Stufe von Apollo 13. Als Ursache dieses Phänomens identifizierte man später Schwankungen in der Treibstoffversorgung, welche durch Druckschwankungen in der Brennkammer verursacht wurden. Diese Treibstoffschwankung wiederum verursachte oszillierende Wärmefreisetzungsraten und damit wiederum Druckschwankungen; der Kreislauf war damit geschlossen. Zur Behebung dieses Problems wurden dann sogenannte „Pogo-Suppressors“ eingesetzt. Die ingenieurstechnische Lösung dieses Phänomens war damit einer der entscheidenden Momente im Wettlauf um die erste bemannte Mondlandung.

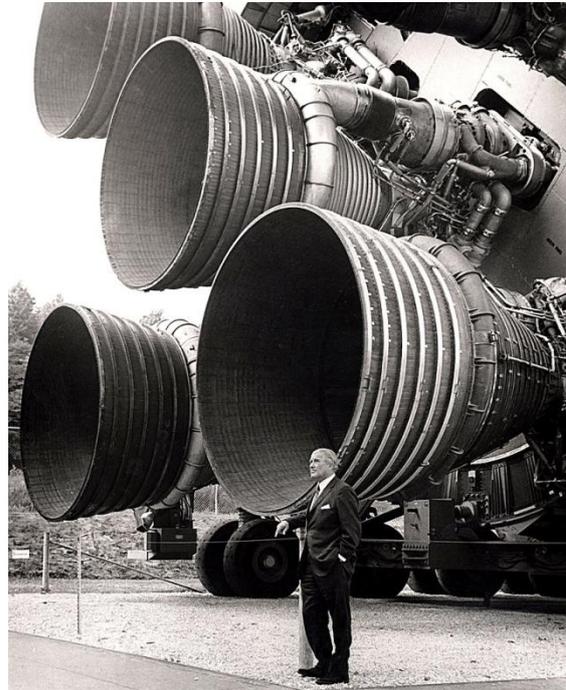


Abbildung 1-1: Wernher von Braun vor den fünf F1-Triebwerken einer Saturn-V-Rakete (Wikipedia)

Auch in den Anfängen der Strahltriebwerkära, eingeleitet durch Frank Whittle und Hans Joachim Pabst von Ohain in den 1930er Jahren, hatte man mit Verbrennungsinstabilitäten zu kämpfen. Vor allem von Ohain hatte zu seiner Zeit anfänglich erhebliche Probleme die Verbrennung seiner Neuerung in der Brennkammer stabil zu halten. Hinzu kam, dass er unter Zeitdruck seines damaligen Arbeit- und Geldgebers Ernst Heinkel stand, welcher auf verwertbare Ergebnisse pochte. Als kurzfristige Lösung und zur Zufriedenstellung von Ernst Heinkel befeuerte er bei der erstmaligen Vorführung das Triebwerk ersatzweise mit Wasserstoff.

Mit Einführung der Magerverbrennung, vor allem in stationären Gasturbinen, traten auch dort thermoakustische Oszillationen, wie sie bereits aus der Raketentechnik bekannt waren, vermehrt auf. Damit gehörten Untersuchungen zur Thermoakustik zum Standardprozess jeder Brennkammerentwicklung (Joos, 2006)

Die Vereinbarkeit einer stabilen und zugleich schadstoffarmen Verbrennung ist somit die Crux bei modernen Gasturbinen. Praktische Konzepte dafür beruhen meist auf einer Verbrennung im Luftüberschussbereich (magere Verbrennung) und weisen dadurch gleichzeitig starke Neigung zu Brennkammerschwingungen und Flammeninstabilitäten auf. Diese Phänomene und ihre Ursachen sind damit intensiver Forschungsgegenstand im Bereich der Gasturbinen und somit auch am Institut für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik (ITTM) der Technischen Universität Graz.

## 1.2 Zielsetzung

Ziel dieser Arbeit war die Neukonstruktion eines Versuchsbrenners für den Thermoakustikprüfstand mit optisch transparenter Brennkammer und einer mageren, drallstabilisierten Flamme. Mit diesem Brenner sollte es möglich sein, thermoakustische Untersuchungen mit verschiedenen optischen Messverfahren durchzuführen. Dabei gab es bereits einen bestehenden Brenner am Institut, welcher aber nicht mehr die geforderten Kriterien einzuhalten vermochte. Die zu erfüllenden Hauptkriterien der Neukonstruktion waren dabei folgende:

1. Methanflamme im Leistungsbereich einiger weniger kW
2. Magere Verbrennung mit drallstabilisierter, abgehobener Flamme
3. Koaxialität und Achssymmetrie der Strömung und Flamme
4. Wahlweise perfekt vorgemischte<sup>1</sup> sowie technisch vorgemischte<sup>2</sup> Verbrennung
5. Optische transparente Brennkammer (Quarzglas)
6. Montierbarkeit von Befestigungselementen

Im Anschluss an den rechnerischen und konstruktiven Teil sollte der neue Brenner im praktischen Betrieb validiert werden. Dies erfolgte mittels Aufnahme von Stabilitätskennfeldern sowie Chemilumineszenz und Emissionstomographie der leuchtenden Flamme zum Nachweis der Rotationssymmetrie.

Tabelle 1-1 gibt einen Überblick über die Eckdaten der Neukonstruktion.

Tabelle 1-1: Eckdaten des neuen Brenners (BP Betriebspunkt)

		Grenzen	BP alt	BP mager 1
thermische Leistung	$Q_{th}$ [kW]	1,75 bis 7	3,4	3,5
Massenstrom Methan	$\dot{m}_{CH_4}$ [g/s]	0,035 bis 0,14	0,068	0,07
Verbrennungsluftmassenstrom	$\dot{m}_{Verb}$ [g/s]	0 bis 2	0,819	1,69
Luftverhältnis	$\lambda$ [-]	0,7 bis 1,36	0,7	1,4
Äquivalenzverhältnis	$\phi$ [-]	0,74 bis 1,43	1,43	0,71
Axialluftmassenstrom	$\dot{m}_{ax}$ [g/s]	0 bis 1	0,422	0,887
Tangentialluftmassenstrom	$\dot{m}_{tan}$ [g/s]	0 bis 1	0,397	0,798
Kühlluftmassenstrom	$\dot{m}_{kühl}$ [g/s]	0 bis 1,5	0,969	1
Luftverteilungszahl	LVZ [-]	0,5 bis 2	0,94	0,9
Drallzahl	S [-]	0 bis 1,2	0,54	0,53

## 1.3 Grundlagen von Brennkammern und Thermoakustik

Die vollständige und umfassende Beschreibung der Grundlagen von Brennkammern ist mehrfach in der einschlägigen Fachliteratur festgehalten worden. Hier sollen nur einige kurze, für diese Arbeit relevante, Themenbereiche beleuchtet werden.

<sup>1</sup> Durchmischung von Kraftstoff und Luft außerhalb des Brenners in den Zuleitungen

<sup>2</sup> Durchmischung von Kraftstoff und Luft innerhalb des Brenners in der Mischkammer

### 1.3.1 Thermodynamik der Brennkammer

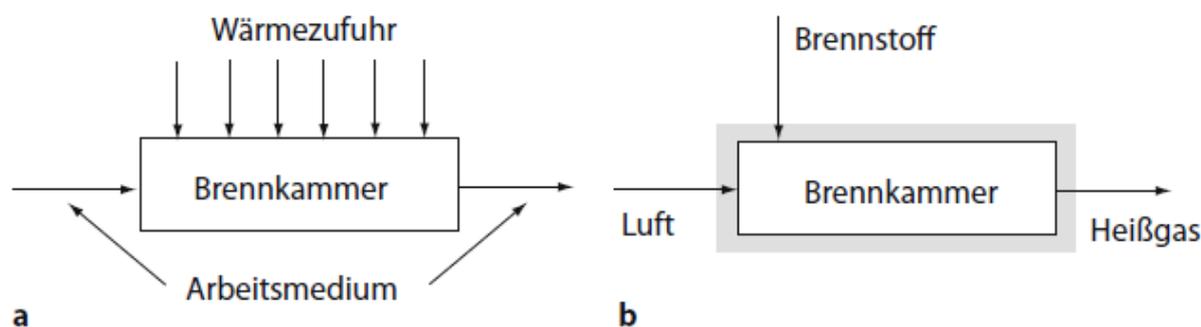


Abbildung 1-2: Energetische Bilanzierung ohne (a) und mit (b) Berücksichtigung der Stoffumwandlung (Sattelmayer, 2010)

Primäre Aufgabe der Brennkammer ist die möglichst vollständige Energie- und Stoffumwandlung des zugeführten Kraftstoff-Luftgemischs mit geringen Verlusten. Hinzu kommen weitere wesentliche Anforderungen bezüglich des Betriebsverhaltens, Umweltverträglichkeit, Stabilität, Sicherheit und Integration.

Thermodynamisch gesehen kann die Bilanzierung der Brennkammer entweder ohne (Gleichung (1-1)) oder mit (Gleichung (1-2)) Berücksichtigung der Stoffumwandlung erfolgen. Der Wärmeübergang wurde hier vernachlässigt (Sattelmayer, 2010).

$$\dot{Q}_{Br} = \dot{m}_{Br} * H_u = \dot{H}_{t\text{ aus}} - \dot{H}_{t\text{ ein}} \quad (1-1)$$

$$\Delta_R \dot{H}^0 = (\dot{H} - \dot{H}^0)_{\text{Heißgas}} - (\dot{H} - \dot{H}^0)_{\text{Br \& Luft}} \quad (1-2)$$

Die Standardreaktionsenthalpie  $\Delta_R H^0$  der chemischen Reaktion, also der Verbrennung, lässt sich dabei aus der Differenz der Standardbildungsenthalpien  $\Delta_B H^0$  von Produkten und Edukten und ihren Volumsanteilen berechnen (Satz von Hess). Die Standardbildungsenthalpie stellt im weitesten Sinne jene Energie dar, welche notwendig ist eine chemische Verbindung ausgehend von den entsprechenden Elementen in ihrer thermodynamisch stabilsten Form - zu erzeugen. Sie entspricht bei der Bildungsreaktion unter konstanten Druck genau dem Heizwert (Klell, 2015).

### 1.3.2 Prinzipielle Funktionsweise ausgeführter Brennkammern

Prinzipiell wird die vom Verdichter komprimierte und warme Luft (ca.  $Ma \approx 0,5$ ) über einen Diffusor verzögert und der Brennkammer zugeführt. Die Verbrennung erfolgt dabei je nach Ausführung nicht vorgemischt, vorgemischt oder nur teilweise vorgemischt. Trotz Diffusor ist die Strömungsgeschwindigkeit höher als die turbulente Flammengeschwindigkeit. Aus diesem Grund ist es essentiell, eine stabilisierende Maßnahme für die Flamme zu schaffen. Abbildung 1-3 zeigt die Evolution der Brennkammer von der denkbar einfachsten Bauform a) über b) bis zu aktuellen Konzepten mit Swirl-Injektor c) bzw. aerodynamischem Flammhalter d).

Die Ausbildung einer Rezirkulationszone ist eine verbreitete Methode um die Strömungsgeschwindigkeit so zu senken, dass die Flamme an einer stabilen Position brennen kann und ausreichend Wärme zur Zündung des nachkommenden Kraftstoff-Luft-Gemischs zur Verfügung steht (Abbildung 1-4).

Ein Teil der zugeführten Luft wird außen an der Einlaufhaube vorbeigeführt und für die Kühlung des Flammrohrs sowie zur Verdünnung der heißen Rauchgase verwendet (blaue Pfeile Abbildung 1-4). Als Kühltechniken für das Flammrohr seien die Filmkühlung, Prallkühlung, Transpirations- und Effusionskühlung erwähnt (Abbildung 1-5).

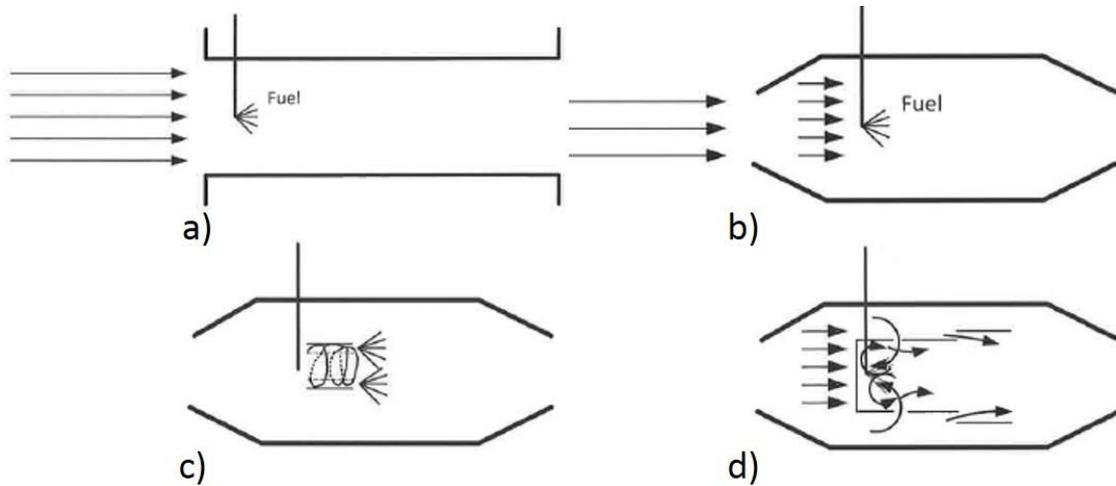


Abbildung 1-3: Evolution der Brennkammer (Heitmeir, 2015)

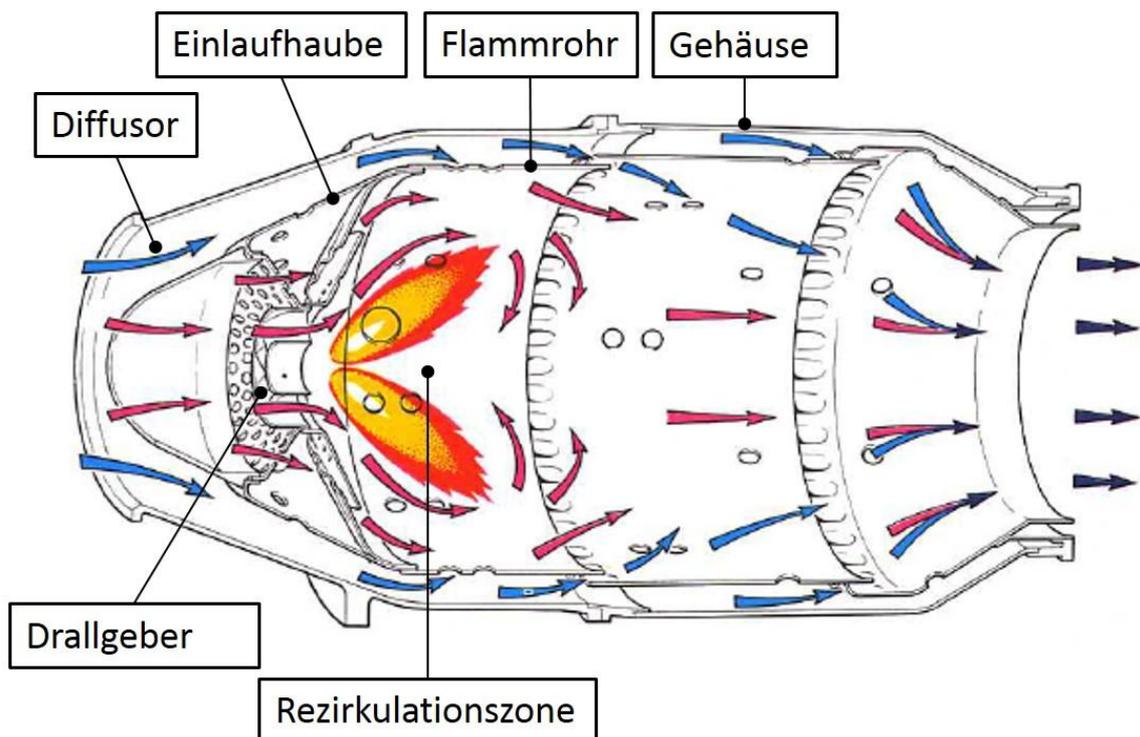


Abbildung 1-4: Prinzipieller Aufbau sowie Luft- und Rauchgasstrom einer GT-Brennkammer (Rolls Royce, 1996)

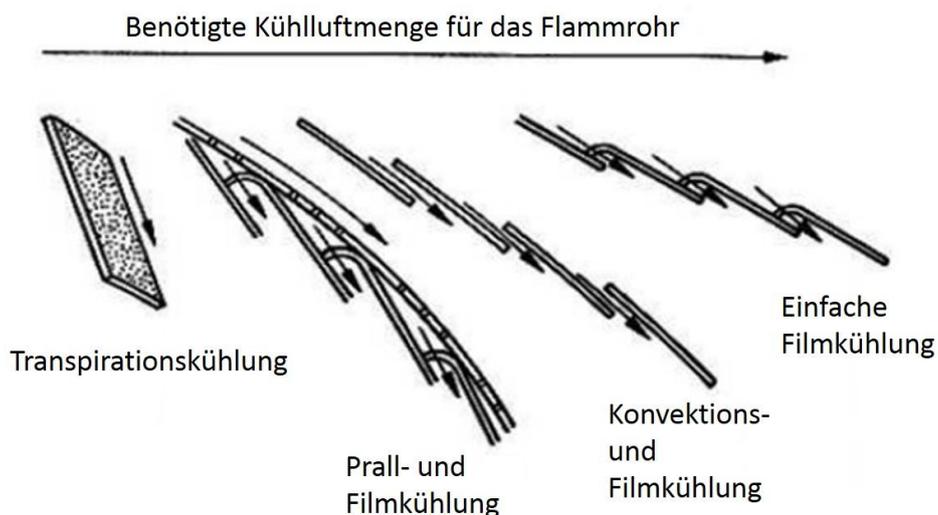


Abbildung 1-5: Trends der Flammrohrkühlung (Giuliani, 2016)

### 1.3.3 Emissionsverhalten

Da wie bereits erwähnt, eine Abgasnachbehandlung vor allem bei Fluggasturbinen bis heute technisch nicht realisierbar ist, erfolgt eine primäre Emissionsreduzierung in der Brennkammer. Dabei bietet sich vor allem der magere Luftüberschussbereich in einem engen Band des Äquivalenzverhältnisses  $\phi$  an. Abbildung 1-6 gibt einen Überblick über die Entstehung der wesentlichen Schadstoffe ( $\text{NO}_x$ -, HC- und CO-Emissionen) in Abhängigkeit des Äquivalenzverhältnisses  $\phi$  sowie aktueller Technologien zu deren Minderung.

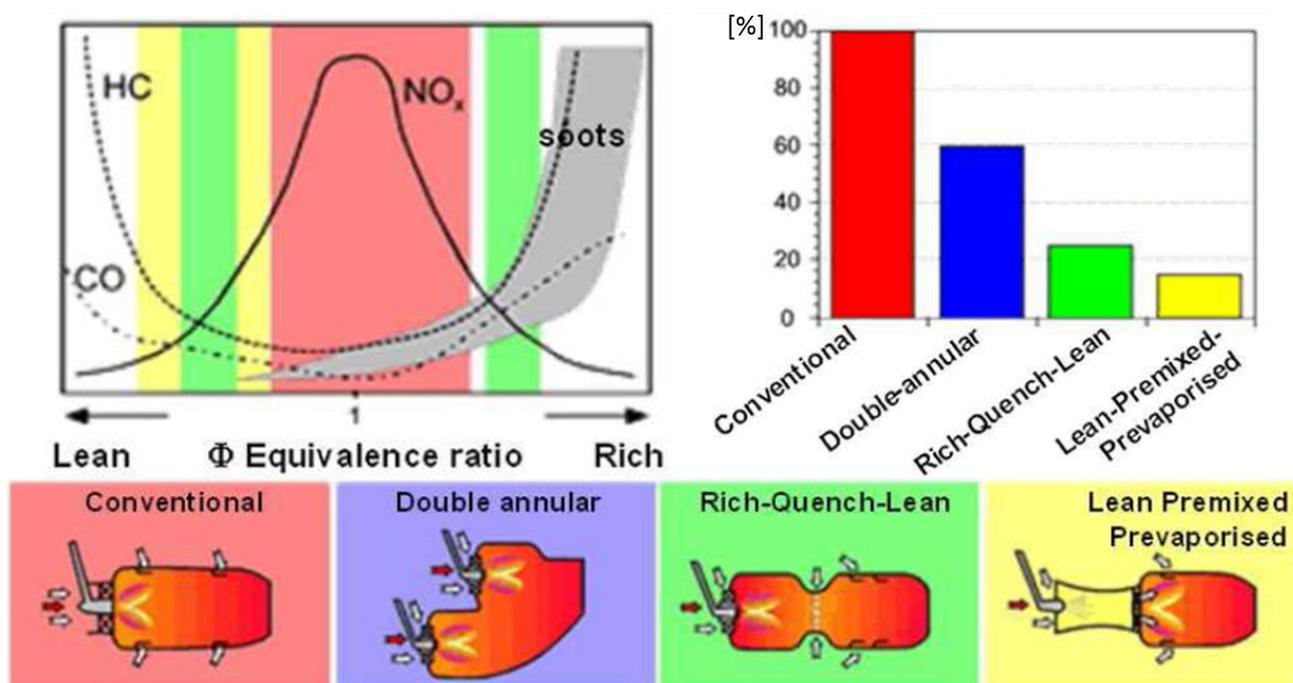


Abbildung 1-6: Emissionsentstehung in Gasturbinenbrennkammern in Abhängigkeit vom Äquivalenzverhältnis sowie aktuelle Brennkammertechnologien und ihr Emissionsminderungspotential (Giuliani, 2016)

### 1.3.4 Drallzahl

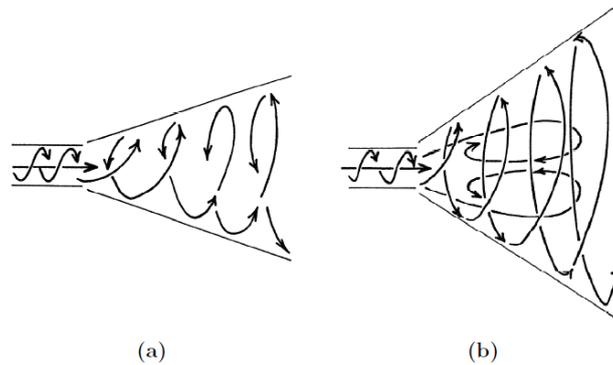


Abbildung 1-7: verdrehte Freistrahlen: (a) geringer Drall, (b) hoher Drall mit zentraler Rezirkulation (Leitgeb, 2012)

Die Drallzahl (engl. Swirlnumber) gilt als eines der Hauptauslegungsmerkmale von Brennkammerströmungen zur Stabilisierung der brennenden Flamme. Auf Grund der relativ hohen Strömungsgeschwindigkeiten in Brennkammern ist eine Maßnahme zur Erhöhung der turbulenten Flammengeschwindigkeit und Durchmischung von unverbranntem Kraftstoff-Luft-Gemisch bzw. zur Verringerung der Strömungsgeschwindigkeit notwendig. Relevant ist dabei in Gasturbinenbrennkammern die Ausbildung einer zentralen Rezirkulationszone, welche die Strömungsgeschwindigkeit dermaßen verringert, dass die Flamme stabil an einer Position brennen kann. Grund für die Ausbildung der Rezirkulation sind axiale und radiale Druckgradienten hervorgerufen durch die verdrehte Strömung (siehe Abbildung 1-7).

Die Drallzahl gibt im Prinzip das Verhältnis von tangentialem zu axialem Impulsstrom an einer bestimmten axialen Position über dem Düsenaustritt wieder (Gleichung (1-3)), Druckterm vernachlässigt (Leitgeb, 2012):

$$S = \frac{2 * \int_0^{2\pi} \int_0^{r_{\max}} \rho * v * u * r^2 * dr * d\varphi}{D * \int_0^{2\pi} \int_0^{r_{\max}} \rho * u^2 * r * dr * d\varphi} = \frac{\text{tangentialer Impulsstrom}}{\text{axialer Impulsstrom}} \quad (1-3)$$

Abbildung 1-8: infinitesimales Schnittelement eines drallbehafteten Freistrahls Abbildung 1-8 gibt die Verhältnisse für Gleichung (1-3) an einem infinitesimalen Volumenelement wieder. Die Koordinatenrichtung  $x$  entspricht in dieser Abbildung der axialen Richtung,  $u$  der axialen und  $v$  der tangentialen Geschwindigkeit.

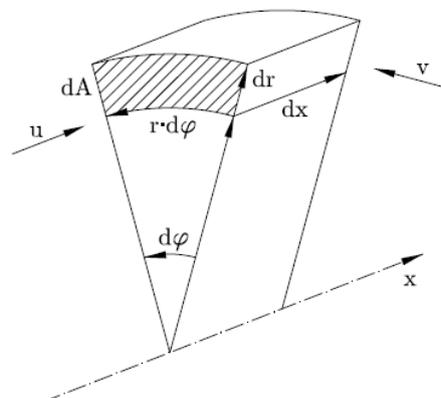


Abbildung 1-8: infinitesimales Schnittelement eines drallbehafteten Freistrahls (Leitgeb, 2012)

Aus Erfahrungswerten ist bekannt, dass eine Drallzahl von  $S \approx 0,6$  für eine ausreichende Rezirkulation in Brennkammern anzustreben ist (Giuliani, 2016).

### 1.3.5 Thermoakustik

Die Einführung der schadstoffarmen Magerbrennkammern, vor allem bei stationären Gasturbinen, rief gleichzeitig eine neue Problemstellung hervor, welche bis dato nur von Raketenbrennkammern und Flugtriebwerksnachbrennern bekannt war: Brennkammerpulsationen. Seither spielt die Thermoakustik bei der Entwicklung moderner Brennkammern eine wesentliche Rolle (Joos, 2006).

#### 1.3.5.1 Rayleigh-Kriterium

Das Rayleigh-Kriterium ist eine bereits sehr früh entdeckte Methode, um das Phänomen von Brennkammerschwingungen zu erklären: befindet sich eine oszillierende Wärmefreisetzung  $\tilde{q}(t)$  in Phase mit einer oszillierenden Druckpulsation  $\tilde{p}(t)$  kann es zu einem Aufschaukeln selbiger und damit zu heftigen Brennkammerschwingungen kommen (Rayleigh Kriterium Gleichung (1-4)).

$$\oint p'(t) * \dot{q}'(t) * dt > 0 \quad (1-4)$$

Strahle erklärte den Einfluss der oszillierenden Wärmefreisetzung mit einem zusätzlichen Quellterm in der Wellengleichung (Gleichung (1-5)) (Joos, 2006).

$$\frac{1}{\bar{c}^2} * \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla^2 \tilde{p} = \frac{\kappa - 1}{\bar{c}^2} * \frac{\partial q'}{\partial t} \quad (1-5)$$

Wobei  $\bar{c}$  die mittlere Schallgeschwindigkeit und  $\kappa$  der Isentropenexponent sind.

#### 1.3.5.2 Anregungsmechanismen von Brennkammerpulsationen

Prinzipiell kann zwischen fremderregten und selbsterregten Brennkammerschwingungen unterschieden werden. Die akustische Rückkoppelung der Wärmefreisetzung mit dem Schallfeld der Brennkammer bzw. mit deren akustischen Eigenschaften ist dabei die am häufigsten auftretende Erregung (Selbsterregung). Abbildung 1-9 soll einen Überblick der Mechanismen in Brennkammern geben.

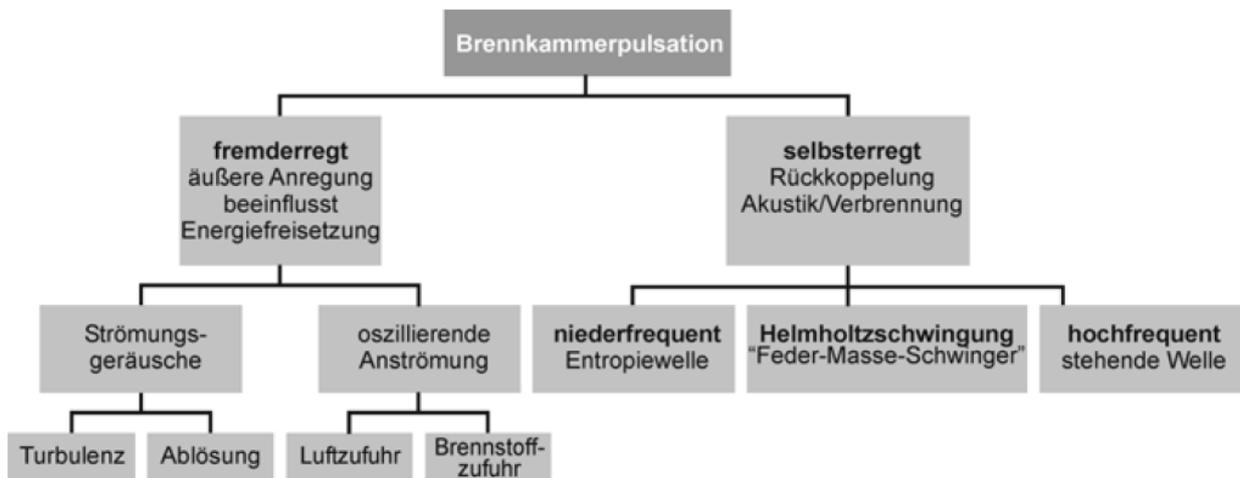


Abbildung 1-9: Einteilung von Brennkammerpulsationen (Joos, 2006)

### 1.3.5.3 Einflussgrößen für thermoakustische Schwingungen in Brennkammern

Mit Hilfe einer Rückkoppelungsschleife eines schwingenden Systems lassen sich thermoakustisch induzierte Brennkammerschwingungen gut erklären (Abbildung 1-10).

Kommt es zu Druckschwankungen in der Brennkammer wirken sich diese periodisch und rückwirkend auf den Gemischmassenstrom aus. Dieser besteht aus zugeführter Luft und dem Kraftstoff, wobei die Luftversorgung weniger drucksteif und damit anfälliger auf Druckpulsationen in der Brennkammer reagiert. Der Kraftstoffmassenstrom hingegen reagiert weniger empfindlich und schwankt daher mit geringerer Amplitude. Konsequenz dieser Effekte ist eine Schwankung in der Gemischzusammensetzung, also im Äquivalenzverhältnis  $\phi$ , und damit in der Wärmefreisetzungsrates welche wiederum Druckschwankungen induziert (siehe auch Gleichung (1-5)). Die Rückkoppelungsschleife ist dadurch geschlossen (Krebs, et al., 2010).

Abbildung 1-11 zeigt die Einflussgrößen für thermoakustisch induzierte Brennkammerschwingungen.

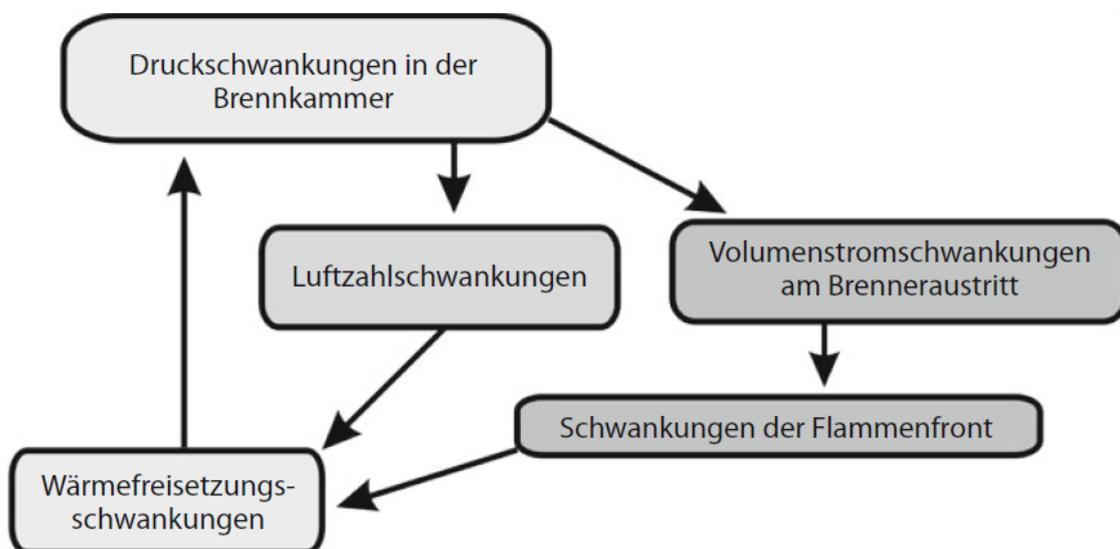


Abbildung 1-10: Rückkoppelungsschleife von thermoakustisch induzierten Brennkammerschwingungen (Krebs, et al., 2010)

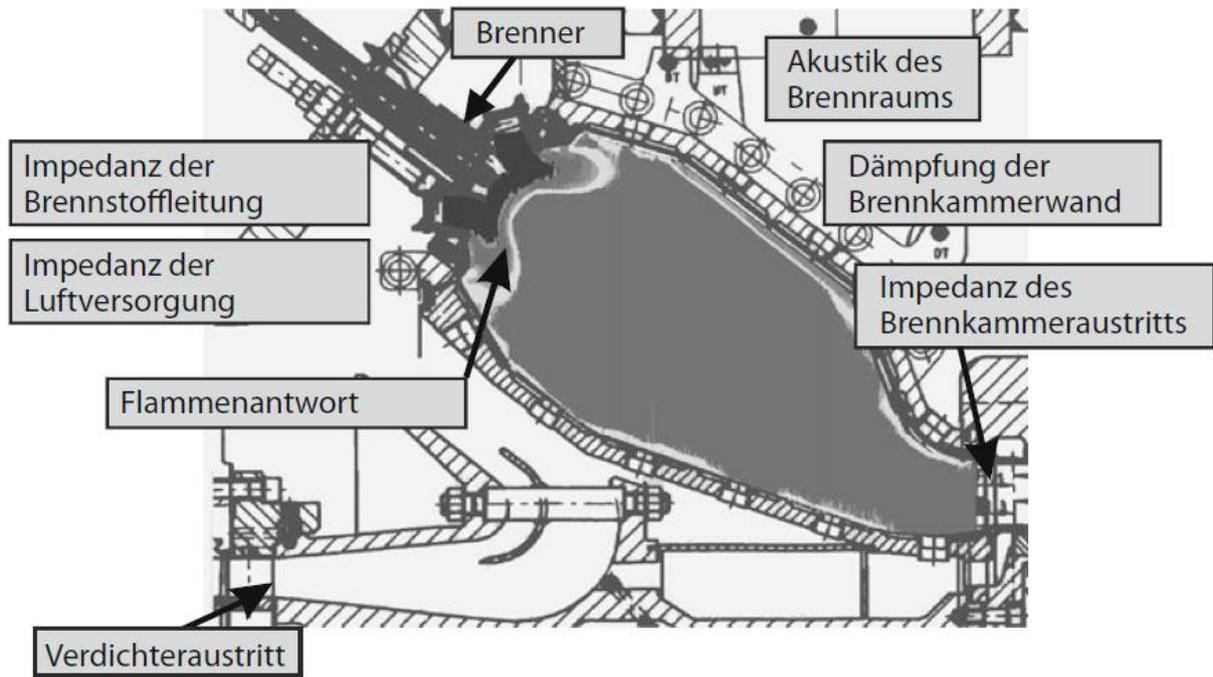


Abbildung 1-11: Einflussgrößen von thermoakustisch induzierten Brennkammerschwingungen (Krebs, et al., 2010)

## **1.4 Methodik**

In diesem Kapitel soll ein kurzer Überblick über die Vorgehensweise und die verwendeten Messverfahren gegeben werden.

### **1.4.1 Vorgehensweise und Inhalt der Kapitel**

Zu Beginn dieser Arbeit stand die Analyse der Konstruktion des vorhergehenden Brenners, welcher von Herrn Thomas Leitgeb im Rahmen seiner Dissertation am hiesigen Institut konstruiert wurde (Leitgeb, 2012). Im Anschluss an die Analyse erfolgten erste Anfertigungen von Hand- und Prinzipskizzen für die Neukonstruktion, welche nach entsprechender Aussortierung in ein 3D-CAD-Programm (Dassault Systèmes CATIA) vorläufig eingearbeitet wurden.

#### **1.4.1.1 Kapitel 2**

Parallel zur Konstruktion wurden erste Auslegungsberechnungen für relevante thermodynamische und strömungsmechanische Größen angestellt, um damit ein Gefühl für die Größenordnungen zu bekommen. Die Auslegungsberechnung erfolgte ausgehend von den Zuleitungen zum Brenner und erweiterte sich bis in die Brennkammer. Auf Grund komplexer Strömungsverhältnisse wurde zusätzlich eine 3D-CFD Berechnung (ANSYS Fluent) der Strömungsverhältnisse in der Brennkammer, mit dem vordergründigen Ziel der Ermittlung der Drallzahl, gemacht.

#### **1.4.1.2 Kapitel 3**

Das Kapitel 3 zeigt die endgültige Konstruktion des gesamten Brenners sowie der einzelnen Bauteile. Die Fertigung und der Zukauf von Werkstoffrohlingen, dem Quarzglas sowie diverser Komponenten wurden bei verschiedenen Herstellern organisiert. Auch etwaige Optimierungsmaßnahmen, welche erst nach dem ersten Betrieb des Brenners auftraten, wurden in diesem Kapitel erfasst.

Der gesamte Konstruktionsablauf muss dabei als paralleler Prozess zwischen der theoretischen Auslegungsberechnung (Kapitel 2), der Konstruktion und Fertigung der Bauteile (Kapitel 3) sowie teilweise der ersten Inbetriebnahme (Kapitel 4) verstanden werden.

#### **1.4.1.3 Kapitel 4**

Nachdem die Bauteile der ersten Konstruktionsvariante verfügbar waren, wurde der Brenner zusammengebaut und erstmalig in Betrieb genommen. Einige Bauteile wurden optimiert und es erfolgte eine Aufnahme von Stabilitätskennfeldern. Gleichzeitig wurde das akustische Frequenzspektrum und das Frequenzspektrum des OH\*-Radikals der Flamme in charakteristischen Betriebspunkten mitgemessen und analysiert. Zur Überprüfung der Achssymmetrie wurde das Eigenleuchten der Flamme mittels Chemilumineszenz aufgenommen und mit bildverarbeitenden Programmen (Tomographie) untersucht.

## 1.4.2 Kennfeldermittlung

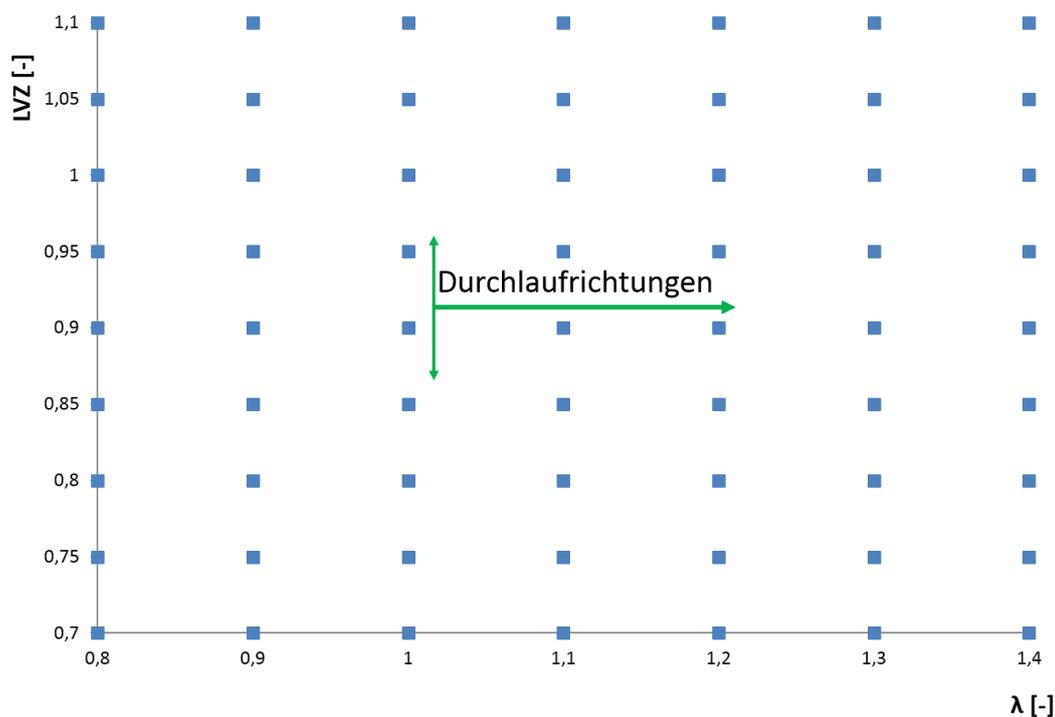


Abbildung 1-12: Verteilung der vorläufigen Messpunkte und Durchlaufrichtung

Für die Ermittlung charakteristischer Betriebszustände sowie von stabilen Arbeitsbereichen war es zunächst nötig die Eigenheiten des neuen Brenners in Form von Kennfeldern zu erfassen. Die Kennfeldermittlung erfolgt vorerst ohne Quarzglas und Kaminaufbau. Die Luftverhältniszahl  $\lambda$  bezieht sich hier auf die Verbrennungsluft nach Gleichung (2-4), d.h. auf die gesamte vom Brenner austretende Luft. Wie schon bei dem vorherigen Brenner wurde es als sinnvoll erachtet als Parameter die Luftverteilungszahl (LVZ, Gleichung (2-9)) sowie das Luftverhältnis  $\lambda$  (Gleichung (2-5)) bei konstanter thermischer Leistung (Gleichung (2-2)), zu variieren. Die oberen und unteren Grenzen dieser Größen sind Abbildung 1-12 zu entnehmen. Als thermische Leistungen wurden 2 kW, 3,5 kW und 5 kW gewählt. Alle Kennfeldermittlungen erfolgten mit perfekt vorgemischter Verbrennung (vgl. Kapitel 1.2).

Der grüne, dicke Pfeil in Abbildung 1-12 zeigt die hauptsächliche Richtung an, in der die verschiedenen Betriebspunkte angefahren wurden, also entlang konstanter Luftverteilungszahl vom fetten in den mageren Bereich.

Im Laufe der Messung zeigten sich jedoch mehr und mehr die charakteristischen Betriebszustände des Brenners und dessen Übergänge untereinander. Daher war es einerseits notwendig zusätzliche Messpunkte mitaufzunehmen um gewisse Grenzen zwischen den Betriebszuständen schärfer zu erfassen und andererseits um die obere Grenze der mageren Verbrennung auszuloten.

Die beiden dünnen Pfeile zeigen daher die Richtungen an, welche für zusätzliche Messpunkte verwendet wurden.

Jeder Messpunkt wurde anhand seines Charakteristikums schriftlich festgehalten und mittels photographischer Kamera ein Farbbild der Flamme mit einer Belichtungszeit von 1 Sekunde aufgenommen. Zu einigen ausgewählten Punkte wurde zusätzlich für eine Dauer von 30 Sekunden die Signale von Photomultiplier (OH\*-Leuchten) und Mikrophon aufgezeichnet.

Anschließend erfolgte eine FFT-Auswertung in Matlab und daraus die Frequenzspektren. Das Leuchten des OH\* Radikals gilt allgemein als Maß für die Wärmefreisetzung einer Flamme. Verwendet wurde ein schmalbandiger Interferenzfilter, der nur das Leuchten dieses Radikals durchlässt (310±3nm CWL, FWHM 10±2nm Bandweite, 18% Transmission, Edmund Optics)

Der schematische Messaufbau kann Abbildung 1-16 entnommen werden, allerdings umfasst dieser zusätzlich die Chemilumineszenz. Der Brenner wurde für die Kennfeldermittlung vorerst ohne Quarzglas und Kaminaufbau betrieben (vgl. Kapitel 3.3).

### 1.4.3 Chemilumineszenz

Die Chemilumineszenz beruht auf der Fähigkeit von angeregten Atomen und Molekülen Licht zu emittieren.

#### 1.4.3.1 Physikalisches Grundprinzip

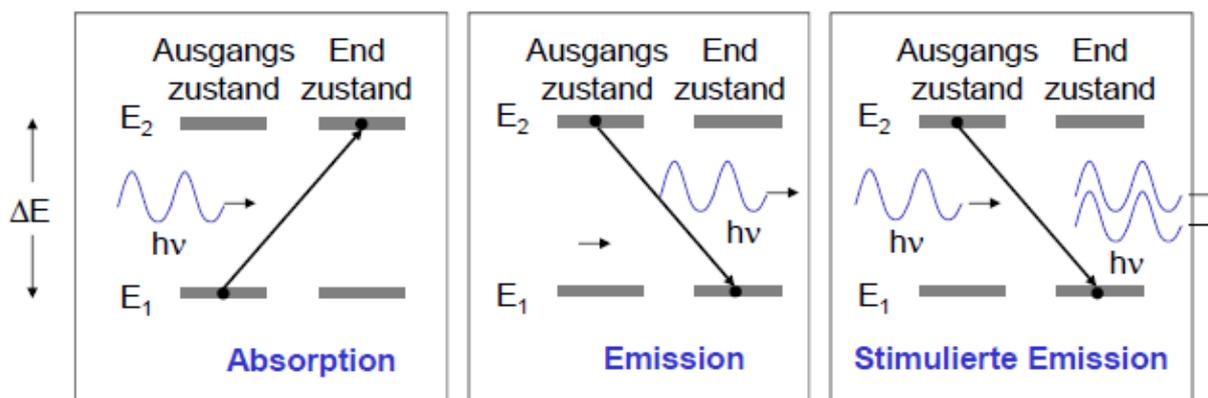


Abbildung 1-13: Absorption und Emission von Atomen oder Molekülen (Woisetschläger, 2017)

Die Messung der Lichtemission in bestimmten Spektralbereichen ist ein weit verbreitetes Messverfahren um Flammenverhalten optisch und qualitativ zu bewerten.

Das Grundprinzip der Lichtemission von Atomen beruht auf der Modellvorstellung, dass Atome oder Moleküle durch Absorption von Licht oder Stößen in einen höherenergetischen Zustand springen (Abbildung 1-13). Kehren die Atome in den niederenergetischen Zustand zurück, wird dabei ein Teil der vorher absorbierten Energie wieder emittiert. Dabei wird ein Quant elektromagnetischer Energie mit der Energie  $\Delta E$  und der Frequenz  $\nu$  abgestrahlt (Emission von Licht, Gleichung (1-6) (Woisetschläger, 2017).

$$\Delta E = h * \nu \quad (1-6)$$

$h$ ...Planck-Konstante  $6,626 \cdot 10^{-34}$  Js

Wenn die Außenelektronen (äußere Valenzelektronen) nach einer Anregung in den Grundzustand zurückspringen, liegt diese Frequenz im Bereich des sichtbaren Lichts (THz).

Bei Molekülen kommen zusätzlich Rotations- und Vibrationszustände des Moleküls hinzu, welche wiederum diskrete Energieeigenwerte annehmen, jedoch mit viel geringeren Differenzen als bei elektronischen Zuständen (Abbildung 1-14).

Das Zusammenspiel aus elektronischen Eigenzuständen sowie Rotations- und Vibrationszuständen erzeugt einen persönlichen Fingerabdruck jedes Moleküls. Dadurch ist auch die Frequenz des emittierten Lichts für jede Molekülspezies charakteristisch.

Für Moleküle ergibt sich daher ein molekulares Bandenspektrum mit Übergängen zu verschiedenen Rotations- oder Vibrationszuständen (Abbildung 1-15).

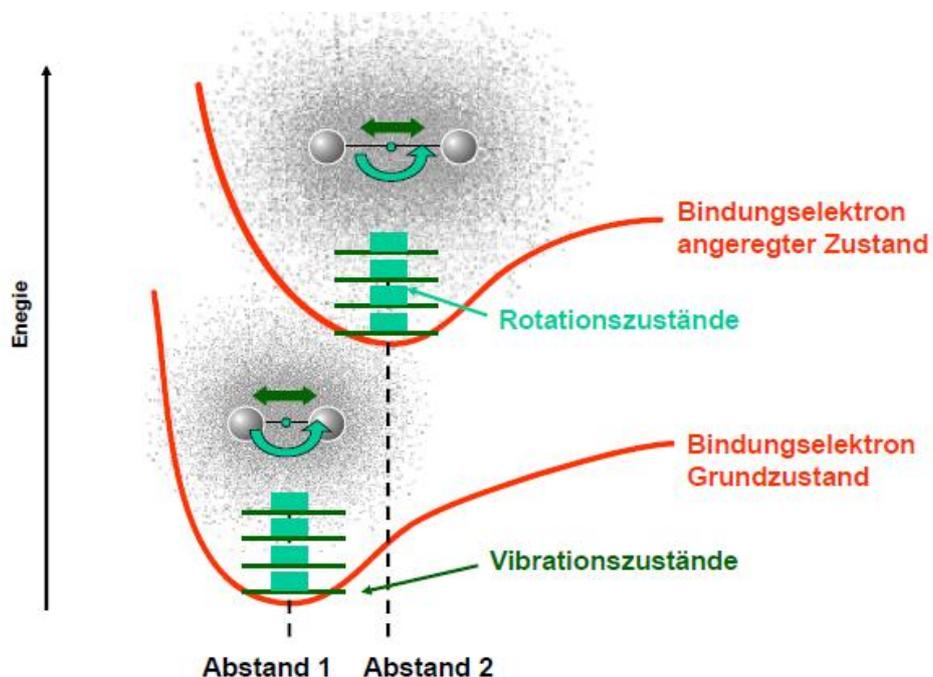


Abbildung 1-14: Energiezustände im Molekül (Woisetschläger, 2017)

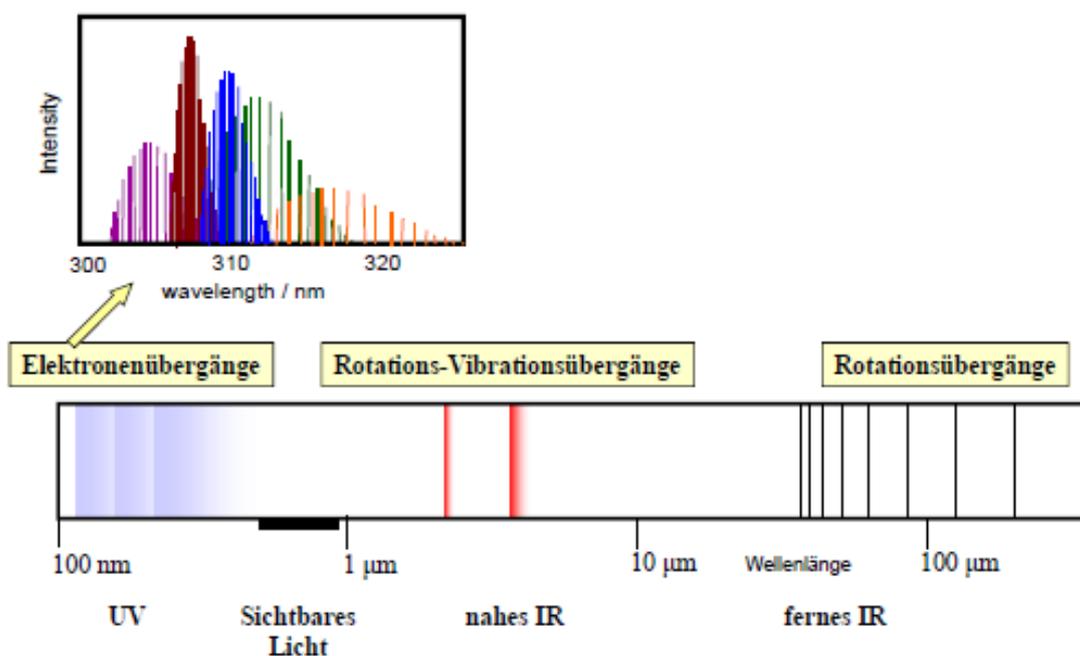


Abbildung 1-15: Bandenspektrum von Molekülen (Woisetschläger, 2017)

### 1.4.3.2 Messmethodik

Die Aufnahme von Chemilumineszenz der leuchtenden Methanflamme wurde mittels einer schwarz-weiß Kamera (Imagingsource DMK 31BF03) über das gesamte Spektrum, d.h. ohne Spektralfilter, durchgeführt. Dadurch erhält man ein schwarz-weiß Bild mit der Intensitätsverteilung der Flamme.

Da sich der Brenneraufbau auf einem Wälzlager befindet und somit um seine Achse gedreht werden kann, wurde ein Winkel von  $180^\circ$  mit einer Schrittweite von  $10^\circ$  aufgeteilt. Nach jedem Winkelinkrement erfolgte eine Aufnahme von mindestens 10 Bildern mit einer Belichtungszeit von je 1s. Die erhöhte Belichtungszeit erzeugt dabei bereits eine erste Mittelung der turbulenten Flammenbewegung. Die Blendenzahl der Kamera wurde so eingestellt, dass die maximale Intensität der Flamme noch unterhalb der maximalen Sensitivität der Kamera lag.

Abbildung 1-16 zeigt schematisch den Messaufbau für die Aufnahme des Eigenleuchtens der Flamme sowie für die Erstellung der Kennfelder (vgl. Kapitel 1.4.2).

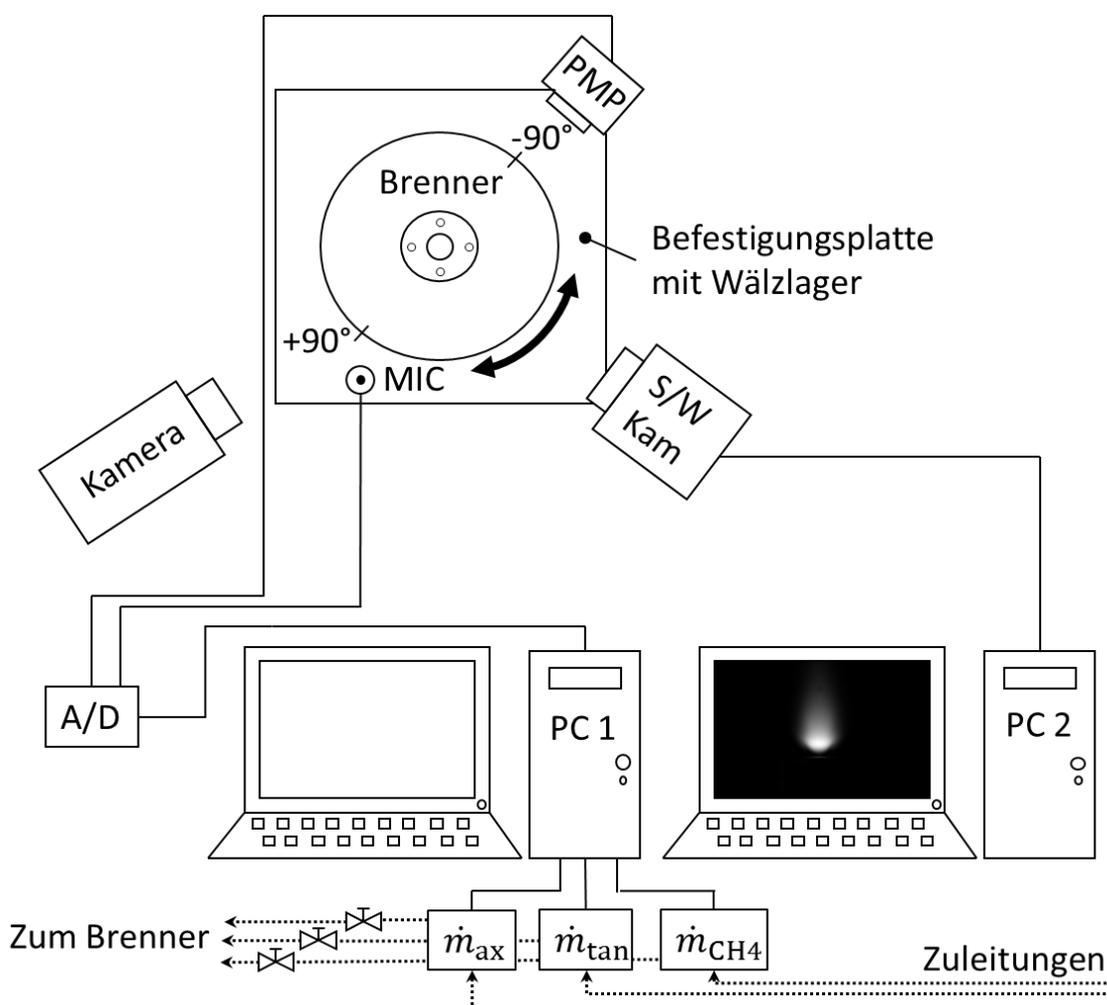


Abbildung 1-16: Messaufbau

PMP...Photomultiplier mit OH\*-Filter

Kamera...Farbkamera Canon

S/W Kamera...schwarz-weiß Kamera

MIC...Mikrophon

A/D...Analog/Digital Wandler

PC1, PC2...Computereinheiten zur Aufnahme von Messwerten und zur Einstellung des BP

Zuleitungen...Zufuhrleitungen für Axialluft  $m_{ax}$ , Tangentialluft  $m_{tan}$  und Methan  $m_{CH_4}$

Als Betriebspunkt wurde ein charakteristischer Punkt im Luftüberschussbereich gewählt (Tabelle 1-2).

Tabelle 1-2: Betriebspunkt für die Chemilumineszenzmessung

Betriebspunkt Chemilumineszenz		
thermische Leistung	$Q_{th}$ [kW]	3,5
Massenstrom Methan	$\dot{m}_{CH_4}$ [g/s]	0,07
Verbrennungsluftmassenstrom	$\dot{m}_{Verb}$ [g/s]	1,445
Luftverhältnis	$\lambda$ [-]	1,2
Äquivalenzverhältnis	$\phi$ [-]	0,83
Axialluftmassenstrom	$\dot{m}_{ax}$ [g/s]	0,771
Tangentialluftmassenstrom	$\dot{m}_{tan}$ [g/s]	0,674
Luftverteilungszahl	LVZ [-]	0,875

Als Referenz wurden einige Bilder mit Abbildung einer metrischen Skala (Maßband) aufgenommen. Dadurch kann bei der Auswertung der Bilder ein Maßstab angegeben und verwendet werden. Die Aufnahmen wurden mit einer Canon 550D Spiegelreflexkamera gemacht.

#### 1.4.4 Tomografie

Für die tomografische Auswertung der einzelnen Projektionen wurde eine Faltungsmethode verwendet. Die Faltungsmethode ist in der Tomografie eine weit verbreitete Berechnungsweise wie sie auch in der Medizintechnik Anwendung findet (Computer Tomografie CT).

##### 1.4.4.1 Grundprinzip der Tomografie

Der österreichische Mathematiker Johann Radon zeigte 1917 erstmals, dass die Rekonstruktion eines Feldes aus Projektionsdaten möglich ist. Die inverse Radontransformation kann dabei die lokale Verteilung  $f(r,\varphi)$  aus Projektionsdaten  $h(p,\theta)$  rekonstruieren (Gleichung(1-7)) (Woisetschläger, 2017).

$$f(r, \varphi) = \left( \frac{1}{2 * \pi^2} \right) \int_0^\pi \int_{-\infty}^\infty \frac{1}{r * \cos(\theta - \varphi) - p} * \frac{\partial h(p, \theta)}{\partial p} * dp * d\theta \quad (1-7)$$

Abbildung 1-17 zeigt die Zusammenhänge der Größen für Gleichung(1-7).

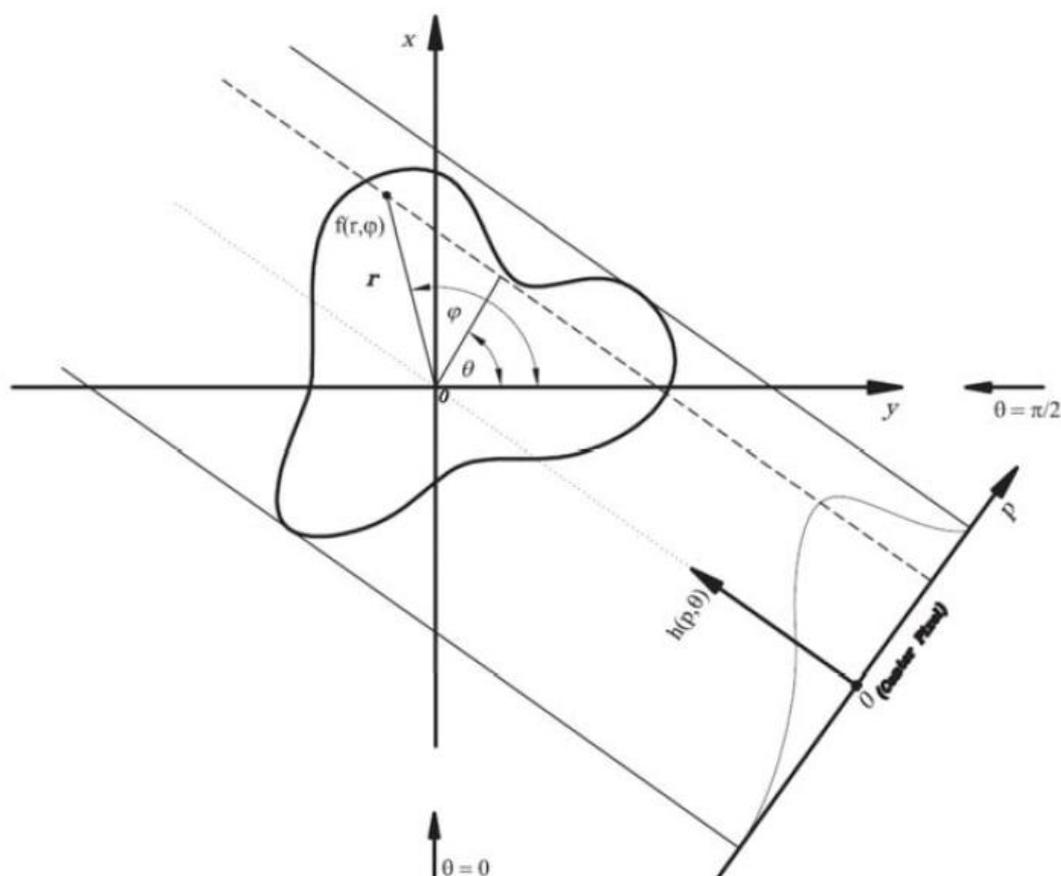


Abbildung 1-17: Zusammenhang zwischen Projektionsdaten  $h(p, \theta)$  und lokaler Verteilung  $f(r, \varphi)$  (Woisetschläger, 2017)

Für eine exakte Rekonstruktion würde jedoch eine unendliche Anzahl von Projektionen benötigt werden. Die Faltungsmethode nähert daher die Radon-Inversion mit Hilfe der mathematischen Faltung an. Dadurch wird die Differentiation diskretisierter Daten vermieden. Die Faltungsmethode wird auch „gefilterte Rückprojektion mit Faltung“ genannt, da sie die Datensätze filtert. Folgende Methodik wird für diese Methode genutzt:

- Eine Differentiation der Projektdaten  $h(p, \theta)$  zu  $h'(p, \theta)$  (angenähert durch die Faltung)
- Eine Hilbert-Transformation von  $h'(p, \theta)$  (Angenähert durch die Faltung)
- Eine Rückprojektion

Durch obiges mathematisches Vorgehen kann aus einer endlichen Anzahl von Projektionen rasch eine dreidimensionale Verteilung der Daten erzeugt werden. Je höher die Anzahl der Projektionen ist und je gleichmäßiger diese verteilt sind, desto besser ist das Ergebnis.

#### 1.4.4.2 Auswertemethodik

Die Erstellung der tomografischen Rekonstruktionen erfolgte mit Hilfe des Programmes IDEA (Interferometric data evaluation algorithms), welches an der Technischen Universität Graz entwickelt wurde. Ein kostenloser Download ist von der Webadresse <http://www.optics.tugraz.at/idea/idea.html> möglich.

Als erster Schritt wurde zu jeder Projektionsrichtung (insgesamt 18 Projektionen, vgl. Kapitel 1.4.3) mehrere Langzeitbelichtungen mittels einer SW CCD Kamera (Imagingsource DMK

31BF03) aufgenommen und für jede Projektionsrichtung ein Mittelwert der aufgenommenen Flammenintensität generiert.

Für die tomografische Rekonstruktion wurden künstlich weitere Projektionen durch Interpolation zwischen den gemessenen Richtungen in  $1^\circ$ -Schritten erzeugt. So wurden insgesamt 180 Projektionen erhalten. Dadurch werden mathematische, sternförmige Artefakte vermieden, die ansonsten durch die Faltung weniger Projektionen entstehen.

Die Schnittebenen auf denen einzelne tomografische Schnitte mit Hilfe der Faltungsmethode (Kapitel 1.4.4.1) aus den 180 Projektionen erzeugt wurden, sind wie in Abbildung 1-18 festgelegt worden. Insgesamt wurden 64 Schnittebenen ausgewertet, jeweils mit einer Dicke von einer Pixeleinheit und einem Intervall von 5 Pixeleinheiten dazwischen. 50 mm entsprechen 220 Pixeleinheiten. Im Hintergrund ist die invertierte Intensität der Flamme zu erkennen. Mittig befindet sich die Mittelachse des Brenners (z-Achse).

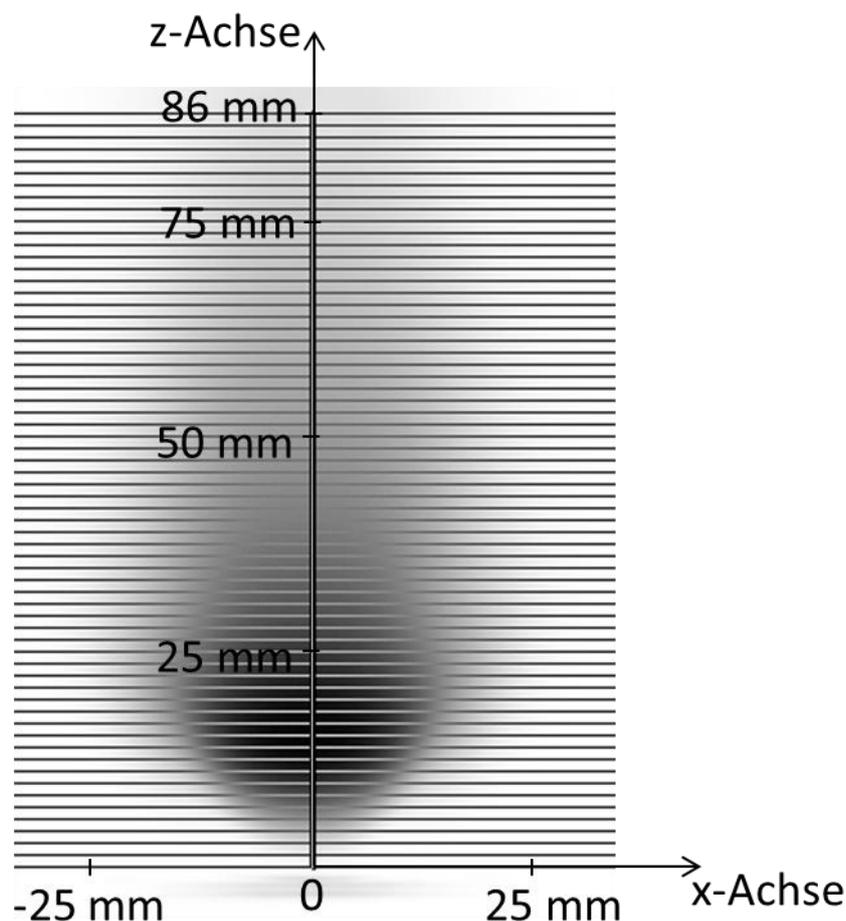


Abbildung 1-18: Schnittebenen für die tomografischen Rekonstruktionen

## 2 Auslegung des Brenners mit optisch transparenter Brennkammer

Ziel der Auslegungsberechnung war es erste Anhaltswerte für die Zustände und Geschwindigkeiten des Fluids im Brenner zu erhalten. Dabei wurde einerseits eine vereinfachte Abschätzungsberechnung mit Excel, sowie in weiterer Folge - auf Grund steigender Komplexität - eine CFD-Berechnung der Strömungsverhältnisse durchgeführt. Besonderes Augenmerk galt dabei der Ermittlung der Drallzahl (engl. Swirlnumber, siehe Kapitel 1.3.4).

### 2.1 Aufbau und Strömungszonen

Abbildung 2-1 zeigt den Aufbau des Brenners im Längsschnitt 2D mit den wichtigsten Strömungszonen und Querschnitten. Die Haupteinteilung für die Berechnung erfolgt nach „Brenner“ (Kapitel 2.2) und „Brennkammer“ (Kapitel 2.3). Konstruktionstechnische Aspekte werden später im Kapitel 3 behandelt.

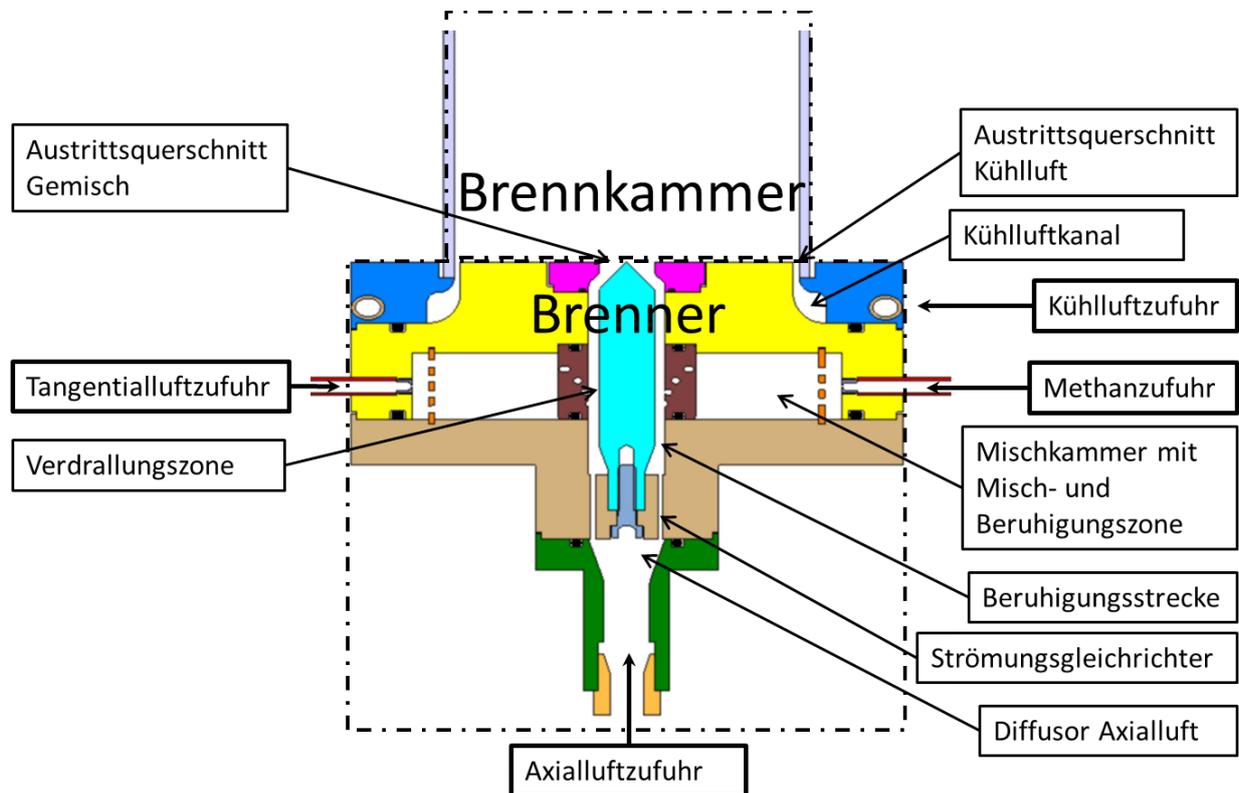


Abbildung 2-1: Längsschnitt 2D Brenner mit strömungsrelevanten Zonen

## 2.2 Abschätzungsberechnung Brenner

Die Abschätzungsberechnung im Brenner folgt der Annahme stationärer, reibungsfreier und isentroper Strömungsverhältnisse, sowie unter der Annahme der Gültigkeit der idealen Gasgleichung. Die spezifischen Wärmekapazitäten wurden, auf Grund der sich kaum ändernden Temperatur der Strömung im Brenner selbst, als konstant angenommen.

### 2.2.1 Stoffwerte

Die Stoffwerte wurden aus dem Skript für Thermodynamik der Technischen Universität Graz bezogen (Eichlseder, 2012).

Tabelle 2-1: Stoffwerte <sup>3</sup>

Heizwert CH4	$H_{u\_CH4}$ [MJ/kg]	50
Gaskonstante Luft	$R_{Luft}$ [J/kgK]	287
Gaskonstante CH4	$R_{CH4}$ [J/kgK]	518,8
spez. Wärmekapazität Luft	$c_{p\_Luft}$ [kJ/kg]	1,004
spez. Wärmekapazität CH4	$c_{p\_CH4}$ [kJ/kg]	2,157
stöchiometrischer Luftbedarf CH4	$L_{min\_CH4}$ [kg <sub>Luft</sub> /kg <sub>Br</sub> ]	17,2
dyn. Viskosität Luft (bei 15°C)	$\eta_{Luft}$ [Pa s]	1,80E-05
dyn. Viskosität CH4 (bei 15°C)	$\eta_{CH4}$ [Pa s]	1,08E-05
Wärmeleitfähigkeit Luft (bei 20°C)	$\lambda$ [W/mK]	0,026
Prandtlzahl Luft (bei 15°C)	Pr [-]	0,6951
Molare Masse Luft	$M_{Luft}$ [kg/kmol]	28,964

Da die Luftversorgung des Brenners über die institutsinterne Druckluftleitung läuft, welche die Luft bei Umgebungstemperatur liefert, wurden die spezifischen Wärmekapazitäten für den Brenner bei Umgebungstemperatur angenommen. Selbiges gilt für die dynamischen Viskositäten.

Die Prandtlzahl der Luft berechnet sich aus Gleichung (2-1).

$$Pr = \frac{c_{p\ Luft} * \eta_{Luft}}{\lambda_{Luft}} \quad (2-1)$$

<sup>3</sup> **Allgemeiner Hinweis:** alle orange hinterlegten Felder mit schwarzer Schriftfarbe in den Tabellen sind Werte welche vorgegeben wurden, wohingegen grau hinterlegte mit oranger Schriftfarbe berechnete Werte darstellen.

## 2.2.2 Randbedingungen und Vorgabewerte zur Auslegung des Brenners

Als Randbedingungen und damit Basis aller Berechnungen dienen die gemessenen Werte von Totaldruck und Totaltemperatur der Luft und des Methans in den Zuströmleitungen des bisher benutzten Brenners (siehe Tabelle 2-2) (Marn, 2014).

Tabelle 2-2: Gemessene Zustandswerte in Zuleitungen des vorigen Brenner

Randbedingungen	Totaldruck $p_t$ [Pa]	Totaltemperatur $T_t$ [K]	Leitungsdurchmesser $d_{leit}$ [mm]
Axialluft	66300	292	6
Tangentialluft	79200	300	6
Methan	166200	292	4

Die Geometrie der Zuleitungen ist dabei bekannt und bereits durch die vorhandenen Zufuhrrohre festgelegt.

Des Weiteren war ein gewünschter Betriebspunkt des Brenners anhand thermischer Leistung sowie Axial- und Tangentialluftstrom vorzugeben (Tabelle 2-3). Zur Orientierung wurden Anhaltswerte des vorangegangenen Brenners verwendet und auch neue, magere Betriebspunkte berechnet (Tabelle 1-1).

Tabelle 2-3: Thermische Leistung und Massenströme (BP mager 1)

therm. Leistung	$Q_{th}$ [kW]	3,50
Massenstrom Axialluft	$\dot{m}_{ax}$ [g/s]	0,887
Massenstrom Tangentialluft	$\dot{m}_{tan}$ [g/s]	0,798
Massenstrom CH4	$\dot{m}_{CH4}$ [g/s]	0,0700
tatsächliche Luftmenge	$L_{CH4}$ [kg <sub>L</sub> /kg <sub>Br</sub> ]	24,07
Luftverhältnis Lambda	$\lambda$ [-]	1,40
Äquivalenzverhältnis Phi	$\phi$ [-]	0,715
Massenstrom Luft Verbrennung	$\dot{m}_{verb}$ [g/s]	1,685
Massenstrom Gemisch MK	$\dot{m}_{MK}$ [g/s]	0,868
Luftverteilungszahl (LVZ)	LVZ [-]	90,0%
Massenstrom total	$\dot{m}_{ges}$ [g/s]	1,755

Die Vorgabewerte (Tabelle 2-3) und daraus folgend die berechneten Werte von Tabelle 2-4 bis Tabelle 2-6 entsprechen übrigens dem „Betriebspunkt mager 1“, welcher später im Kapitel 2.4.7 näher untersucht wird.

Der Massenstrom des Methans wurde mit Hilfe von Gleichung (2-2) berechnet.

$$\dot{Q}_{Br} = \dot{m}_{CH4} * H_{u, CH4} \quad (2-2)$$

Die tatsächliche Luftmenge pro Kilogramm Brennstoff ergibt sich aus Gleichung (2-3)

$$L_{\text{CH}_4} = \frac{\dot{m}_{\text{Verb}}}{\dot{m}_{\text{CH}_4}} \quad (2-3)$$

wobei sich die für die Verbrennung zur Verfügung stehende Luft nach Gleichung (2-4) berechnet.

$$\dot{m}_{\text{Verb}} = \dot{m}_{\text{ax}} + \dot{m}_{\text{tan}} \quad (2-4)$$

In weiterer Folge gilt für das Luft- und Äquivalenzverhältnis die Gleichung (2-5) und (2-6),

$$\lambda = \frac{L_{\text{CH}_4}}{L_{\text{min CH}_4}} \quad (2-5)$$

$$\phi = \frac{1}{\lambda} \quad (2-6)$$

wobei die Mindestluftmenge für eine stöchiometrische Verbrennung von Methan aus den Studienblättern der Lehrveranstaltung Thermodynamik bezogen wurde (Eichlseder, 2012).

Der Massenstrom in der Mischkammer (MK) des Brenners ergibt sich zu Gleichung (2-7)

$$\dot{m}_{\text{MK}} = \dot{m}_{\text{CH}_4} + \dot{m}_{\text{tan}} \quad (2-7)$$

und der Gesamtmassenstrom im Brenner aus Gleichung (2-8).

$$\dot{m}_{\text{ges}} = \dot{m}_{\text{CH}_4} + \dot{m}_{\text{tan}} + \dot{m}_{\text{ax}} \quad (2-8)$$

Die Luftverteilungszahl (LVZ) als wichtigen charakteristischen Parameter des Brenners erhält man aus Gleichung (2-9).

$$LVZ = \frac{\dot{m}_{\text{tan}}}{\dot{m}_{\text{ax}}} \quad (2-9)$$

### 2.2.3 Zustände und Geschwindigkeiten des Fluids in den Zuleitungen

Ausgehend von den Randbedingungen aus Tabelle 2-2 und den Massenströmen aus Tabelle 2-3 kann jeweils thermodynamischer Zustand und Geschwindigkeit des Fluids in den Zuleitungen berechnet werden.

Die Berechnung wird exemplarisch an der Zuleitung der Tangentialluft gezeigt, in allen anderen Zuleitungen erfolgt sie analog mit den entsprechenden Werten.

#### 2.2.3.1 Die Tangentialluftzufuhr

Mit Kenntnis der Totaltemperatur Gleichung (2-10)

$$T_{\text{t tan}} = T_{\text{tan}} + \frac{c_{\text{ein tan}}^2}{2 * c_{\text{p Luft}}} \quad (2-10)$$

sowie des Totaldrucks Gleichung (2-11)

$$p_{t \text{ tan}} = p_{\text{tan}} + \frac{\rho_{\text{tan}} * c_{\text{ein tan}}^2}{2} \quad (2-11)$$

und unter Verwendung der idealen Gasgleichung (2-12)

$$p_{\text{tan}} = \rho_{\text{tan}} * R_{\text{Luft}} * T_{\text{tan}} \quad (2-12)$$

sowie der vereinfachten Kontinuitätsgleichung (stationäre Strömung) Gleichung (2-13)

$$\dot{m}_{\text{tan}} = \rho_{\text{tan}} * A_{\text{ges}} * c_{\text{ein tan}} \quad (2-13)$$

erhält man ein Gleichungssystem von 4 Gleichungen für 4 Unbekannte ( $T$ ,  $p$ ,  $c$ ,  $\rho$ ).

Nach entsprechender Umformung und Einsetzen erhält man eine quadratische Gleichung für die Dichte (Gleichung (2-14)):

$$\rho_{\text{tan}} = \frac{p_{t \text{ tan}} \pm \sqrt{p_{t \text{ tan}}^2 - 4 * R_{\text{Luft}} * T_{t \text{ tan}} * \frac{\dot{m}_{\text{tan}}}{2 * A_{\text{ges}}^2} * \left(1 - \frac{R_{\text{Luft}}}{c_{p \text{ Luft}}}\right)}}{2 * R_{\text{Luft}} * T_{t \text{ tan}}} \quad (2-14)$$

Daraus folgt nach Gleichung (2-13) bei bekanntem Massenstrom die Strömungsgeschwindigkeit und schließlich mit (2-10) und (2-11) Druck und Temperatur des Fluids.

Der Volumenstrom ergibt sich nach Gleichung (2-15).

$$\dot{V}_{\text{tan}} = A_{\text{ges}} * c_{\text{ein tan}} \quad (2-15)$$

Der Totalenthalpiestrom errechnet sich durch Gleichung (2-16):

$$\dot{H}_{t \text{ tan}} = \dot{m}_{\text{tan}} * \left( c_{p \text{ Luft}} * T_{\text{tan}} + \frac{c_{\text{ein tan}}^2}{2} \right) \quad (2-16)$$

Die Reynoldszahl in den kreisrunden Zuleitungen ergibt sich zu Gleichung (2-17).

$$Re = \frac{c_{\text{ein tan}} * d_{\text{inn}} * \rho_{\text{tan}}}{\eta_{\text{Luft}}} \quad (2-17)$$

Als Beispiel zeigt Tabelle 2-4 die Werte für die Tangentialluftzufuhr. Die Variablen a, b und c sind zusammengefasste Terme der Gleichung (2-14).

Tabelle 2-4: Werte in der Tangentialluftzuleitung

Innendurchmesser	$d_{\text{inn}}$ [mm]	6
Leitungseinzelquerschnitt	$A_{\text{leit}}$ [mm <sup>2</sup> ]	28,27
Anzahl Zuleitungen	$n_{\text{leit}}$ [-]	6
Leitungsquerschnitt	$A_{\text{ges}}$ [mm <sup>2</sup> ]	169,65
Totaldruck abs.	$p_{t \text{ tan}}$ [bar]	1,792
Totaltemperatur	$T_{t \text{ tan}}$ [K]	300
a	[-]	86100
b	[-]	-179200
c	[-]	7,900852696
Dichte	$\rho_{\text{tan}}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	2,081
Eintrittsgeschwindigkeit	$c_{\text{ein tan}}$ [m/s]	2,26
stat. Druck abs.	$p_{\text{tan}}$ [bar]	1,792
Temperatur	$T_{\text{tan}}$ [K]	300,0
Volumenstrom tang. Luft	$V_{\text{tan}}$ [m <sup>3</sup> /s]	0,0003834
Totalenthalpiestrom	$\dot{H}_{t \text{ tan}}$ [W]	240,4
Reynoldszahl	$R_{\text{tan}}$ [-]	7389

Aus Tabelle 2-4 ist ersichtlich, dass bei derartig geringen Geschwindigkeiten Totaldruck und Totaltemperatur näherungsweise dem statischen Druck bzw. der Temperatur entsprechen. Vereinfacht hätte der kinetische Anteil der Luft vernachlässigt werden können, dieser wurde hier aber der Vollständigkeit halber trotzdem berücksichtigt.

Weiters erkennt man anhand der Reynoldszahl, dass wir uns nach dem Moody-Diagramm (Abbildung 2-2) genau in dem Übergangsbereich von laminarer zu turbulenter Rohrströmung befinden. Dies ist aber nicht weiter von Belang, da sich im anschließenden Brenner die Strömungsgeometrie wesentlich von einem Rohr unterscheidet.

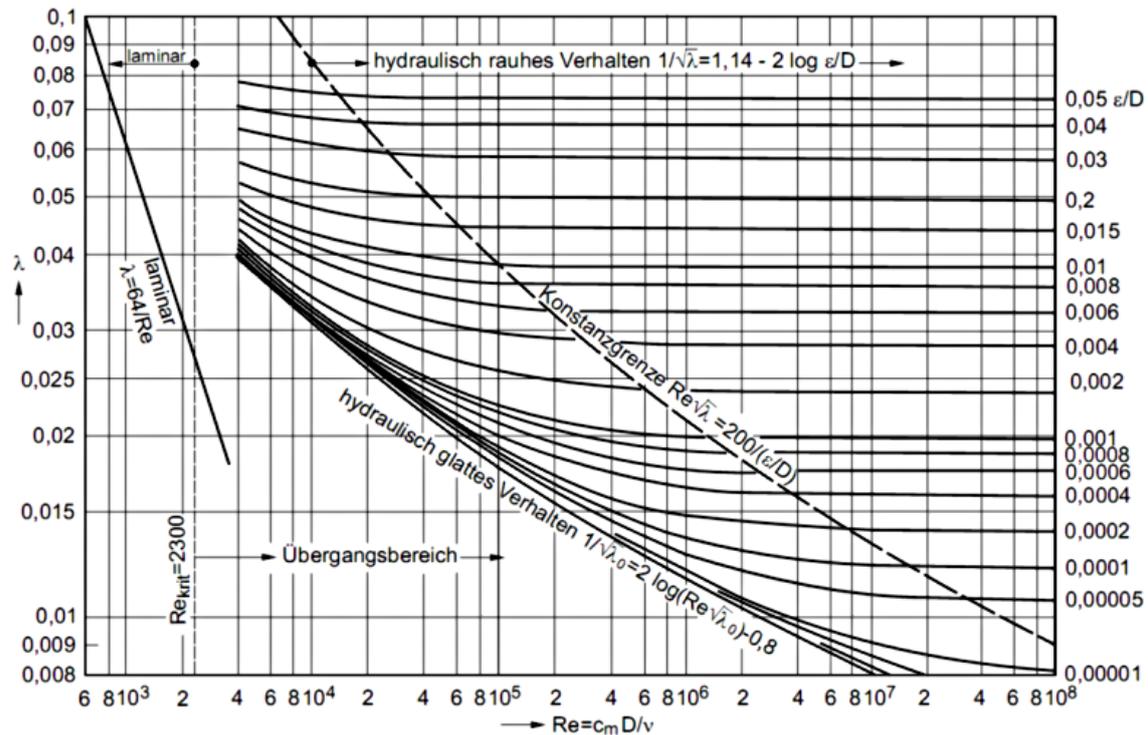


Abbildung 2-2: Moody Diagramm für gerade Kreisrohre (Göke, et al.)

## 2.2.4 Zustand des Fluids in der Mischkammer (Methan- und Tangentialluftstrom)

Mit der Annahme der isentropen, reibungsfreien und stationären Strömung wird auch der Zustand des Fluids in der Mischkammer berechnet. Dabei bleibt nach dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik (Gleichung (2-18) und (2-19)) die Totalenthalpie und in weiterer Folge der Totaldruck (Gleichung (2-11)) bzw. Totaltemperatur (Gleichung (2-10)) des einströmenden Methans als auch der einströmenden Tangentialluft erhalten.

$$d\dot{H}_{t\text{CH}_4} = 0 \quad (2-18)$$

$$d\dot{H}_{t\text{tan}} = 0 \quad (2-19)$$

Die Bilanzierung der Mischkammer (siehe Abbildung 2-3) mit Hilfe des 1. Hauptsatzes der Thermodynamik liefert den Totalenthalpiestrom des Gemischs (ideale Durchmischung vorausgesetzt) Gleichung (2-20):

$$\dot{H}_{t\text{MK}} = \dot{H}_{t\text{CH}_4} + \dot{H}_{t\text{tan}} \quad (2-20)$$

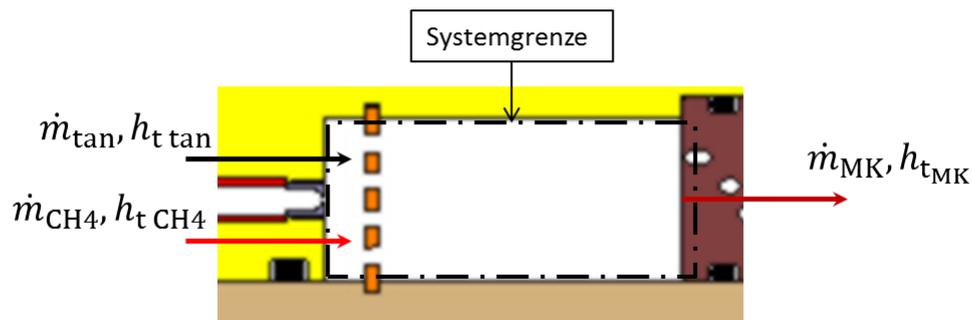


Abbildung 2-3: Bilanzierung der Mischkammer

Da die Mischkammer ein relativ großes Volumen darstellt, wurde angenommen, dass die Totalenthalpie der statischen Enthalpie entspricht und somit der kinetische Anteil, auf Grund verschwindender Strömungsgeschwindigkeit, vernachlässigbar ist (Gleichung (2-21)). Man erhält daher die Temperatur des Gemischs aus Gleichung (2-22),

$$\dot{H}_{t\text{MK}} = \dot{H}_{\text{MK}} \quad (2-21)$$

$$\dot{H}_{\text{MK}} = \dot{m}_{\text{MK}} * c_{p\text{MK}} * T_{\text{MK}} \quad (2-22)$$

wobei sich der Massenstrom zu Gleichung (2-23) ergibt,

$$\dot{m}_{\text{MK}} = \dot{m}_{\text{tan}} + \dot{m}_{\text{CH}_4} \quad (2-23)$$

sowie die spezifische Wärmekapazität aus Gleichung (2-24).

$$c_{p\text{MK}} = \mu_{\text{tan}} * c_{p\text{Luft}} + \mu_{\text{CH}_4} * c_{p\text{CH}_4} \quad (2-24)$$

Der Massenanteil einer Komponente  $i$  wird allgemein nach Gleichung (2-25) bestimmt:

$$\mu_i = \frac{m_i}{m_{\text{ges}}} \quad (2-25)$$

Der Volumsanteil einer Komponente  $i$  allgemein nach Gleichung (2-26).

$$\varphi_i = \frac{V_i}{V_{\text{ges}}} \quad (2-26)$$

Die Berechnung des Gesamtdrucks erfolgt nach dem Gesetz von Dalton aus der Summe der Partialdrücke Gleichung (2-27):

$$p_{\text{MK}} = p_{\text{CH}_4} + p_{\text{tan}} \quad (2-27)$$

Die Partialdrücke eines idealen Gasgemischs wiederum verhalten sich proportional dem Volumsanteil (ohne Beweis) nach Gleichung (2-28) und Gleichung (2-29).

$$p_{\text{CH}_4\text{MK}} = \varphi_{\text{CH}_4} * p_{\text{CH}_4} \quad (2-28)$$

$$p_{\text{tanMK}} = \varphi_{\text{tan}} * p_{\text{CH}_4} \quad (2-29)$$

Die Dichte des Gemischs in der Mischkammer kann nun nach der idealen Gasgleichung (Gleichung (2-12)) mit Hilfe der spezifischen Gaskonstante des Gemischs nach Gleichung (2-30) berechnet werden:

$$R_{\text{MK}} = \mu_{\text{tan}} * R_{\text{Luft}} + \mu_{\text{CH}_4} * R_{\text{CH}_4} \quad (2-30)$$

Tabelle 2-5 zeigt den Auszug aus dem Tabellenrechnungsprogramm Excel für die Zustände in der Mischkammer.

Tabelle 2-5: Zustände in der Mischkammer

Außendurchmesser	$d_{\text{auß}}$ [mm]	141
Innendurchmesser	$d_{\text{inn}}$ [mm]	45
Höhe	$h$ [mm]	22
Volumen	$V_{\text{MK}}$ [dm <sup>3</sup> ]	0,3085
Volumenstrom	$\dot{V}_{\text{MK}}$ [m <sup>3</sup> /s]	0,0004233
Volumensanteil CH <sub>4</sub>	$v_{\text{CH}_4}$ [-]	9,4%
Volumensanteil tang. Luft	$v_{\text{tan}}$ [-]	90,6%
Massenanteil CH <sub>4</sub>	$\mu_{\text{CH}_4}$ [-]	8,1%
Massenanteil tang. Luft	$\mu_{\text{tan}}$ [-]	91,9%
Gaskonstante Gemisch MK	$R_{\text{MK}}$ [J/kgK]	305,7
spez. Wärmekapazität Gemisch MK	$c_{p, \text{MK}}$ [kJ/kg]	1,097
Temperatur = Totaltemp.	$T_{\text{MK}}$ [K]	298,7
Druck = Totaldruck	$p_{\text{MK}}$ [bar]	1,874
Dichte	$\rho_{\text{MK}}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	2,052
Geschwindigkeit	$c_{\text{MK}}$ [m/s]	0
Totalenthalpiestrom	$\dot{H}_{t, \text{MK}}$ [W]	284,5

Die Geometrie der Mischkammer war bei der Berechnung noch nicht bekannt, jedoch gab es die Forderung einer ausreichenden Beruhigungs- und Durchmischungszone. Aus diesem Grund konnte der kinetische Anteil von Methan- und Tangentialluft vernachlässigt werden ( $c_{\text{MK}}=0$ ) und das Volumen der Mischkammer war damit unerheblich. Dieses wurde erst im Nachhinein bestimmt.

### 2.2.5 Zustand und Geschwindigkeit in der Beruhigungsstrecke (Axialstrom)

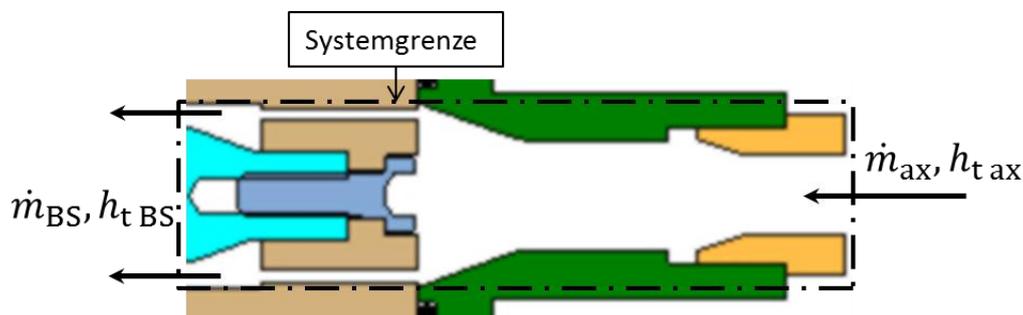


Abbildung 2-4: Bilanzierung des Axialstroms

Nachdem der Zustand in der axialen Zuleitung bereits aus Kapitel 2.2.2 bekannt ist, kann mit Hilfe der Energieerhaltung (isentrop, reibungsfreie und stationäre Strömung) der Zustand und die Geschwindigkeit der Luft in der Beruhigungsstrecke (also vor der Verdrallungszone nach Abbildung 2-1) berechnet werden (siehe Abbildung 2-4).

Die Geometrie des Ringquerschnitts (Außen- und Innendurchmesser) wurde dabei entsprechend der Auslegung des ursprünglichen Brenners nach Leitgeb (Leitgeb, 2012) beibehalten um ähnliche Strömungsverhältnisse und damit Drallzahlen zu erhalten (siehe später Kapitel 3.2.1).

Es gilt in erster Linie die Massenerhaltung (2-31):

$$\dot{m}_{ax} = \dot{m}_{BS} \quad (2-31)$$

Nach Gleichung (2-19) bleibt auch hier die Totalenthalpie, Totaldruck und Totaltemperatur erhalten. Es kann wiederum mit Gleichung (2-10) bis (2-14) der thermodynamische Zustand und die Geschwindigkeit des Axialstroms vor der Verdrallungszone ermittelt werden. Tabelle 2-6 zeigt beispielhaft einen Auszug aus Excel.

Tabelle 2-6: Zustände in der Beruhigungsstrecke

Außendurchmesser	$d_{au\beta}$ [mm]	25
Innendurchmesser	$d_{inn}$ [mm]	18
Querschnitt	$A_{ges}$ [mm <sup>2</sup> ]	236,40
Totaldruck abs.	$p_{t, BS}$ [bar]	1,663
Totaltemperatur	$T_{t, BS}$ [K]	292
a	[-]	83804
b	[-]	-166300
c	[-]	5,02678063
Dichte	$\rho_{BS}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,984
Geschwindigkeit	$c_{BS}$ [m/s]	1,89
stat. Druck	$p_{BS}$ [bar]	1,663
Temperatur	$T_{BS}$ [K]	292,0
Volumenstrom axiale Luft	$\dot{V}_{BS}$ [m <sup>3</sup> /s]	0,0004470
Totalenthalpiestrom	$\dot{H}_{t, BS}$ [W]	260,0
charakt. Länge	$d_{char}$ [mm]	17,35
Reynoldszahl	$R_{BS}$ [-]	3616

Man erkennt aus Tabelle 2-6 erneut, dass sich die Strömung in der Beruhigungsstrecke für diesen „Betriebspunkt mager 1“ nach dem Moody-Diagramm für Rohrströmungen (Abbildung 2-2) im Übergangsbereich von laminarer zu turbulenter Strömung befindet.

## 2.2.6 Abschließende Bemerkung zur Durchströmung des Brenners

Nach obiger Vorgehensweise kann prinzipiell in jedem Querschnitt des Brenners (bis zum Austritt des Gasgemisches in die Brennkammer) der thermodynamische Zustand des Fluids bzw. Fluidgemisches unter Einhaltung der genannten Vereinfachungen berechnet werden. Die Ermittlung der Strömungsgeschwindigkeit bzw. -richtung ist jedoch auf Grund mangelnder Kenntnis des sich einstellenden Geschwindigkeitsprofils ab bzw. in der Verdrallungszone (vgl. Abbildung 2-1) nicht mehr möglich.

An dieser Stelle wird daher die weitere händische Berechnung der Strömungsverhältnisse ab dem Ort der Durchmischung von Tangential- und Axialstrom (Abbildung 2-1) abgebrochen. Da für die Auslegung des Brenners und der Brennkammer das Geschwindigkeitsfeld erst wieder ab dem Eintritt der Strömung in die Brennkammer von Interesse ist, erfolgt die weitere Berechnung für diesen Bereich.

## 2.3 Abschätzungsberechnung Brennkammer

Die Brennkammerströmung setzt sich aus der Kühlluftströmung sowie der Hauptströmung mit brennender Flamme zusammen. Auf Grund ihres Zusammenspiels aus chemischen Reaktionen und strömungsmechanischen Phänomenen entzieht sie sich der händischen Berechnung. Trotzdem soll hier versucht werden einige abschätzende Berechnungen für die Grobauslegung anzustellen.

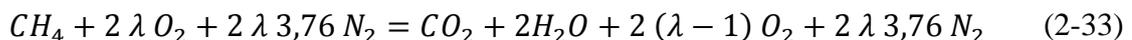
### 2.3.1 Adiabate Verbrennungstemperatur

Die adiabate Verbrennungstemperatur einer Methan-Luft-Flamme lässt sich anhand des 1. Hauptsatzes der Thermodynamik, unter Berücksichtigung der chemisch freigesetzten Reaktionsenthalpie mittels des unteren Heizwerts  $H_u$ , vereinfacht berechnen. Gleichung (2-32) gilt dabei nur für den Bereich des Luftverhältnisses  $\lambda \geq 1$ .

$$t_{\text{ad}} = \frac{H_u + \lambda * L_{\text{min}} * c_{\text{p Luft}} * t_{\text{Luft}} + c_{\text{p Br}} * t_{\text{Br}}}{(1 + \lambda * L_{\text{min}}) * c_{\text{p RG}}} \quad (2-32)$$

Die Stoffwerte für Gleichung (2-32) sind aus Tabelle 2-1 zu entnehmen. Die Zufuhrtemperatur der Verbrennungsluft und des Brennstoffs ist annähernd gleich und kann näherungsweise mittels Umgebungstemperatur (siehe Tabelle 2-2) angenommen werden. Der gemeinsame Bezugspunkt der Enthalpien wird bei 273K (0°C) festgelegt, damit müssen die spezifischen Wärmekapazitäten von Luft und Brennstoff nicht interpoliert werden. Weiters kann die Temperatur in °C eingesetzt werden.

Die spezifische Wärmekapazität der Rauchgase ergibt sich unter Verwendung der stöchiometrischen Gleichung (Gleichung (2-33)).



Daraus können die Molanteile, welche den Volumsanteilen bei idealen Gasen entsprechen, der jeweiligen Komponenten  $i$  im Rauchgas pro kmol Brennstoff ( $\text{CH}_4$ ) nach Gleichung (2-34) und Gleichung (2-35) abgeleitet werden.

$$\varphi_i = v_i = \frac{n_i}{n_{\text{ges}}} \quad (2-34)$$

$$n_{\text{ges}} = n_{\text{CO}_2} + n_{\text{H}_2\text{O}} + n_{\text{O}_2} + n_{\text{N}_2} \quad (2-35)$$

Anschließend kann mit Hilfe der Volumsanteile die mittlere molare Wärmekapazität zwischen gemeinsamen Nullpunkt (0°C) und der adiabaten Verbrennungstemperatur  $t_{\text{ad}}$  berechnet werden (Gleichung (2-36)). Die mittleren molaren Wärmekapazitäten der einzelnen Rauchgase können wiederum den Studienblättern aus Thermodynamik (Eichseder, 2012) entnommen werden.

$$C_{\text{mp RG}} = \sum v_i * C_{\text{mp}_i} \quad (2-36)$$

Auf Grund der vorerst unbekanntes adiabaten Verbrennungstemperatur muss Gleichung (2-36) bis (2-38) und in weiterer Folge Gleichung (2-32) iterativ berechnet werden.

Die Umrechnung der mittleren molaren Wärmekapazität auf die mittlere spezifische erfolgt, unter Verwendung der molaren Masse des Rauchgases nach Gleichung (2-37),

$$M_{\text{RG}} = \sum v_i * M_i \quad (2-37)$$

nach Gleichung (2-38).

$$c_{\text{PRG}} = \frac{C_{\text{mpPRG}}}{M_{\text{RG}}} \quad (2-38)$$

Im Luftmangelbereich sind obige Formulierungen nicht mehr gültig, da der Heizwert chemisch gesehen den energetischen Unterschied der Standardbildungsenthalpien zwischen Edukten und Produkten bei vollständiger Oxidation darstellt. Auf Grund des Sauerstoffmangels wird Kohlenstoff und Wasserstoff nicht mehr vollständig zu  $\text{CO}_2$  bzw.  $\text{H}_2\text{O}$  oxidiert. Bei den Produkten entstehen Kohlenmonoxid  $\text{CO}$ , unverbrannte Kohlenwasserstoffe  $\text{HC}$  sowie Wasserstoff  $\text{H}_2$  und an der Rußgrenze sogar Kohlenstoff  $\text{C}$ .

Auch für diesen Fall kann die adiabate Verbrennungstemperatur mit Hilfe der Gleichgewichtskonstanten, unter Berücksichtigung ausgewählter Rauchgaskomponenten, vereinfacht berechnet werden. Dies soll hier aber nicht weiter ausgeführt werden.

Stattdessen wurde mit dem Programm „GASEQ“, welches die Gleichgewichtsthermodynamik beherrscht, für mehrere Luftverhältnisse und bei Umgebungsdruck und –temperatur (300K und 1 bar) die adiabate Verbrennungstemperatur berechnet (Tabelle 2-7). Die obere und untere Grenze für das Luftverhältnis entspricht dabei den Zündgrenzen von Methan.

Tabelle 2-7: adiabate Verbrennungstemperatur des Methan/Luft-Gemischs

$\lambda$ [-]	$\phi$ [-]	$t_{\text{ad}}$ [K]	$t_{\text{ad}}$ [°C]
0,7	1,429	1838,1	1564,95
0,8	1,250	1996,6	1723,45
0,9	1,111	2134,3	1861,15
1	1,000	2226	1952,85
1,1	0,909	2210,8	1937,65
1,2	0,833	2136,8	1863,65
1,3	0,769	2057,4	1784,25
1,4	0,714	1979,6	1706,45
1,5	0,667	1904,4	1631,25
1,6	0,625	1831,7	1558,55
1,7	0,588	1761,4	1488,25
1,8	0,556	1693,4	1420,25
1,9	0,526	1627,6	1354,45
2	0,500	1563,7	1290,55
2,1	0,476	1501,7	1228,55

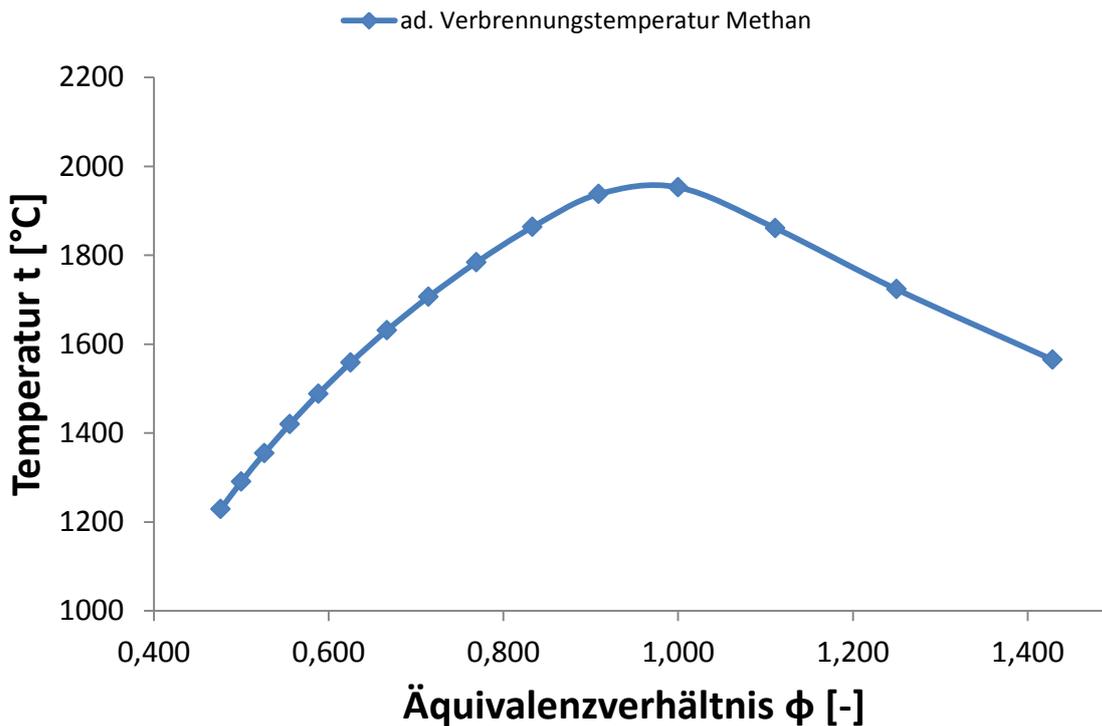


Abbildung 2-5: adiabate Verbrennungstemperatur von Methan in Abhängigkeit vom Äquivalenzverhältnis

Man erkennt, dass die Temperatur im Luftüberschussbereich stärker abfällt als im Luftmangelbereich. Der Luftüberschuss dominiert über den verminderten Brennstoffumsatz bezüglich Temperatursenkungspotential und damit bezüglich thermischem NOx-Reduktionspotential.

### 2.3.2 Wärmestrahlung der Flamme an die Brennkammerwand (Quarzglas)

Die abgegebene Wärmeleistung eines schwarzen Körpers kann bei einer bestimmten Temperatur in Abhängigkeit der Wellenlänge nach dem Planck'schen Strahlungsgesetz bestimmt werden (Gleichung (2-39)) (Woiseschläger, 2017).

$$M_{\lambda}(T) = \frac{2 * \pi * h * c_L^2}{\lambda^5 * \left( e^{\frac{h * c_L}{\lambda * k_B * T}} - 1 \right)} \quad (2-39)$$

$h$ ...Planck'sche Konstante  $6,6256 * 10^{-34}$  [Js]

$c_L$ ...Lichtgeschwindigkeit 299.792.458 [m/s]

$k_B$ ...Boltzmann Konstante  $1,3805 * 10^{-23}$  [J/K]

Abbildung 2-6 zeigt den Planck'schen Kurvenzug für eine Temperatur von 2226 K, welche genau der adiabaten Verbrennungstemperatur von Methan bei stöchiometrischem Luftverhältnis entspricht (vgl. Tabelle 2-7).

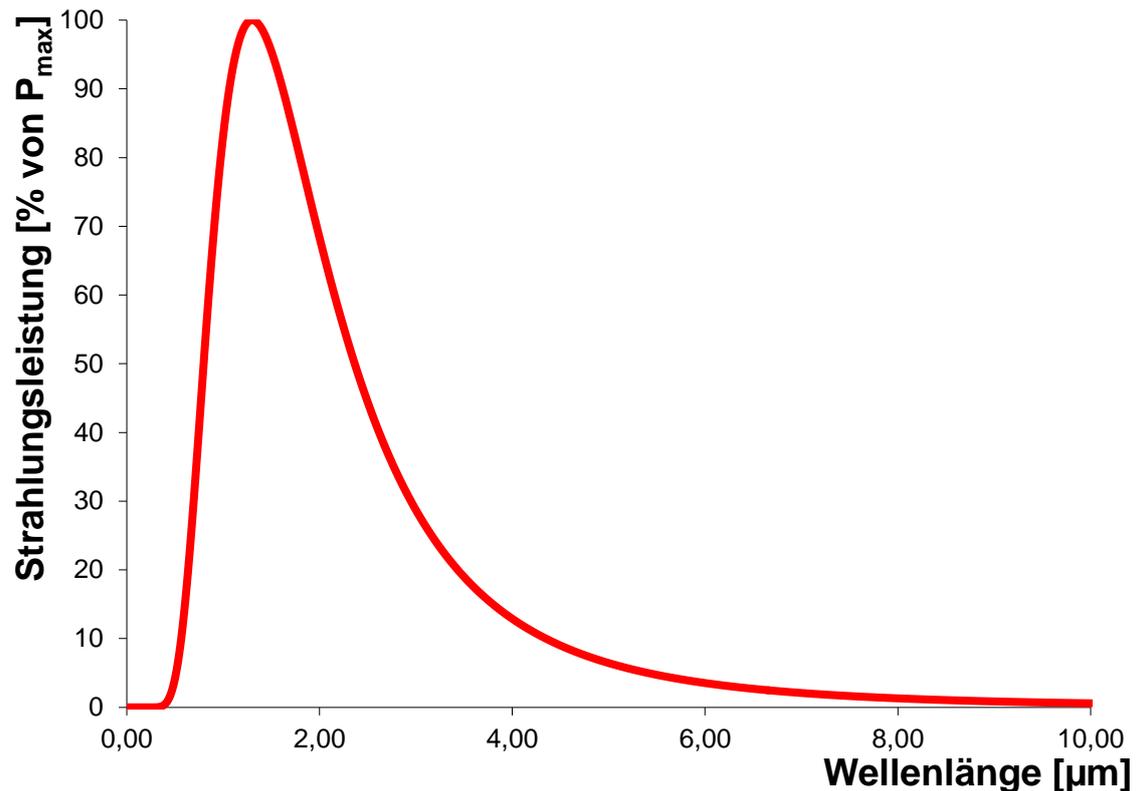


Abbildung 2-6: Planck'scher Kurvenzug des schwarzen Strahlers bei T=2226 K

Das Stefan-Boltzmann-Gesetz liefert in weiterer Folge die maximale Strahlungsleistung (integriert über die Wellenlänge) eines schwarzen Körpers bei bestimmter Temperatur pro Fläche nach Gleichung (2-40):

$$\dot{q}_{\text{Str}_{\text{max}}} = \sigma * T^4 \quad (2-40)$$

$\sigma$ ...Stefan-Boltzmann Konstante  $5,670367 \cdot 10^{-8} \text{ [W/m}^2\text{K}^4]$

Für die strahlende Oberfläche wurde die Flamme näherungsweise als Kugelfläche mit einem Radius von 20 mm angenommen. Diese Abmessung wurde großzügig aus den Messungen des vorherigen Brenners abgeschätzt.

Aus obigen Zusammenhängen kann so die maximale Strahlungsleistung eines kugelförmigen Strahlers bei der theoretisch maximalen Verbrennungstemperatur von Methan ( $T_{\text{ad}}=2226 \text{ K}$  bei  $\phi=1$ ) berechnet werden (Gleichung (2-41)).

$$\dot{Q}_{\text{Str}_{\text{max}}} = \dot{q}_{\text{Str}_{\text{max}}} * A_{\text{Kugel}} \quad (2-41)$$

Tabelle 2-8: Strahlungsleistung der Flamme als schwarze Kugel

ad. Verbrennungstemperatur CH <sub>4</sub> ( $\phi=1$ )	$T_{ad}$ [K]	2226
Stefan-Boltzmannkonstante	$\sigma$ [W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> ]	5,67037E-08
max. Strahlungsleistung bei $T_{ad}$	$\dot{q}_{Str\ max}$ [kW/m <sup>2</sup> ]	1392,2
Radius Flamme	$r_F$ [m]	0,02
Kugeloberfläche Flamme	$A_{Kugel}$ [m <sup>2</sup> ]	0,005027
max. Strahlung schwarze Kugel	$\dot{Q}_{Str\ max}$ [kW]	6,998

Wie man aus Tabelle 2-8 erkennen kann, würde somit bei einer max. thermischen Auslegungsleistung von 7 kW (siehe Tabelle 1-1) und vollständigem Ausbrand die gesamte, frei gewordene chemische Reaktionsenergie sofort im Brenner abgestrahlt werden und somit die Rauchgase „kalt“ den Brennraum verlassen.

Eine brennende Gasflamme ist allerdings kein schwarzer Strahler und kann mit einem Emissionskoeffizienten der Flamme von  $\epsilon_F \approx 0,3$  angenähert werden (Hochenauer, 2016).

Die effektiv abgestrahlte Leistung ergibt sich somit zu Gleichung (2-42).

$$\dot{Q}_F = \epsilon_F * \dot{Q}_{Str\ max} \quad (2-42)$$

Da die Brennraumwand bzw. der Mantel der Brennkammer aus Quarzglas besteht und es gilt dessen Wärmebelastung abzuschätzen, zeigt Abbildung 2-7 den Transmissionsverlauf des Quarzglases über der Wellenlänge.

Man erkennt aus Abbildung 2-7 im Vergleich mit Abbildung 2-6, dass das Glas über einen weiten Transmissionsbereich verfügt und ein Großteil der Strahlungsleistung transmittiert wird. Aus diesem Grund wurde der Transmissionsbereich des Glases mit einer Wandstärke von 3mm (siehe Kapitel 3.3.2) in 3 Bereiche unterteilt:

1. 0-3  $\mu\text{m}$  mit Transmission  $\tau \approx 0,95$
2. 3-3,5  $\mu\text{m}$  mit Transmission  $\tau \approx 0,85$
3. 3,5-10  $\mu\text{m}$  mit Transmission  $\tau \approx 0,25$

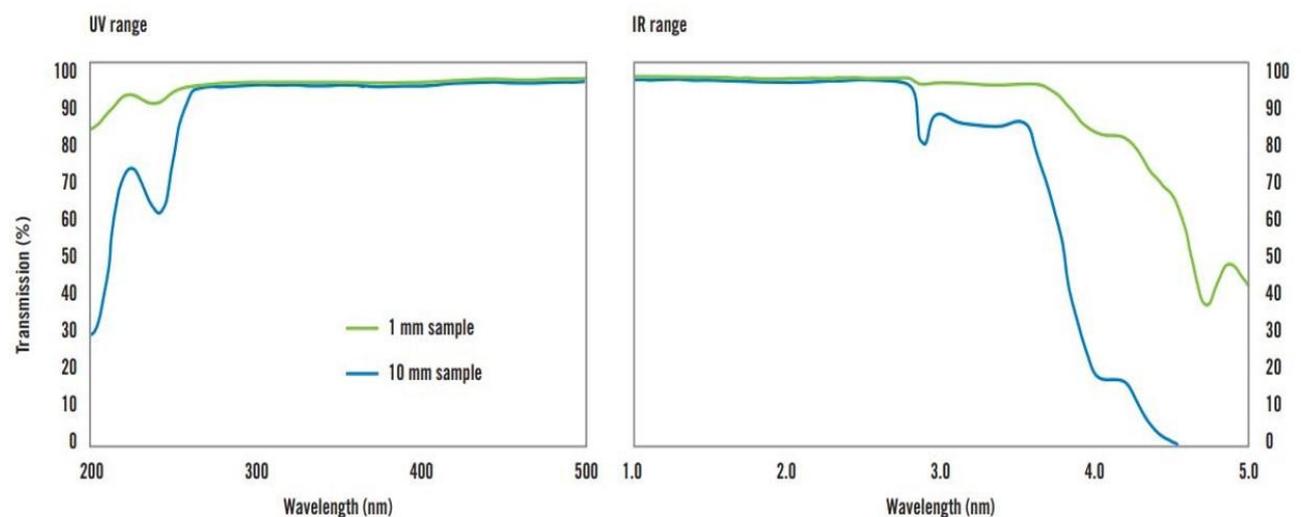


Abbildung 2-7: Transmissionsbereich Quarzglas (HSQ 300) (Heraeus)

Integriert man nun die Strahlungsleistung des schwarzen Körpers nach Gleichung (2-39) für den jeweiligen Wellenlängenbereich und berücksichtigt den Emissionskoeffizienten nach Gleichung (2-42) erhält man die Strahlungsleistung der kugelförmigen Flamme pro Wellenlängenabschnitt.

Vernachlässigt man den Einfluss der Reflexion des Quarzglas ergibt sich der Absorptionskoeffizient pro Wellenlängenbereich nach Gleichung (2-43) und daraus aus Gleichung (2-44) die vom Quarzglas absorbierte Wärmestrahlung.

$$\alpha = 1 - \tau \quad (2-43)$$

$$\dot{Q}_{\text{abs}} = \dot{Q}_{\text{em}} * \alpha \quad (2-44)$$

Die Summe der absorbierten Strahlung pro Wellenlängenbereich ergibt dann die Wärmebelastung auf das Quarzglas ( $Q_{\text{Quarz}}$  [W]).

Tabelle 2-9 zeigt die berechneten Werte für die Wellenlängenbereiche und die in Summe maximal absorbierte Wärmestrahlung des Quarzglas.

Tabelle 2-9: Strahlungsverhältnisse zwischen Quarzglas und Gasflamme

Emissionsverhältnis Flamme	$\epsilon_F$ [-]	0,3
Gesamtstrahlung Gasflamme	$\dot{Q}_F$ [W]	2099,4
Emission 0-3 $\mu\text{m}$	$\dot{Q}_{\text{em F}}$ [W]	1656,2
Emission 3-3,5 $\mu\text{m}$	$\dot{Q}_{\text{em F}}$ [W]	126,9
Emission 3,5-10 $\mu\text{m}$	$\dot{Q}_{\text{em F}}$ [W]	298,4
Absorption 0-3 $\mu\text{m}$	$\dot{Q}_{\text{abs Quarz}}$ [W]	82,8
Absorption 3-3,5 $\mu\text{m}$	$\dot{Q}_{\text{abs Quarz}}$ [W]	19,0
Absorption 3,5-10 $\mu\text{m}$	$\dot{Q}_{\text{abs Quarz}}$ [W]	223,8
Absorption total	$\dot{Q}_{\text{Quarz}}$ [W]	325,6

Zu erwähnen ist hier, dass in dieser Abschätzung die gesamte Kugeloberfläche auf die zylinderförmige Quarzglaswand strahlt, sowie nach Gleichung (2-43), dass das Quarzglas keine Strahlung reflektiert. Weiters wird vom schlimmsten Fall der adiabaten Verbrennungstemperatur ausgegangen, welche im realen Brennerbetrieb nicht angestrebt und auch nicht erreicht wird. Auch die Emission des Quarzglas und damit die Wechselwirkung mit Flamme und Umgebung wird hier nicht berücksichtigt. Diese Berechnung behandelt somit den „worst case“.

Es würde sich also im realen Fall bei verringerter Strahlungsfläche und Berücksichtigung von Reflexion und Emission sowie magerer Verbrennung eine verminderte Strahlungsleistung einstellen.

Nimmt man eine magere Verbrennung mit  $\lambda=1,2$  bzw.  $\phi=0,833$  an, senkt sich die Wärmebelastung des Quarzglas bereits von 325,6 W auf 262 W.

### 2.3.3 Kühlluftstrom entlang der Quarzglasinnenseite

Der Kühlluftstrom hat die Aufgabe das Quarzglas, welches die Brennkammer ähnlich einem Flammrohr ummantelt, ausreichend abzukühlen. Des Weiteren soll er eine sich am Umfang der Flamme bildende  $\text{CO}_2$ -Rezirkulationszone und damit ein Auslösen der Flamme verhindern. In einer ersten Berechnung wurde die Strömungsgeschwindigkeit und in weiterer Folge die konvektiv abgeführte Wärme abgeschätzt. Die Richtung des Geschwindigkeitsvektors im Austrittsquerschnitt aus dem Kühlluftkanal in die Brennkammer ist dabei vorerst noch nicht bekannt (vgl. Abbildung 2-1) und entzieht sich einer händischen Ermittlung.

Abbildung 2-8 bilanziert vereinfacht den konvektiven Kühlfilm nach dem 1. HS der Thermodynamik an der inneren Mantelfläche des Quarzglases.

Da Luft auf Grund der Zweiatomigkeit von Stickstoff und Sauerstoff nahezu diatherm ist, findet keine Wärmeeinstrahlung auf die Kühlluft statt. Auch ein konvektiver Eintrag auf den Kühlluftstrom durch die Flamme selbst wurde vernachlässigt, da angenommen wird, dass die heißen Rauchgase die Brennkammer nach oben hin (entlang des Druckgradienten) verlassen. Außerdem wurde das Quarzglas in seinen Abmessungen so gewählt, dass sich ein Sicherheitsabstand zur leuchtenden Flamme ergeben sollte.

Im Allgemeinen ist in Brennkammern die Wärmestrahlung auf Grund der Abhängigkeit von der 4. Potenz der Temperatur dominant, womit die Hauptbelastung auf das Quarzglas durch selbige entsteht (siehe voriges Kapitel 2.3.2). Der Kühlfilm wirkt zusätzlich als Wärmebarriere gegen den konvektiven Eintrag auf das Glas und hilft die heiße Rezirkulationszone unter der Flamme aufzulösen.

Die über natürliche Konvektion an der Quarzglasaußenwand abgeführte Wärme wird ebenfalls vernachlässigt da natürliche Konvektion erfahrungsgemäß um ein vielfaches geringer ausfällt als erzwungene (Hochenauer, 2016).

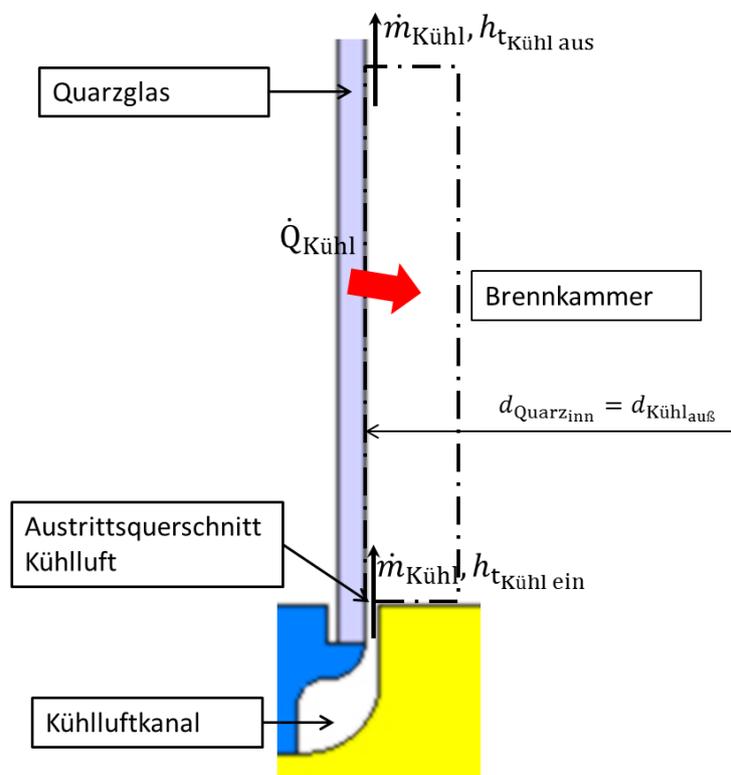


Abbildung 2-8: Bilanzierung des konvektiven Kühlluftfilms

### 2.3.3.1 Geometrie der Brennkammer (Quarzglas)

Der Mindestdurchmesser des Quarzglas war auf Grund der ungefähren Flammenbreite von 50 mm (Peterleithner, et al., 2016) auf 100 mm Innendurchmesser überschlägig festgelegt worden. Weiters musste der Kühlluftstrom am Quarzglas anliegen um eine ausreichende Filmkühlung, welche realen Brennkammern nachempfunden wurde, sicherzustellen. Daher war der Innendurchmesser des Quarzglas gleich dem Außendurchmesser des Kühllufrings. Die Ringbreite wurde auf 2 mm geschätzt, eine vorläufige Austrittsfläche war somit bekannt. Die Höhe des Quarzglas wurde auf 200 mm festgelegt um ein ausreichendes Sichtfeld für spätere optische Messungen zu gewährleisten (Tabelle 2-10).

Tabelle 2-10: Geometrie für die Berechnung des Kühlluftstroms

Innendurchmesser Quarzglas	$d_{\text{Quarz\_inn}}$ [mm]	100
Höhe Quarzglas in Brennkammer	$h_{\text{Quarz\_BK}}$ [mm]	200
Schlitzbreite	$s_{\text{Kühl}}$ [mm]	2
Innendurchmesser Kühlschlitz	$d_{\text{inn\_Kühl}}$ [mm]	96
Querschnittsfläche Kühlschlitz	$A_{\text{kühlschlitz}}$ [mm <sup>2</sup> ]	615,8
Mantelfläche gekühltes Quarzglas	$A_{\text{kühlmantel}}$ [mm <sup>2</sup> ]	62832

### 2.3.3.2 Randbedingungen für die Auslegung

Der Massenstrom wurde auf 1 g/s (Anhaltswert des vorherigen Brenners (Tabelle 1-1) angenommen, die Dichte gleich der des Axialluftstroms, da beide Luftströme dieselbe Hauptleitung teilen. Dieselbe Überlegung wurde auch für die Temperatur des Kühlluftstroms angewandt (siehe Kapitel 2.2).

Für das Quarzglas wurde als maximal zulässige Temperatur 800 °C gewählt. Ausgangspunkt dafür war die untere Entspannungsgrenze von Quarzglas (ca. 1050°C) (QCS-Quarzglas), welche die maximale Gebrauchstemperatur darstellt. Ein Sicherheitsabstand von 250 °C wurde als sinnvoll erachtet.

Die spezifische Wärmekapazität der Kühlluft kann nur iterativ berechnet werden, da vorerst die Austrittstemperatur nicht bekannt ist. Als erster Anhaltswert kann die maximal zulässige Quarzglasstemperatur minus einer Temperaturdifferenz von 100 °C für den Wärmeübergang angenommen werden. Der Wert in Tabelle 2-11 entspricht bereits dem endgültigen und wurde nach Gleichung (2-45) berechnet.

$$c_{p \text{ kühl}} = \frac{C_{\text{mp Kühl}}}{M_{\text{Luft}}} \quad (2-45)$$

Die mittlere molare Wärmekapazität zwischen Ein- und Auslasstemperatur sowie die molare Masse der Luft wurden den Studienblättern der Lehrveranstaltung Thermodynamik entnommen (Eichlseder, 2012).

Als charakteristische Länge kann hier, unter Annahme einer ebenen Plattenströmung, die Höhe des umströmten Quarzglas genommen werden (siehe Tabelle 2-11).

Tabelle 2-11: Randbedingungen des Kühlluftstroms in Brennkammer

Massenstrom Kühlluft	$\dot{m}_{\text{kühl}} [\text{g/s}]$	1
Dichte Kühlluft	$\rho_{\text{kühl}} [\text{kg/m}^3]$	1,984
Eintrittstemperatur Kühlluft	$T_{\text{ein, kühl}} [\text{K}]$	292
zulässige Quarzglasstemperatur Innen	$T_{\text{quarz, zul}} [\text{K}]$	1073
spez. Wärmekapazität (0-400°C)	$c_{p, \text{Luft}} [\text{kJ/kg}]$	1,039
charakt. Länge	$L_{\text{kühl}} [\text{m}]$	0,2

### 2.3.3.3 Wandwärmestromberechnung

Für die überschlägige Berechnung der über den Kühlluftstrom abführbaren Wärme müssen zwei Annahmen getroffen werden.

Die erste legt fest, dass es sich um eine ebene Plattenströmung handelt, was in guter Näherung auf Grund der Strömungsführung gilt.

Die zweite bezieht sich auf die Strömungsgeschwindigkeit am Austritt aus dem Kühlluftschlitz. Da die Richtung des Geschwindigkeitsvektors nicht bekannt ist, wird vereinfachend von einer axialen Durchströmung der Ringfläche ausgegangen. Durch diese Voraussetzung wird sich eine geringere Strömungsgeschwindigkeit als in Realität (in Strömungsrichtung projizierte Fläche) einstellen. Andererseits wird angenommen, dass die Strömungsgeschwindigkeit über die Höhe des Quarzglases annähernd konstant sei, wobei in Wirklichkeit selbige abnehmen würde.

Unter diesen Bedingungen kann die Strömungsgeschwindigkeit aus Gleichung (2-46) berechnet werden.

$$\dot{m}_{\text{kühl}} = \rho_{\text{kühl}} * A_{\text{kühlschlitz}} * c_{\text{ein kühl}} \quad (2-46)$$

Aus Strömungsgeschwindigkeit, den Stoffdaten aus Tabelle 2-1 und der charakteristischen Länge aus Tabelle 2-11 ergibt sich die Reynoldszahl für eine parallel angeströmte, ebene Platte zu Gleichung (2-47).

$$Re_L = \frac{\rho_{\text{kühl}} * c_{\text{ein kühl}} * L_{\text{kühl}}}{\eta_{\text{Luft}}} \quad (2-47)$$

Da die Reynoldszahl weit unterhalb von  $10^5$  liegt (siehe Tabelle 2-12) handelt es sich hier um eine laminare Strömung.

Mit Hilfe der Reynoldszahl kann nun die dimensionslose Nusseltzahl (Gleichung (2-48)) für laminare Plattenströmung berechnet werden

$$Nu_{L, \text{lam}} = 0,664 * \sqrt[3]{Pr_{\text{Luft}}} * \sqrt{Re_L} \quad (2-48)$$

und in weiterer Folge der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Quarzglasinnenwand und Kühlluftstrom aus Gleichung (2-49) (Hochenauer, 2016).

$$Nu_{L, \text{lam}} = \frac{\alpha_{\text{kühl inn}} * L_{\text{kühl}}}{\lambda_{\text{Luft}}} \quad (2-49)$$

Die Bilanzierung des Kühlluftstroms nach Abbildung 2-8 liefert Gleichung (2-50). Gleichung

(2-51) ergibt sich nach dem Newtonschen Ansatz für den konvektiven Wärmeübergang.

Die logarithmische Temperaturdifferenz erhält man aus Gleichung (2-52). Es wurde hier angenommen, dass die Quarzglasstemperatur der zuvor festgelegten, zulässigen Temperatur entspricht (Kapitel 2.3.3.2) und über die Länge des Glases konstant sei.

$$\dot{Q}_{\text{kühl}} = \dot{m}_{\text{kühl}} * c_{p \text{ kühl}} * (T_{\text{kühl aus}} - T_{\text{kühl ein}}) \quad (2-50)$$

$$\dot{Q}_{\text{kühl}} = \alpha_{\text{kühl inn}} * A_{\text{kühlmantel}} * \Delta T_m \quad (2-51)$$

$$\Delta T_m = \frac{T_{\text{kühl aus}} - T_{\text{kühl ein}}}{\ln \left( \frac{T_{\text{quarz zul}} - T_{\text{kühl ein}}}{T_{\text{quarz zul}} - T_{\text{kühl aus}}} \right)} \quad (2-52)$$

Durch Gleichsetzen von Gleichung (2-50) und Newtonschem Ansatz (Gleichung (2-51)) unter Verwendung von Gleichung (2-52) erhält man nach Umformen die Austrittstemperatur der Kühlluft bei gegebenen Randbedingungen (Gleichung (2-53)).

$$T_{\text{kühl aus}} = T_{\text{quarz zul}} - \frac{T_{\text{quarz zul}} - T_{\text{kühl ein}}}{e^{\frac{\alpha_{\text{kühl inn}} * A_{\text{kühlmantel}}}{\dot{m}_{\text{kühl}} * c_{p \text{ kühl}}}}} \quad (2-53)$$

Schließlich kann mit Hilfe des 1. HS die aus dem Quarzglas maximal abführbare Wärme nach Gleichung (2-50) errechnet werden.

Tabelle 2-12 gibt einen Überblick über die errechneten Werte.

Tabelle 2-12: Berechnete Werte der Quarzglaskühlung

Austrittsgeschwindigkeit Kühlschlitz	$c_{\text{aus, kühl}}$ [m/s]	<b>0,819</b>
Reynoldszahl ebene Wand	$Re_L$ [-]	<b>18045</b>
Nusseltzahl ebene Wand laminar	$Nu_{L, \text{lam}}$ [-]	<b>79,01</b>
Wärmeübertragungskoeffizient	$\alpha_{\text{kühl inn}}$ [W/m <sup>2</sup> K]	<b>10,27</b>
Austrittstemperatur Kühlluft	$T_{\text{aus, kühl}}$ [K]	<b>662,3</b>
max. zulässiger Wärmeeintrag Quarzglas	$\dot{Q}_{\text{zul Quarz}}$ [W]	<b>385</b>

Wie aus Tabelle 2-12 ersichtlich, kann bei gegebenen Randbedingungen **maximal ein Wandwärmestrom von ca. 385 W dem Quarzglas entzogen werden**. Das bedeutet, dass die vom Quarzglas aufgenommene Wärmeeinstrahlung aus dem Brennraum nicht höher sein sollte als dieser Wert, da sich ansonsten bei gleichen Strömungsverhältnissen eine höhere Quarzglasstemperatur als 800 °C einstellen wird.

Aus **Kapitel 2.3.2** ist bekannt, dass sich die überschlägige **Wärmeeinstrahlung auf das Quarzglas auf 325,6 W** beläuft. Unter Beachtung, dass für obige Berechnungen zumeist vom schlimmsten Fall ausgegangen wurde, kann daraus gefolgert werden, dass eine ausreichende Kühlung des Quarzglases gewährleistet ist.

Aus **Messungen des Vorgängermodells** des Brenners ist weiters bekannt, dass die **Wärmeeinstrahlung am Rande der Brennkammer ca. 200 W** beträgt (Greiffenhagen, 2017). Folglich ist die Auslegung für die Kühlung des Quarzglases nach obiger, abschätzender Berechnung mehr als ausreichend.

### 2.3.4 Abschätzung der Drallzahl

Wie bereits in Kapitel 2.2.6 erwähnt, entzieht sich das Strömungsfeld ab der Verdrallungszone einer genaueren analytischen Berechnung. Weil jedoch der Ringquerschnitt der Verdrallungszone sowie die Düsenaustrittskontur beibehalten wurden (siehe Abbildung 3-7) kann davon ausgegangen werden, dass sich ähnliche Strömungsverhältnisse in der Brennkammer einstellen werden. Unter dieser Voraussetzung wurde eine Messung des ursprünglichen Brenners ausgewertet und extrapoliert.

Tabelle 2-13: Betriebspunkt und Drallzahl der Messung durch Peterleithner (Peterleithner, et al., 2016)

<b>Axial air</b> [g/s]	<b>Tangential air</b> [g/s]	<b>Fuel</b> [g/s]	<b>Swirl</b> Number [-]
0.422	0.397	0.0683	0.54

Der Massenstrom einer stationären Strömung ergibt sich allgemein nach Gleichung (2-54):

$$\dot{m} = \rho * \vec{A} * \vec{c} \quad (2-54)$$

Die Drallzahl, wie bereits in Kapitel 1.3.4 gezeigt, ergibt sich aus Gleichung (2-55) (vgl. Gleichung (1-3)).

$$S = \frac{2 * \int_0^{2\pi} \int_0^{r_{\max}} \rho * v * u * r^2 * dr * d\varphi}{D * \int_0^{2\pi} \int_0^{r_{\max}} \rho * u^2 * r * dr * d\varphi} = \frac{\text{tangentialer Impulsstrom}}{\text{axialer Impulsstrom}} \quad (2-55)$$

Der Tangentialimpulsstrom in Zylinderkoordinaten ergibt sich also zu Gleichung (2-56).

$$\dot{i}_{\text{tan}} = \frac{1}{r} \int_A \rho * u * v * r^2 * dA \quad (2-56)$$

Geht man davon aus, dass in Gleichung (2-56) und in weiterer Folge in Gleichung (2-55) die tangentiale Impulsdichte  $\rho*v$  (Impuls pro Volumen) alleine durch den tangential eingebrachten Luftmassenstrom mit tangentialer Geschwindigkeitskomponente  $v$  entsteht, ergibt sich ein direkter Zusammenhang zwischen Drallzahl und Tangentialmassenstrom (Gleichung (2-54)).

Aus Gleichung (2-54) bis (2-56) erkennt man dann, dass **bei ähnlichem Strömungsprofil bilanziert über dieselbe Fläche mit konstanter Geometrie**, der Tangentialimpulsstrom linear mit dem tangentialen Massenstrom ansteigen muss und damit nach Gleichung (2-55) die Drallzahl.

Weiters soll gelten, dass bei Abnahme des tangentialen Massenstroms gegen Null und damit des entsprechenden Impulsstroms die Drallzahl auch zu null werden muss.

Der Impuls des Methanstroms soll hier vernachlässigt werden, da dieser durch andere Proportionalitätsfaktoren (Dichte) den Impulsstrom anders beeinflusst. Außerdem befindet sich der Massenstrom des Methans, vor allem bei der technisch interessanten mageren Verbrennung, im einstelligen Prozentbereich.

Mit obigen Überlegungen und mit Hilfe des Messpunktes aus Tabelle 2-13 kann somit eine Gerade konstruiert werden, mit welcher die Drallzahl für den neuen Brenner – unter der Voraussetzung ähnlicher Geometrie - in Abhängigkeit der Luftverteilungszahl (Gleichung (2-9)) - abgeschätzt werden kann.

Die nach Kapitel 1.3.4 angestrebte Drallzahl von ca.  $S=0,6$  liegt nach Abbildung 2-9 bei einer Luftverteilungszahl von ca.  $LVZ=1$ .

Die Abschätzung der Drallzahl gilt dabei nicht nur für den Axialmassenstrom nach Abbildung 2-9. Die Absolutwerte der Massenströme sind, unter oben genannten Voraussetzungen, unerheblich. Für die Drallzahl zählt hier nur die Luftverteilungszahl.

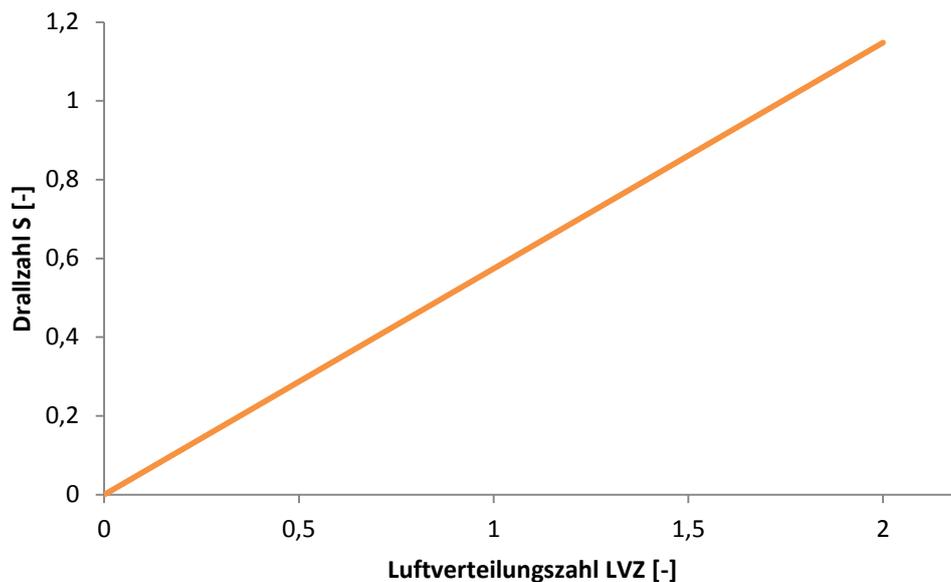


Abbildung 2-9: Drallzahl in Abhängigkeit der Luftverteilungszahl (extrapoliert)

### 2.3.5 Überleitung zu einer Abschätzung der Strömungsverhältnisse mittels CFD

Da für die Ermittlung der Drallzahl, welche wesentlich für eine drallstabilisierte Flamme ist, der Geschwindigkeitsvektor bekannt sein muss, wurde hier der Schritt zu einer CFD-Berechnung als sinnvoll erachtet. Dabei war der Zustand des Gemischstroms in der Mischkammer (siehe Kapitel 2.2.4) und der Zustand des axialen Luftstroms in der Beruhigungsstrecke (siehe Kapitel 2.2.5) Ausgangslage und damit Randbedingung der CFD-Rechnung.

## 2.4 Einsatz der CFD zur Bestimmung der Strömungsverhältnisse in Brenner und Brennkammer

Das Kapitel zur CFD soll als Teil der Auslegung des Brenners für Strömungsverhältnisse, welche sich der händischen Berechnung entziehen, gesehen werden. Das Hauptaugenmerk der verschiedenen Kalkulationen liegt dabei auf der Ermittlung der Drallzahl. Dafür wurde das Programmpaket ANSYS Fluent genutzt. Abbildung 2-10 zeigt die für die CFD-Berechnung vereinfachte Geometrie des durchströmten Volumens.

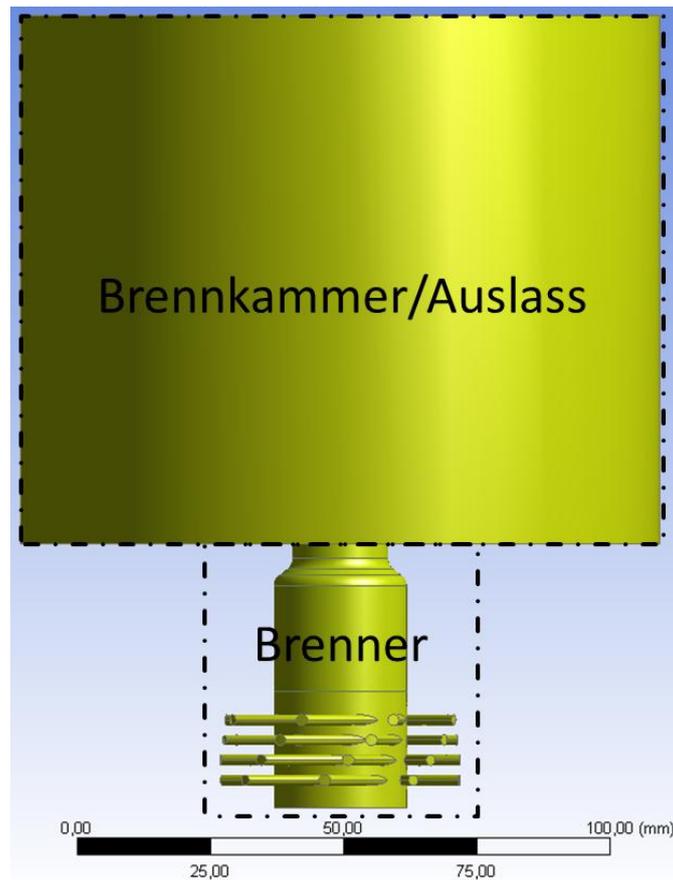


Abbildung 2-10: Durchströmtes Volumen CFD, Seitenansicht

### 2.4.1 Berechnungsmethodik und Randbedingungen

Die CFD-Berechnung zur Ermittlung der Drallzahl wurde aus zeitlichen Gründen auf die Simulation der reinen Hauptluftströmung aus dem Brenner (Verbrennungsluft, Gleichung (2-4)) in die Brennkammer bzw. in die Umgebung beschränkt. Um den Methanstrom trotzdem zu berücksichtigen wurde dessen Massenstrom - mit entsprechendem Druck - dem Tangentialstrom zugerechnet und von idealer Durchmischung ausgegangen. Es wurde also der Gesamtmassenstrom nach Gleichung (2-8) verwendet. Dadurch war es möglich, die Geometrie der Mischkammer zu vernachlässigen und den Einlass des Tangentialstroms gleich dem Zustand in der Mischkammer (vor den Tangentialbohrungen) zu setzen (vgl. Kapitel 2.2.4).

Auf Grund der verfügbaren Rechnerkapazität, welche durch die alleinige Simulation der Hauptströmung ausgereizt war, wurde der Kühlluftstrom vernachlässigt. Dadurch ergibt sich die Annahme, dass der Kühlluftstrom die Ausbildung des Dralls in der Flammenzone gar nicht oder nur geringfügig beeinflusst.

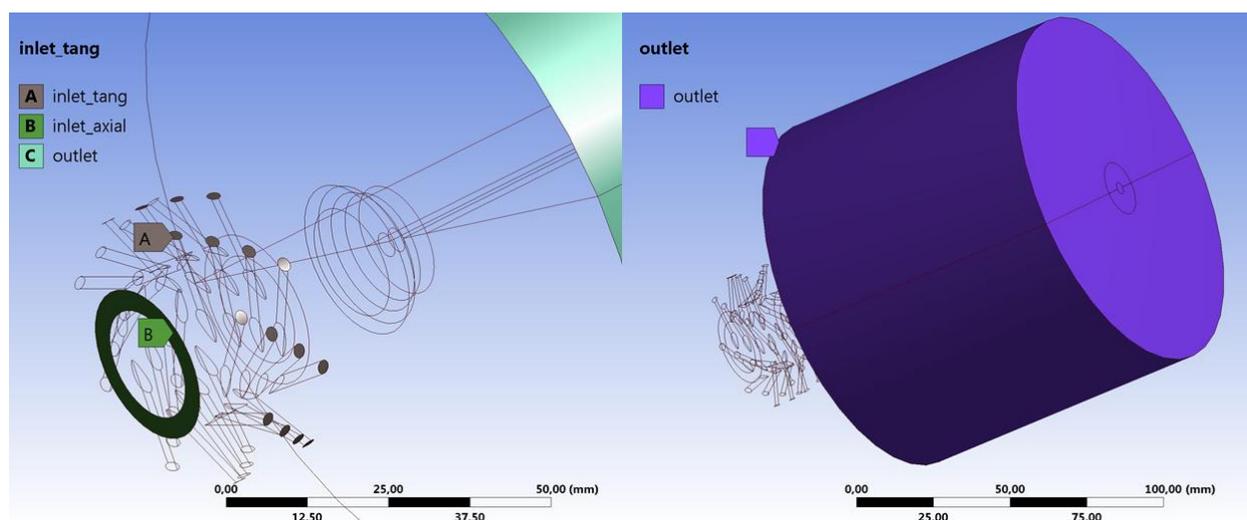


Abbildung 2-11: Ein- und Auslässe des für die CFD benutzten Netzes

Berechneter Betriebspunkt des auszulegenden Brenners war jener des zuvor benutzten, an welchem die meisten Messungen durchgeführt wurden und daher auch ausreichend Referenzdaten vorhanden sind (vgl. Kapitel 2.3.4). Dadurch waren die Massenströme vorgegeben. Dieser Betriebspunkt soll im weiteren als „Betriebspunkt alt“ bzw. „BP alt“ bezeichnet werden.

Als Randbedingung der CFD wurde an den Einlässen jeweils Massenstrom und Druck, sowie am Auslass Umgebungsdruck (pressure outlet) vorgegeben.

Die Randbedingungen am axialen Einlass werden dabei nach Kapitel 2.2.5, die des tangentialen Einlasses nach Kapitel 2.2.4 ermittelt (Tabelle 2-14).

Wie aus Abbildung 2-11 ersichtlich, definiert sich der Auslass durch Mantelfläche und Deckfläche der zylindrischen Brennkammer. Auf Grund der oben beschriebenen Vernachlässigung des Kühlluftstroms und dem damit verbundenen Fehlen der Quarzglasbewandung war dies zielführend.

Tabelle 2-14: Randbedingungen bzw. Betriebspunkt (BP alt) der CFD-Berechnung

RB Axialer Einlass		
Massenstrom Axialluft	$\dot{m}_{ax}$ [g/s]	0,422
stat. Druck	$p_{ax}$ [bar]	1,662
Temperatur	$T_{ax}$ [K]	292,0

RB Mischkammer = tangentialer Einlass		
Massenstrom Tangentialluft	$\dot{m}_{tan}$ [g/s]	0,397
Massenstrom CH4	$\dot{m}_{CH4}$ [g/s]	0,068
Massenstrom Gemisch MK	$\dot{m}_{MK}$ [g/s]	0,465
Temperatur = Totaltemp.	$T_{MK}$ [K]	297,8
Druck = Totaldruck	$p_{MK}$ [bar]	1,939

RB Auslass		
Auslassdruck = Umgebungsdruck	$p_{\text{aus}}$ [bar]	1,013

weitere charakt. Kennwerte		
therm. Leistung	$\dot{Q}_{\text{th}}$ [kW]	3,40
Massenstrom Luft Verbrennung	$\dot{m}_{\text{Verb}}$ [g/s]	0,82
tatsächliche Luftmenge	$L_{\text{CH}_4}$ [kg <sub>L</sub> /kg <sub>Br</sub> ]	12,04
Luftverhältnis	$\lambda$ [-]	0,70
Äquivalenzverhältnis	$\phi$ [-]	1,43
Luftverteilungszahl (LVZ)	$\text{LVZ} = \dot{m}_{\text{tan}}/\dot{m}_{\text{ax}}$ [-]	0,94

## 2.4.2 Erstellung des Rechnetzes

Das Berechnungsnetz für die Kalkulation wurde mittels ANSYS Fluent Meshing erstellt. Dabei wurde eine Kombination aus automatisch erstelltem Tetraedernetz und manuell strukturiertem Hexaedernetz gewählt (siehe Abbildung 2-12). Die Anzahl der Elemente belief sich auf 2.613.568 Zellen, welche aber später im Solver auf 1.549.676 Zellen durch die Konvertierung der Tetraeder zu Hexaedern verringert werden konnte. Tabelle 2-1 gibt einen Überblick der Netzmetriken vor und nach der Konvertierung.

Tabelle 2-15: Netzmetriken

Tetraeder- und Hexaedernetz		Polyeder- und Hexaedernetz	
Anzahl Zellen (mit Tetraedern)	2613568	Anzahl Zellen (Mit Polyedern)	1549676
max. Aspect Ratio	33	max. Aspect Ratio	31
Mittelwert	3,1		
Standardabweichung	2,06		
max. Skewness	0,86	max. Skewness	0,53
Mittelwert	0,18		
Standardabweichung	0,15		
min. orthogonal Quality	0,17	min. orthogonal Quality	0,48
Mittelwert	0,91		
Standardabweichung	0,1		

Abbildung 2-13 zeigt die ringförmige Querschnittsfläche des axialen Einlasses (Beruhigungsstrecke nach Abbildung 2-1) sowie das automatisch generierte Netz des Brenners im dreidimensionalen Seitenschnitt. Für die Simulation der Grenzschicht in Wandnähe wurden 4 Prismenschichten entlang der Wände aufgelegt.

Abbildung 2-14 zeigt 4 der insgesamt 32 vorhandenen tangentialen Einlassbohrungen und deren Tetraedernetz mit aufgelegten Prismenschichten im wandnahen Bereich.

Abbildung 2-15 zeigt den Übergangsbereich zwischen unstrukturiertem Tetraeder- und strukturiertem Hexaeder Netz, Abbildung 2-16 die Struktur des Netzes von oben.

Das automatisch erstellte Tetraedernetz wurde in einem zweiten Schritt im ANSYS Solver zu einer Polyeder-Netzgitterstruktur umgewandelt, um Rechenleistung und -zeit einzusparen (Abbildung 2-17).

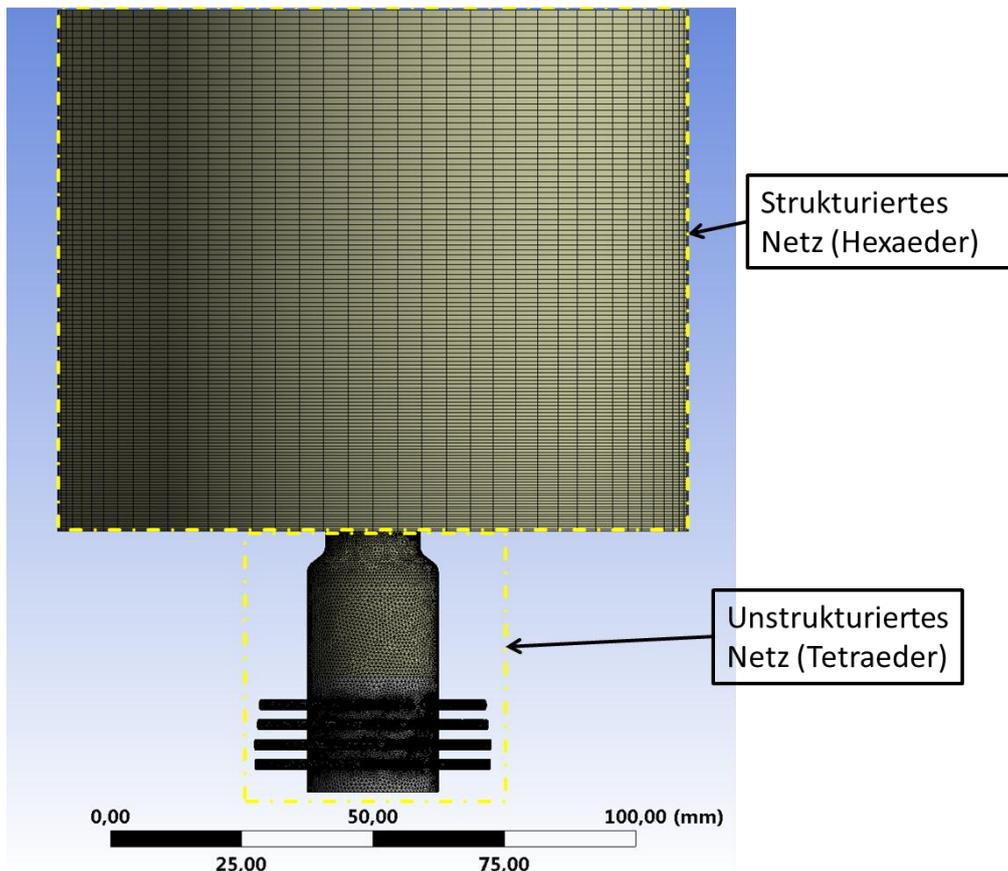


Abbildung 2-12: Unterteilung des Rechennetzes

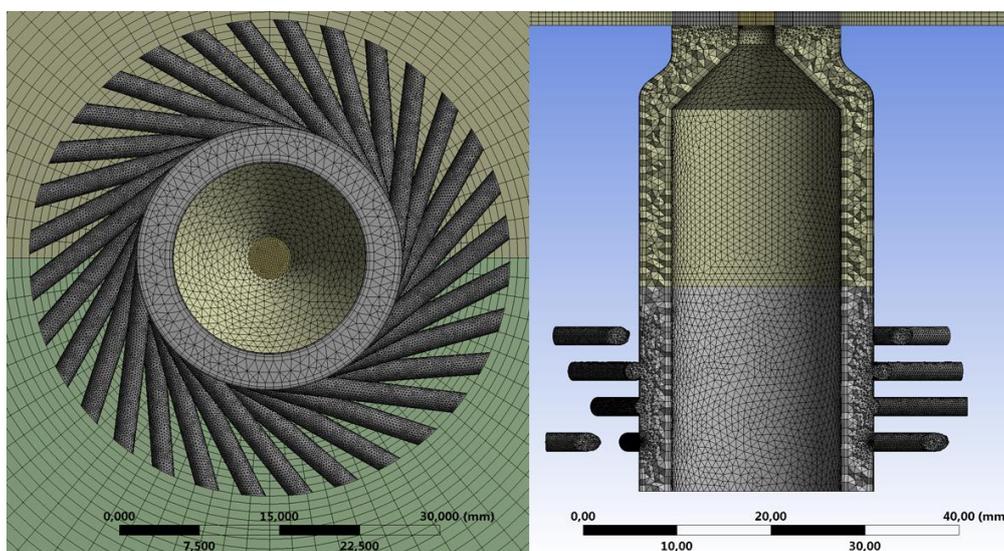


Abbildung 2-13: Netzansicht des ringförmigen Axialeinlasses (rechts) und 3D-Netzansicht im Seitenschnitt des Brenners (links)

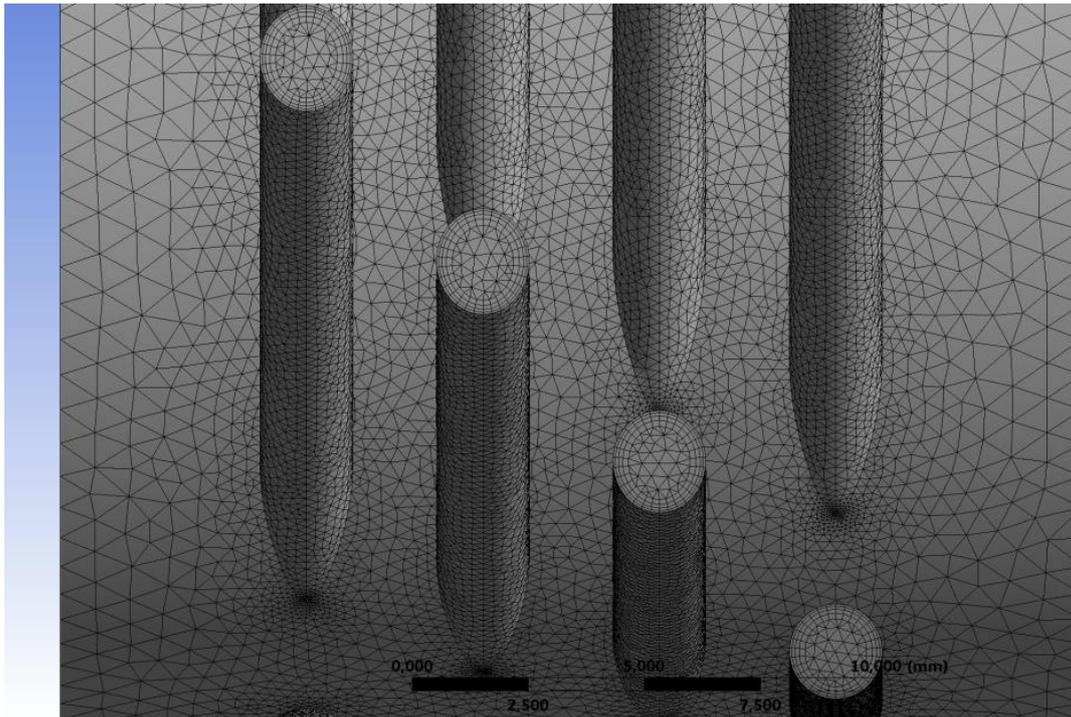


Abbildung 2-14: Detailansicht des Netzes der Tangentialeinlässe

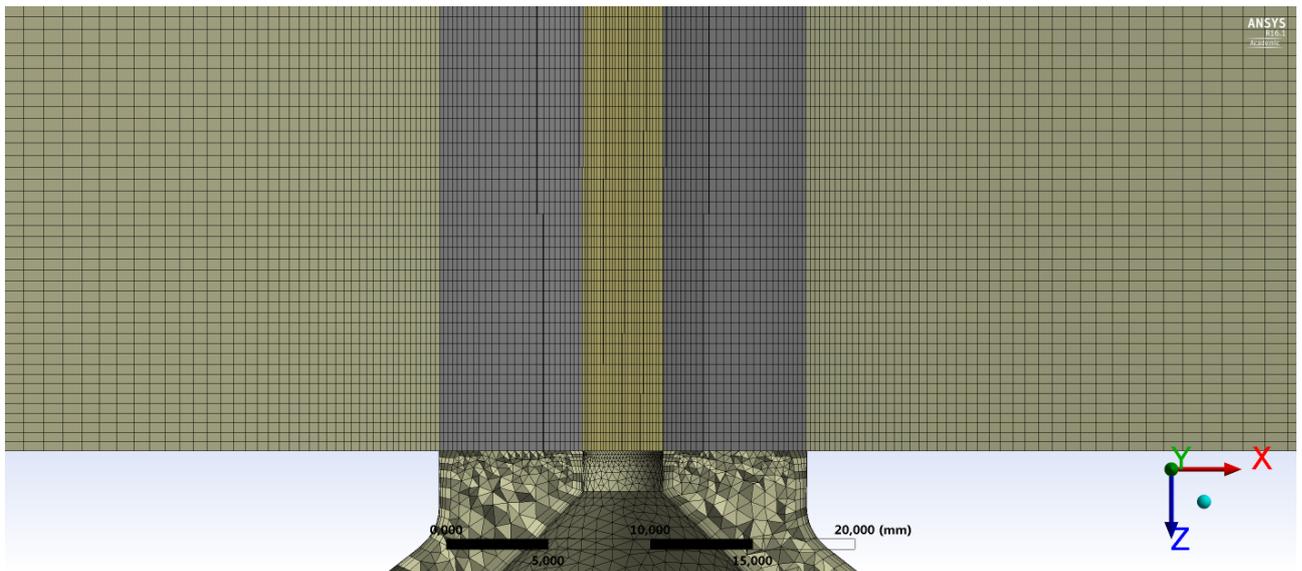


Abbildung 2-15: 3D-Netzansicht des Übergangs im Seitenschnitt

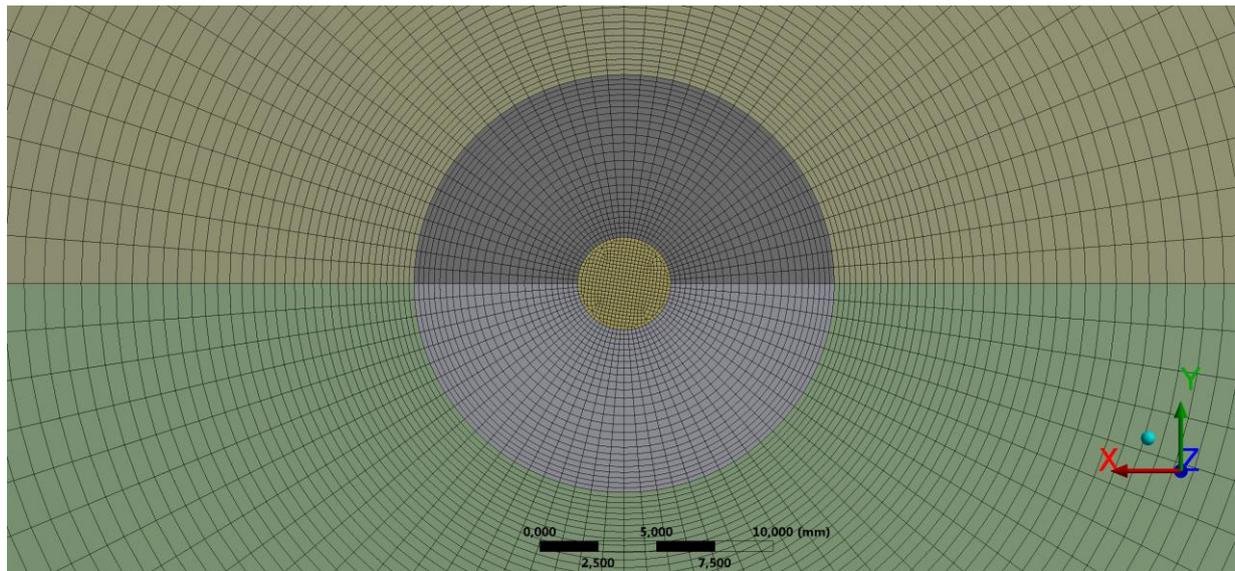


Abbildung 2-16: Strukturiertes Hexaeder Netz der Brennkammer von oben

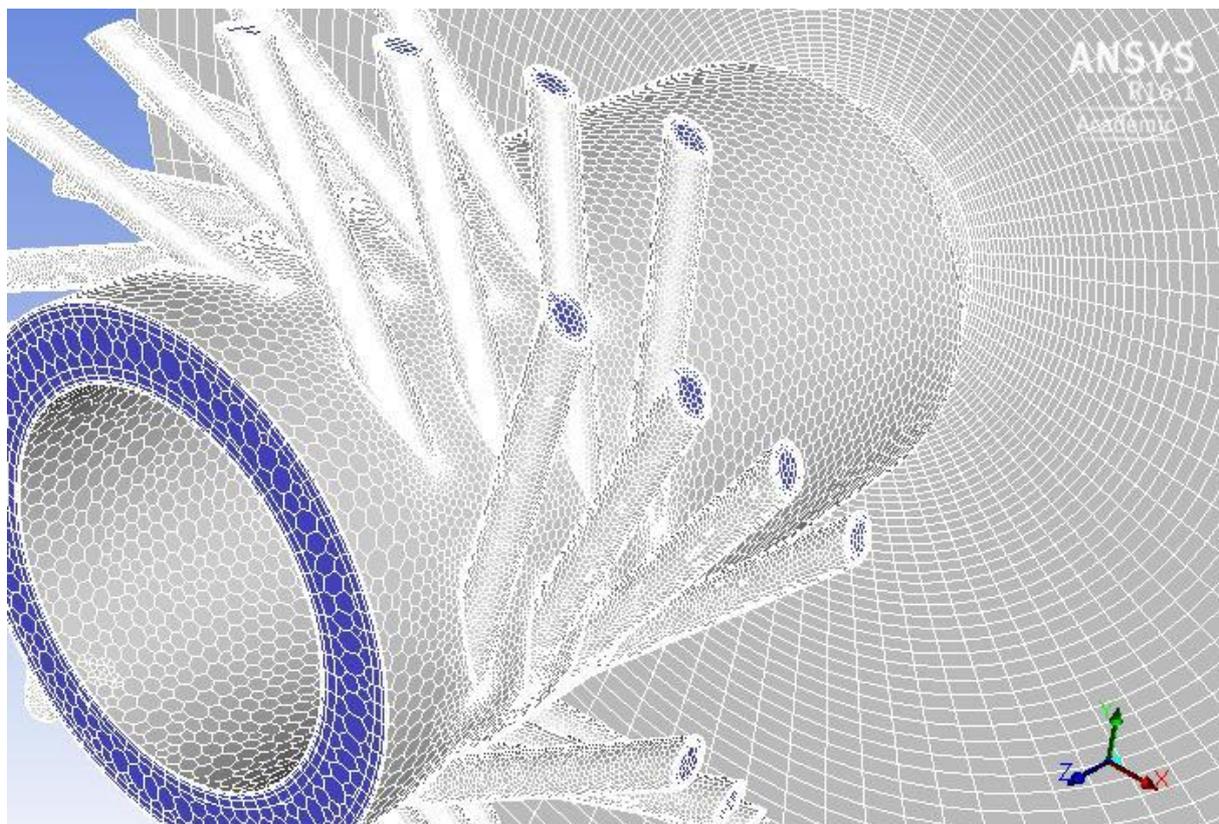


Abbildung 2-17: Tetraedernetz nach der Konversion zu Polyederelementen

### 2.4.3 Solvereinstellungen

Für die numerische Berechnung der verschiedenen Drallzahlen wurden für fast alle Simulationen dieselben Modelle und Einstellungen verwendet. Tabelle 2-16 fasst die wichtigsten zusammen.

Tabelle 2-16: Solvereinstellungen

Allgemein	
Solver	Pressure-Based
Zeit	stationär
Turbulenzmodell	k-Omega SST
Fluid	Luft, ideales Gas

Druck-Geschwindigkeitskopplung	
Schema	SIMPLE

räumliche Diskretisierung	
Gradienten	Least Squares Cell Based
Druck	PRESTO!
Dichte	Second Order Upwind
Impuls	Second Order Upwind
Turbulente kin. Energie	Second Order Upwind
spez. Dissipationsrate	Second Order Upwind
Energie	Second Order Upwind

### 2.4.4 Auswertemethodik der Drallzahl

Für die Auswertung der Drallzahl nach Gleichung (1-3) wurde mit Hilfe des Berechnungsprogramm ANSYS Fluent das Geschwindigkeitsfeld auf konkreten axialen Positionen (hier Koordinate  $z$ ) über der Austrittsdüse des Brenners ausgewertet (siehe Abbildung 2-18).

Viele vereinfachte Berechnungen der Drallzahl gehen von einer achssymmetrischen Strömung aus und vernachlässigen damit die Integration des Impulses über dem Winkel (siehe Gleichung (1-3)). Damit erfolgt die Berechnung nur an einem bestimmten Winkel  $\varphi$ .

Auf Grund der Problematik der nicht achssymmetrischen Strömung des vorhergehenden Brenners wurde es hier als sinnvoll erachtet, die Drallzahl vereinfacht auf den positiven und negativen  $x$ - und  $y$ -Achsen des Koordinatensystems aus Abbildung 2-18 an einer bestimmten axialen Position  $z$  zu ermitteln und damit an vier verschiedenen Winkelpositionen  $\varphi$ .

Abbildung 2-19 veranschaulicht die Bereiche der Auswertung: der gelbe Bereich (gelber Balken) entspricht der Auswertung in positive und negative  $x$ -Richtung bis zum äußeren Düsenaustrittsdurchmesser, der rote anlog der  $y$ -Richtung (roter Balken). Die Balken haben dabei eine minimale Breite um genügend viele Zellen des diskreten Rechnetzes in Auswerterichtung zu erfassen.

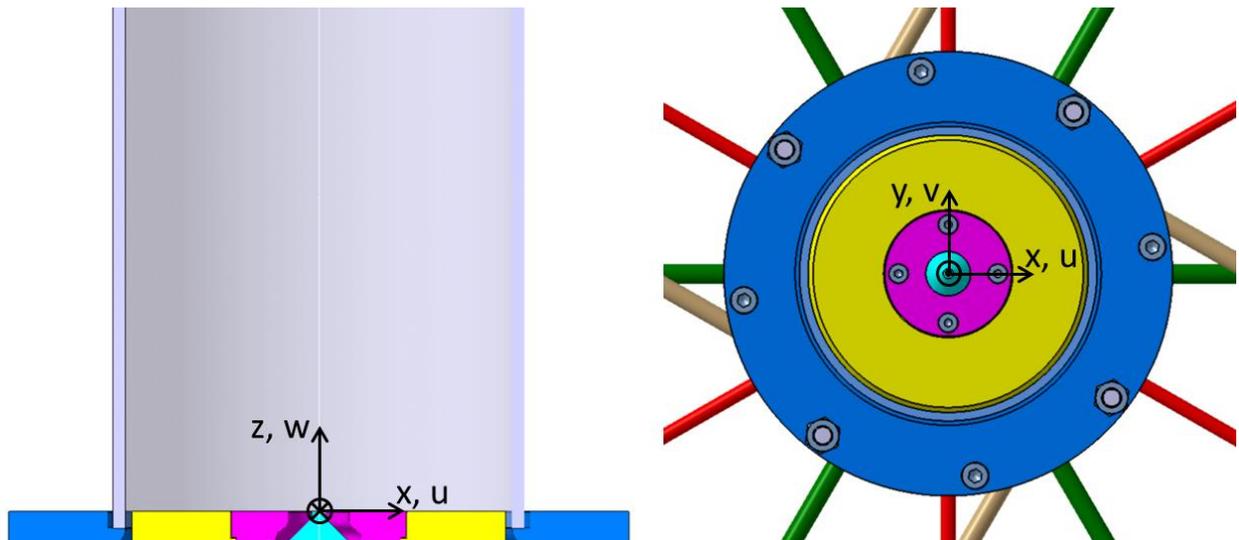


Abbildung 2-18: Bezugssystem für die Auswertung der Drallzahl

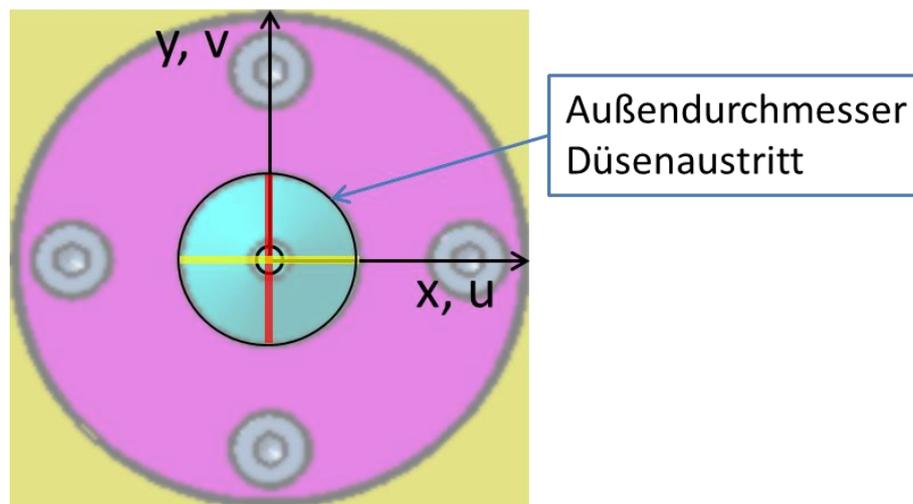


Abbildung 2-19: Auswertebereich der Drallzahl (roter und gelber Balken)

Konkret wurde die Drallzahl entlang der x-Achse nach Gleichung (2-57) und entlang der y-Achse nach Gleichung (2-58) ausgewertet. Die Geschwindigkeit entlang der einen Koordinatenrichtung entspricht dabei der tangentialen Geschwindigkeit entlang der anderen.

$$S_x = \frac{\int_{-r_{\text{au\ss}D\u00fcse}}^{r_{\text{au\ss}D\u00fcse}} |v| * w * x^2 * dx}{r_{\text{au\ss}D\u00fcse} \int_{-r_{\text{au\ss}D\u00fcse}}^{r_{\text{au\ss}D\u00fcse}} w^2 * x * dx} \quad (2-57)$$

$$S_y = \frac{\int_{-r_{\text{au\ss}D\u00fcse}}^{r_{\text{au\ss}D\u00fcse}} |u| * w * x^2 * dy}{r_{\text{au\ss}D\u00fcse} \int_{-r_{\text{au\ss}D\u00fcse}}^{r_{\text{au\ss}D\u00fcse}} w^2 * x * dy} \quad (2-58)$$

Die Festlegung des äußeren Düsenaustrittsdurchmessers als Grenze der Auswertung in radialer Richtung entspricht den Empfehlungen in der Literatur (Peterleithner, et al., 2016).

Vereinfacht wurde angenommen, dass die Dichte über den Düsenradius konstant sei und

damit für die Auswertung der Drallzahl unerheblich (vgl. Gleichung (1-3)). Des Weiteren wurde für die tangentielle Geschwindigkeit der Betrag verwendet, um positive und negative Achsrichtung auf einmal auszuwerten. Durch die einheitliche Drehrichtung war dies möglich.

Da das diskrete Rechenetz keine kontinuierliche Abdeckung der Auswerterichtung mit Zahlenwerten liefert, muss das Integral aus Gleichung (2-57) und Gleichung (2-58) mit einem Summenzeichen ersetzt werden, ebenso der infinitesimale Abstand  $dx$  bzw.  $dy$  mit der entsprechenden Zellengröße  $\Delta x$  und  $\Delta y$ . Die Auswertung erfolgte durch Auswertung des Geschwindigkeitsfeldes an bestimmten axialen Positionen mit Hilfe des Tabellenkalkulationsprogrammes Excel.

Schlussendlich wird der arithmetische Mittelwert aus  $S_x$  und  $S_y$  nach Gleichung (2-59) gebildet. Dieser gibt somit die Drallzahl als Mittelwert aus vier Winkelpositionen an einer bestimmten axialen Position wieder.

$$S = \frac{S_x + S_y}{2} \quad (2-59)$$

#### 2.4.5 Vergleich der Drallzahl zwischen Messung und CFD-Berechnung

Um die neuartige Konstruktion hinsichtlich erforderlicher Drallzahl ( $S \approx 0,6$ ) zu verifizieren, wurden Messdaten des vorherigen Brenners als Vergleichsbasis herangezogen.

Tabelle 2-17 veranschaulicht den messtechnisch ermittelten Wert für die Drallzahl (Swirlnumber) im selben Betriebspunkt (BP alt) wie für die CFD-Berechnung (vgl. Tabelle 2-14).

Tabelle 2-17: Massenströme und Drallzahl des vorherigen Brenner (Peterleithner, et al., 2016)

Axial air [g/s]	Tangential air [g/s]	Fuel [g/s]	Swirl Number [-]
0.422	0.397	0.0683	0.54

Die von Peterleithner ermittelte Drallzahl wurde zwischen einer Höhe von  $0,5D$  und  $1D$  gemittelt, mit  $D$  dem Düsenaustrittsdurchmesser. Der Auswerteradius war dabei gleich dem Düsenaustrittsradius (Peterleithner, et al., 2016).

Um Vergleichbarkeit sicherzustellen, wurde nach demselben System wie in Kapitel 2.4.4 beschrieben, die CFD-Kalkulation an drei verschiedenen axialen Positionen  $z$  ( $0,5$ ,  $0,75$  und  $1$  mal Düsenaustrittsdurchmesser) nach Gleichung (2-57) bis (2-59) ausgewertet. Abbildung 2-20 verdeutlicht die axialen Auswertepositionen.

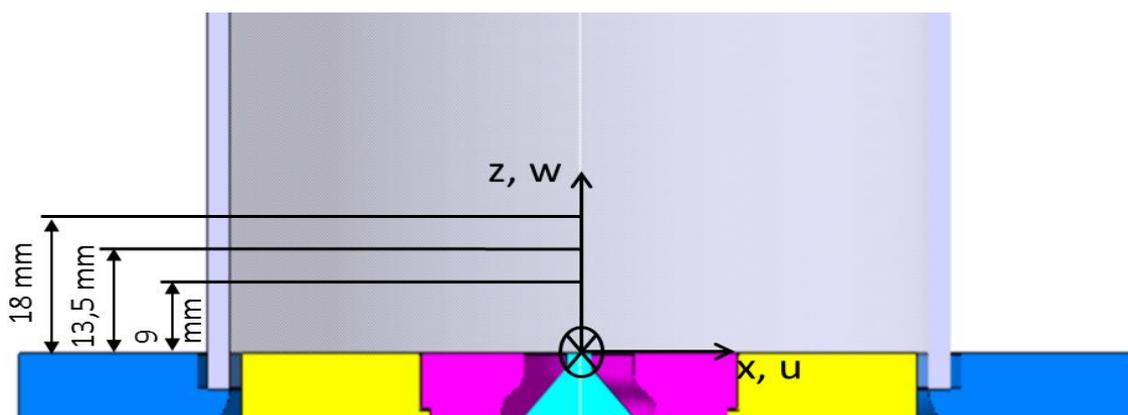


Abbildung 2-20: Auswertepositionen der Drallzahl über dem Düsenaustritt

Anschließend erfolgt eine Mittelwertbildung der Drallzahl über alle drei axialen Positionen. Eine Übersicht der berechneten Ergebnisse liefert Tabelle 2-18.

Tabelle 2-18: Ergebnisse der Swirlnumber mittels numerischer CFD-Simulation

Höhe über Düsenöffnung [mm]	Swirlnumber in x, $S_x$ [-]	Swirlnumber in y, $S_y$ [-]	Swirlnumber gemittelt, $S$ [-]	Swirlnumber
18	0,57	0,57	0,57	<b>0,548</b>
13,5	0,55	0,54	0,55	
9	0,54	0,51	0,52	

Tabelle 2-17 und Tabelle 2-18 zeigen, dass sich die Abweichung zwischen numerisch berechneter und messtechnisch ermittelter Drallzahl auf **1,48%** beläuft.

Dies ist ein hilfreicher Indiz dafür, dass die Konstruktion aus Kapitel 3.2 ähnliche Drallzahlen liefern wird wie das Vorgängermodell des Brenners.

Abbildung 2-21 zeigt das Geschwindigkeitsfeld in den drei ausgewerteten Ebenen über dem Düsenaustritt. Klar zu erkennen sind 8 zackenförmige Ausbildungen welche mit großer Wahrscheinlichkeit von den jeweils 8 über den Umfang verteilten Tangentialbohrungen in der Verdrallungszone stammen.

Abbildung 2-22 zeigt das projizierte Vektorfeld im seitlichen Mittenschnitt des Brenners. Klar erkennbar ist die Rezirkulationszone, welche direkt hinter dem Konuszapfen beginnt und sich bis weit nach oben hält. Die direkt hinter dem Konuszapfen ausgebildete Rezirkulation wird sich auf Grund Ablöseneigung hinter dem Zapfen einstellen. Jene weiter oben in axialer Richtung wird sich eher auf Grund des Dralls und des damit hervorgerufenen Effekts nach ausbilden.

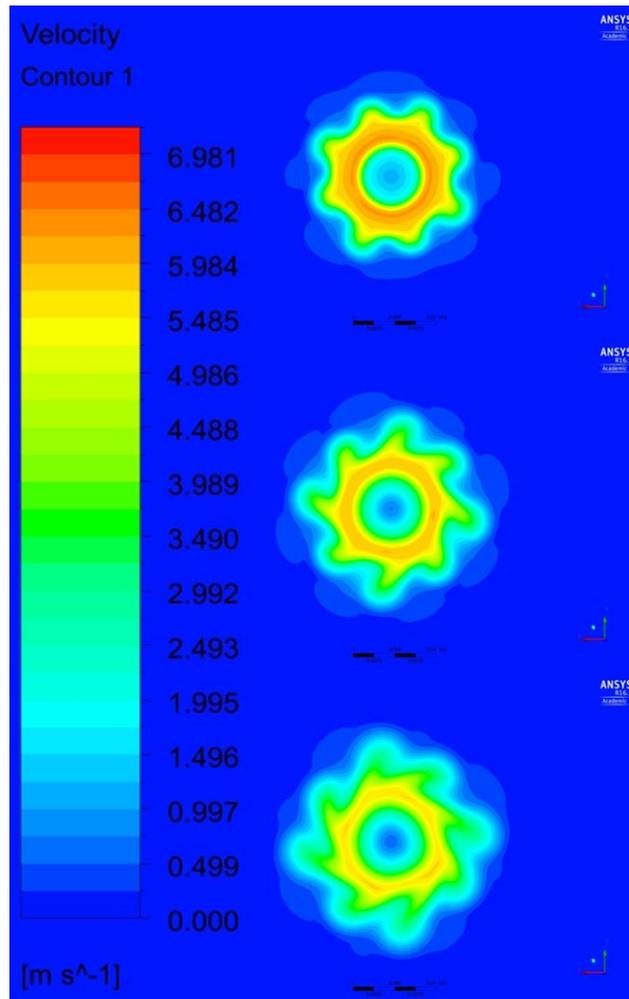


Abbildung 2-21: Geschwindigkeitskonturen auf 0,5, 0,75 und 1 mal dem Düsenaustrittsdurchmesser im BP „alt“ (v. o. nach u.)

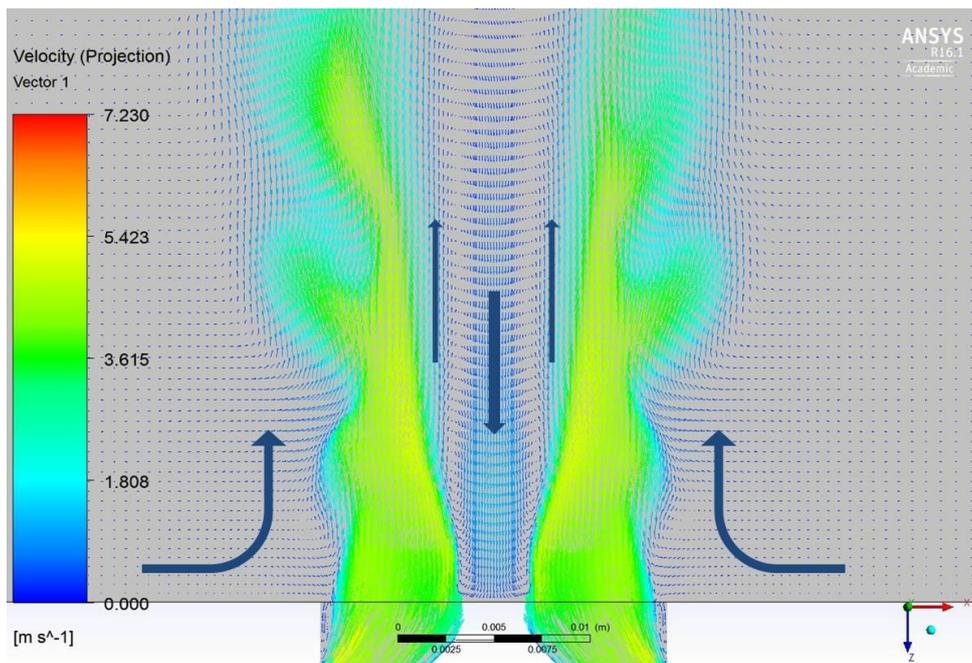


Abbildung 2-22: Projiziertes Vektorfeld über dem Düsenaustritt im seitlichen Mittenschnitt (BP 1)

### 2.4.6 Drallzahl mit altem Konus und Konus V1a

Eine weitere Untersuchung bezüglich der Drallzahl wurde für eine konstruktive Variante der Bauteile Konus und Austrittsdüse durchgeführt (siehe Kapitel 3.2.4 und 3.2.5). Zu zeigen war, dass sich die Drallzahl zwischen den beiden Varianten nicht merklich ändert und sich damit ähnliche Strömungsverhältnisse für die Flamme ergeben.

Durchgeführt wurde die Kalkulation analog dem Kapitel 2.4.5 für die leicht veränderte Konstruktion und daraufhin mittels Drallzahl mit der Standardvariante verglichen.

Als axiale Auswertepositionen in axialer Richtung z wurden wiederum 0,5D, 0,75D, und 1D herangezogen, sowie hier zusätzlich 1,5D.

Tabelle 2-19: Drallzahlvergleich zwischen Standardvariante und Variante 1

	Höhe über Düsenöffnung [mm]	Swirlnumber in x, Sx [-]	Swirlnumber in y, Sy [-]	Swirlnumber gemittelt, S [-]	Swirlnumber	Abweichung [%]
Std. Variante	27	0,62	0,65	0,63	0,57	-0,89%
	18	0,57	0,57	0,57		
	13,5	0,55	0,54	0,55		
	9	0,54	0,51	0,52		
Variante 1	26,325	0,63	0,55	0,59	0,56	
	17,55	0,59	0,52	0,55		
	13,16	0,53	0,58	0,56		
	8,775	0,58	0,53	0,56		

Aus Tabelle 2-19 ist ersichtlich, dass die Abweichung zwischen den Varianten marginal ist und somit die konstruktive Veränderung keinen wesentlichen Einfluss auf die Drallzahl haben.

Außerdem erkennbar ist die Zunahme der Drallzahl mit zunehmendem axialem Abstand von der Düsenöffnung. Daraus kann man folgern, dass der axiale Impulsstrom rascher abnimmt als der tangentiale.

### 2.4.7 Drallzahl im Betriebspunkt „mager 1“

Die in diesem Abschnitt durchgeführte Berechnung beschäftigt sich mit der Auswirkung von erhöhten Luftmassenströmen und damit verringertem  $\phi$  (magere Verbrennung) auf die Drallzahl.

Untersuchungsgrund sind Verbrennungsinstabilitäten wie sie in modernen Gasturbinen durch die magere Verbrennung auftreten und Gegenstand der experimentellen Forschung am neu konstruierten Brenner sein sollen (siehe Kapitel 1).

Hierfür wurde ein neuer Betriebspunkt (Bez.: BP mager 1) berechnet, welcher eine ähnliche Luftverhältniszahl dem bereits untersuchten Betriebspunkt (BP alt) aus Kapitel 2.4.1 aufweist (vgl. Tabelle 1-1).

Tabelle 2-20 zeigt die neuen Randbedingungen zur numerischen Berechnung der Strömung (vgl. Tabelle 2-14).

Tabelle 2-20: Randbedingungen bzw. Betriebspunkt (BP mager) der CFD-Berechnung

RB Axialer Einlass		
Massenstrom Axialluft	$\dot{m}_{ax}$ [g/s]	0,887
stat. Druck	$p_{ax}$ [bar]	1,661
Temperatur	$T_{ax}$ [K]	292,0

RB Mischkammer = tangentialer Einlass		
Massenstrom Tangentialluft	$\dot{m}_{tan}$ [g/s]	0,798
Massenstrom CH4	$\dot{m}_{CH4}$ [g/s]	0,07
Massenstrom Gemisch MK	$\dot{m}_{MK}$ [g/s]	0,868
Temperatur = Totaltemp.	$T_{MK}$ [K]	298,7
Druck = Totaldruck	$p_{MK}$ [bar]	1,874

RB Auslass		
Auslassdruck = Umgebungsdruck	$p_{aus}$ [bar]	1,013

weitere charakt. Kennwerte		
therm. Leistung	$\dot{Q}_{th}$ [kW]	3,50
Massenstrom Luft Verbrennung	$\dot{m}_{verb}$ [g/s]	1,69
tatsächliche Luftmenge	$L_{CH4}$ [kg <sub>L</sub> /kg <sub>Br</sub> ]	24,07
Luftverhältnis Lambda	$\lambda$ [-]	1,40
Äquivalenzverhältnis Phi	$\phi$ [-]	0,71
Luftverteilungszahl (LVZ)	$LVZ = \dot{m}_{tan}/\dot{m}_{ax}$ [-]	0,90

Die Überlegung war dabei, dass sich bei ähnlicher Luftverteilungszahl, unveränderter Geometrie und gleichbleibender thermischer Leistung die Drallzahl nicht wesentlich ändern sollte, da Axial- und Tangentialimpuls im gleichen Verhältnis ansteigen (vgl. 2.3.4).

Andererseits wird sich ein geringer Effekt auf Grund des gleich bleibenden Methans einstellen: da der Druck in der Zufuhrleitung des Methans weit über dem der Luft liegt (vgl. Tabelle 2-2), ergibt sich bei erhöhtem Tangentialluftstrom und gleichbleibendem Methanstrom ein verringerter Gesamtdruck im Gemisch. Tabelle 2-20 verdeutlicht dies durch den Druck der Mischkammer der von den ursprünglichen 1,939 bar auf 1,874 bar abfällt. Da die Dichte bei gleichbleibender Temperatur und verringertem Druck nach der idealen Gasgleichung sinken wird (Gleichung (2-12)), müsste sich nach der allgemeinen Formulierung für einen Impulsstrom nach Gleichung (2-60) eine verringerte Drallzahl ergeben. Der tangential Impulsstrom nimmt also im Verhältnis zum axialen Impulsstrom schwächer zu.

$$\dot{i} = \int_A \rho * \vec{u} * \vec{u} * \vec{n} * dA \quad (2-60)$$

Als axiale Auswertepositionen  $z$  wurden wiederum 0,5D, 0,75D, 1D und 1,5D herangezogen.

Wie Tabelle 2-21 zeigt, bestätigt sich in der CFD-Berechnung obige Annahme: die Drallzahl sinkt um 7,45 %.

Tabelle 2-21: Vergleich der Drallzahl zwischen BP alt und BP mager 1

	Höhe über Düsenöffnung [mm]	SwirlNumber in x, Sx [-]	SwirlNumber in y, Sy [-]	SwirlNumber gemittelt, S [-]	SwirlNumber	Abweichung [%]
BP alt	27	0,62	0,65	0,63	0,57	<b>-7,45%</b>
	18	0,57	0,57	0,57		
	13,5	0,55	0,54	0,55		
	9	0,54	0,51	0,52		
BP mager 1	27	0,50	0,52	0,51	0,53	
	18	0,58	0,58	0,58		
	13,5	0,51	0,52	0,52		
	9	0,52	0,49	0,50		

Im praktischen Versuchen wäre daher eventuell ein geringes zusätzliches Anheben des Tangentialluftmassenstroms erforderlich.

Abbildung 2-23 zeigt die Geschwindigkeitskonturen auf den 4 ausgewerteten Positionen über dem Düsenaustritt. Im Vergleich mit Abbildung 2-21 erkennt man hier auch die 8 zackenförmigen Ausbildungen sowie als Überlagerung eine viereckige Ausbildung der Strömungsgeschwindigkeit. Mit zunehmendem axialen Abstand vom Düsenaustritt verwischen die Ausprägungen aber mehr und mehr was auf eine Vergleichmäßigung der Strömung auf Grund Reibung hinweist. Im Falle der reaktiven Strömung wird durch den Wärmeeintrag und die damit verbundene erhöhte Turbulenz und Durchmischung eine weitere Vergleichmäßigung erwartet.

Abbildung 2-24 bildet das in die Ebene projizierte Vektorfeld über dem Düsenaustritt im seitlichen Mittenschnitt ab. Deutlich zu sehen ist wiederum die ausgeprägte Rezirkulationszone welche bereits hinter dem Konuszapfen beginnt. Im Vergleich mit Abbildung 2-22 erkennt man die stärker ausgeprägten Rezirkulationswirbel mit einer Einschnürung gleich hinter dem Zapfen des Konus in axialer Richtung. Diese Einschnürung wird durch eine stärkere radiale Orientierung der Strömung aus der Düse heraus verursacht. Dadurch ist die Rezirkulation, verursacht durch die Ablösung am Konuszapfen, bei erhöhten Massenströmen und damit Geschwindigkeiten verringert. Dieser Effekt könnte vorteilhaft sein in Hinblick auf das Anlegeverhalten der Flamme an den Konuszapfen - welches unerwünscht ist.

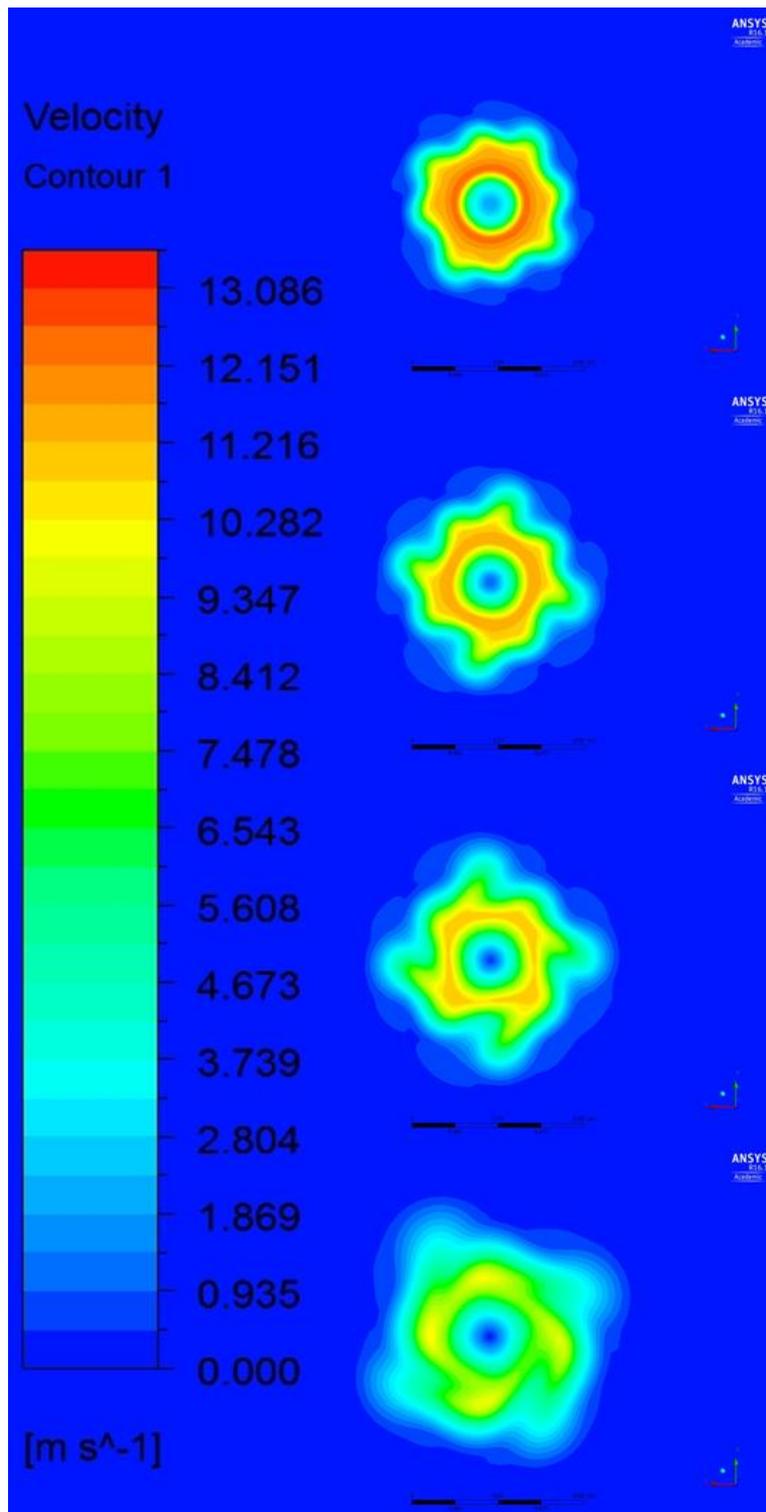


Abbildung 2-23: Geschwindigkeitskonturen auf 0,5, 0,75, 1 und 1,5 mal dem Düsenaustrittsdurchmesser im BP mager (v. o. nach u.)

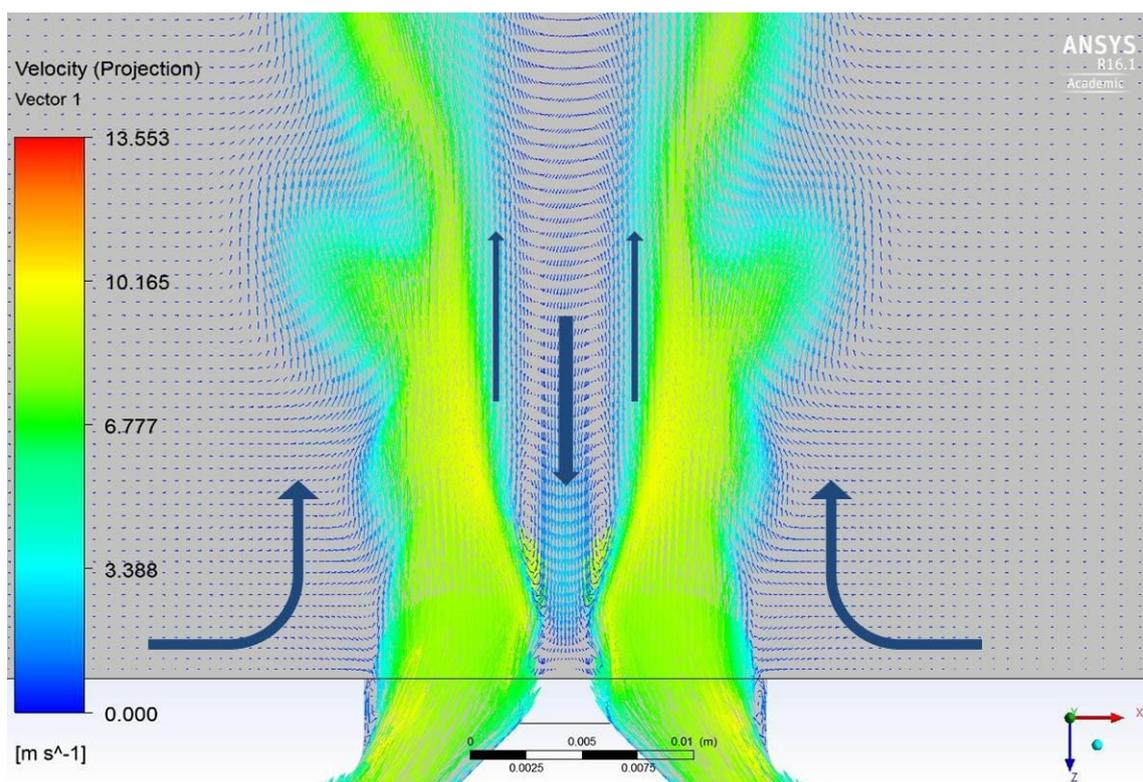


Abbildung 2-24: Projiziertes Vektorfeld über dem Düsenaustritt im seitlichen Mittenschnitt (BP mager)

#### 2.4.8 Abschätzung der Ablösefrequenz und Strömungsschwingung

Nachdem bei Messungen am Vorgängermodell des Versuchs brenners eine Schwingung in der Strömung auf Grund einer Ablöse neigung auftrat, wurde diese erneut mit Hilfe der Taylorschen Hypothese (Frozen turbulence) (Woisetschläger, 2017) für den Betriebspunkt „alt“ und Betriebspunkt „mager 1“ abgeschätzt.

Die Ablösung trat in der Verdrallungszone entlang des Umfangs des zentralen Konuskörper auf. Nach der Taylorschen Hypothese lässt sich die Frequenz der Schwingung aus Gleichung (2-61) berechnen.

$$c = L * f \quad (2-61)$$

Die charakteristische Länge der Verdrallungszone wird hier durch den Durchmesser des Konus angenommen, da die Ablösung entlang dessen Umfang stattfindet (siehe Abbildung 2-26 und Abbildung 2-27).

$$L = d_{\text{Konus}} = 0,018 \text{ m} \quad (2-62)$$

##### 2.4.8.1 Betriebspunkt „alt“

Für die Abschätzung der Geschwindigkeit wurde ein Schnitt in die letzten Bohrungsreihen der Verdrallungszone gelegt (siehe Abbildung 2-25) und die charakteristische Geschwindigkeit für Gleichung (2-62) auf ca. 4 m/s abgeschätzt. Demnach ergibt sich eine Wirbelablösefrequenz von ca. 222 Hz welche nahezu mit jener des vorherigen Brenners übereinstimmt.

Abbildung 2-26 zeigt den Stromlinienverlauf im selben Schnitt mit klar erkennbaren 8 Wirbelzonen am Innendurchmesser des Ringquerschnitts (Konusaußendurchmesser).

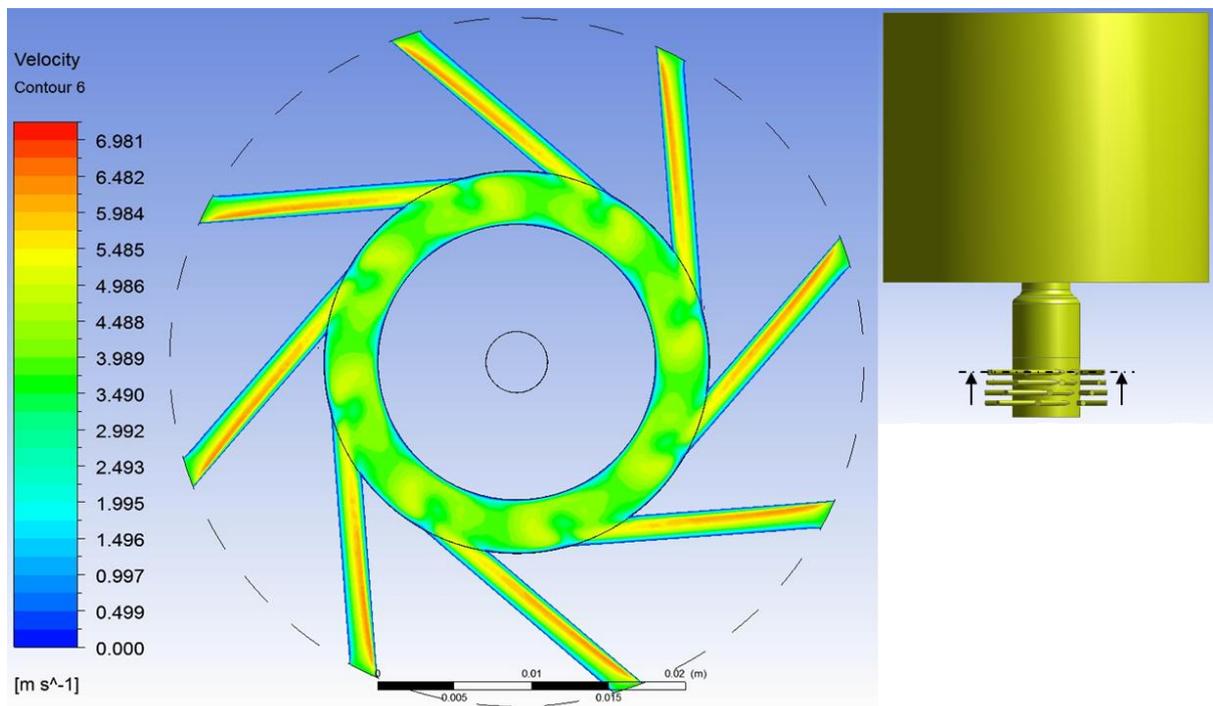


Abbildung 2-25: Geschwindigkeitskontur in letzter Tangentialbohrungsreihe im Schnitt im BP1

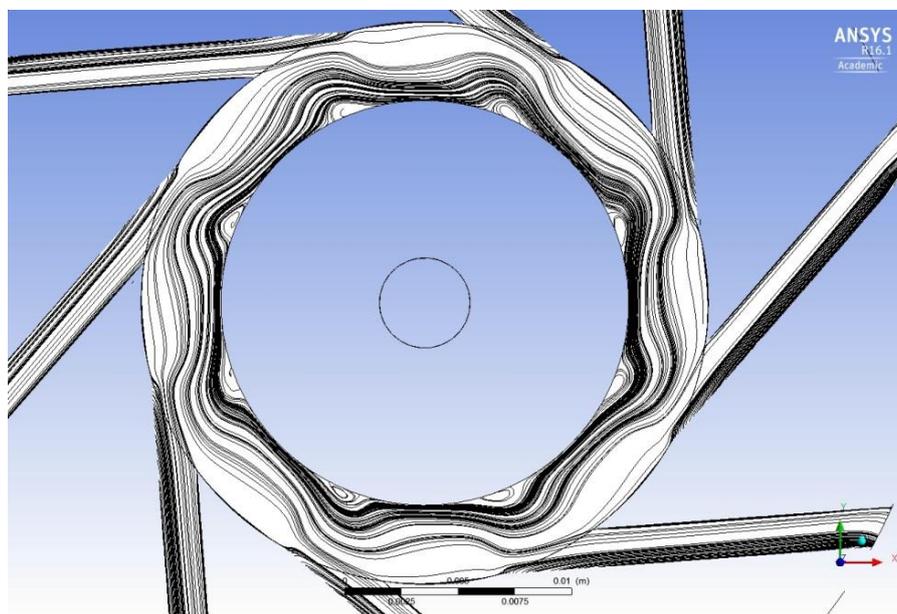


Abbildung 2-26: Stromlinien in letzter Tangentialbohrungsreihe im Schnitt im BP1

### 2.4.8.2 Betriebspunkt „mager 1“

In analoger Vorgehensweise wie Kapitel 2.4.8.1 wurde auch hier mittels Geschwindigkeitskonturenplot die charakteristische Geschwindigkeit auf ca. 8 m/s abgeschätzt. Demnach ergibt sich eine Wirbelablösefrequenz von ca. 444 Hz.

Abbildung 2-28 zeigt sehr ähnliches Verhalten zu Abbildung 2-26, allerdings scheint die Wirbelgröße mit der Geschwindigkeit zugenommen zu haben.

Obige Abschätzungen der Schwingungen in der Strömung werden sich voraussichtlich in zeitlich hoch aufgelösten Messungen der Flamme widerspiegeln.

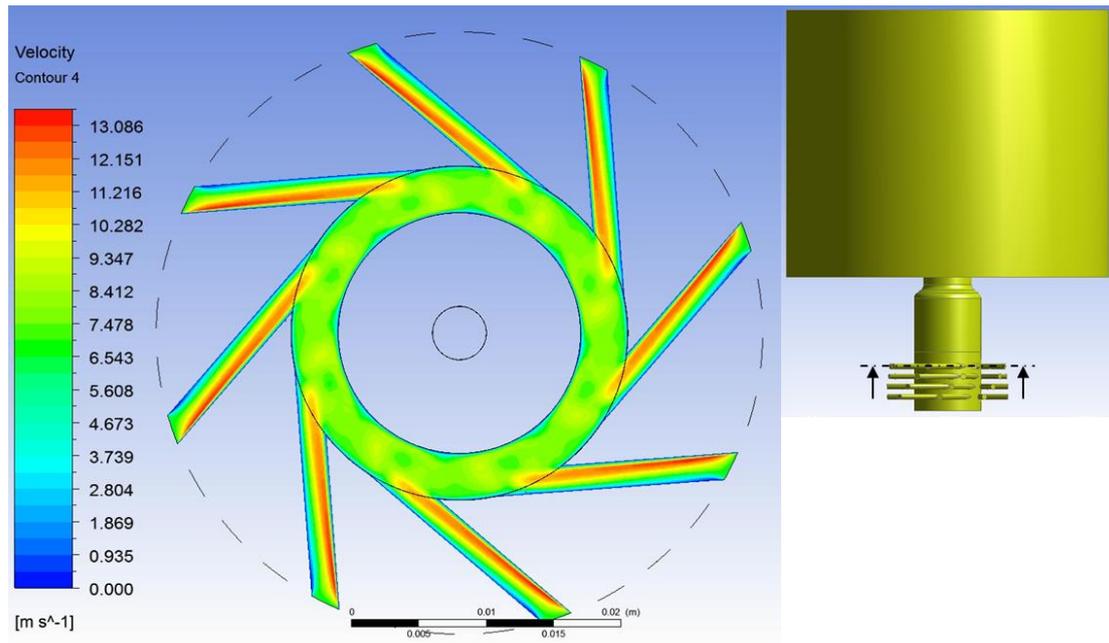


Abbildung 2-27: Geschwindigkeitskontur in letzter Tangentialbohrungsreihe im Schnitt im BP mager

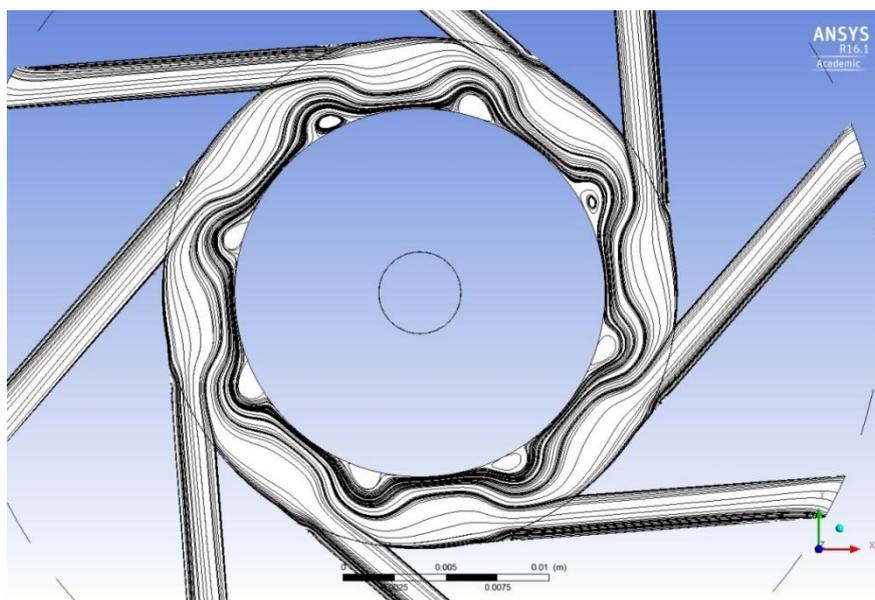


Abbildung 2-28: Stromlinien in letzter Tangentialbohrungsreihe im Schnitt im BP mager

### 3 Konstruktion

Im folgenden Kapitel wird nun detailliert auf die Konstruktion und die entworfenen Einzelteile eingegangen. Alle normgerechten Fertigungszeichnungen sowie eine Zusammenbauzeichnung liegen dieser Arbeit schriftlich sowie digital bei.

Die Einteilung der Neukonstruktion in den Bereich „Brenner“ und „Aufbau“ wurde aus montage-technischen Gründen für dieses Kapitel als sinnvoll erachtet. Der Brenner stellt dabei die beständige Komponente dar während der Aufbau, je nach Bedarf und optischer Messtechnik, als Ganzes variiert werden kann (Abbildung 3-1).

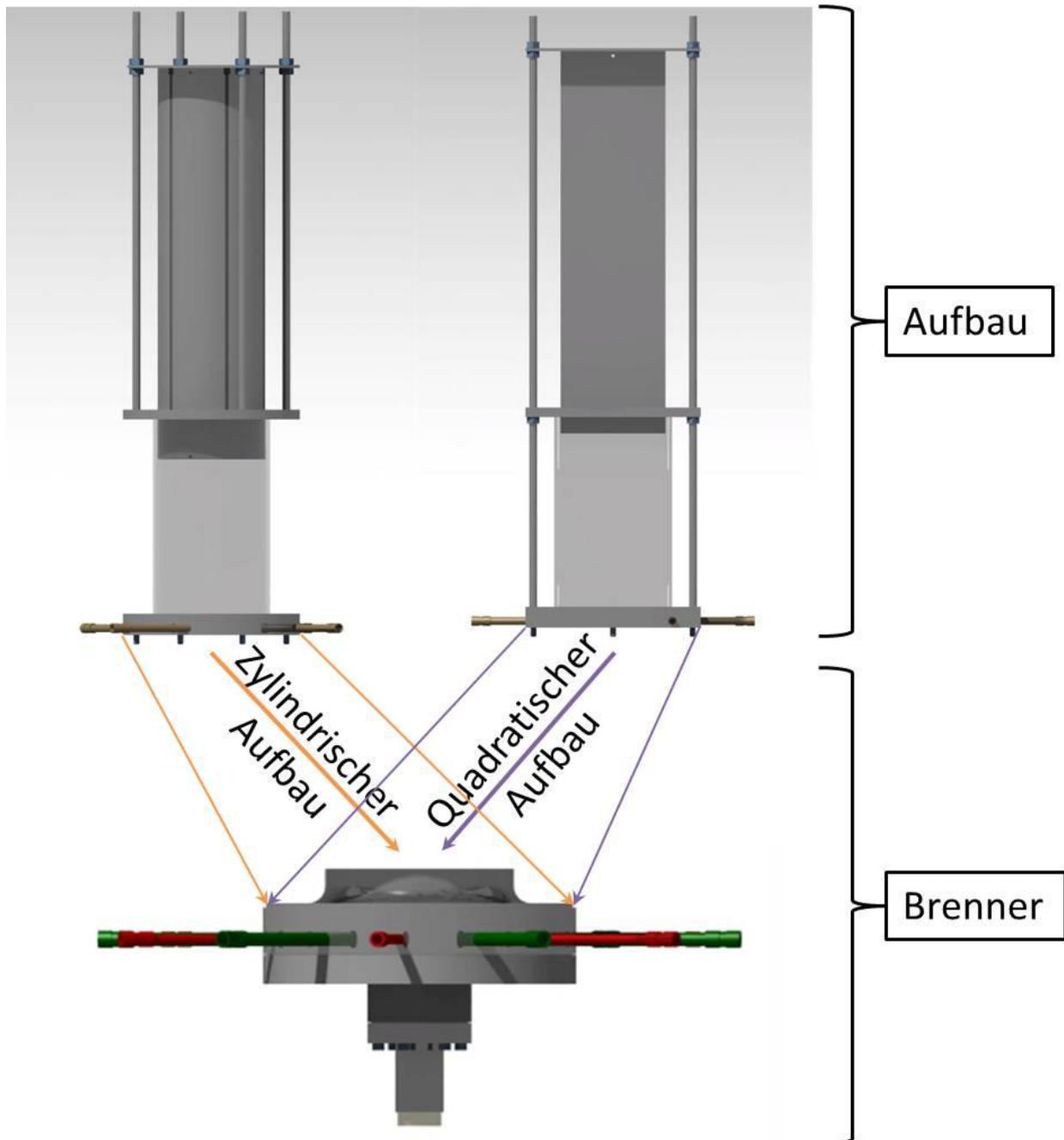


Abbildung 3-1: Brenner mit zylindrischem und quadratischem Aufbau als Variante (3D gerendert)

### 3.1 Ursprüngliche Konstruktion

Der bis dato benutzte Brenner wurde nach Leitgeb (Leitgeb, 2012) mit dem vordergründigen Ziel einer variablen Brennergeometrie konstruiert, d.h. mit einer Variation des Öffnungsquerschnittes durch axiales Verschieben eines mittigen Konus (1) (vgl. Abbildung 3-2).

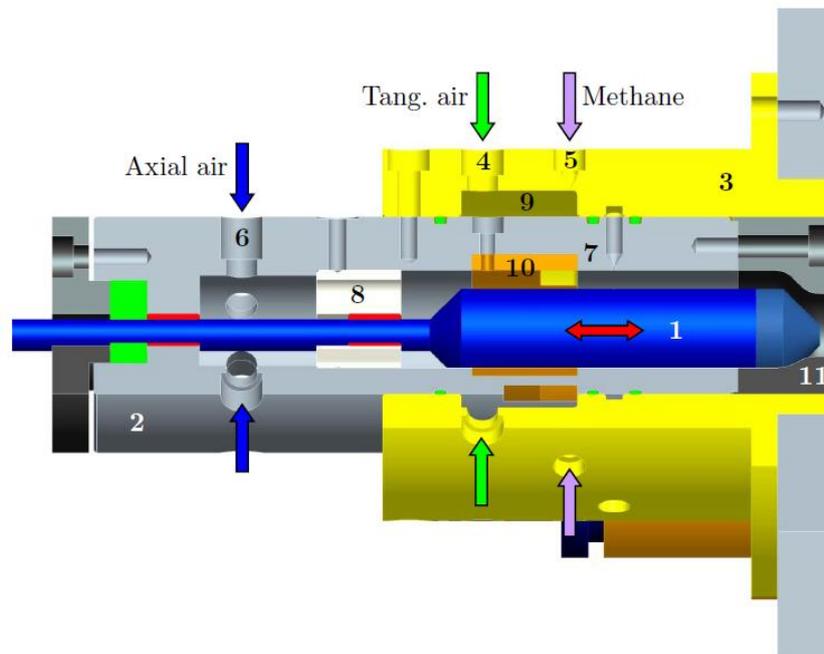


Abbildung 3-2: Brennerkonstruktion nach Leitgeb: (1) beweglicher Konus (2) innere Buchse (3) äußere Buchse (7) tangentielle Schlitze (8) Gleichrichter (Leitgeb, 2012)

Wie aus Abbildung 3-2 ersichtlich wird dem Brenner die axiale Luft radial über 6 Zuleitungen zugeführt (6). Die Tangentialluft (4) sowie das Methan (5) werden ebenfalls über radial angeordnete Zuleitungen der Mischkammer (9) zugeführt und von dort aus über 4 tangentielle Schlitze (Drallgeber) (10) mit dem Axialluftstrom vermischt. An Position (11) befindet sich abschließend die Austrittsöffnung.

Salcher modifizierte den Brenner von Leitgeb in seiner Diplomarbeit (Salcher, 2014) mit der Absicht eine achssymmetrische Flamme zu generieren. Zusätzlich wurde eine Kühlluftströmung für eine ebenfalls neu konstruierte, quadratische Brennkammer vorgesehen (vgl. Abbildung 3-3).

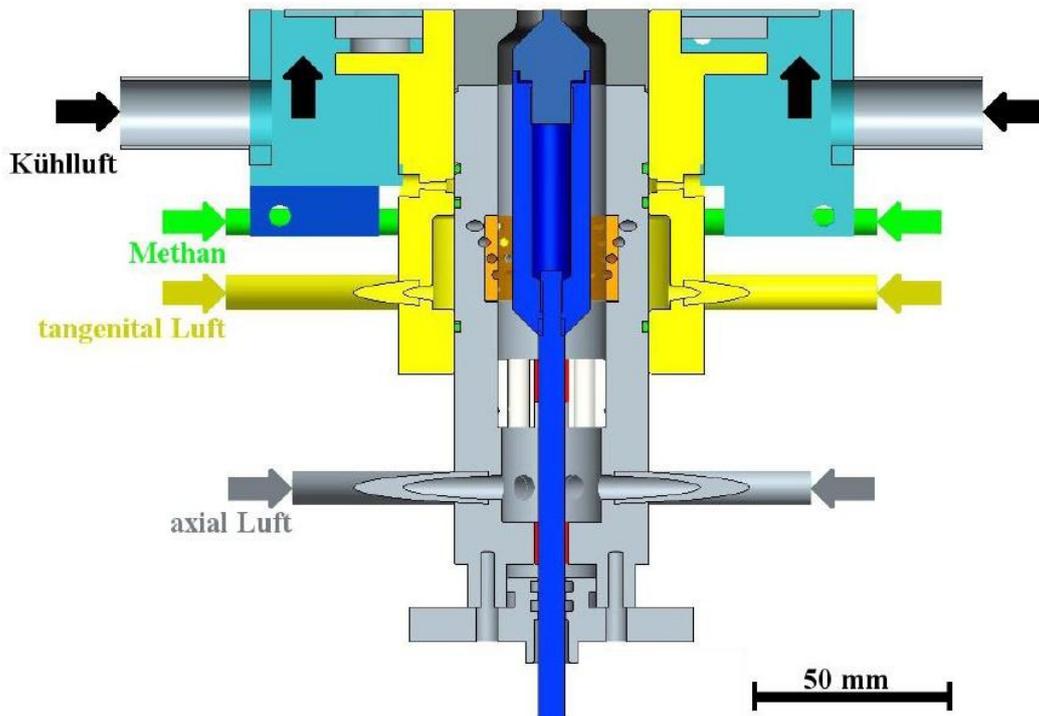


Abbildung 3-3: Modifizierte Brennerkonstruktion nach Salcher (Salcher, 2014)

### 3.1.1 Problematiken

Auf Grund der weiterhin bestehenden axialen Beweglichkeit des Konus war dieser entsprechend weit gelagert, wodurch die Koaxialität des Konus im Brenner und somit der Strömung beeinträchtigt wurde. Auch die Zufuhr der Axialluft erfolgte radial in den Brenner und wurde dann axial umgelenkt.

Der Drall wurde bei Leitgeb über vier tangentiale Schlitze, durch welche die axiale Strömung mit einer tangentialen vermischt wurde, erzeugt. Es entstanden vier klar erkennbare Asymmetrien in der Flamme. Auch war die Durchmischung auf Grund der klein ausgeführten Mischkammer unzureichend.

Ein weiteres zentrales Problem war die Ermittlung des Äquivalenzverhältnisses  $\phi$ : da der Brenner atmosphärisch betrieben wurde, strömte eine unbestimmte Menge Luft der Flamme zu.

Salcher (Salcher, 2014) modifizierte daraufhin den Drallgeber durch Ersetzen der vier tangentialen Schlitze durch 32 annähernd tangentiale Löcher. Auf Grund der ansonsten beibehaltenen Konstruktion war es jedoch erforderlich den Drallgeber weiterhin teilbar auszuführen womit die tangentialen Bohrungen nicht gleichmäßig über den Umfang verteilt werden konnten.

Auch eine quadratische Brennkammer wurde vorgesehen mit vier jeweils an den Seiten angeordneten Quarzglasfenstern sowie einer Kühlluftzufuhr. Ungünstige Strömungsverhältnisse in der Brennkammer begünstigten jedoch die Bildung von  $\text{CO}_2$ -Zonen unterhalb der Flamme. Dadurch kam es immer wieder zum Erlöschen der Flamme bei Verwendung der Brennkammer.

In praktischen Versuchen wurde weiters beobachtet, dass die Flamme eine starke Tendenz zum Anlegen an den Konuszapfen hatte (siehe Abbildung 3-4) sowie dass ein magerer, stabiler Betriebspunkt schwierig zu erreichen war.

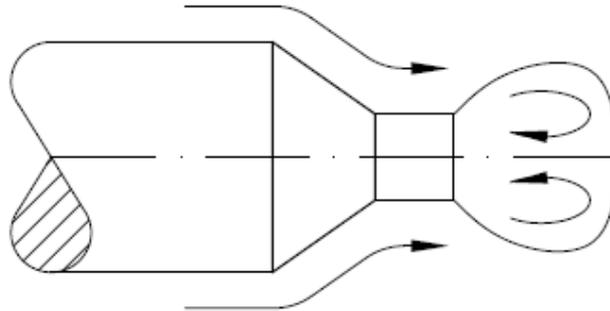


Abbildung 3-4: Konus mit abschließendem Zapfen und Rezirkulationszone (Leitgeb, 2012)

### 3.2 Neukonstruktion Brenner

Zusammenfassend wurde auf folgende Problematiken des ursprünglichen Brenners eingegangen:

- Koaxialität und Achssymmetrie der Strömung
- Gleichmäßige Drallerzeugung
- Lagerung des Konus
- Anlegeneigung der Flamme
- Zufuhr der Axialluft
- Durchmischung und Beruhigung von Kraftstoff und Luft in der Mischkammer
- Konstruktion einer quaderförmigen und zylindrischen Brennkammer aus Quarzglas mit Kühlluftströmung
- Zugänglichkeit von Schrauben und Befestigungselementen
- Einfache Abdichtung durch horizontale Teilung

Abbildung 3-5 zeigt den neu konstruierten Brenner in einer Explosionsdarstellung mit Nummerierung und Bezeichnung aller konstruktiv relevanten Bauteile. Die verschiedenen O-Ringe (schwarz) und Schrauben (blaugrau) wurden nicht eigens nummeriert.

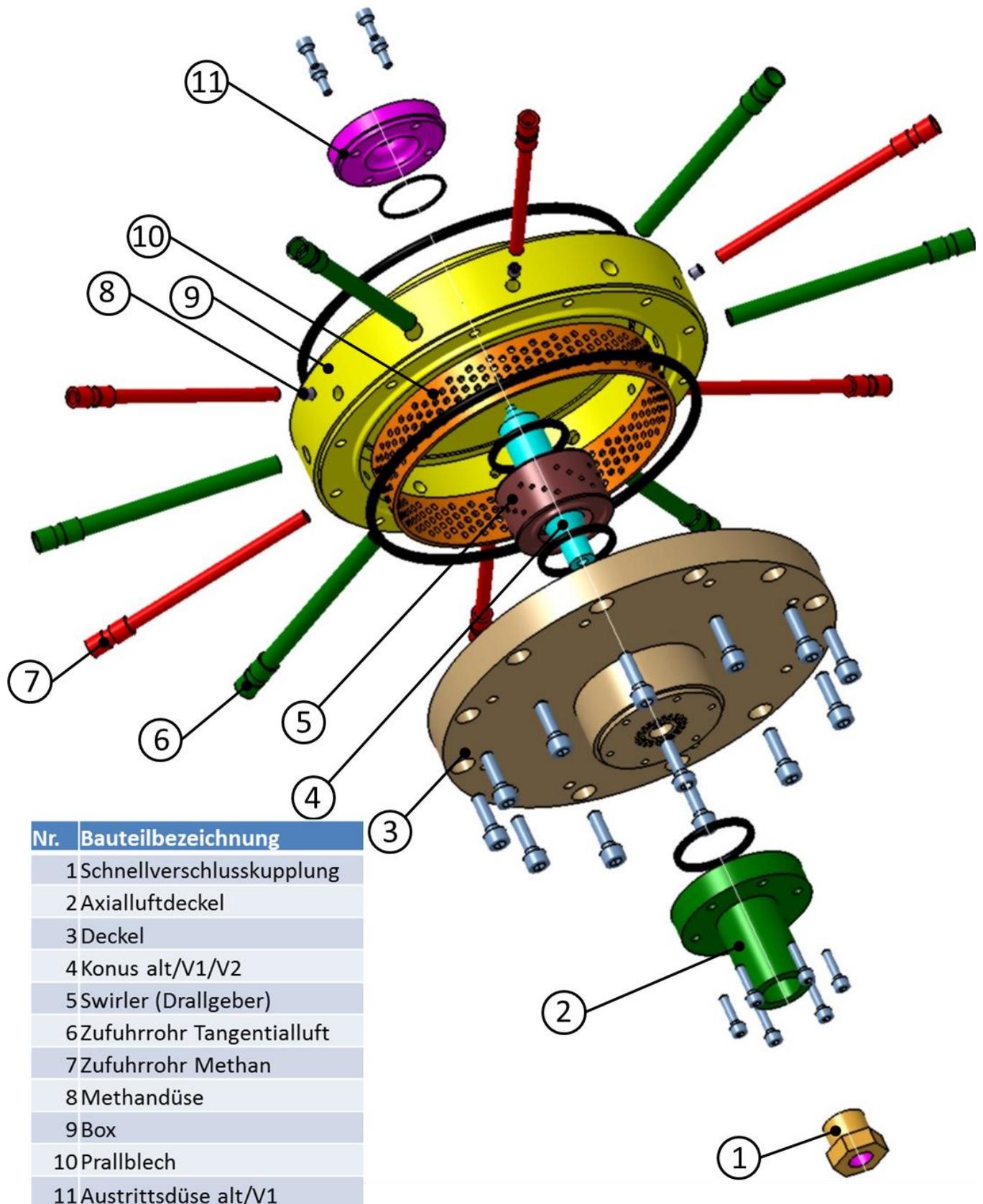


Abbildung 3-5: Zusammenbau Brenner mit Teilenummerierung (Sprengdarstellung)

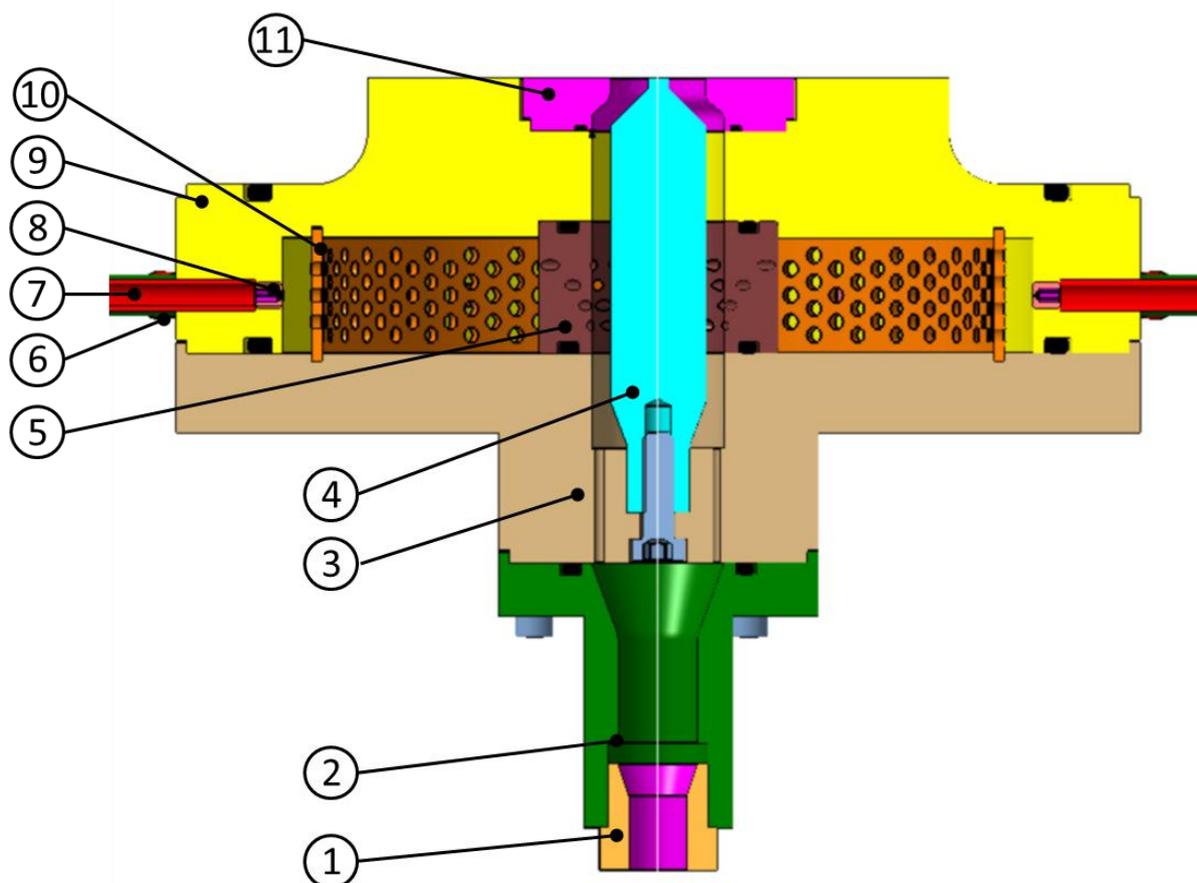


Abbildung 3-6: Zusammenbau Brenner im Querschnitt

### 3.2.1 Allgemeine konstruktive Aspekte

Da sich der Versuchsaufbau im Untergeschoss des Instituts und damit in einer Umgebung mit erhöhter Luftfeuchtigkeit befindet, musste gegen Korrosion vorgebeugt werden. Für alle Bauteile welche der direkten Flammenstrahlung ausgesetzt oder fertigungstechnisch unproblematisch waren wurde deshalb rostfreier Stahl gewählt. Lediglich die beiden Bauteile „Swirler“ und „Deckel“ stehen nicht unter direktem Strahlungseinfluss der Flamme und sind fertigungstechnisch mit rostfreiem Stahl schwierig zu realisieren. Deshalb wurden diese einer ersten Version aus Kunststoff gefertigt und in einer zweiten aus Aluminium (siehe Kapitel 3.2.3 und Kapitel 3.2.6).

Um einen Druck- und Massenstromverlust nach außen hin zu vermeiden wurde zwischen allen luft- und kraftstoffführenden Bauteilen ein O-Ring vorgesehen.

Zur Sicherstellung der coaxialen und damit rotationssymmetrischen Strömung wurden bei allen Bauteilen entsprechende Form- und Lagetoleranzen vorgesehen sowie eine ausreichende Oberflächenrauigkeit gewählt. Die Allgemeintoleranz wurde nach DIN ISO 2768 auf „fein“ festgelegt.

Um keine großen Risiken bezüglich der Strömungsverhältnisse und damit der erforderlichen Drallzahl für eine abgehobene, drallstabilisierte Flamme einzugehen, wurden bestimmte Strömungsgeometrien in ihren Abmessungen dem vorherigen Brenner beibehalten (oranger Linienzug Abbildung 3-7). Im Endeffekt also die Innenkontur der Austrittsdüse.

Beibehaltung Außenkontur  
mit Ringquerschnitt

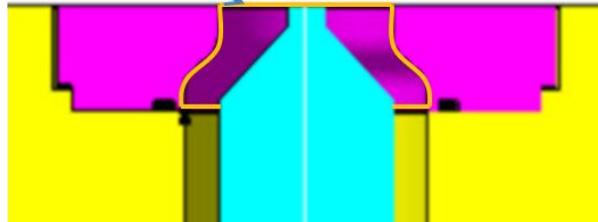


Abbildung 3-7: Beibehaltene Strömungsgeometrie (orange Kontur)

Im Folgenden soll nun kurz auf die konstruktiven Ziele und Besonderheiten der einzelnen Bauteile eingegangen werden.

### 3.2.2 Axialluftdeckel

- **Aufgabe:** Zufuhr der Axialluft zum Brenner
- **Materialwahl:** rostfreier Stahl
- **Materialbeschaffung:** EHG Stahlzentrum GmbH & CO OG
- **Fertigung:** Institut für Fertigungstechnik (TU Graz)
- **Befestigung:** 6x M4 Innensechskant an Bauteil Deckel
- **Eigenschaften:** Im Gegensatz zum ursprünglichen Brenner wurde hier darauf geachtet, dass die Axialluft, welche sich später mit der Tangentialluft vermischt, auch axial dem Brenner zugeführt wird. Aus praktischen Gründen wurde dabei ein Zollgewinde für eine Schnellverschlusskupplung vorgesehen, durch welche ein rasches An- und Abschließen der Luftzufuhr möglich ist. Die Axialluftführung erfolgt am Ende des Bauteils durch einen Diffusor welcher auf den größeren Querschnitt des anschließenden Bauteils (Deckel) überleitet.

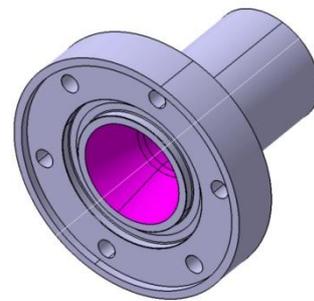


Abbildung 3-8: Axialluftdeckel

### 3.2.3 Deckel

- **Aufgabe:** Der Deckel hat die Aufgabe zusammen mit dem Bauteil „Box“ die Mischkammer zu ummanteln sowie die Axialluft zu führen und den Konus aufzunehmen.
- **Materialwahl:** Kunststoff PET (erste Version), Aluminium (zweite Version)
  - » Erste Version: Auf Grund der problematischen Fertigung von 2 mm Bohrungen in nichtrostendem Stahl wurde ein hitze- und formbeständiger Kunststoff mit guten Zerspanungseigenschaften gewählt. PET dehnt sich unter Wärmeeinfluss nur geringfügig aus

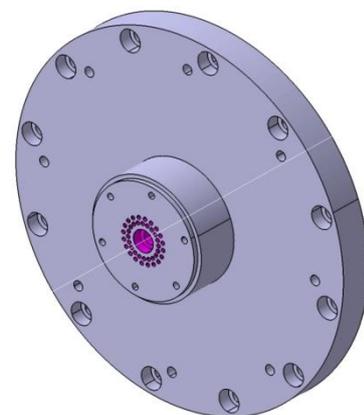


Abbildung 3-9: Deckel

(Längenausdehnungskoeffizient  $6 \cdot 10^{-5}$  [1/K]) und besitzt eine geringe Feuchtigkeitsaufnahme. PET war hierbei ein Kompromiss zwischen Materialeigenschaften und Anschaffungskosten.

» Zweite Version: Die zweite Version wurde aus Aluminium gefertigt, welches im Vergleich zum Kunststoff viel hitzebeständiger ist und eine noch ausreichende Bearbeitbarkeit in Drehqualität aufweist (siehe 3.2.6). Nachteilig sind die höheren Anschaffungs- und Bearbeitungskosten im Vergleich zum Kunststoff.

- **Materialbeschaffung:** Faigle Kunststoffe GmbH, Zultner Metall GmbH
- **Fertigung:** Institut für Fertigungstechnik, TU Graz
- **Befestigung:** 12x M6 Innensechskant an Bauteil Box sowie 8x M6 Innensechskant für Befestigung des gesamten Brenners an bestehendem Prüfstands Aufbau.
- **Eigenschaften:** Das Bauteil „Konus“ wird mit einer Innensechskantschraube (flacher Kopf) im Deckel gelagert. Der flache Kopf wurde gewählt um aus fertigungstechnischen Gründen die Bohrungslänge der 2 mm Löcher zu verringern. Die vom Axialluftdeckel kommende Luft wird hier über 40 gleichmäßig über den Umfang verteilte 2 mm Bohrungen gleichgerichtet um eine axiale Strömung sicherzustellen. An den Gleichrichter schließt eine Beruhigungsstrecke, welche 10 mal dem Bohrungsdurchmesser von 2 mm entspricht, an. Im Gegensatz zum zuvor verwendeten Brenner wurde hier keine Variabilität der axialen Position des Konus im Betrieb vorgesehen. Um die Querschnittsfläche zu variieren muss der Konus demontiert werden und Distanzscheiben zwischen Konus und Deckel eingesetzt werden. In der Nullposition des Konus (ohne Distanzscheiben) sind Konusspitze bzw. -zapfen (je nach Ausführung) mit der Austrittsdüse bündig. Die Version des Konus mit rundem Kopf ist 5 mm unterhalb der Austrittsebene damit am Austritt in die BK kein Totwassergebiet mehr vorherrscht. Die Versionen V1a und V1c sind ebenfalls gekürzte Ausführungen auf Grund der Rezirkulationsproblematik (vgl. Kapitel 3.2.4 und Kapitel 4.1.1). Der Deckel dient auch zur Befestigung des gesamten Brenners an dem bereits beim Brenner nach Leitgeb (Leitgeb, 2012) konstruierten Prüfstand.

### 3.2.4 Konus-alt, -V1, -V1a, -V1c und -V2

- **Aufgabe:** Luft- und Kraftstoffführung im Brenner sowie evtl. Variation des Auslassquerschnittes durch axiale Verschiebung.
- **Materialwahl:** rostfreier Stahl
- **Materialbeschaffung und Fertigung:** Institut für thermische Turbomaschinen ITTM sowie Institut für Fertigungstechnik (nur Konus V2). Da der Konus direkt an die Flamme angrenzt bzw. in Sonderfällen die Flamme direkt am Konus anliegt wurde rostfreier Stahl gewählt.
- **Befestigung:** 1x M6 Innensechskant (flacher Kopf) an Bauteil Deckel
- **Eigenschaften:** Auf Grund der Problematik der Anlegeneigung des Brenners nach Leitgeb vor allem im Bereich hoher Massenströme wurden 5 Varianten des Bauteils „Konus“ entwickelt. Das Bauteil „Konus-alt“ hat dabei dieselbe Kontur an der Spitze wie der Konus des vorhergehenden Brenners nach Leitgeb (Leitgeb, 2012). Die beiden neuen Konusse, „Konus-V1“ und „Konus-V2“, wurden derart konstruiert, dass eine Totwasserzone bzw. Rezirkulationszone direkt hinter dem Konus in Strömungsrichtung minimiert wird. Dadurch soll der Effekt der starken Anlegeneigung an den Konus verbessert werden um auch abgehobene Flammen in mageren Betriebspunkten zu erzeugen. Beim Konus-V1 wurden zusätzlich 2 Varianten (V1a und V1c) mit kürzerer Länge und geändertem Winkel der Spitze ( $30^\circ$  ansatt  $45^\circ$ ) gefertigt. Die Lagerung des Konus wurde geändert, sodass das Bauteil während des Betriebs nicht mehr axial verstellbar ist. Grund dafür war die durch die axiale Verschiebbarkeit weit

gelegte Lagerung, welche die Konzentrität des Konus im Brenner und damit der Strömung beeinträchtigte. Für eine axiale Verschiebung und damit verändertem Austrittsquerschnitt muss bei der Neukonstruktion der Konus gelöst und Distanzscheiben zwischen Konus und Deckel eingelegt oder entfernt werden.

Es wurden insgesamt fünf Varianten vorgesehen, welche sich in der Ausführung der Konusspitze unterscheiden. Die Variante „alt“ besitzt die gleiche Geometrie der Konusspitze wie der bereits von Leitgeb entworfene Konus. Auf Grund der Ablösung der Strömung hinter dem Konuszapfen entsteht dort eine Rezirkulationszone, welche vermutlich die Anlegeneigung verstärkt (vgl. Abbildung 3-4). Daher wurde zusätzlich eine Variante 1 und Variante 2 konstruiert.

Die Variante 1 des Konus wurde ohne Zapfen an der Konusspitze ausgeführt mit dem Ziel, ein übermäßiges Anlegen der Flamme an die Konusspitze zu vermeiden (vgl. Abbildung 3-10). Anlehnend an die Variante 1 wurden zusätzlich die Variante 1a und die Variante 1c konstruiert, jedoch mit verringertem Winkel der Spitze ( $30^\circ$  anstatt  $45^\circ$ ) sowie einer verkürzten Länge um die geringe Rezirkulationszone der Spitze im Brenner und nicht am Düsenaustritt zu behalten. Im praktischen Betrieb stellte sich die Variante 1c mit sehr kurzer Konuslänge und flacher Spitze als erfolgversprechendste Lösung heraus. Mit dieser konnten auch im mageren Bereich stabile, abgehobene und drallstabilisierte Flammen erhalten werden. Allerdings mit Gefahr der Rückzündung in bestimmten Betriebsbereichen (vgl. Kapitel 4.1.1).

Die Variante 2 mit abgerundetem Konuskopf entwickelte ähnlich wie die normale Variante 1 eine zu große Rezirkulationszone und damit ein Nichterreichen von mageren Betriebszuständen des Brenners ohne Anlegen der Flamme an den Konus. Eine verkürzte Variante wurde nicht mehr gefertigt, bietet jedoch sicherlich Potential.

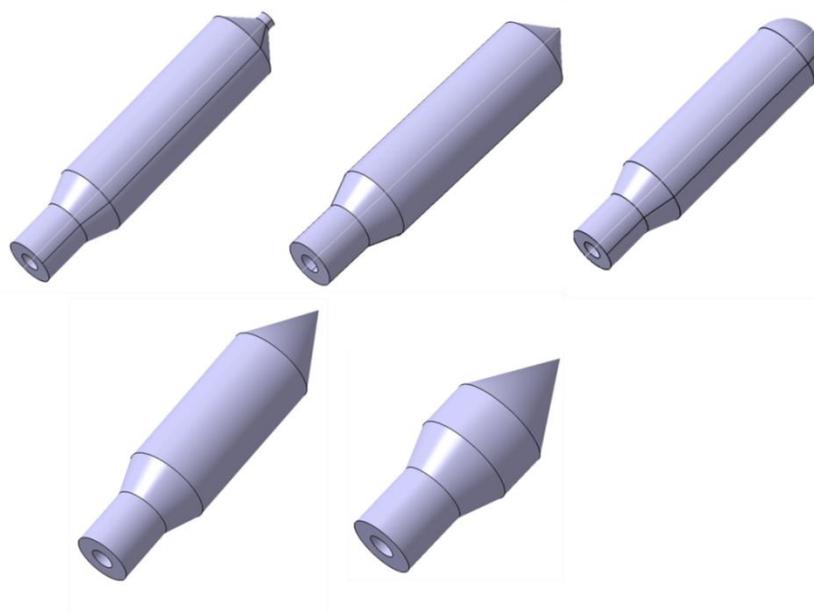


Abbildung 3-10: Konus-alt, -V1, -V2, -V1a, -V1c (v.l.n.r. und v.o.n.u.)

### 3.2.5 Austrittsdüse alt und Austrittsdüse V1

- **Aufgabe:** Luft- und Kraftstoffführung am Eintritt in die Brennkammer.
- **Materialwahl:** rostfreier Stahl.
- Da die Austrittsdüse direkt an die Flamme angrenzt und damit auch der Flammenstrahlung ausgesetzt ist wurde sie aus rostfreiem Stahl gefertigt.
- **Materialbeschaffung:** EHG Stahlzentrum GmbH & CO OG
- **Fertigung:** Institut für Fertigungstechnik, TU Graz
- **Befestigung:** 4x M4 Innensechskant an Bauteil Box
- **Eigenschaften:** Die Geometrie der Innenkontur der Austrittsdüse wurde vom ursprünglichen Brenner nach Leitgeb übernommen um wiederum ähnliche Strömungsverhältnisse und damit ähnliche Drallzahlen zu erhalten (vgl. Abbildung 3-7).

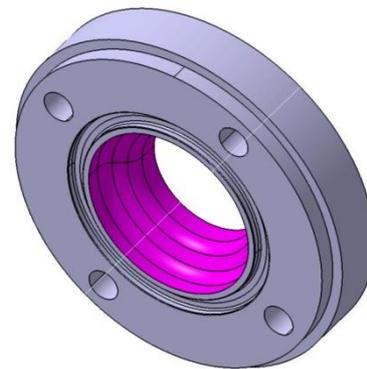


Abbildung 3-11: Austrittsdüse

Auch hier wurde zusätzlich eine Variante konstruiert, passend zu Variante 1 und Variante 2 des Konus. Dabei wurde der Austrittsdurchmesser der Düse dermaßen verringert, dass sich dieselbe Querschnittsfläche am Eintritt in die Brennkammer ergibt wie bei der alten Variante des Konus, d.h. von 18 auf 17,55 mm. Aus Gründen der Massenerhaltung muss sich somit dieselbe Absolutgeschwindigkeit beim Eintritt in die Brennkammer einstellen.

### 3.2.6 Swirler (Drallgeber)

- **Aufgabe:** gleichmäßige, tangentiale Zufuhr des Luft- Kraftstoffgemischs aus der Mischkammer dem Axialluftstrom.
- **Materialwahl:** Kunststoff PEEK (erste Version), Aluminium (zweite Version).

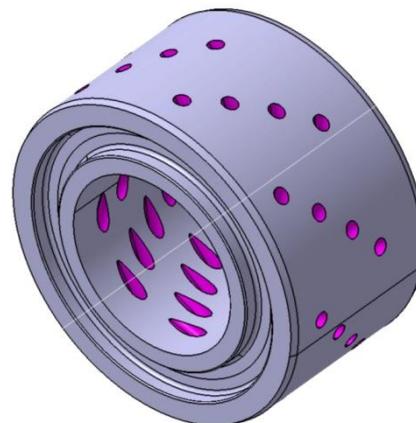


Abbildung 3-12: Swirler

» Erste Version: Da der Swirler mehrere 2mm Bohrungen besitzt, welche annähernd tangential die Strömung in die Verdrallungszone führen war aus fertigungstechnischer Sicht ein rostfreier Stahl problematisch. Weiters steht der Swirler in keinem direkten Kontakt zur leuchtenden Flamme allerdings könnten sich auf Grund von Wärmeleitung leicht erhöhte Temperaturen einstellen. Das Bauteil sollte wegen der möglichst achssymmetrischen und gleichmäßigen Vermischung mit dem Axialstrom formstabil sein.

Aus diesen Gründen wurde der Kunststoff PEEK für das Bauteil gewählt, welcher eine sehr hohe thermische Belastbarkeit (bis 250°C Dauerbelastung) sowie Dimensionsstabilität aufweist. Der Längenausdehnungskoeffizient beträgt  $4,5 \cdot 10^{-5}$  1/K und ist damit der geringste unter den technischen Kunststoffen. Eine weitere nützliche Eigenschaft ist die schwere Entflammbarkeit sowie Selbstverlöschung.

- » Zweite Version: Als Optimierungswerkstoff wurde in zweiter Instanz Aluminium gewählt, welcher eine viel höhere Hitzebeständigkeit aufweist und somit ein kurzes Anlegen der Flamme ans Material unbeschadet übersteht. Die spanende Bearbeitbarkeit war hier etwas schwieriger, jedoch noch im Bereich des machbaren. Nachteilig sind allerdings die etwas höheren Anschaffungs- und Bearbeitungskosten im Vergleich zum Kunststoff.

- **Materialbeschaffung:** Faigle Kunststoffe GmbH (erste Version), IFT (zweite Version)
- **Fertigung:** Institut für Fertigungstechnik, TU Graz
- **Befestigung:** Fixierung durch Lagerung zwischen Bauteil Box und Deckel
- **Eigenschaften:** Der Drallgeber verfügt über 4 axiale Bohrungsreihen mit jeweils 8 tangential und gleichmäßig über den Umfang verteilten 2 mm Bohrungen. Die Größe, der Abstand und die Anzahl der Bohrungen wurden der Modifikation des Brenners nach Salcher (Salcher, 2014) entnommen. Im Gegensatz zum Drallgeber nach Salcher, welcher die Bohrungen nicht gleichmäßig über den Umfang verteilt hatte, wurde hier dieser Umstand behoben. Die Bohrungen sind dabei, ähnlich wie bei Salcher, um  $7^\circ$  zur Tangente des Innendurchmessers geneigt und damit nicht exakt tangential. Der Grund dafür liegt in der schlechteren Durchmischung, welche sich durch exakt tangentielle Anordnung ergeben würde.

### 3.2.7 Box

- **Aufgabe:** Abgrenzung der Mischkammer zusammen mit Deckel und Swirler. Aufnahme der Zufuhrleitungen und Düsen für Methan sowie der Zufuhrleitungen der Tangentialluft. Ausbildung des Kühlluftkanals zusammen mit dem Kühlluftdeckel.

Deckel, Kühlluftdeckel und Austrittsdüse werden an ihr befestigt.

- **Materialwahl:** rostfreier Stahl  
Der direkte Strahlungskontakt der Box mit der leuchtenden Flamme erforderte die Wahl von rostfreiem Stahl.
- **Materialbeschaffung:** EHG Stahlzentrum GmbH & CO OG
- ❖ **Fertigung:** Institut für Fertigungstechnik, TU Graz

- ❖ **Eigenschaften:** Die Box nimmt in jeweils 6 radial angeordneten Bohrungen die Zufuhrleitungen für den Tangentialluftstrom (Außendurchmesser 8 mm) sowie für das Methan (Außendurchmesser 6 mm) auf. Um Dichtheit zu erlangen müssen die Zufuhrleitungen mit der Box verschweißt werden.

Die Eindüsung des Methans in die Mischkammer erfolgt über 6 industriell gefertigte Düsen (siehe Kapitel 3.2.8). Im Gegensatz zum Brenner nach Leitgeb ist es somit nicht mehr notwendig die aufwändigen Bohrungen in den Stahl zu fertigen und es besteht zusätzlich die Möglichkeit die Düsen im Nachhinein auszutauschen.

Der boxseitige Teil des Kühlluftkanals verfügt über einen Radius von 10 mm, welcher die Funktion hat, dem einströmenden tangentialen Kühlluftimpuls eine axiale Komponente zu verleihen. Dadurch soll eine möglichst achssymmetrische Filmumströmung des zylindrischen Quarzglases erreicht werden.

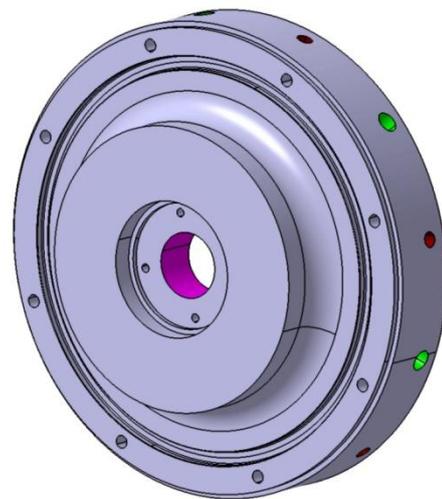


Abbildung 3-13: Box

### 3.2.8 Methandüse

- **Aufgabe:** Eindüsung des Methans in die Mischkammer
- **Materialwahl:** austenitischer Edelstahl A4 (rostfrei)

Bei der Methandüse handelt es sich um eine industriell gefertigte Vollstrahldüse des Herstellers „Diva Sprühtechnik GmbH“.

- **Materialbeschaffung:** Diva Sprühtechnik GmbH
- **Befestigung:** Verschraubung der Düse in Bauteil Box.
- **Eigenschaften:** Diese Vollstrahldüse ist als Madenschraube (Außengewinde M5) und einem Innensechskant ausgeführt. Daraus ergibt sich eine leichte Montierbarkeit sowie eine Möglichkeit zum nachträglichen Austausch der Düse durch eine mit verändertem Eindüsungsquerschnitt. Weiterer Vorteil ist die genauere Fertigung im Vergleich zu einer händisch gefertigten, kostenintensiveren 0,5 mm Bohrung in rostfreiem Stahl. Der Eindüsungsquerschnitt von 0,5 mm wurde dem vorangegangenen Brenner nach Leitgeb entnommen.

### 3.2.9 Prallblech

- **Aufgabe:** Durchmischung und Strömungsberuhigung des in die Mischkammer einströmenden Tangentialluft- und Methanstroms.
- **Materialwahl:** rostfreier Stahl.
- Beim Prallblech handelt es sich um ein industrielles Zukaufteil, welches nur aus rostfreiem Stahl erhältlich war.
- **Materialbeschaffung:** Linker-Industrietechnik GmbH
- **Befestigung:** Fixierung durch Bauteil Box und Deckel
- **Eigenschaften:** Beim Prallblech handelt es sich um ein genormtes Lochblech (Rv 3-5 DIN 24041, 2mm Dicke) welches von der Firma Linker zu einem Zylinder geformt und verschweisst wurde. Nachteilig dabei ist die Schweißnaht an welcher sich keine Löcher befinden. Aus kostentechnischen Gründen war es jedoch günstiger dieses Bauteil einzukaufen als es eigens anfertigen zu lassen.



Abbildung 3-14: Prallblech

Das Prallblech sollte dabei so eingebaut werden, dass einströmender Tangential- und Methanstrom auf das Blech auftreffen, sich vermischen und anschließend durch das Blech gleichgerichtet und beruhigt werden.

Das Prallblech wird jeweils über eine Nut im Deckel und der Box aufgenommen.

### 3.3 Neukonstruktion Aufbau

Der Aufbau des Brenners umfasst eine zylindrische und eine quadratische Variante, wobei beide Varianten jeweils folgende Bauteile in ihrer entsprechenden Version (zylindrisch oder quadratisch) beinhalten (vgl. Abbildung 3-15 und Abbildung 3-16):

- (1) Kühlluftdeckel
- (2) Zufuhrrohr Kühlluft
- (3) Quarzglas
- (4) Kaminaufbau
  - a. Deckplatte Quarzglas
  - b. Kamin
  - c. Kaminöffnung
- (5) Gewindestangen M8

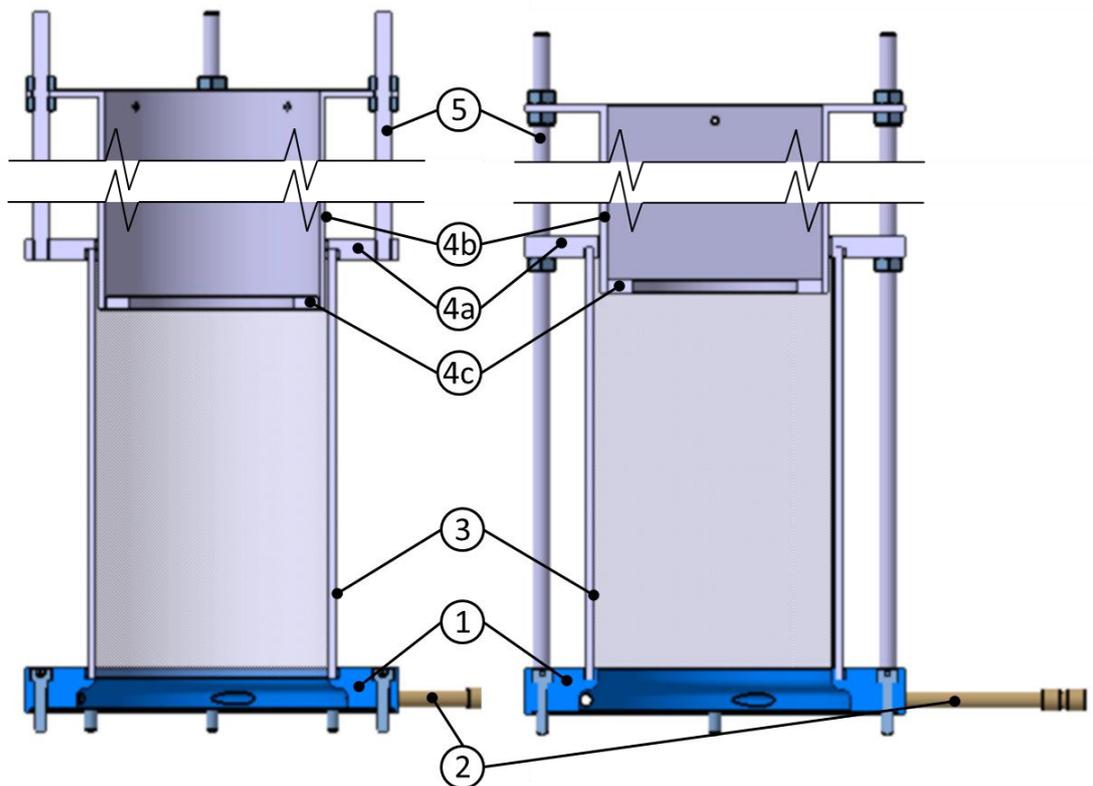


Abbildung 3-15: zylindrischer und quadratischer Aufbau im gebrochenen Schnitt

Der Aufbau kann, im Gegensatz zum Brenner (Kapitel 3.2), je nach Bedarf und optischer Messtechnik, als Gesamtheit abgehoben und ausgetauscht werden. Dabei müssen lediglich die Verbindungsschrauben zwischen Kühlluftdeckel und Box gelöst werden.

Weiters umfasst der Aufbau einen variablen Kamin welcher es möglich macht, die Brennkammerlänge von ca. 0 bis 600 mm zu variieren.

Abbildung 3-16 zeigt den Aufbau der zylindrischen Variante in einer dreidimensionalen Sprengdarstellung.

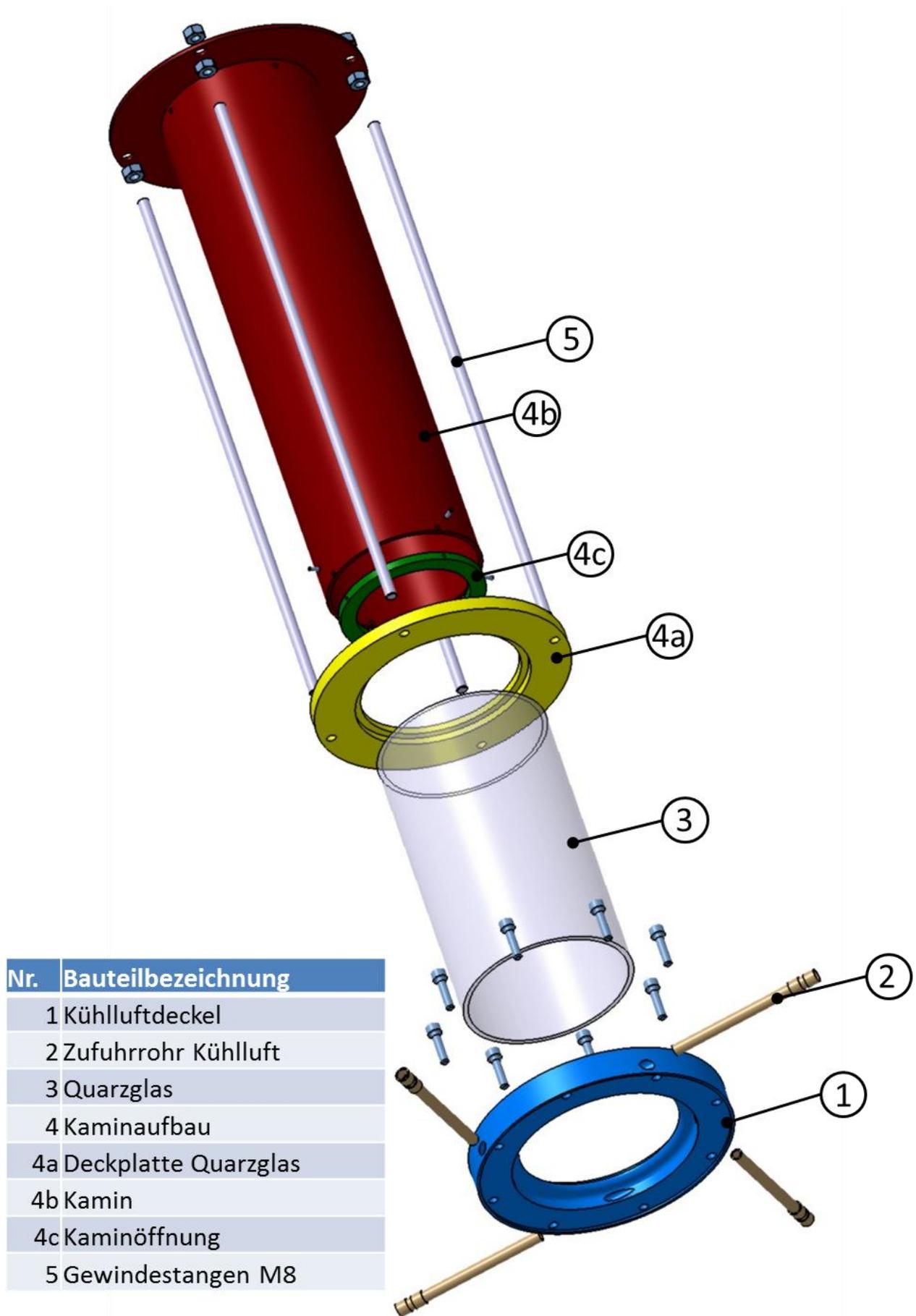


Abbildung 3-16: Zusammenbau Aufbau mit Teilenummerierung (Sprengdarstellung)

Im Folgenden soll nun analog zu dem Kapitel 3.2 kurz auf die konstruktiven Ziele und Besonderheiten der einzelnen Bauteile eingegangen werden.

### 3.3.1 Kühlluftdeckel (zylindrisch und quadratisch)

- **Aufgabe:** Ausbildung des Kühlluftkanals zusammen mit dem Bauteil Box sowie Aufnahme des Quarzglas.
- **Materialwahl:** rostfreier Stahl
- Auf Grund des direkten Strahlungskontakts mit der leuchtenden Flamme sowie Aufnahme des sich erwärmenden Quarzglas entfiel die Wahl auf rostfreien Stahl.
- **Materialbeschaffung:** EHG Stahlzentrum GmbH & CO OG
- **Fertigung:** Institut für Fertigungstechnik, TU Graz
- **Befestigung:** 8x M6 Innensechskant (zylindrisch), 4x M6 Innensechskant (quadratisch) an Bauteil Box
- **Eigenschaften:**
  - » Zylindrischer Kühlluftdeckel:  
Neben der Kühlluftführung zusammen mit dem Bauteil Box muss der Kühlluftdeckel das Quarzglas aufnehmen. Im Falle des zylindrischen Quarzglas wurden die Maße so gestaltet, dass der Außendurchmesser des ringförmigen Kühlluftquerschnittes dem Innendurchmesser des Quarzglaszylinders entspricht. Damit sollte eine, den realen Brennkammern nachempfundene, Filmkühlung an der Innenwand des Glases erreicht werden.
  - » Quadratischer Kühlluftdeckel:  
Auf Grund der fixierten Geometrie des Bauteils Box und damit des Innendurchmesser des ringförmigen Kühlluftquerschnitts am Eintritt in die Brennkammer, war die Geometrie dieses Querschnitts wiederum ringförmig mit denselben Abmessungen auszuführen. Bei vorausgesetzter ausreichender Quarzglaskühlung sollte so ein achssymmetrischer Kühlluftstrom beibehalten werden.

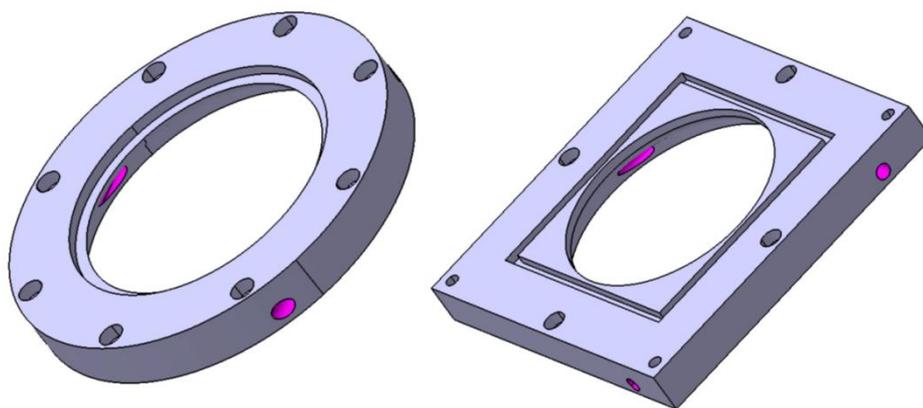


Abbildung 3-17: Kühlluftdeckel zylindrische und quadratisch

### 3.3.2 Quarzglas (zylindrisch und quadratisch)

- **Aufgabe:** Abgrenzung der Brennkammer nach außen mit möglichst hohem Transmissionsbereich im elektromagnetischen Spektrum (UV-IR) für optische Messverfahren.
- **Materialwahl:** Quarzglas  
Zwecks der mittig, leuchtenden Methanflamme (adiabate Flammtemperatur bei  $\phi=1$ ,  $T_{ad} \approx 2000 \text{ °C}$ ) wurde ein optisch transparentes Material für hohe Temperaturen benötigt. Mit einem sehr geringen thermischen Ausdehnungskoeffizienten ( $4,8 \cdot 10^{-7} \text{ 1/K}$  bei  $0-900 \text{ °C}$ ), hoher chemischer Beständigkeit sowie einer unteren Entspannungsgrenze von ca.  $1050 \text{ °C}$  eignet sich Quarzglas für diese Anwendung hervorragend (QCS-Quarzglas). Die Abmessungen wurden an die Prüfstandsbedingungen (Höhe der Flamme über Düsenaustritt) angepasst. Die Wandstärke beträgt lediglich 3 mm, was aber auf Grund von nahezu atmosphärischen Druckbedingungen in der Brennkammer sowie verringerter Absorption von Vorteil ist.
- **Materialbeschaffung:** QCS GmbH (Zylindrisch)
- **Befestigung:** Selbststehend (zylindrisch), geführt (quadratisch)
- **Eigenschaften:**

- » Zylindrisches Quarzglas:

Das zylindrische Quarzglas wurde wegen seiner Achssymmetrie als erste Variante gewählt.

Da der Brenner vertikal aufgestellt wird, ist bei einem zylindrischen Quarzglas keine Absicherung gegen Umkippen erforderlich. Das Glas steht am unteren Ende von selbst in der Nut des zylindrischen Kühlluftdeckels und nimmt am oberen Ende den zylindrischen Kamin in einer Nut auf.

Das Eigengewicht des Kaminaufbaus beträgt  $m=2,4 \text{ kg}$ . Daraus ergibt sich bei einem Außendurchmesser des Quarzglases von  $d_{\text{auß}}=120 \text{ mm}$  und einer Wandstärke von 3 mm ( $\Rightarrow$  Innendurchmesser  $d_{\text{inn}}=114 \text{ mm}$ ) eine Druckspannung nach Gleichung (3-1) und Gleichung (3-2)

$$\sigma_{\text{Druck}} = \frac{m_{\text{Aufbau}} * g}{A_{\text{Quarzglas}}} \quad (3-1)$$

$$A_{\text{Quarzglas}} = (d_{\text{auß}}^2 - d_{\text{inn}}^2) * \frac{\pi}{4} \quad (3-2)$$

von  $0,0214 \text{ N/mm}^2$ . Das verwendete Quarzglas weist eine Druckfestigkeit von  $1150 \text{ N/mm}^2$  auf (QCS-Quarzglas) wodurch die Festigkeit des Materials mehr als ausreichend ist.

Zur Abdichtung der Brennkammer gegen die Umgebung sowie um eine Wärmeausdehnung des Glases zuzulassen wird das Glas in den Aufnahmenuten von Kühlluftdeckel und Kamin mit einem keramischen Abdichtband von 2 mm Stärke versehen. Des Weiteren erfolgt eine Abdichtung des beweglichen Teils des Kamins nach außen um unkontrolliertes Entweichen von Rauchgasen zu vermeiden (siehe Abbildung 3-19, vgl. Abbildung 3-15).

- » Quadratisches Quarzglas

Als zweite Variante des Quarzglases wurde eine quadratische Anordnung aus 4 gleich großen Quarzglasplatten gewählt. Diese werden ähnlich dem zylindrischen Glas in Nuten im Kühlluftdeckel als auch im quadratischen Kamin geführt. Da die Platten bei minimaler Berührung umkippen würden, wurde der auf das Glas aufbauende quadratische Kamin mit Gewindestangen versehen. Dadurch muss das Quarzglas nicht

das Gewicht des Kamins tragen und wird gleichzeitig durch die Führungsnuten im Kamin gegen Umkippen gesichert.

Die Abdichtung mit gleichzeitiger Berücksichtigung einer Wärmeausdehnung erfolgt analog dem zylindrischen Glas mit einem keramischen Flachband in den Nuten sowie gegen den Kamin. Zusätzlich zur zylindrischen Variante ist es hier erforderlich in den vertikalen Grenzflächen zwischen den Gläsern ein Abdichtband einzukleben. Abbildung 3-20 zeigt die prinzipielle Anordnung der 4 Quarzglasplatten (blau) mit dem Dichtungsband (rot) zwischen den Seitenflächen aus der Draufsicht.

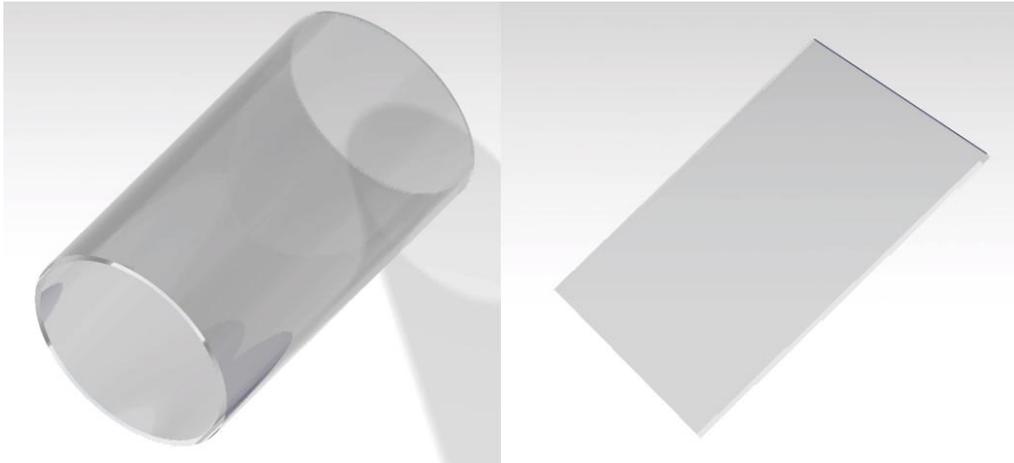


Abbildung 3-18: Quarzglas zylindrisch und quadratisch

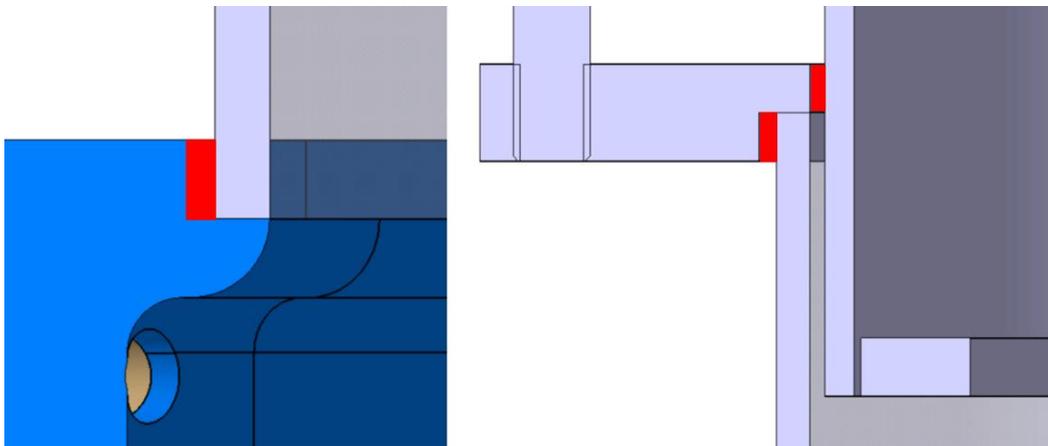


Abbildung 3-19: Position des keramischen Dichtbandes (rot)

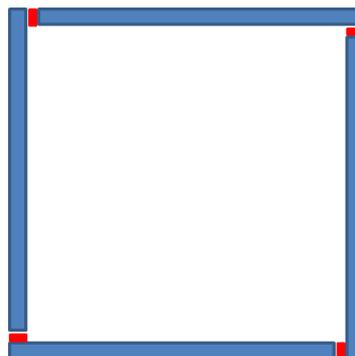


Abbildung 3-20: Anordnung Quarzglasplatten (blau) mit Dichtungsband (rot)

### 3.3.3 Kaminaufbau (zylindrisch und quadratisch)

- **Aufgabe:** Führung der Rauchgase aus der optischen Brennkammer sowie Variation der Brennkammerlänge durch axiale Verstellbarkeit.
- **Materialwahl:** Aluminium
- Da der Kamin zur Gänze (zylindrisch) bzw. teilweise (quadratisch) auf dem Quarzglas aufliegt und Glas ein empfindlicher Werkstoff hinsichtlich Bruch ist, wurde auf ein geringes Eigengewicht des Kaminaufbaus geachtet. Auch müssen die heißen Rauchgase den Kamin passieren wodurch die Wahl des Materials auf Aluminum fiel.
- **Materialbeschaffung:** Binder GmbH & CO KG (Mühlenbau Binder), EHG Stahlzentrum GmbH & CO OG (nur zyl. Kaminrohr)
- **Fertigung:** Binder GmbH & CO KG (Mühlenbau Binder)
- **Befestigung:**
  - » Zylindrisch: Aufliegen des Kamins auf Quarzglas
  - » Quadratisch: Befestigung des Kamins mittels vier Gewindestangen M8 und Sechskantmutter an Box

#### ➤ **Eigenschaften:**

Beide Kaminaufbauausführungen verfügen über einen inneren beweglichen Kamin (vgl. Abbildung 3-15) mit welchem die Brennkammerlänge variiert werden kann. Der Variationsbereich reicht dabei von ca. 0 mm bis 600 mm und kann stufenlos über die Fixierung des Kamins mittels Sechskantmutter an den Gewindestangen verstellt werden. Die rauchgasseitige Öffnung der Brennkammer (Bauteil Kaminöffnung), welche im Kamin befestigt ist, wurde mit 80 mm Durchmesser dem alten Brenner beibehalten. Auch dieses Bauteil kann entweder am oberen oder unteren Ende des Kamins montiert werden um die maximale bzw. minimale Brennkammerlänge zu erreichen.

Der prinzipielle Unterschied zwischen zylindrischem und quadratischem Kaminaufbau ist, dass der zylindrische Kamin auf dem Quarzglas aufliegt, während der quadratische über vier M8-Gewindestangen am Kühlluftdeckel abgestützt wird.

Aus Sicherheitsgründen wurden die Bohrungen im Kaminaufbau der zylindrischen Variante jedoch so vorgesehen, dass eine Abstützung des Aufbaus am Kühlluftdeckel, gleich der des quadratischen, im Nachhinein mit geringem Aufwand möglich ist.

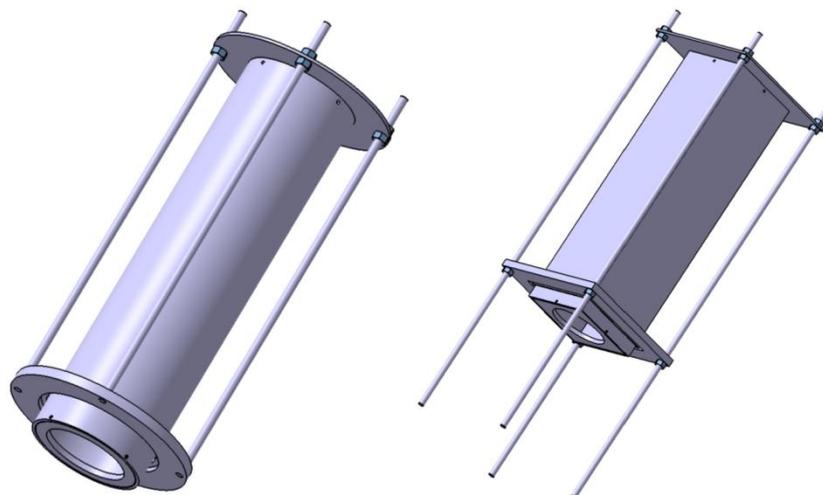


Abbildung 3-21: Kaminaufbau zylindrisch und quadratisch

### 3.4 Theoretische Strömung

Dieses Unterkapitel soll vollständig und verständlich die Strömungsführung in Brenner und Brennkammer behandeln und damit die Sinnhaftigkeit der einzelnen Bauteile und deren konstruktive Ausführung unterstreichen. Die Strömungszonen sind Abbildung 3-22 zu entnehmen.

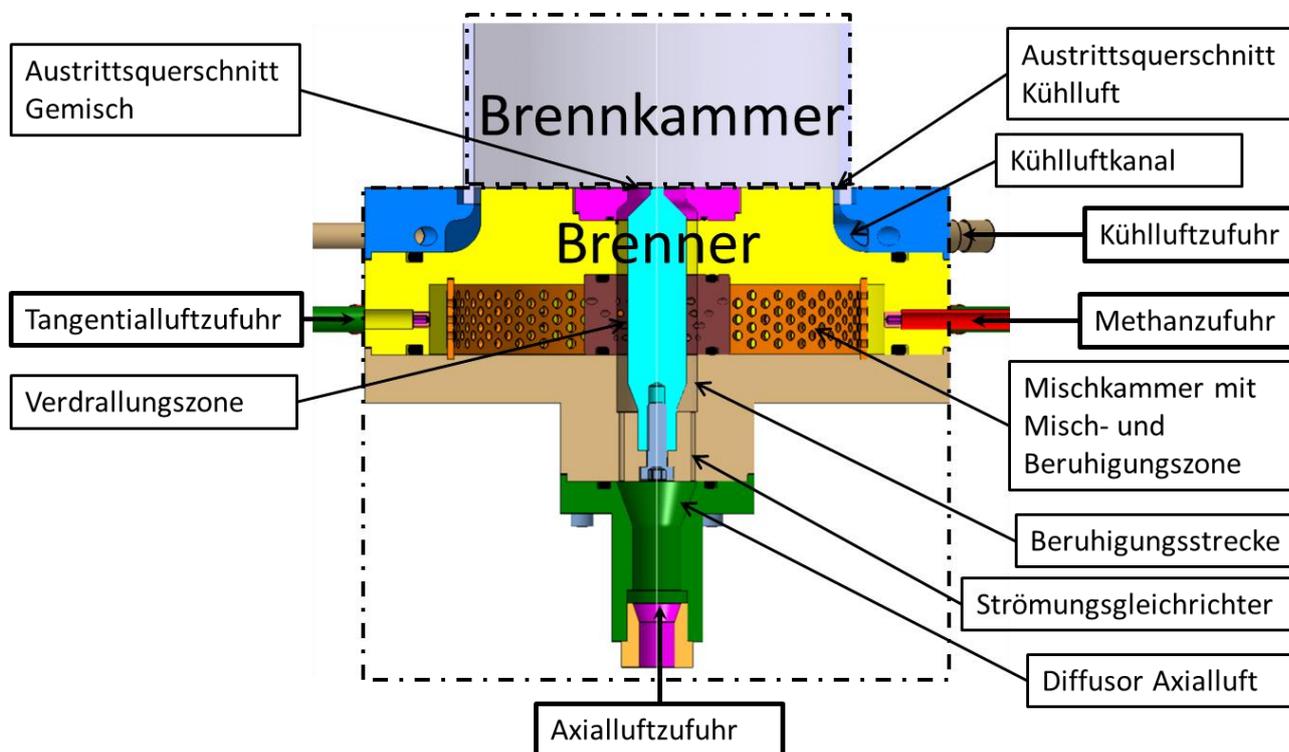


Abbildung 3-22: Längsschnitt Brenner mit strömungsrelevanten Zonen

Abbildung 3-23 zeigt den dreidimensionalen Strömungsverlauf vom Eintritt in den Brenner bis zum Austritt aus dem zylindrischen Kamin aufbau.

Die Farbcodierung der Pfeile stellt sich wie folgt zusammen:

- Grün: Axial- und Tangentialluftzufuhr
- Rot: Methanzufuhr
- Gelb: Tangentialluft- und Methangemisch
- Orange: Hauptgemischströmung für Verbrennung (Axial-, Tangential- und Methanstrom)
- Violett: Kühlluftstrom
- Blau: Rauchgasstrom

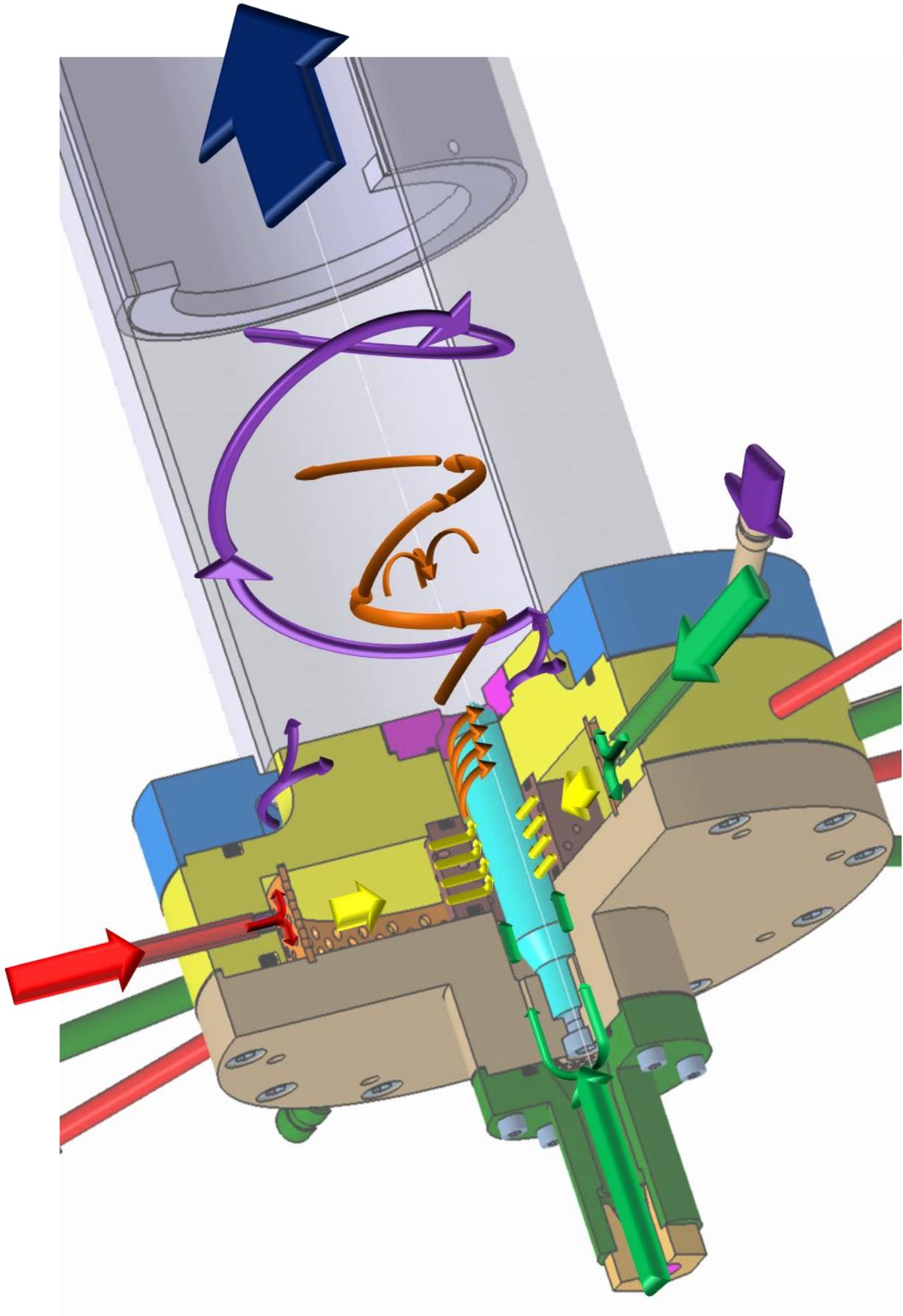


Abbildung 3-23: Theoretischer, dreidimensionaler Strömungsverlauf in Brenner und Brennkammer

### 3.4.1 Axialluftstrom

Der Axialluftstrom tritt über den Axialluftanschluss in Achsrichtung in den Brenner ein. Nachdem er durch den Diffusor im Axialluftdeckel aufgeweitet wird, passiert er den Strömungsgleichrichter, bestehend aus 40 einzelnen 2 mm Bohrungen, im Deckel. Anschließend ist eine Beruhigungszone der Strömung vorgesehen, welche 10-mal dem Bohrungsdurchmesser, also 20 mm entspricht.

### 3.4.2 Tangentialstrom

Methan und Tangentialluft strömen über die jeweils 6 Zuleitungsrohre sowie das Methan zusätzlich über die 0,5 mm Düse in die Mischkammer ein. Dort befindet sich das Prallblech, welches die Mischkammer in zwei Zonen einteilt.

In ersterer Zone, der Mischzone, sollen Methan und Luft nach Eindüsung radial auf das Prallblech auftreffen und sich dann tangential durchmischen. Dafür sollten die Löcher des Prallblechs bei der Montage entsprechend ausgerichtet werden.

Nach einer ersten Durchmischung soll das Gemisch die 3 mm Bohrungen des Prallblechs gerichtet passieren und in die zweite, größere Zone gelangen. Die Beruhigungszone soll das Gemisch weiter homogenisieren als auch kinetische Energie in Druckenergie umwandeln. Anschließend soll das Gemisch den Drallgeber und seine tangential angeordneten Bohrungen durchströmen, um sich anschließend in der Verdrallungszone mit dem Axialluftstrom zu einem drallbehafteten Gemischstrom zu entwickeln.

### 3.4.3 Drallbehafteter Gemischstrom

Der drallbehaftete Gemischstrom durchströmt in weiterer Folge die Ringfläche in Achsrichtung gegen die Austrittsdüse hin. An der Austrittsdüse erfolgt eine gleichzeitige Abnahme des Außendurchmessers (Austrittsdüse) sowie des Innendurchmessers (Konus).

Ist die Konusvariante mit ausgeführtem Konuszapfen (siehe Kapitel 3.2.4) eingebaut, bildet sich direkt hinter dem Konus in Achsrichtung eine erste Rezirkulationszone aus. Diese durch die Ablösung am Konuszapfen verursachte Rezirkulation sollte bei der Variante 1 des Konus, mit spitzem Ende, vermieden werden.

### 3.4.4 Kühlluftstrom

Der Kühlluftstrom tritt durch die tangential in den Kühlluftdeckel eingebauten Zuleitungen in den Kühlluftkanal ein. Dabei besitzt der Luftstrom vorerst nur eine tangentiale Komponente. Die Radien, welche den Kühlluftkanal auskleiden, vor allem jener des Bauteils Box, sollen den Kühlluftstrom durch einen Impuls teilweise in Achsrichtung umlenken.

### 3.4.5 Brennkammerströmung

Die Strömung in der Brennkammer entsteht einerseits auf Grund des drallbehafteten Gemischstroms sowie des am äußeren Brennkammerrand einströmenden Kühlluftstroms.

Der Gemischstrom sollte relativ unbeeinflusst vom Kühlluftstrom in der Brennkammer bleiben um ungestört eine drallbehaftete Strömung mit mittlerer Rezirkulationszone ausbilden zu können. Die Drallzahl (Gleichung (1-3)) sollte bei ca.  $S=0,6$  liegen um eine abgehobene, drallstabilisierte Flamme zu gewährleisten (Giuliani, 2016).

Die Rezirkulationszone hat dabei die Aufgabe, die Strömungsgeschwindigkeit in der Flammenzone derart zu senken, dass sich kein Auslöschung der Flamme einstellt und die Flamme an fester Position brennen kann (siehe Abbildung 3-23 und Abbildung 3-24).

Der Kühlluftstrom soll beim Austritt aus dem Kühlluftkanal in die Brennkammer achssymmetrisch entlang des Quarzglas helixartig steil nach oben strömen. Die konstruktiven Bedingungen dafür wurden in dem Kühlluftkanal (siehe 3.3.1) vorgesehen.

Am Ende der Brennkammer befindet sich eine 80 mm große, kreisrunde Öffnung durch welche der Kühlluftstrom und die Rauchgase die Brennkammer verlassen sollen. Die verringerte Öffnung sollte dabei als Begrenzung für akustische Wellen dienen, welche sich bei thermoakustischen Schwingungen einstellen und an diesem Prüfstand gezielt provoziert werden.

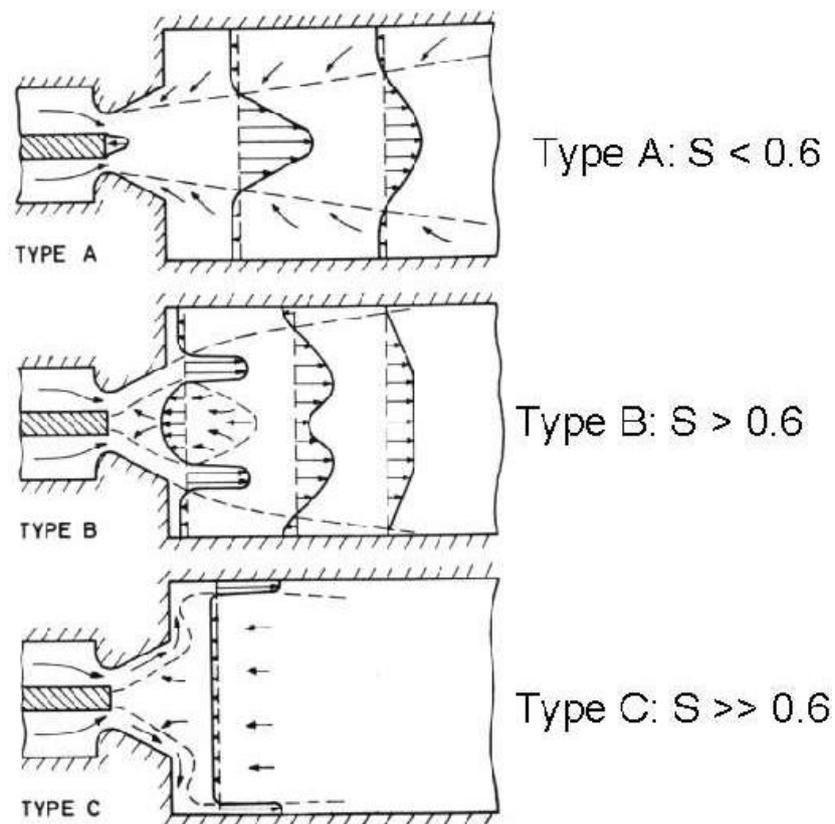


Abbildung 3-24: Strömungsverhalten in der Brennkammer bei verschiedenen Drallzahlen (Giuliani, 2016)

## 4 Validierung des Brenners

Den Abschluss der Arbeit bildete die Inbetriebnahme des Brenners einschließlich der Aufnahme der Kennlinienfelder für drei verschiedene thermische Leistungen. Ebenso erfolgte in einen zweiten Schritt die Überprüfung der Symmetrie der Flammzone für einen ausgewählten Betriebspunkt mittels Emissionstomografie.

### 4.1 Erster Betrieb

Nachdem alle relevanten Bauteile für einen erstmaligen Betrieb des Brenners gefertigt waren, wurde dieser sogleich in Betrieb genommen. Zu erwähnen ist, dass der Brenner im Luftmangelbereich sogleich mit einer abgehobenen drallstabilisierten Flamme funktionierte. Was anfangs noch Probleme bereitete, war das Erreichen eines mageren, stabilen Betriebspunktes mit abgehobener Flamme sowie eine sporadisch auftretende leichte Asymmetrie der Flamme. Im Zuge einiger Optimierungen konnten aber auch diese anfänglichen Kinderkrankheiten berichtigt werden (vgl. Kapitel 3.2.4 und folgende Kapitel).

#### 4.1.1 Erreichen eines unerwünschten Betriebspunktes (Rückzündung)

Um den neuen Brenner und seine Grenzen auszutesten wurde versucht selbigen ohne das Bauteil „Konus“ zu betreiben. Dadurch konnte, im Gegensatz zum Betrieb mit der alten Konusgeometrie, eine abgehobene, drallstabilisierte Flamme im mageren Bereich ( $\phi=0,9$ ) erreicht werden. Durch kurzzeitige Schwankungen in der Methanversorgungsleitung kam es allerdings zu einem Rückzünden der Methanflamme in das Innere des Brenners hinein wo sie sich anlegte. Hauptgrund für das Verbleiben der Flamme an dieser Stelle dürften die abgesunkenen Strömungsgeschwindigkeiten, verursacht durch das Fehlen des Konus, sein. In Folge dieses kurzzeitig unerwünschten Betriebspunktes kam es zum Erschmelzen des anfänglich aus Kunststoff ausgeführten Swirlers (Kapitel 3.2.6). Dessen flüssiges Material tropfte daraufhin auf das darunterliegende Bauteil Deckel (Kapitel 3.2.3), ebenfalls aus Kunststoff. Abbildung 4-1 zeigt das entstandene Schadensbild an den Bauteilen Deckel und Swirler.



Abbildung 4-1: Schadensbild an den beiden Bauteilen „Deckel“ und „Swirler“ auf Grund Rückzündung

In Folge dieses Vorfalles wurden die Bauteile „Deckel“ und „Swirler“ aus Aluminium gefertigt, um ein kurzzeitiges Anlegen der Flamme in jedem Fall zu überstehen.

Als Erkenntnis dieser Erfahrung kann mitgenommen werden, dass die Strömungsgeschwindigkeiten im Brenner ohne den Konus zu gering sind um eine Rückzündung zu vermeiden. Eine weitere wichtige Erkenntnis ist, dass ohne den Konus ein magerer Betriebspunkt mit drallstabilisierter Flamme erreicht werden konnte. Dies war bei dem vorherigen Brenner bzw. bei der Ausführung des neuen Brenners mit der Konusvariante „alt“ auf Grund der ausgeprägten Anlegeneigung im mageren Bereich nicht möglich (Kapitel 3.1.1). Hauptgrund für die Anlegeneigung muss also die Geometrie der Konusspitze sein, welche eine ausgeprägte Totwasserzone stromab erzeugt. Daraufhin die Variante „Konus V1“ und „Konus V2“ konstruiert wurden (Kapitel 3.2.4).

#### 4.1.2 Asymmetrische Axialluftzuströmung

In den ersten Versuchen mit dem neuen Brenner trat sporadisch eine mit freiem Auge erkennbare Asymmetrie der leuchtenden Methanflamme auf. Nach mehreren Untersuchungen wurde als Ursache dieses Phänomens eine asymmetrische Zuströmung der Axialluft in den Brenner identifiziert. Da die Zuluftleitungen aus verformbaren Kunststoff bestehen und deshalb nie geradlinig den Brenner erreichen, war dieser Umstand schon ausreichend um eine leichte Asymmetrie hervorzurufen. Zur Behebung dieses Problems wurde eine Beruhigungsstrecke von 50 cm in Form eines Stahlröhrchens vor dem axialen Eintritt in den Brenner vorgesehen. Dadurch konnte die Problematik behoben werden und eine Symmetrie der Strömung sichergestellt werden. Abbildung 4-2 zeigt die gefundene Lösung für obiges Problem.

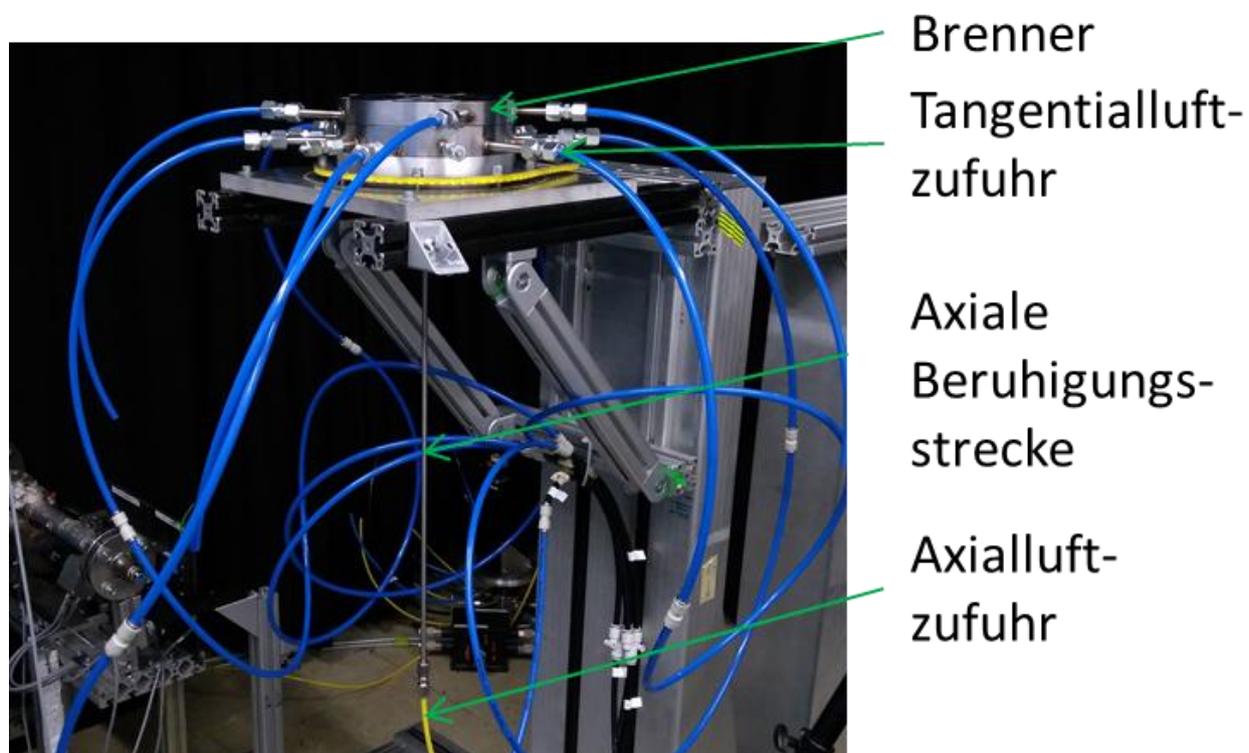


Abbildung 4-2: Brenneraufbau im Thermoakustlabor des ITTM mit axialer Beruhigungsstrecke

## 4.2 Kennfelder

Abbildung 4-3, Abbildung 4-5 und Abbildung 4-7, zeigen die erhaltenen Kennfelder für die jeweilige thermische Leistung. Die Kennfelder wurden, wie bereits in Kapitel 1.4.2 beschrieben, vorerst ohne Quarzglas und Kaminaufbau ermittelt. Die Luftverhältniszahl  $\lambda$  bezieht sich nach wie vor auf die Verbrennungsluft nach Gleichung (2-4), d.h. auf die gesamte von der Austrittsdüse austretende Luft.

Der rote Bereich zeigt den unerwünschten Zustand der Rückzündung (vgl. Abbildung 4-6) der blaue Bereich den unerwünschten Zustand des Flammenabrisses. Der grüne Bereich hingegen ist stabil und brennt mit abgehobener Flamme.

Bei der thermischen Leistung von 2 kW ist ein zusätzlicher Betriebszustand aufgetreten: ein Anlegen der Flamme an den Außenring der Austrittsdüse war auf Grund stark verringerter Strömungsgeschwindigkeiten möglich - vor allem im fetten Bereich (vgl. Abbildung 4-8): man erkennt links und rechts unten am Flammenfuß die abgesenkten Flammenspitzen in Richtung Austrittsdüsenaußendurchmesser).

Insgesamt ist zu den Kennfeldern zu bemerken, dass sich bei allen drei ein ähnliches Verhalten ergeben hat. Ein ausgeprägtes empfindliches Verhalten auf die Luftverteilungszahl, vor allem im mageren Bereich, ist klar zu erkennen. Auch der keilförmige, stabile Bereich findet sich bei allen drei wieder. Des Weiteren ist bei abnehmender thermischer Leistung die Tendenz zu höheren Luftverteilungszahlen für eine stabile Flamme zu erkennen. Zudem nimmt der stabile magere Bereich tendenziell bei Erhöhung der thermischen Leistung ab, was vor allem bei Vergleich der Kennfelder von 3,5 kW und 5 kW augenscheinlich ist.

### 4.2.1 Kennfeld für 5 kW thermische Leistung

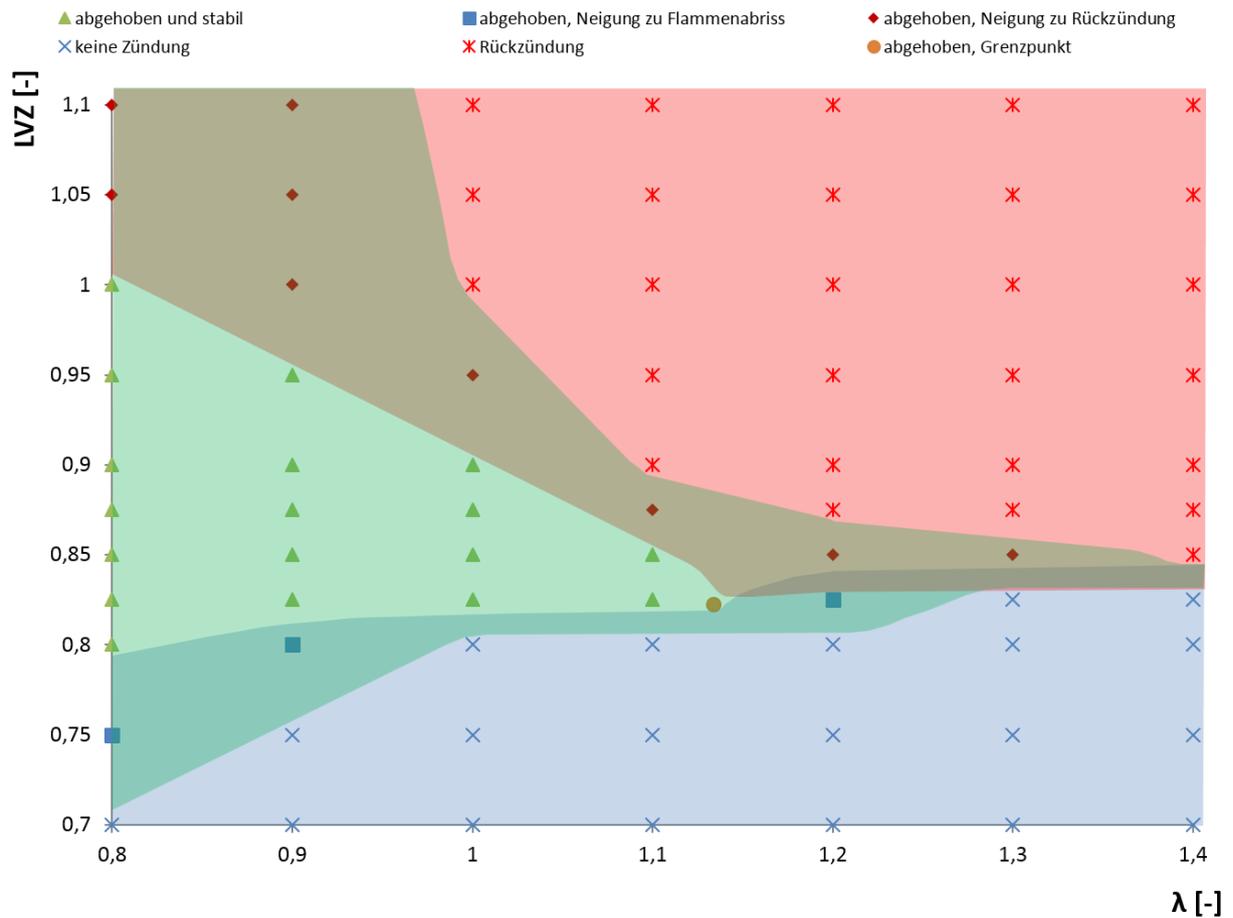


Abbildung 4-3: Kennfeld Brenner bei 5 kW thermischer Leistung

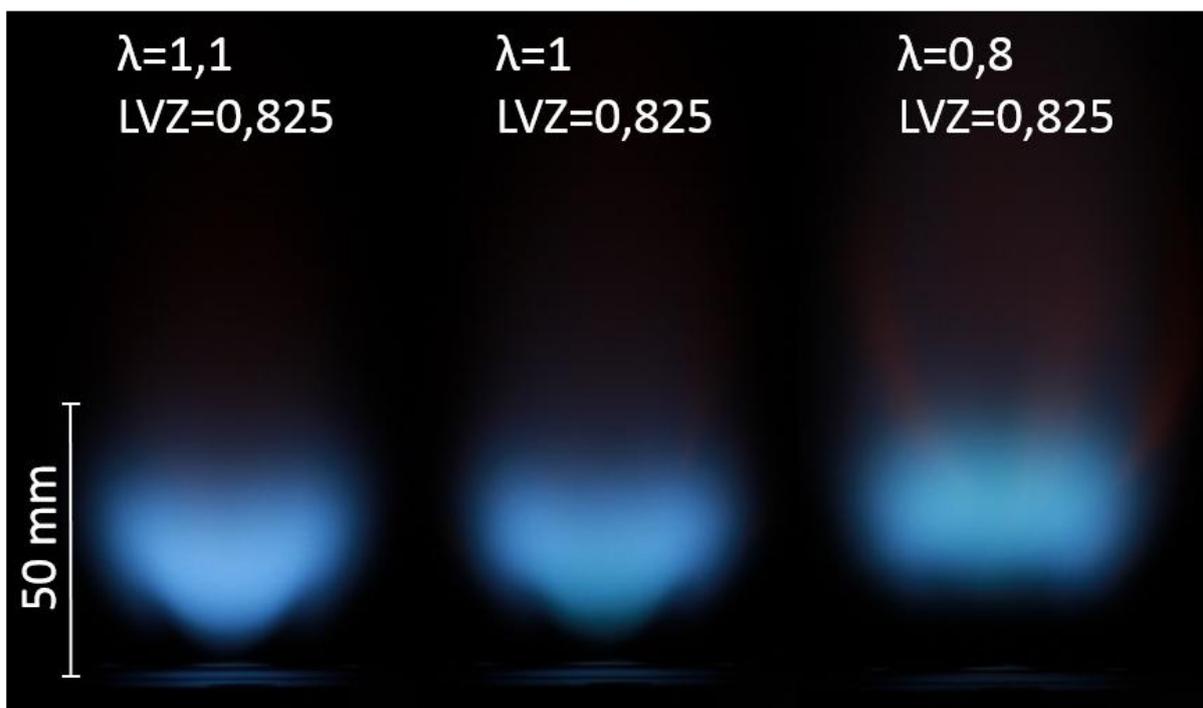


Abbildung 4-4: v.l.n.r.: Flammenzustände von mager bis fett bei 5 kW thermischer Leistung

### 4.2.2 Kennfeld für 3,5 kW thermische Leistung

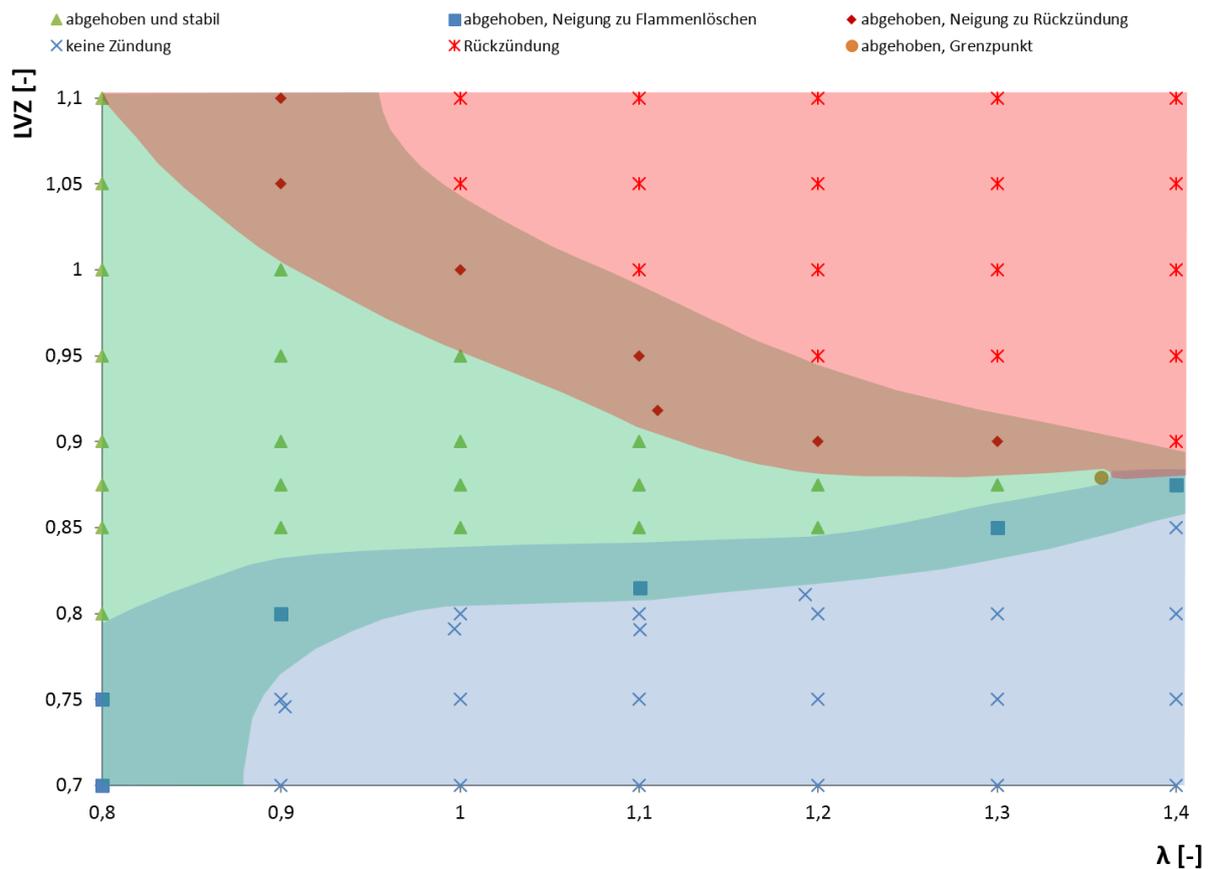


Abbildung 4-5: Kennfeld Brenner bei 3,5 kW thermischer Leistung

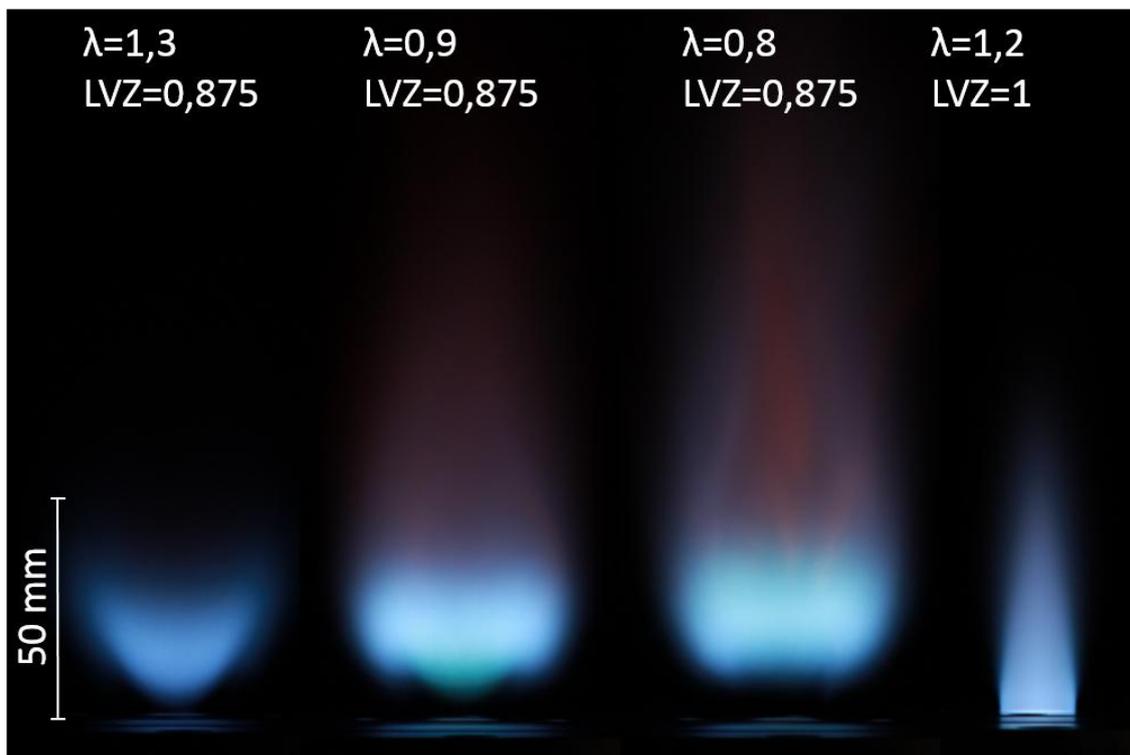


Abbildung 4-6: v.l.n.r.: Flammzustände von mager bis fett sowie Rückzündung bei 3,5 kW thermischer Leistung

### 4.2.3 Kennfeld für 2 kW thermische Leistung

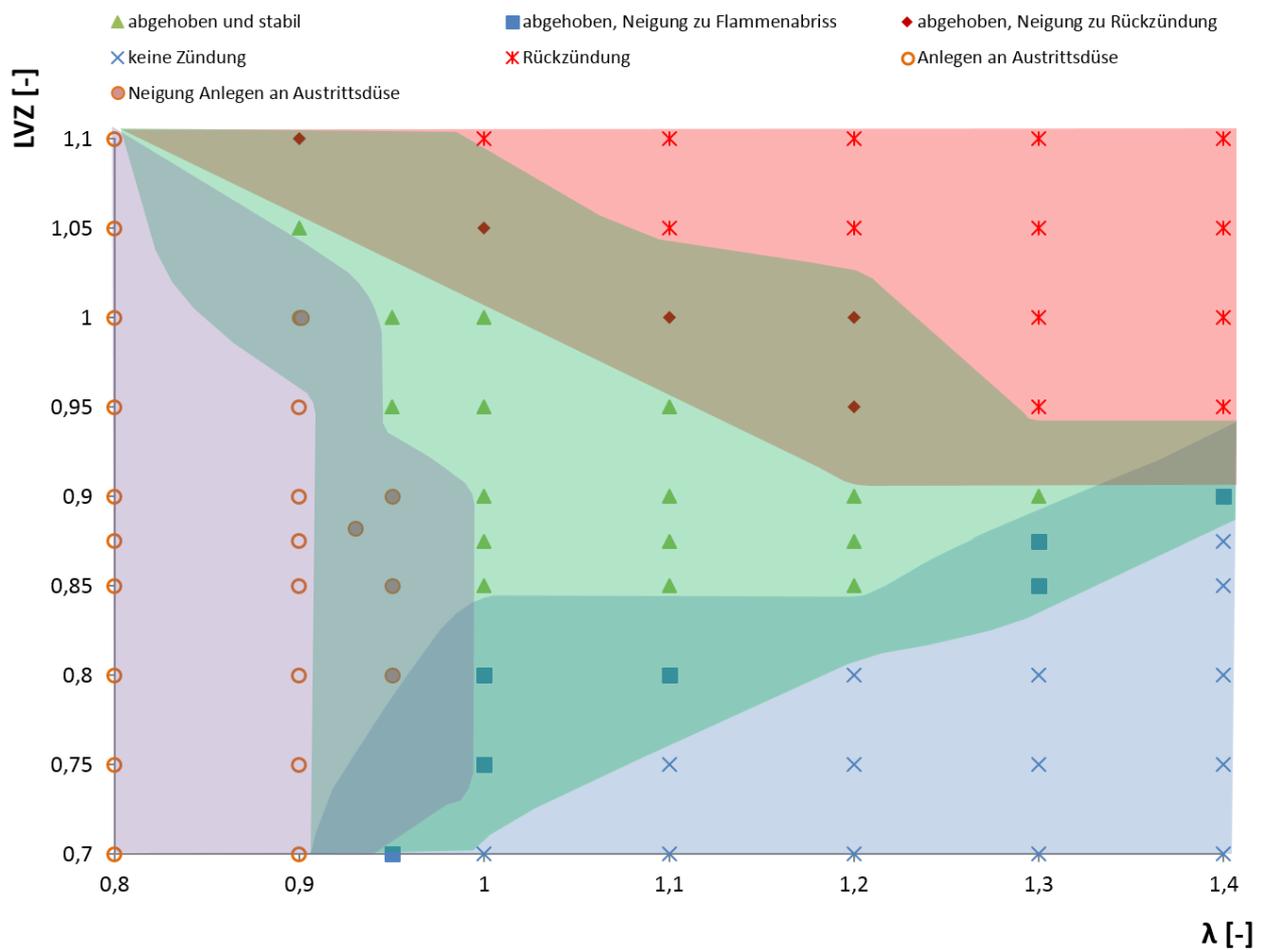


Abbildung 4-7: Kennfeld Brenner bei 2 kW thermischer Leistung

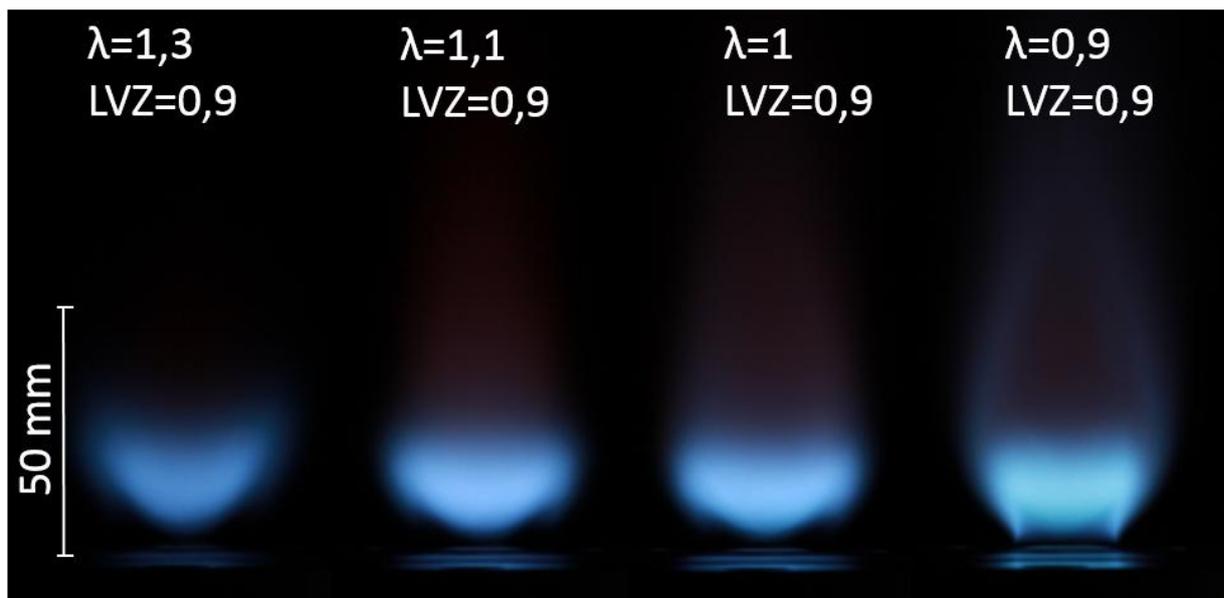


Abbildung 4-8: v.l.n.r.: Flammenzustände von mager bis fett sowie Anlegen an Austrittsdüse bei 2 kW thermischer Leistung

#### 4.2.4 OH\*-Chemilumineszenz Frequenzspektren verschiedener Betriebspunkte

Wie in Kapitel 1.4.2 beschrieben, erfolgte für einige Betriebspunkte die Aufnahme der Lichtintensität der Flamme über einen Photomultiplier mit OH\*-Filter. Die anschließend mit Hilfe von Matlab erhaltenen Frequenzspektren werden in der Abbildung 4-9 und Abbildung 4-10 für 3,5 kW und 5 kW thermischer Leistung dargestellt.

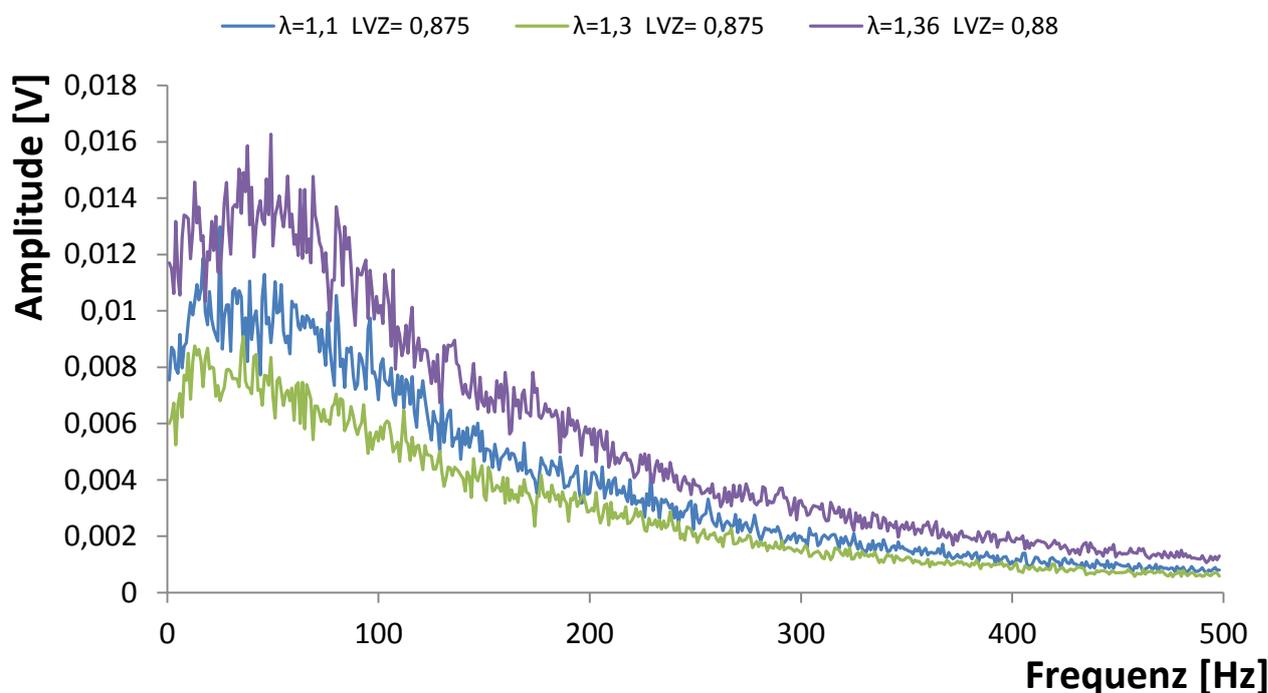


Abbildung 4-9: Frequenzspektrum des Photomultipliersignals verschiedener Betriebspunkte bei einer thermischen Leistung von 3,5 kW

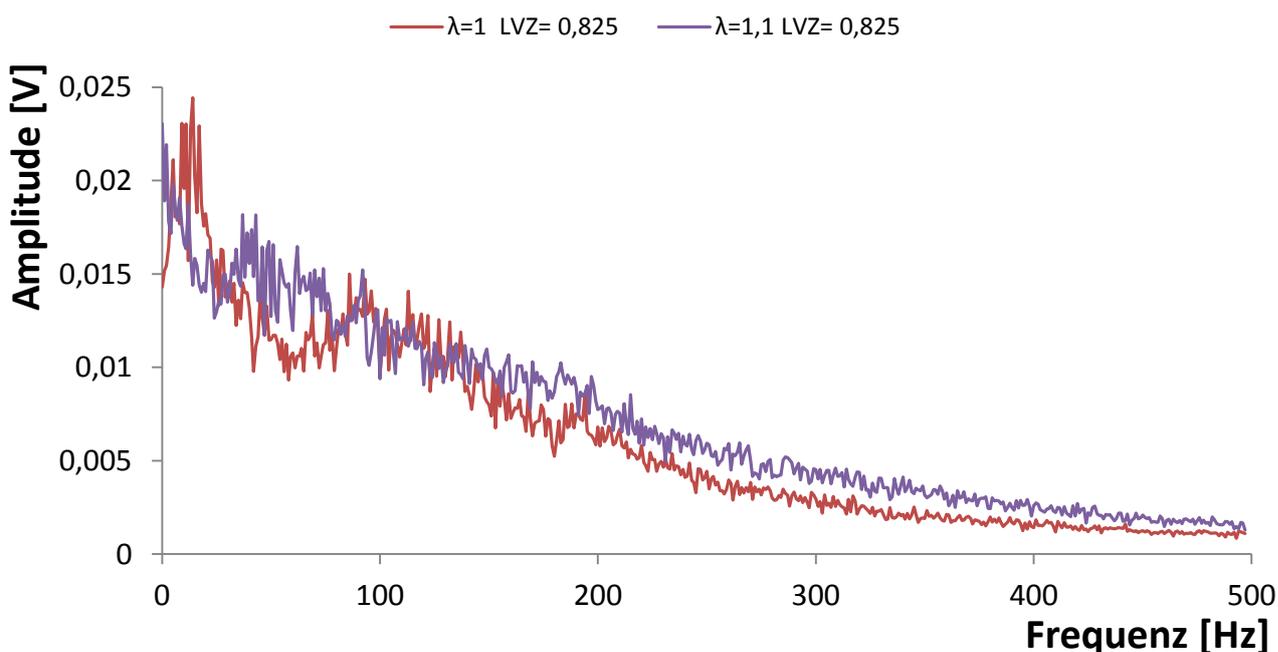


Abbildung 4-10: Frequenzspektrum des Photomultipliersignals verschiedener Betriebspunkte bei einer thermischen Leistung von 5 kW

Aus obigen Spektren sind keine auffälligen Amplitudenspitzen zu erkennen, woraus sich schließen lässt, dass die Zuströmung keinerlei Resonanz in diesen Betriebspunkten zeigt. Da es sich bei obigen Spektren aber immer um Messungen ohne Quarzglas und Kaminaufbau, also ohne Brennkammer, handelt, liegt dieser Umstand nahe. Mit Aufbau könnte sich das Spektrum wesentlich ändern. Erkennbar ist jedoch die Tiefpasseigenschaft der Flamme.

#### 4.2.5 Ergebnisse der Chemilumineszenz und Tomografie zur Überprüfung der Symmetrie

Zur Überprüfung von Achssymmetrie wurden, wie bereits in Kapitel 1.4.3.2 beschrieben, mehrere einzelne, in 18 Richtungen aufgezeichneten schwarz-weiß Aufnahmen pro Projektionsrichtung gemittelt. Aus diesen 18 Projektionen wurden 64 Schnitte tomografisch rekonstruiert.

##### 4.2.5.1 Standardabweichung und Mittelwert der Flammenintensität

Für die erste Abschätzung der Symmetrie wurde ein gemittelt Bild aus allen 18 aufgenommenen Projektionsrichtungen erstellt mit Standardabweichung. Anschließend wurde die Intensität des gemittelten Bildes mit seiner Standardabweichung verglichen. Abbildung 4-11 zeigt das gemittelte Bild aller aufgenommenen Projektionen sowie die Standardabweichung davon. Es ist hinzuzufügen, dass unterschiedliche Skalen für die Bilder verwendet wurden. Die Intensitätsskala der Standardabweichung ist gegenüber jener des Mittelwertbildes um das 8-fache verstärkt.

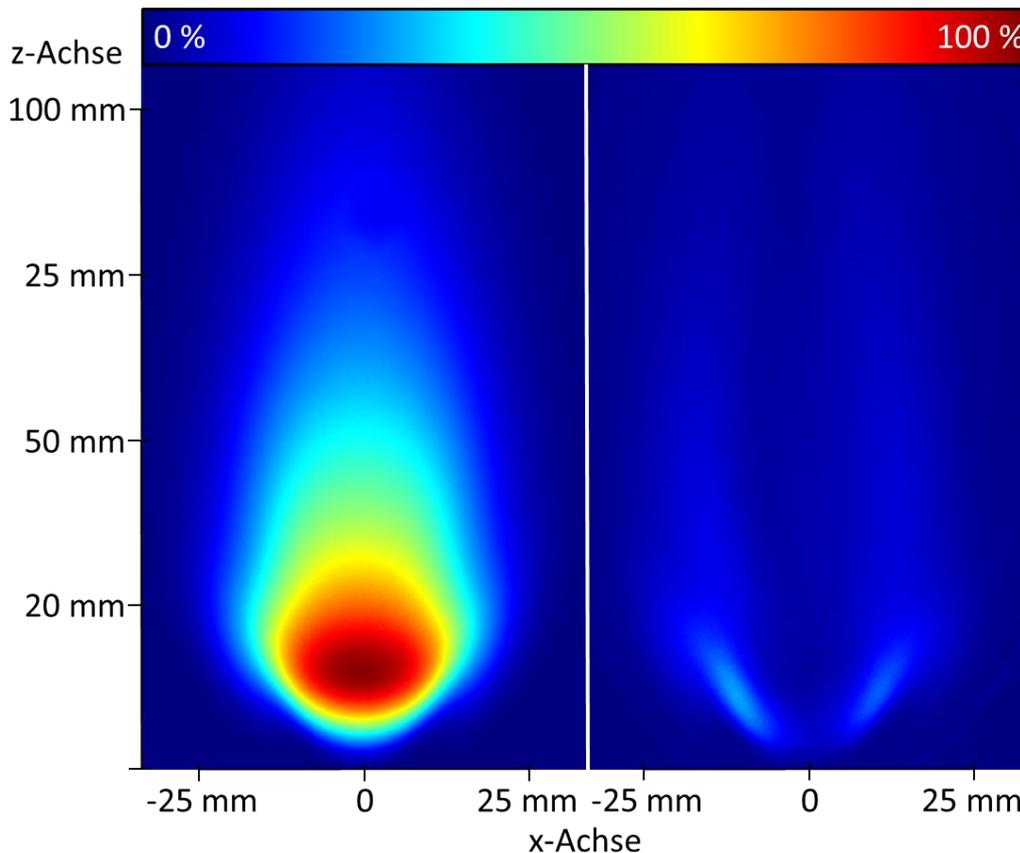


Abbildung 4-11: Mittelwert (links) und Standardabweichung der Chemilumineszenz über 18 Projektionen (Bilder eingefärbt, Intensität der Standardabweichung 8-fach verstärkt)

Die maximale Intensität des gemittelten Bildes beläuft sich auf 255 von 256 möglichen Graustufen (8bit), jene der Standardabweichung auf 9,3. Daraus ergibt sich eine Abweichung von 3,65 %. Diese bezieht sich wahrscheinlich auf das Torkeln des Wälzlagers während der Rotation des Brenners.

#### 4.2.5.2 Tomografische Rekonstruktionen

In diesem Abschnitt sollen tomografisch rekonstruierte Flammenintensitäten gezeigt werden und damit eine weitere Bestätigung der Achssymmetrie erfolgen. Dazu wurden einige Rekonstruktionen auf bestimmten Ebenen ausgewählt.

Abbildung 4-12 zeigt die Lage der 18 in dieser Arbeit präsentierten Auswerteebenen (rote Horizontallinien) sowie den Maßstab dazu. Wie bereits in Kapitel 1.4.4.2 beschrieben, entsprechen 50 mm 220 Pixeleinheiten. Im Hintergrund ist die invertierte Intensität der Flamme zu erkennen.

Abbildung 4-13 zeigt alle tomographischen Rekonstruktionen mit einer einheitlichen Farbskala für das Flammeneigenleuchten im gesamten Wellenlängenbereich in den Ebenen 1 bis 15 (kein Filter). Diese tomografischen Schnitte wurde mit Hilfe des Programmes IDEA entsprechend eingefärbt, verfügen jedoch alle über dieselbe Farbskala um Vergleichbarkeit sicherzustellen. Alle Ebenen besitzen die Abmessungen 60x60 mm.

Die Rotationssymmetrie ist über alle Ebenen optisch und qualitativ gut erkennbar.

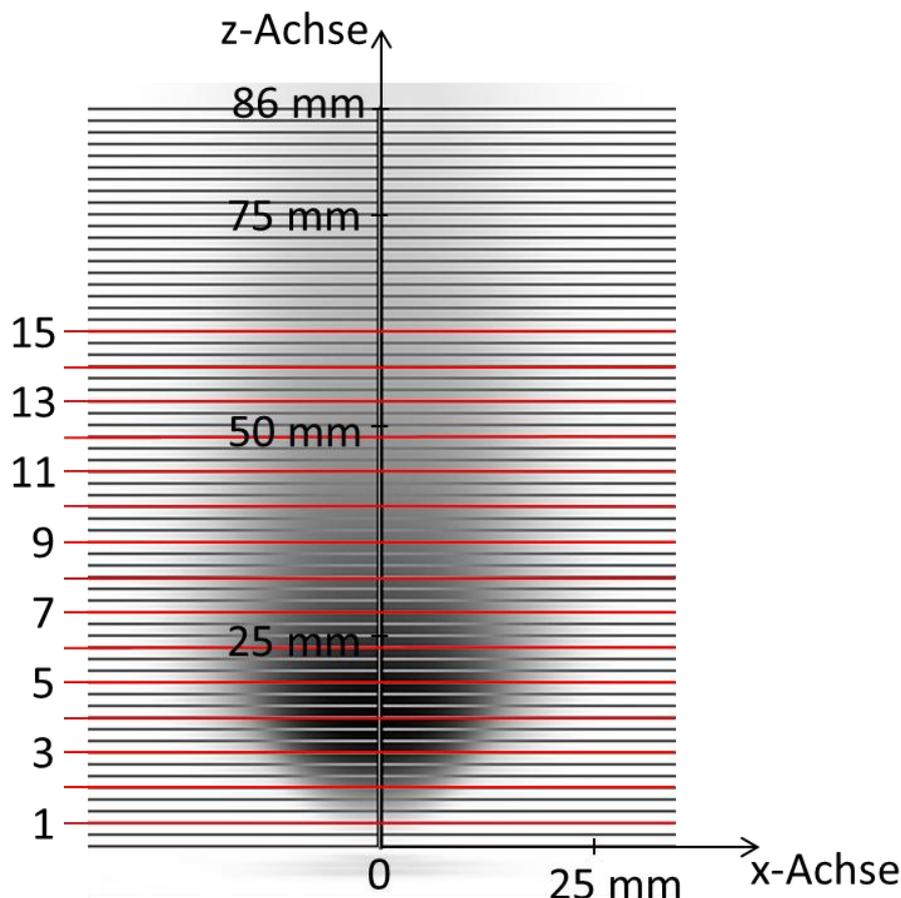


Abbildung 4-12: Lage der Auswerteebenen und Nummerierung (rote Horizontallinien)

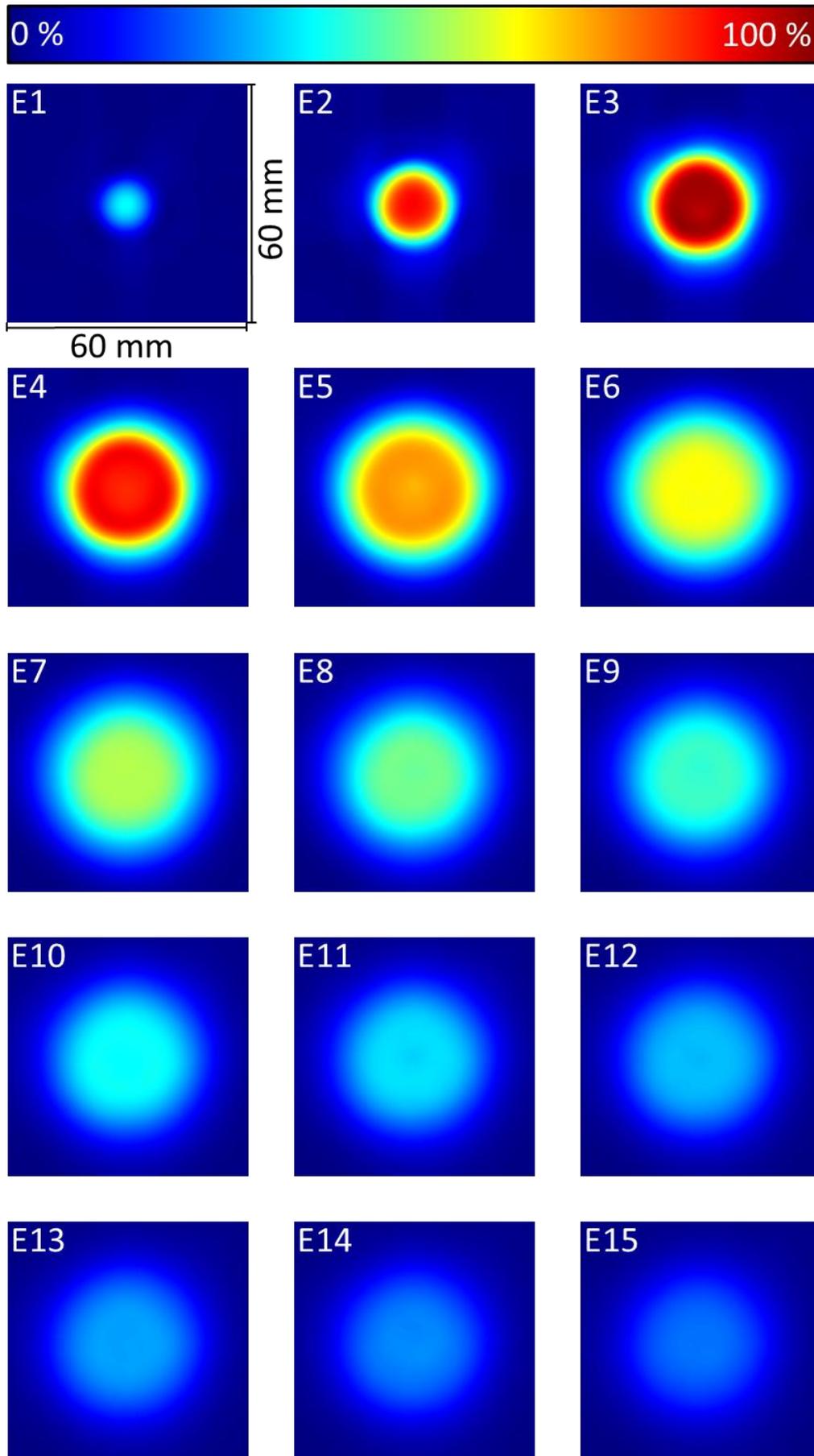


Abbildung 4-13: Tomographische Rekonstruktionen in den Ebenen 1 bis 15 der Chemilumineszenz der Methanflamme (Abk. E)

## 5 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Diplomarbeit wurde für den Thermoakustikprüfstand des Instituts für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik (ITTM) der bestehende Methanbrenner durch eine Neukonstruktion mit optisch transparenter Brennkammer ersetzt.

Es wurden Problematiken des vorherigen Brenners analysiert und versucht eine konstruktive Lösung für diese zu finden. Einige wenige konstruktive Ansätze des vorhergehenden Brenners wurden in den neuen Brenner mitübernommen, der Großteil jedoch neu definiert.

Die Auslegungsberechnung fand zusammen mit der konstruktiven Ausführung zu Beginn der Arbeit in einem parallelen Prozess statt. Es wurde mit einfachen Handskizzen und händischen Kalkulationen begonnen welche sich bis hin zu 3D-Modellen und CFD-Simulation entwickelten. Vereinfachende, händische Berechnungen gaben erste Hinweise auf Größenordnungen von thermodynamischen und strömungsmechanischen Größen im Brenner (vgl. Kapitel 2.2). Die Brennkammer und ihre Strömungsverhältnisse waren Hauptaugenmerk der Auslegungsrechnung. Es konnte zudem gezeigt werden, welcher Luftmassenstrom für die ausreichende Kühlung des Quarzglases in etwa notwendig sein wird. Weiters wurden die Strömungsverhältnisse und im Besonderen die Drallzahl im Rahmen der 3D-CFD-Simulation (ANSYS Fluent) berechnet und mit Messwerten des vorherigen Brenners verglichen (vgl. Kapitel 2.3). Die Abweichungen beliefen sich dabei in einem vernachlässigbaren Prozentbereich. Durch diese Berechnungen konnten somit die konstruktiven Ausführungen für einen funktionsgemäßen Brennerbetrieb verifiziert werden.

Der Konstruktionsprozess beinhaltete nicht nur den Entwurf etwaiger Bauteile auf Handskizzen und im 3D-CAD Programm (CATIA), sondern auch die Organisation und Überwachung jedes Fertigungsteils als auch von Zukaufteilen. Die Einholung von Angeboten, Bestellung von Rohmaterialien sowie die Überwachung und Kommunikation der Fertigung waren Bestandteile davon. Konstruiert wurde der neue Brenner mit zwei verschiedenen Versionen von Aufbauten und Kamin (quadratisch und zylindrisch). Die Brennkammer wird von hitzefestem Quarzglas ummantelt, um somit optischen Messverfahren Zugänglichkeit zur Flamme zu schaffen. Der Konstruktionsprozess erforderte nach der erstmaligen Inbetriebnahme weitere Optimierungsschritte, um aufgetretene Probleme zu bewältigt. Dies betraf vor allem das Erreichen eines mageren, stabilen Betriebspunktes mit abgehobener, drallstabilisierter Flamme.

Die Fertigung der Bauteile erfolgte größtenteils am Institut für Fertigungstechnik der TU Graz, sowie in der hauseigenen Werkstätte des ITTM. Das Quarzglas für den quadratischen Aufbau war am Ende dieser Diplomarbeit aus liefertechnischen Gründen noch nicht verfügbar.

Der abschließende Teil dieser Arbeit war die Inbetriebnahme des Brenners und die Validierung seiner Funktionsweise. Im Luftmangelbereich funktionierte der Brenner sogleich mit abgehobener, drallstabilisierter Flamme, jedoch war ein Erreichen eines mageren Betriebspunktes auf Grund der starken Anlegeneigung der Flamme noch nicht möglich. Nach einigen praktischen Versuchen, welche auch das Leben zweier Kunststoffteile forderten, wurden die Schlüsselkomponente für den mageren Betrieb gefunden. Von dem Bauteil Konus wurden daraufhin mehrere Varianten konstruiert und getestet. Schlussendlich war ein stabiler, magerer Betrieb des Brenners bei einer thermischen Leistung von 3,5 kW möglich. Alle weiteren relevanten Betriebspunkte bei unterschiedlichen thermischen Leistungen wurden mit Hilfe von Kennfeldern unter Variation von Luftverteilungszahl und Luftverhältniszahl aufgezeichnet, charakteristische Betriebszustände zusätzlich mit einer Spiegelreflexkamera festgehalten.

Was noch zu validieren war, war die Achssymmetrie der Flamme um bei späteren Messungen

mit der Auswertung von nur einer Projektion auf das dreidimensionale Feld und lokale Werte schließen zu können. Dafür wurden mit einer SW Kamera (CCD) das Eigenleuchten der Flamme aufgenommen und mittels dem bildverarbeitenden Programm IDEA ausgewertet. Es konnte sowohl qualitativ als auch quantitativ eine Achssymmetrie der Flamme bestätigt werden.

Verbesserungspotential des Brenners besteht vor allem in der Entwicklung einer konstruktiven Veränderung, welche gleichzeitig einen mageren, abgehobenen Betrieb gewährleistet als auch keine Rückzündungen zulässt. Die Schlüsselbauteile dafür sind sicherlich die Austrittsdüse und der Konus, welche wenig kosten- und fertigungstechnischen Aufwand beinhalten. Ein Ansatz dafür könnte eine kürzere Version des Bauteils Konus V2 (mit Rundkopf) mit eingedrehtem Stolperkante sein. Dadurch könnte eine turbulente Umströmung des Bauteils mit kleinerer Nachlaufzone und damit geringerer Anlegeneigung erreicht werden. Die Vermeidung der Rückzündung wird in weiterer Folge wesentlich von der Länge des Bauteils abhängen als auch von der Gestaltung der Austrittsdüsengeometrie. Für diese Optimierung würde sich unter Umständen eine rein strömungsmechanische CFD-Simulation anbieten.

Weiteres Optimierungspotential besteht in der Beruhigungsstrecke für die Axialluft. In ersten Versuchen zeigte sich, dass bei geringer Schiefstellung der Axialluftleitung die entsprechender 2 mm Bohrungen im Bauteil Deckel schief angeströmt werden. Daraus resultiert eine schiefe Flamme, welche tunlichst zu vermeiden ist. Das Problem konnte jedoch mit einer lange, steifen Beruhigungsstrecke vor dem Axialluftdeckel behoben werden.

Bezüglich des Quarzglas ist zu erwähnen, dass bei zukünftigen Bestellungen unbedingt auf die optische Qualität geachtet werden sollte, welche bei Quarzglas nicht selbstverständlich ist. Außerdem sind intensive praktische Versuche mit Quarzglas und Kaminaufbau noch ausständig. Dabei ist vor allem die Kühlfunktion, welche im Zuge der Auslegung berechnet wurde, zu überprüfen. Vor allem im Betrieb mit Quarzglas wird sich das Verhalten des Brenners nochmals ändern und es wird notwendig sein, neue Kennfelder aufzunehmen. Bezüglich der Messungen muss noch genauer untersucht werden, ob der Brenner mit Brennkammer, also Quarzglas und Kaminaufbau, Neigungen zu Resonanz aufweist oder nicht.

## Literaturverzeichnis

- Eichlseder Helmut** Thermodynamik, Vorlesungsskriptum [Buch]. - Graz : Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, TU Graz, 2012.
- Giuliani Fabrice** Verbrennung in Gasturbinen, Vorlesungsskriptum [Buch]. - Graz : Institut für thermische Turbomaschinen, TU Graz, 2016.
- Göke Sebastian und Blümel Sebastian** Technische Universität Berlin [Online]. - 15. 09 2017. - <http://owl.hermann-foettinger.de/img/moody.png>.
- Greiffenhagen Felix** Full field Laservibrometrie, Dissertation zur Einreichung [Buch]. - Graz : Institut für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, TU Graz, 2017.
- Heitmeir** Thermische Turbomaschinen Vertiefung, Vorlesungsskriptum [Buch]. - Graz : Institut für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, TU Graz, 2015.
- Heraeus** [Online]. - Heraeus Quarzglas. - 19. 10 2017. - [https://www.heraeus.com/media/media/hqs/doc\\_hqs/products\\_and\\_solutions\\_8/solids/Solids\\_HSQ300\\_330MF\\_EN.pdf](https://www.heraeus.com/media/media/hqs/doc_hqs/products_and_solutions_8/solids/Solids_HSQ300_330MF_EN.pdf).
- Hochenauer Christoph** Wärmetechnik 2, Vorlesungsskriptum [Buch]. - Graz : Institut für Wärmetechnik, TU Graz, 2016.
- Joos Franz** Technische Verbrennung [Buch]. - Heidelberg : Springer-Verlag, 2006.
- Klell Manfred** Höhere Thermodynamik, Vorlesungsskriptum [Buch]. - Graz : Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, TU Graz, 2015.
- Krebs Werner, Hellat Jaan und Eroglu Adnan** Technische Verbrennungssysteme [Buchabschnitt] / Buchverf. Lechner Christof und Seume Jörg / Hrsg. Lechner Christof und Seume Jörg. - Heidelberg : Springer Verlag, 2010.
- Leitgeb Thomas** On the Design and Validation of a Variable Geometry Burner Concept, Dissertation [Buch]. - Graz : Institut für thermische Turbomaschinen, TU Graz, 2012.
- Marn Andreas** CFD Simulation VGB [Power Point Präsentation]. - Graz : Institut für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, TU Graz, 2014.
- Peterleithner Johannes, Riccardo Basso, Heitmeir Franz, Woisetschläger Jakob, Schlüßler Raimund, Czarske Jürgen, Fischer Andreas** Comparison of flame transfer functions acquired by chemiluminescence and density fluctuations [Konferenz] // Proceedings ASME, GT2016-57485. - Seoul, South Korea : ASME, 2016.
- QCS-Quarzglas** Physikalische und optische Eigenschaften [Online]. - QCS. - 19. 10 2017. - <http://www.quarzglas-qcs.de/images/stories/pdf/deutsch/physikalische-eigenschaften.pdf>.
- Rolls Royce** The Jet Engine [Buch]. - England : Rolls Royce plc, 1996.
- Salcher Florian** Experimentelle Untersuchung von thermoakustischen Oszillationen in einer atmosphärischen Brennkammer, Masterarbeit [Buch]. - Graz : Institut für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, TU Graz, 2014.
- Sattelmayer Thomas** Grundlagen der Verbrennung in stationären Gasturbinen [Buchabschnitt] // Stationäre Gasturbinen / Buchverf. Lechner Christof und Seume Jörg. - Heidelberg : Springer, 2010.
- Wikipedia** Wikipedia [Online]. - 19. 10 2017. - [https://de.wikipedia.org/wiki/F-1\\_\(Raketentriebwerk\)](https://de.wikipedia.org/wiki/F-1_(Raketentriebwerk)).
- Woisetschläger Jakob** Laser in der Schwingungs- und Strömungsmesstechnik, Vorlesungsskriptum [Buch]. - Graz : Institut für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, TU Graz, 2017.