



Sebastian Kanzer



Strömungs- und Verbrennungsdynamik eines drallstabilisierten Gasturbinenbrenners



Cuvillier Verlag Göttingen
Internationaler wissenschaftlicher Fachverlag

Strömungs- und Verbrennungsdynamik eines
drallstabilisierten Gasturbinenbrenners

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur
genehmigte

Dissertation

von

Dipl.-Ing. Sebastian Kanzer

geboren am 14.05.1974 in Osterode am Harz

2009

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.ddb.de> abrufbar.

1. Aufl. - Göttingen : Cuvillier, 2009
Zugl.: Hannover, Univ., Diss., 2008

978-3-86955-161-6

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. Jörg R. Seume
2. Referent: Prof. Dr. Friedrich Dinkelacker
Tag der Promotion: 11. Dezember 2008

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2009
Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen
Telefon: 0551-54724-0
Telefax: 0551-54724-21
www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2009
Gedruckt auf säurefreiem Papier

978-3-86955-161-6

— *Für Ela und Veit* —

Vorwort

Diese Arbeit basiert auf Untersuchungen, die ich im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter des Instituts für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD) der Leibniz Universität Hannover durchgeführt habe. Dieses Projekt wurde vom BMWi im Rahmen des PROgramms "Förderung der Erhöhung der INNOvationskompetenz mittelständischer Unternehmen" (PROINNO) gefördert und als Kooperationsprojekt mit der Fa. IfTA GmbH durchgeführt. Diese und weitere finanzielle Unterstützung der Leibniz Universität Hannover, der E.ON Kraftwerke GmbH und des Instituts für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD) hat diese Arbeit möglich gemacht.

Ich danke dem Institutsleiter, Herrn Prof. Dr.-Ing. Jörg Seume, für das mir entgegengebrachte Vertrauen und die einmalige Möglichkeit solch ein Projekt durchzuführen. Besonders hervorheben möchte ich seine fachliche und projektbezogene Unterstützung und Anleitung.

Weiterhin möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr. Friedrich Dinkelacker für die Übernahme des Koreferats und bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Friedrich-Wilhelm Bach für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes bedanken.

Ein Projekt dieser Größenordnung durchzuführen ist nicht ohne tatkräftige Hilfe seitens der Kollegen aus dem wissenschaftlichen und dem technischen Bereichs des TFD und des ITV, der Industriepartner, der Studenten und der Zulieferer möglich. Besonders hervorheben möchte ich dabei den damaligen Obergeringenieur Herrn Roman Pietrasch und seinen Stellvertreter Herrn Tom Steglich, die mir immer den Rücken freigehalten und mich bei der Lösung jeden Problems unterstützt haben. Im technischen Bereich gilt mein besonderer Dank Herrn Joachim Fuhrmann für die sehr konstruktive und motivierende Zusammenarbeit in allen technischen Fragen sowie den Herren Bert Erbe und Sven Woltmann. Die fachliche Unterstützung und das Know-how von Herrn Dr.-Ing. Jakob Hermann der IfTA GmbH half mir viele Hürden zu überwinden. Von den vielen Studenten, die an dem Prüfstand mitgewirkt haben möchte ich Herrn Simon Kneser für die ausdauernde Unterstützung bei der konstruktiven Ausführung und den experimentellen Untersuchungen danken.

Ganz wichtig bei der Durchführung und dem Verfassen dieser Arbeit war die Unterstützung meiner Familie. Hier möchte ich insbesondere meiner Frau Michaela danken, die mich immer ermutigt, unterstützt und wieder aufgerichtet hat.

Abschließend richtet sich ein besonderer Dank auch an meine Eltern, die mir das Studium ermöglicht und mich immer unterstützt haben.

Kurzfassung

In modernen Gasturbinenbrennkammern mit drallstabilisierten Vormischbrennern kann es zu selbsterregten Verbrennungsschwingungen kommen. Neben der Akustik der Gasturbine spielen dynamische Vorgänge in der Strömung und der chemischen Reaktion eine Rolle. Aufgrund der Komplexität dieser physikalischen Zusammenhänge sind experimentelle Untersuchungen nach wie vor unerlässlich.

Im Rahmen dieser Arbeit wird gezeigt, dass ein Prüfstand mit einem breiten Parameterfeld - hinsichtlich der Strömung und der Verbrennung - thermoakustisch schwingende Betriebspunkte aufweist. Einige strömungs- und verbrennungsdynamische Eigenschaften der Brenner- bzw. Brennkammerströmung werden experimentell ermittelt.

Zur Beeinflussung bzw. Unterdrückung der Verbrennungsschwingungen werden zwei Methoden eingesetzt: 1. Durch Änderung der Resonanzfrequenz der Brennkammer wird die Akustik der Brennkammer verändert, so dass der Prüfstand nicht mehr schwingt ; 2. Ein Servoventil moduliert den Brennstoffmassenstrom derart, dass die Verbrennungsschwingung dadurch beeinflusst wird. Es wird gezeigt, dass beide Methoden über den gesamten Parameterbereich des Prüfstandes eingesetzt werden können.

Abstract

Modern Gasturbine combustors using premixed, swirl-stabilized combustion are susceptible to thermoacoustic oscillations. Beside combustor acoustics the dynamic characteristics of the flow field and the combustion play an important role in this feature. As the physical interrelation is very complex experimental investigations are still playing an important role.

It will be shown that a test rig with a wide parameter range – concerning fluid and combustion dynamics – has one or more operating points which show combustion oscillations. A couple of the fluid- and combustion dynamical features of the combustor flow will be evaluated by experiment.

In addition two methods for influencing e.g. suppressing combustion oscillations are utilized: 1. by changing the resonant frequency of the whole combustor test rig the acoustics of the rig are changed. As a result the oscillation in the rig stops; 2. the fuel massflow is modulated with a servo-valve. This affects the combustion oscillation. It can be shown that both methods are applicable over the whole parameter range of the test rig.

Kurzfassung.....	vii
Nomenklatur	xi
1. Einleitung und Motivation.....	1
2. Technische und physikalische Grundlagen.....	3
2.1. Brenner und Brennkammer	3
2.2. Brennkammeraerodynamik	7
2.3. Brennerbauformen	10
2.4. Selbsterregte Verbrennungsschwingungen.....	11
2.5. Maßnahmen gegen Brennkammerschwingungen	22
2.5.1. Passive Maßnahmen zur Dämpfung von thermoakustischen Brennkammerschwingungen	22
2.5.2. Aktive Maßnahmen zur Dämpfung von thermoakustischen Brennkammerschwingungen	25
3. Versuchsaufbau	31
3.1. Prüfstandsschema.....	31
3.2. Entwurf des Prüfstandes	33
3.3. Konstruktiver Aufbau des Prüfstandes	37
3.3.1. Konstruktive Besonderheiten für den Kaltversuch.....	42
3.3.2. Konstruktive Erweiterung für den Heißbetrieb.....	44
3.4. Realisierte Prüfstandsparameter	46
4. Messtechnik.....	49
4.1. Betriebsüberwachung und stationäre Messtechnik	49
4.2. Strömungsfeldvermessung mittels Particle-Image-Velocimetry	50
4.3. Instationäre Messtechnik.....	52
4.4. Messdatenauswertung	54
4.4.1. Mittelwerte und Varianzen.....	54
4.4.2. Spektralanalyse und Kohärenz der dynamischen Signale	55
4.4.3. Strömungsmechanische Charakterisierung.....	57
4.5. Messgenauigkeiten	58
4.5.1. Grundlegendes zur Messgenauigkeit.....	58
4.5.2. Stationäre Messtechnik.....	58
4.5.3. Betriebsüberwachung	59
4.5.4. Instationäre Messtechnik	59
4.5.5. Particle-Image-Velocimetry	60
5. Experimentelle Untersuchungen	63

5.1.	Versuchsaufbau und –durchführung	63
5.1.1.	Freistrahlversuche.....	63
5.1.2.	Modell-Brennkammer.....	64
5.1.3.	Brennkammer.....	65
5.2.	Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen ohne Verbrennung	69
5.2.1.	Freistrahl	69
5.2.2.	Kaltversuche mit Modellbrennkammer	73
5.2.3.	Kaltversuche an der Heißbrennkammer.....	80
5.3.	Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen mit Verbrennung	83
5.3.1.	Kennfeld des Prüfstandes	83
5.3.2.	Veränderbare Akustik.....	85
5.3.3.	Schwingungsanregung des Brennstoffmassenstroms	86
5.3.4.	Dralleinfluss.....	89
5.3.5.	Kopplung zwischen Brennkammerdruck und Wärmefreisetzung der Flamme	92
6.	Numerische Untersuchungen	97
6.1.	Geometriediskretisierung	97
6.2.	Randbedingungen und Rechnungsparameter.....	98
6.3.	Durchgeführte Berechnungen	99
6.4.	Ergebnisse der numerischen Simulation	99
6.5.	Plausibilitätsprüfung	101
6.5.1.	Betrachtung der y^+ -Werte.....	101
6.5.2.	Betrachtung der Netzfeinheit.....	102
7.	Schlussfolgerungen	103
8.	Literaturverzeichnis	105
A.	Anhang	111
A.1.	Prüfstand.....	111
A.2.	Versuche ohne Verbrennung	113
A.2.1.	Freistrahl	113
A.2.2.	Modellbrennkammer	116
A.3.	Versuche mit Verbrennung.....	118
A.4.	Messtechnik	133
A.4.1.	<i>Druckmessstellen</i>	133
A.4.2.	Aufbau der Messwerterfassung.....	134
A.4.3.	Messwerterfassung	135
A.5.	Erdgaszusammensetzung.....	136

Nomenklatur

a.) Formelzeichen

<u>Symbol</u>	<u>Einheit</u>	<u>Bezeichnung</u>
a	m / s	Schallgeschwindigkeit
A	m ²	Querschnittsfläche, Oberfläche
$ASLD$	[x ²]/Hz	Autospektrale Leistungsdichte des Signals $x(t)$
$KSLD$	[x ²]/Hz	Kreuzspektrale Leistungsdichte
d	m	Innendurchmesser
d_h	m	hydraulischer Durchmesser
dx	[Px]	Pixelversatz
D	m	Außendurchmesser
F	N	Kraft
f	Hz	Frequenz
f_{dx}	[Px]	Fehler
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
G_{ax}	kg m/s ²	axialer Impulsstrom
G_{ϕ}	kg m ² /s ²	tangentialer Impulsstrom
H_u	J/kg	unterer Heizwert
H_o	J/kg	oberer Heizwert
h	kJ/kg	spez. Enthalpie
L	m	Länge
M_i	kg/kmol	Molmasse der Spezies i
m	-	Masse
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
\dot{m}_A	kg/s	Auslegungsmassenstrom
n	min ⁻¹	Drehzahl
O	-	Ordnung
P	W	Leistung
p	Pa	Druck
\dot{Q}	W/s	Wärmefreisetzungsrate
R	kJ/kg/K	spezifische Gaskonstante
R_m	kJ/kmol/K	universelle Gaskonstante
r	mm	Radius
S_{XX}	[x] ²	Autoleistungsspektrum
S_{XY}	[x] [y]	Kreuzleistungsspektrum
s	[x]	Standardabweichung der Messung
s^2	[x] ²	Varianz der Messung
T	K	Temperatur
T	s	Zeitdauer einer Schwingungsperiode
Tu	-	Turbulenzgrad

t	s	Zeit
t		Student t -Variable
V	m^3	Volumen
\dot{V}	m^3/s	Volumenstrom
v	m^3/kg	spez. Volumen
u, v, w	m/s	Geschwindigkeit
x, y, z	m	Raumkoordinaten
\bar{x}		Mittelwert der Messung
\tilde{x}		Schwankung des Wertes x
x	$[x]$	zufällige Variable
y	-	Konzentration
η	kg/ms	dynamische Viskosität
λ	-	Luftzahl
ν	mm^2/s	kinematische Viskosität
ρ	kg/m^3	Dichte
τ	s	Verzugszeit
φ	Grad	Umfangskoordinate
ω	s^{-1}	Winkelgeschwindigkeit
σ_x^2	$[x]^2$	Erwartungswert der Varianz einer zufälligen Variable x
μ_x	$[x]$	Erwartungswert für den Mittelwert einer zufälligen Variable x
χ_n^2		Chi-Quadrat Variable
γ_{XY}^2	-	Kohärenzfunktion
θ_{xy}	°	Phasenlage von x und y

b.) Tiefgestellte Indizes

∞	Umgebung, ungestörte Strömung
ax	axial
abs	absolut
B	Brenner
BK	Brennkammer
conv	konvektiv
dyn	dynamisch
eff	effektiv
ein	Eintritts-
el	elektrisch
Erre	Erregungs-
G	Gas
GT	Gasturbine
i	Summationsindex

i	innen
j	Summationsindex
L	Luft
max	maximal
r	radial
real	real
rel	relativ
res	Resonanz
stat	statisch
stoech	stöchiometrisch
th	thermisch
u	au unteren Heizwert bezogen
v	Verlust
zul	zulässig
φ	tangential, in Umfangsrichtung

e.) Kennzahlen

Ma	Mach-Zahl
Re	Reynolds-Zahl
S_N	Drallzahl
Str	Strouhal-Zahl
Tu	Turbulenzgrad

1. Einleitung und Motivation

Bei der elektrischen Energieerzeugung haben sich Gasturbinenanlagen etabliert. Eingesetzt in modernen Kombikraftwerken werden Wirkungsgrade bis 60% erzielt. Die kontinuierliche Effizienzsteigerung auf der Gasturbinenseite wurde durch erhöhte Druckverhältnisse und Turbineneintrittstemperaturen erzielt, die wiederum durch verbesserte Schaufelmaterialien und effizientere Kühlung ermöglicht werden.

Neben der Optimierung der Komponenten zur Wirkungsgradsteigerung wächst das Bewusstsein für eine nachhaltige und umweltschonende Energieversorgung. Daher rückt die Verringerung der Schadstoffemissionen zunehmend in den Vordergrund. Durch den Einsatz von Ringbrennkammern und der mageren Vormischverbrennung, konnten Kohlenmonoxide, Stickoxide und Kohlenwasserstoffe erheblich reduziert werden. Bei der mageren Vormischverbrennung werden die Flammentemperatur und damit die thermische Stickoxidbildung durch einen hohen Luftüberschuss reduziert. Allerdings ist dieses Verbrennungskonzept anfällig für Brennkammerschwingungen. Eine Rückkopplung zwischen den Fluktuationen der Energiefreisetzungsrate der Verbrennung und den periodischen Druckschwankungen in der Brennkammer verursacht selbsterregte thermoakustische Instabilitäten mit hohen Druckamplituden, die wiederum starke mechanische Belastungen des Systems zur Folge haben.

Die selbsterregten Brennkammerschwingungen mit hoher Amplitude und meist niedriger Frequenz verursachen einen unzumutbaren Lärm und gefährden den sicheren Betrieb einer Gasturbinenanlage. Dabei wechselwirken in der Brennkammer und im Brenner instationäre Strömungs- und Mischungsvorgänge mit der Reaktionskinetik der Verbrennung, der Akustik der Brennkammer und der ganzen Anlage. Daraus resultiert eine sehr hohe Komplexität der Thematik, so dass bis heute keine zufriedenstellende, industrietaugliche Lösung zur Vorausberechnung dieses Phänomens existiert. Somit werden auch in Zukunft experimentelle Untersuchungen ihren Beitrag zur Untersuchung selbsterregter Verbrennungsschwingungen leisten.

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Drallbrennerprüfstand entworfen und erprobt. Dieser Prüfstand soll ein möglichst breites Parameterspektrum abdecken und von seinen Leistungsdaten gasturbinenähnlich sein. Mit diesem Parameterfeld werden thermoakustisch instabile Zustände ermittelt und gezielt anfahrbar sein. Des Weiteren wird er die Möglichkeit bieten, die Verbrennung aktiv zum Schwingen anzuregen bzw. eine schwingende Verbrennung zu beeinflussen.

Zunächst wird die kalte Strömung des Drallbrenners ohne Verbrennung untersucht, um ein Verständnis für die vorherrschenden Strömungsvorgänge zu erhalten und den Einfluss des Dralls zu untersuchen.

In einem zweiten Schritt werden Heißversuche an dem Prüfstand durchgeführt. In dem breiten Parameterfeld des Prüfstandes sind Betriebspunkte zu finden, in denen die Verbrennung des Prüfstandes schwingt. An einem dieser Betriebspunkte wird

beispielhaft die aktive und passive Beeinflussung von Verbrennungsschwingungen gezeigt.

Im Rahmen der Prüfstandsauslegung wird mit numerischer Strömungssimulation das Strömungsverhalten des Prüfstandes ermittelt. Die Simulationsergebnisse sind weiterhin die Basis zur Ermittlung betriebsrelevanter Parameter. Somit kann gezeigt werden, dass sich ein Verbrennungsprüfstand, der ein weites Parameterfeld bietet, zu thermoakustischen Schwingungen anregen lässt.

2. Technische und physikalische Grundlagen

2.1. Brenner und Brennkammer

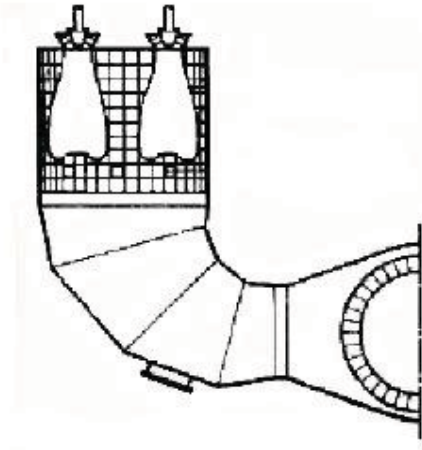
An heutige Brennkammern werden hohe Anforderungen gestellt:

- Bei der Verbrennung soll das Arbeitsmedium eine möglichst hohe Temperatur erreichen, um eine hohe Leistungsdichte und einen hohen thermischen Wirkungsgrad sicherzustellen. Dabei werden hohe Anforderungen an die Materialien und die Kühlung in der Brennkammer und den Turbinenschaufeln gestellt.
- Die Aerodynamik der Brennkammer ist so gestaltet, dass die Druckverluste in der Brennkammer gering sind und Werte unter 3% bis 4% des Absolutdrucks erreichen.
- Des Weiteren gelten gesetzlich vorgeschriebene Grenzwerte für Schadstoffemissionen, die eingehalten werden müssen. Die Hauptschadstoffemissionen sind dabei Kohlenstoffmonoxid (CO), Stickoxide (NO_x) und unverbrannte Kohlenwasserstoffe (C_xH_x).
- Die Verbrennung soll über einen weiten Betriebsbereich optimal arbeiten. Das bedeutet, dass sowohl im stationären Betrieb, bei schnellen Lastwechseln, Lastabwurf als auch beim Hochfahren der Maschine die chemische Umsetzung des Brennstoffs stabil erfolgen soll. Außerdem muss in allen Betriebsbereichen die Stabilität der Flamme durch einen ausreichenden Abstand zur Löschgrenze gewährleistet werden.
- Um einen sicheren Betrieb einer Brennkammer zu garantieren, müssen neben der statischen Stabilität auch thermoakustische Brennkammerschwingungen vermieden werden. Ferner müssen Flammenrückschläge und Selbstzündungen in den Brennern verhindert werden.

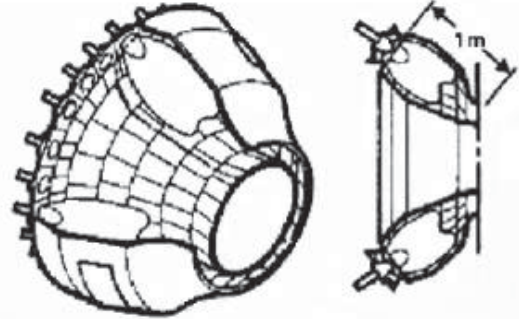
Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, setzt man in heutige Gasturbinen Ringbrennkammern und Rohr-Brennkammern mit Vormischbrennern ein. Sie sind eine Weiterentwicklung der außen liegenden Silobrennkammer.

Ältere Gasturbinen sind mit Diffusionsbrennern ausgestattet. Sie zeichnen sich durch einen weiten Arbeitsbereich (Luft/Brennstoff-Verhältnis) und einer guten Flammenstabilisierung aus, so dass sie in einem weiten Lastregelbereich betrieben werden können. Die große Brennkammerlänge resultiert in hohen Verweilzeiten des Brennstoffs in der Brennkammer. Diese gewährleisten zusammen mit dem großen Brennkammervolumen einen optimalen Ausbrand. Außerdem ist die Turbine durch die Brennkammerlänge keiner Wärmestrahlung der Flamme ausgesetzt. Um die Schadstoffmenge zu reduzieren, werden inerte Stoffe wie Wasser, Luft oder Stickstoff in die Brennkammer eingedüst, um die Verbrennungstemperatur zu senken und so die Stickoxidbildung zu verringern.

Heute werden Silobrennkammern weiterhin eingesetzt, allerdings werden sie vorwiegend mit Vormischbrennern betrieben, weshalb sie sehr viel kürzer sind und sich damit auch die zu kühlende Oberfläche verkleinert hat. Im Bereich der Sonderbrennstoffe kommen nach wie vor Diffusionsbrenner zum Einsatz.



Silobrennkammer



Ringbrennkammer



Rohrbrennkammer (Sicht auf Drallerzeuger)

Abbildung 2.1.1 Brennkammertypen (Lechner und Seume (2003))

In den 70er Jahren beginnt die Entwicklung der Ringbrennkammern, die vergleichsweise klein in ihren Dimensionen gegenüber den Silobrennkammern sind. Ringbrennkammern sind zuvor nur in Flugtriebwerken eingesetzt worden, doch durch den Einsatz in Gasturbinen können die Aufenthaltszeiten der Gase in der Brennkammer bei hohen Temperaturen erheblich reduziert und dadurch die Stickoxidbildung drastisch vermindert werden. Durch die kompakte Bauweise der Ringbrennkammern ist ein direkter Übergang von der Brennkammer zum Turbineneintritt vorhanden, so dass höhere Turbineneintrittstemperaturen ermöglicht werden können, da keine Verluste durch Umlenkung und großflächige Gehäusekühlung entstehen. Dieses macht eine bessere Schaufelkühlung und hitzebeständigere Materialien erforderlich. Die Brenner sind gleichmäßig auf dem Umfang verteilt und sorgen so für eine homogene Verbrennung und ein gleichmäßigeres Temperaturprofil am Turbineneintritt. Der rela-

tive Wandabstand der Flamme ist in Ringbrennkammern größer als in Silobrennkammern, so dass die Wandtemperatur und damit der Kühlaufwand verringert wird.

Eine weitere Bauform moderner Brennkammern ist die Rohrbrennkammer. Die Anordnung von mehreren Rohrbrennkammern auf dem Umfang der Gasturbine zu einer Ring-Rohrbrennkammer bietet den Vorteil, dass die thermischen und mechanischen Eigenschaften der einzelnen Rohrbrennkammer auf einem Komponentenprüfstand unter Maschinenbedingungen untersucht werden kann. Außerdem lassen sich diese Verbrennungssysteme verhältnismäßig schnell austauschen. Bei den Rohrbrennkammern ist allerdings der Übergang von der Brennkammer zur Turbine mechanisch sehr stark belastet. Ein Vorteil von Rohrbrennkammern ist ihre Stabilität gegenüber selbsterregten Verbrennungsschwingungen. Während sich in der Ringbrennkammer Umfangsmoden ausbilden können (Seume (1998)), ist dies in der Rohrbrennkammer bauartbedingt quasi nicht möglich. Diese Eigenschaft mag dazu beigetragen haben, dass Rohrbrennkammern auch in modernen Gasturbinen (z.B. Siemens SGT5-8000H) eingesetzt werden.

Die Reduktion der Emissionen wird im Wesentlichen durch die Einführung der mageren Vormischverbrennung möglich, die die klassische Diffusionsflamme abgelöst hat.

Generell wird zur Beschreibung des Luft- oder Brennstoffüberschusses die Luftzahl λ oder ihr Kehrwert, das Äquivalenzverhältnis ϕ , verwendet. Die Luftzahl

$$\lambda = (\dot{m}_L / \dot{m}_G)_{real} / (\dot{m}_L / \dot{m}_G)_{stoech} \quad (2-1)$$

ist das Verhältnis zwischen dem realen Brennstoff/Luftverhältnis zu dem stöchiometrischen Brennstoff/Luftverhältnis.

Bei einer Luftzahl von $\lambda = 1$ verbrennt der Brennstoff stöchiometrisch. Das bedeutet, dass ihm genau so viel Sauerstoff zugeführt wird, wie er für die Verbrennungsreaktion benötigt. Wird eine Verbrennung mit Luftüberschuss ($\lambda > 1$) durchgeführt, wird sie als mager bezeichnet. Verbrennungen mit Brennstoffüberschuss ($\lambda < 1$) werden als fett bezeichnet.

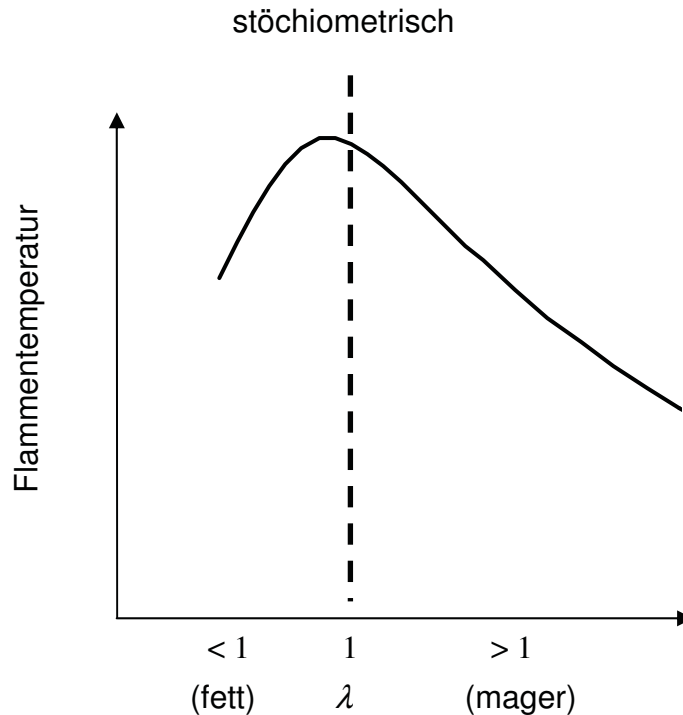


Abbildung 2.1.2 Abhängigkeit der Flammentemperatur von der Luftzahl λ

Abbildung 2.1.2 zeigt die Abhängigkeit der Flammentemperatur von der Luftzahl. Die Flammentemperatur ist im stöchiometrischen Punkt am höchsten und nimmt mit steigendem Luft- oder Brennstoffüberschuss ab, da die Flamme „gekühlt“ wird. Die Flamme brennt also mit unterschiedlichen Temperaturen und in Bereichen der Stöchiometrie relativ heiß.

Bei der Diffusionsflamme wird der Brennstoff direkt in die Brennkammer injiziert. Dadurch entstehen in der Nähe dieser Stelle Bereiche in denen die Flamme nahe dem stöchiometrischen Verhältnis verbrennt. Da der Brennstoff bei seinem Transport durch die Brennkammer reagiert, nimmt seine Konzentration ab und somit der Luftüberschuss zu. Die Luftzahl steigt.

Die Bildung von thermischen Stickoxiden ist aber von der Temperatur und der Verweilzeit in der Brennkammer abhängig. Ziel muss es also im Rahmen der Stickoxidreduzierung sein, Temperatur und Verweilzeit der Reaktanden in der Brennkammer zu reduzieren.

Bei der mageren Vormischverbrennung wird der Brennstoff mit der Verbrennungsluft vor dem Eindringen in die Brennkammer vermischt. Durch die Vormischung wird im Idealfall ein homogenes Gemisch mit gleichförmiger Brennstoff- / Luftverteilung erreicht. Die Verbrennung lässt sich somit mit einer gleichmäßigen hohen Luftzahl realisieren. Dadurch wird die Flammentemperatur und damit die Primärzonentemperatur beträchtlich verringert, was wiederum eine Reduktion der Stickoxidemissionen und der Wärmestrahlung bewirkt. Die Vormischflamme wird bei einem Luftüberschuss

nahe an der mageren Löschgrenze, d.h. in einem schmalen Luft/Brennstoff-Verhältnisbereich, betrieben. Da sich das Luft/Brennstoff-Verhältnis über den Betriebsbereich der Gasturbine ändert, muss die Luft- und Brennstoffzufuhr je nach Betriebspunkt angepasst werden. Außerdem muss die Flamme stabilisiert werden. Dies geschieht zum einen durch eine Pilotflamme und zum anderen durch die aerodynamische Drallstabilisierung, womit kompakte Flammen mit großer Leistung auf kleinen Raum erreicht werden.

2.2. Brennkammeraerodynamik

Für das Funktionieren der Brennkammer und des Brenners ist das Strömungsfeld in der Brennkammer von entscheidendem Einfluss. Um eine stabile Verbrennung zu gewährleisten, muss der chemische Reaktionsprozess kontinuierlich ablaufen. Dazu muss die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit des Brennstoffs in Luft genauso groß sein wie die lokale Strömungsgeschwindigkeit. Andernfalls würde die Flamme stromauf oder stromab wandern. In der Regel ist die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit aber deutlich kleiner als die Strömungsgeschwindigkeit.

Eine Senkung der Strömungsgeschwindigkeit ist nicht möglich und wegen der Gefahr des Flammenrückschlags in den Brenner in der Regel auch nicht gewünscht. Um die stabile Verbrennung zu gewährleisten ist es somit notwendig, Bereiche mit niedriger Strömungsgeschwindigkeit in der Brennkammer zu erzeugen. Dieses wird als Flammenstabilisierung bezeichnet.

Bei der üblichen aerodynamischen Stabilisierung mittels Drall wird der Strömung im Brenner über ein geeignetes Leitgitter ein Drall aufgeprägt. Als Maß für die Stärke des Dralls wird üblicherweise die Drallzahl S_N verwendet. Nach Gupta et al. (1984) wird der Bereich der Drallzahl $S_N < 0,6$ als schwacher Drall und der Bereich für den $S_N \geq 0,6$ gilt, als starker Drall bezeichnet.

Je nach Bauform des Leitgitters ergeben sich verschiedene Wirbelformen am Brenneraustritt, z.B. Potentialwirbel, freie Wirbel oder Rankine-Wirbel (Greitzer et al. (2004)), die das Strömungsfeld beeinflussen.

Die Form und Ausbildung des Strömungsfeldes in der Brennkammer hängt von einer Vielzahl von Faktoren ab (Gupta et al. (1984)):

- Stärke des Dralls
- Art der Drallerzeugung: Wirbelprofil (freier Wirbel, Rankine-Wirbel usw.), Form des Leitgitters
- Zentraler Nabenkörper vorhanden (D/d Verhältnis)
- Expansion in die Brennkammer (D/d Verhältnis)
- Strömung mit Verbrennung oder isotherme Strömung

Beispielhaft ist in Abbildung 2.2.1 ein entstehendes Strömungsfeld dargestellt.

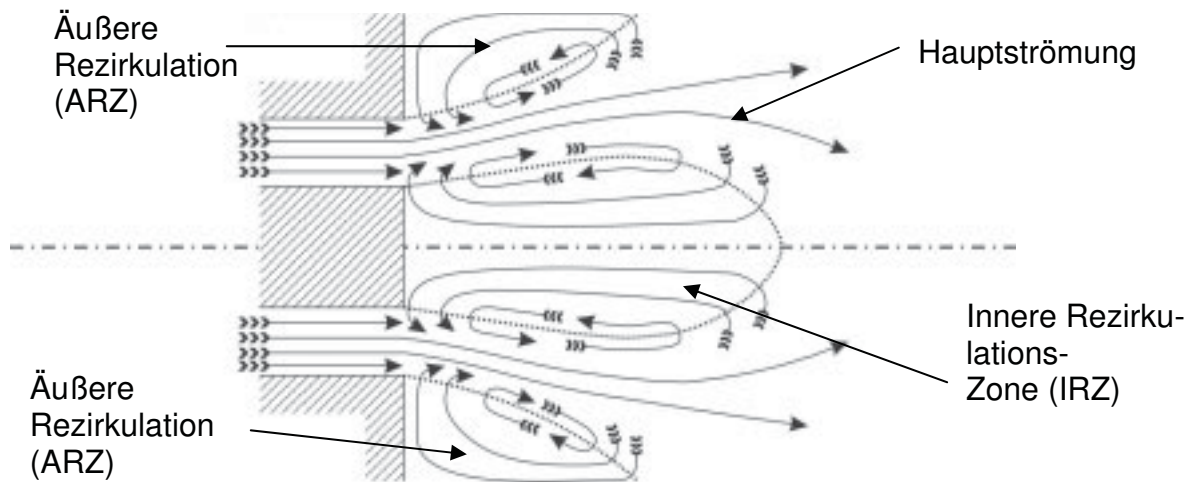


Abbildung 2.2.1 Strömungsfeld einer Drallströmung

Die Strömung kann der plötzlichen Querschnittserweiterung nicht folgen und sie löst von der Wand ab. Es bilden sich sowohl ein Nachlauf an der Nabe (innere Rezirkulationszone (IRZ)) als auch auf der Gehäuseseite (äußere Rezirkulationszone (ARZ)).

Weiterhin weist die Strömungsgeschwindigkeit am Brenneraustritt eine deutliche Umfangskomponente auf. Aufgrund des radialen Gleichgewichts zwischen Druck- und Fliehkräften bildet sich ein radialer Druckgradient aus und folglich ein Unterdruck in der Brennkammermitte. Dieser Unterdruck wird entlang der Brennkammerachse ausgeglichen. Es ergibt sich somit auch ein axialer Druckgradient. Ab einer bestimmten Drallstärke ist der axiale Druckgradient dann so stark, dass die Strömung dem Druckgradienten entlang der Brennkammerachse und entgegen der Strömungsrichtung folgt. Es bildet sich eine Rückströmung aus.

Eine übliche Bezeichnung für dieses Phänomen ist „Vortex Breakdown“, denn am vorderen Staupunkt des Rückströmgebiets platzt der Wirbelkern auf und umströmt eine Rückströmblase (Gupta et al. (1984)). Position und Art des „Vortex Breakdown“ – achsensymmetrisch, spiralförmig, doppelhelikal – hängen von Drallstärke und Reynoldszahl ab. Strömungen mit dem Phänomen des „Vortex Breakdown“ weisen danach zwei unterschiedliche Zustände auf:

- Strömungen, die eine große dreidimensionale zeitabhängige Instabilität, den präzedierenden Wirbelkern („Precessing Vortex Core“ (PVC)), aufweisen
- Strömungen, in denen die Amplitude des PVC um mindestens eine Größenordnung gedämpft wird.

Strömungen, bei denen der „Vortex Breakdown“ erfolgt, können nicht mehr als axisymmetrisch angenommen werden. Zusätzlich zu dem instationären Rückströmgebiet bildet sich eine rotierende Wirbelstruktur in der Scherschicht am Rand des Rückströmgebiets. Die Wirbelachse präzediert um die Symmetrieachse. Bei dieser Tummelbewegung liegt der PVC am Rand des Rückströmgebiets (Gupta et al. (1984)).

Die Hauptströmung weicht dem Rückströmgebiet aus. In dem Übergangsbereich zwischen Haupt- und Rückströmung bilden sich Scherschichten mit niedrigen Geschwindigkeiten. In diesen Bereichen kann dann die Verbrennungsreaktion kontinuierlich ablaufen. Zusätzlich wird durch die Rezirkulation kontinuierlich heißes Rauchgas in die Verbrennungszone gefördert, welches eine kontinuierliche Wärmequelle für die chemische Verbrennungsreaktion darstellt.

Allerdings bilden sich in den Scherschichten Wirbel aus. Zusammen mit dem präzedierenden Wirbelkern bewirken sie einen hohen Grad an Turbulenz (stochastisch) in diesem Bereich. Auch die Strömung im Bereich der äußeren und der inneren Rezirkulationszone ist hochgradig instationär. Hier bilden sich kohärente Strukturen (periodisch) mit charakteristischen Frequenzen aus.

Die Position der Flamme und die turbulente Flammengeschwindigkeit hängen nach Griebel et al. (2005) zusätzlich von weiteren Parametern ab. Sie stellen fest, dass eine Erhöhung der Luftzahl die turbulente Flammengeschwindigkeit senkt, als Konsequenz aus der kleineren Reaktionsrate aufgrund der niedrigeren Brennstoffkonzentration und Flammentemperatur. Auch Lage und Form der Flammen verändern sich mit steigender Luftzahl.

Weiterhin untersuchen sie den Einfluss von Turbulenzintensität und turbulenter integraler Längenskala und können auch einen Einfluss dieser Parameter auf die turbulente Flammengeschwindigkeit und Lage der Flammenfront feststellen. Eine höhere Turbulenzintensität und eine höhere integrale turbulente Längenskala in der Zuströmung bewirken eine Zunahme der turbulenten Flammengeschwindigkeit. Gleichzeitig nimmt der Abstand der Flamme zum Brenner ab, d.h. mit steigender Turbulenz, wandert die Flamme näher an den Brenner.

Mit dem Anstieg der Leistungsfähigkeit von Computern ist neben den experimentellen Untersuchungen die detaillierte zeitaufgelöste Strömungssimulation für technisch relevante Probleme verfügbar geworden. Die Large-Eddy-Simulation (LES) bietet die Möglichkeit zeitabhängige Strömungsstrukturen zu erfassen und abzubilden. Somit sind detaillierte Einblicke in ablaufende Strömungsvorgänge in Brennkammern möglich. Schlüter et al. (2001) berechnen mit der LES das Strömungsfeld eines – Hybridbrenners der Fa. Siemens. Sie können neben der Wirbelablösung am Brennermund auch den präzedierenden Wirbelkern (PVC) abbilden und berechnen.

Der im Rahmen dieser Arbeit entwickelte generische Drallbrenner arbeitet nach diesem Prinzip der aerodynamischen Stabilisierung der Verbrennung mittels Drall. Mit einer variablen Einstellung der Drallzahl lassen sich Strömungsfelder mit schwachem und starkem Drall erzeugen. Die Drallzahl muss den Bereich erreichen, in dem der „Vortex Breakdown“ stattfindet und sich somit innere und äußere Rückströmgebiete bilden. Die Verbrennung und damit das heiße Strömungsfeld kann zudem über die Luftzahl beeinflusst werden.

2.3. Brennerbauformen

Im Bereich der Gasturbinenverbrennung und im Bereich der Verbrennungsforschung wurden und werden eine Vielzahl von Brennertypen und Bauformen eingesetzt. Aufgrund der Vielzahl beschränkt sich diese Arbeit auf Drallbrenner, also auf Brenner mit einer aerodynamischen Flammenstabilisierung mittels Drall.



Brenner der Fa. Alstom



Brenner der Fa. Siemens

Abbildung 2.3.1 Moderne Gasturbinenbrenner (Lechner und Seume (2003))

Diese Brennerbauformen werden prinzipiell nach der Anordnung ihres Leitschaufelgitters unterschieden. So werden Radial- und Axialgitter zur Drallerzeugung eingesetzt.

Eine Übersicht über die in modernen Gasturbinen eingesetzten Brenner bietet Lefebvre (1998). In Industrie- und Fluggasturbinen werden in der Regel Brenner mit einem nicht verstellbaren Leitgitter und nicht variabler Geometrie eingesetzt. Zwei Beispiele aus Industriegasturbinen sind in Abbildung 2.3.1 dargestellt.

Auf dem Gebiet der Versuchsbrenner ist das Spektrum deutlich größer. Obwohl hier teilweise auf Brenner aus Industriegasturbinen zurückgegriffen wird (z.B. Schildmacher (2005)) finden sich Versuchsbrenner mit variablem Leitgitter und variabler Geometrie. Beispielhaft werden hier zwei Drallerzeuger vorgestellt.

Der TECFLAM-Brenner wird im Rahmen des TECFLAM-Projekts verwendet (Keck (2002), Lenze (2000)). Mit ihm lassen sich turbulente Erdgas/ Luft-Diffusionsflammen erzeugen. Mit der TECFLAM-Brennkammer wird für das Verbundprojekt TECFLAM eine Standardflamme definiert.

Der TECFLAM-Brenner verwendet einen verstellbaren Drallerzeuger, der nach dem

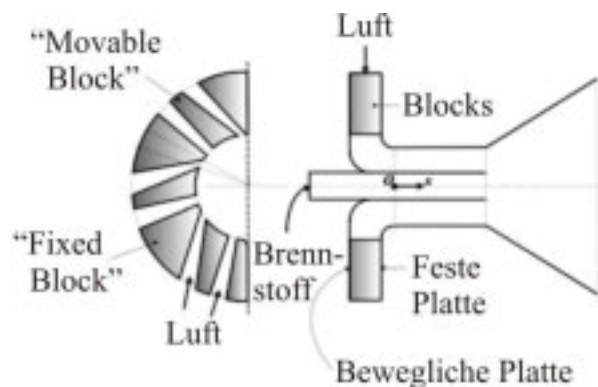


Abbildung 2.3.2 „Movable Block“-Prinzip
(Fudihara et al. (2003))

„Movable Block“-Prinzip arbeitet. Drallerzeuger nach diesem Prinzip werden und wurden für eine Vielzahl von Untersuchungen verwendet. In Abbildung 2.3.2 ist das Prinzip dargestellt. Der Drallerzeuger besteht aus festen (fixed) Blocks und beweglichen (movable) Blocks. Durch Verdrehen der beweglichen Teile verändert sich der Strömungskanal und die radial von Außen nach Innen strömende Luft hat einen anderen Austrittswinkel und damit unterschiedlichen Drall.

In seiner Arbeit zum Aufbau eines Diffusorprüfstandes verwendet Fleige (2001) einen radialen Drallerzeuger mit biegbaren Schaufeln aus Federstahlblech. Diese sind auf einem äußeren beweglichen Ring montiert und auf einem festen inneren Ring gekontert. Diese Bauweise ermöglicht eine stufenlose Verstellung des Dralls ohne Strömungsablösung im Leitgitter über einen weiten Bereich und wird in dieser Arbeit zur Erzeugung des Dralls in dem Versuchsbrenner eingesetzt.

2.4. Selbsterregte Verbrennungsschwingungen

Der im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Prüfstand dient der Untersuchung von selbsterregten Verbrennungsschwingungen und deren Vermeidung. Verbrennungsschwingungen sind selbsterregte Schwingungen der Flamme und des Brennkammerdrucks mit hoher Amplitude. Schwingungen niedriger Frequenz werden auch als „Brummen“ bezeichnet. Es können auch höherfrequente Verbrennungsschwingungen auftreten, z.B. infolge von Kelvin-Helmholtz Wirbeln am Brenneraustritt (Pascheit et al. (2004)).

Verbrennungsschwingungen verursachen durch ihre hohen Druckamplituden einen unzumutbaren Lärm. Des Weiteren gefährden die hohen Druck- und Wärmefreisetzungsamplituden den sicheren Betrieb einer Gasturbinenanlage. Brennkammer-schwingungen stören die Verbrennung und können deshalb die Ausgangsleistung stark reduzieren und den Schadstoffausstoß erheblich erhöhen.

Im schlimmsten Fall kommt es zu ernsthaften Schäden an heißgasseitigen Komponenten. Daher werden alle betroffenen Komponenten wie z.B. die Brennkammer, besonders gefährdete Übergangsstellen und Brennstoffdüsen regelmäßig auf Rissbildung und übermäßige Abnutzung aufgrund schwingungsinduzierter Fraßkorrosion überprüft.

Die Reparatur- und Instandhaltungskosten der heißgasseitigen Komponenten belaufen sich jährlich auf einer Milliarde Dollar und auch die Stromerzeuger verzeichnen

Verluste in Millionenhöhe durch erzwungene Stillstandszeiten aufgrund von Schäden durch Brennkammerschwingungen (Lieuwen und Yang (2005)). Deshalb ist es notwendig die Ursachen und Auswirkungen von thermoakustischen Brennkammerschwingungen zu verstehen, um gegebenenfalls Gegenmaßnahmen ergreifen zu können.

Schwingungen in Feuerungsanlagen sind nichts Außergewöhnliches und führen nicht grundsätzlich zu gefährlichen Instabilitäten. Selbsterregte Verbrennungsschwingungen entstehen durch eine Rückkopplung zwischen der thermischen Wärmefreisetzung der Flamme und den Druckpulsationen, die meist von der Akustik des Systems verstärkt werden.

In der Regel koppelt sich die Schwankung der Wärmefreisetzung der Flamme phasenkorreliert in die Schalldruckschwingung ein und verstärkt diese. Die Frequenz kann z.B. eine Resonanzfrequenz des Verbrennungssystems sein. Die Schalldruckschwingung wiederum verstärkt nun die Schwankung der Wärmefreisetzung der Flamme. Beide fachen sich somit gegenseitig an. Begrenzt wird dieser Kreislauf durch die Dämpfung des Systems.

Erstmalig formulierte Lord Rayleigh 1878 eine Bedingung die den für eine selbsterregte Verbrennungsschwingung nötigen Zusammenhang zwischen der thermischen Leistungsschwingung und dem Schalldruck charakterisiert. Dabei müssen die beiden Größen nicht nur die richtige Frequenz, sondern auch den richtigen Phasenwinkel zueinander aufweisen. Das Kriterium besagt, dass bei gleichphasiger Schwingung von thermischer Leistungsschwingung und Schalldruck die Verbrennungsschwingung angeregt und bei gegenphasiger Schwingung gedämpft wird. Einen mathematischen Zusammenhang findet sich in der Literatur (z.B. Lieuwen und Yang (2005)) mit:

$$\int_0^{T_p} \tilde{Q}(t) \cdot \tilde{p}(t) dt > 0 \quad (2-2)$$

Die Gleichung (2-2) besagt, dass zur Aufrechterhaltung der Schwingung nur das Integral aus der fluktuierenden Wärmefreisetzung $\tilde{Q}(t)$ und der Druckoszillationen $\tilde{p}(t)$ über eine Periode positiv sein muss.

Damit ist eine Phasengleichheit keine Voraussetzung, sondern es wird lediglich angenommen, dass eine bestimmte Phasenverschiebung nicht überschritten wird. Handelt es sich also bei den Oszillationen von Wärmefreisetzung und Druck um harmonische Schwingungen derselben Frequenz, die jedoch um $\Delta\varphi$ phasenverschoben sind, so ergibt sich nach dem Rayleigh-Kriterium eine Anregung für

$$-\frac{\pi}{2} \leq \Delta\varphi \leq \frac{\pi}{2}.$$

Die Phasenverschiebung ist nach Schildmacher (2005) von verschiedenen Verzugszeiten abhängig: 1. der Dauer des Gemischtransports zur Reaktionszone; 2. der

Dauer bis das Gemisch auf Zündtemperatur erwärmt ist und 3. den Reaktionszeiten der Brennstoffkomponenten.

Eine Erweiterung erfährt das Rayleighkriterium durch Lang (1986). Er formuliert ein Stabilitätskriterium, das besagt, dass Schwingungen nur dann angeregt werden, wenn gilt

$$\lim_{T \rightarrow \infty} K(T) > 0 \text{ mit } K(t) = \frac{1}{T} \int_0^T \tilde{Q}(t) \cdot \tilde{p}(t) dt. \quad (2-3)$$

Die Erfüllung des Rayleigh-Kriteriums ist jedoch nur eine notwendige und keine hinreichende Bedingung zur Entstehung von Brennkammerschwingungen. So treten Flammeninstabilitäten erst auf, wenn die Energieoszillationen größer sind als die durch Reibungsverluste innerhalb der Reaktionszone dissipierte Energie.

Erweitert wird das Rayleigh-Kriterium u.a. von Krebs et al. (2002). Sie beziehen zwei verschiedene Anregungsmechanismen (Äquivalenzverhältnis und Luftzahl) mit ein. Auf diese Stabilitätskriterien wird später eingegangen.

Verbrennungsschwingungen können also als Instabilitäten in einem Schwingkreis betrachtet werden (Krüger (1998)). Dabei sind die Ursachen und Auswirkungen sehr komplex. Schildmacher (2005) stellt die Zusammenhänge in einem erweiterten Rückkopplungskreis von Büchner (1992) sehr anschaulich dar (Abbildung 2.4.1).

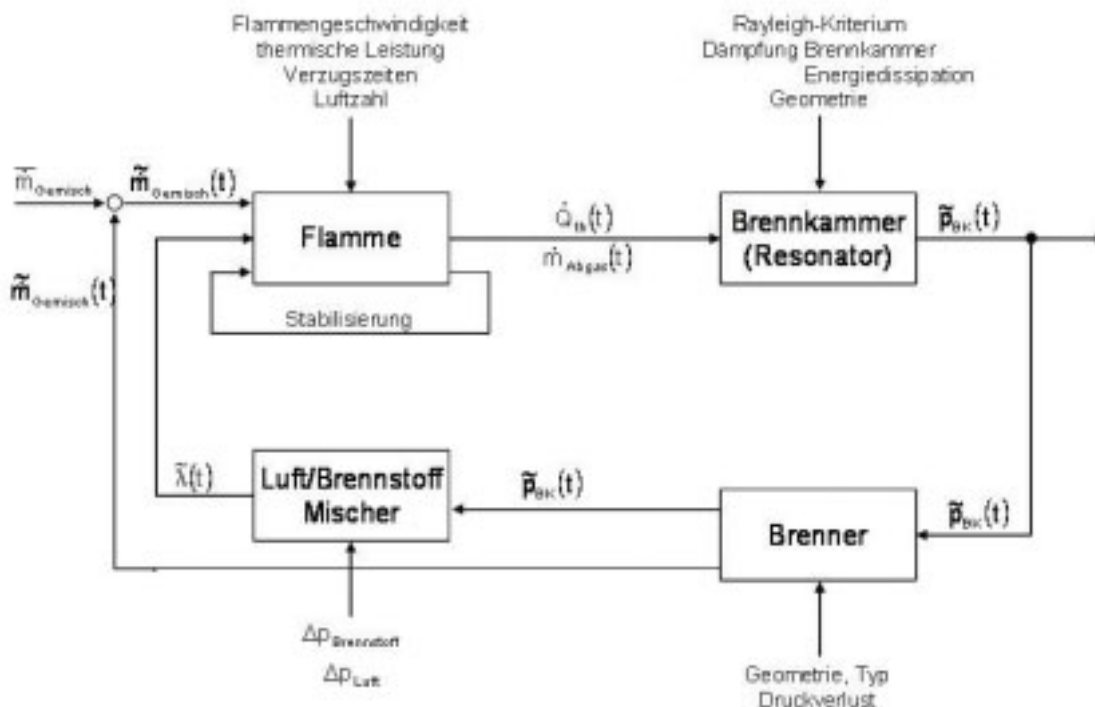


Abbildung 2.4.1 Rückkopplungskreis Brenner-Flamme-Brennkammer nach Büchner (1992)

Die überstrichenen Größen kennzeichnen in der Abbildung einen Mittelwert und die mit Tilde versehenen Größen die Schwankung des Wertes. Es ist zu sehen, dass selbst bei störungsfreier Zuströmung \bar{m} -Schwingungen auftreten können.

Das Übertragungsverhalten der Flamme bildet das Bindeglied zwischen Brenner und Brennkammer. Zündinstabilitäten der Flamme entstehen durch die Wechselwirkungen zwischen der Hauptströmung des Brennstoff/Luftgemischs und der Stabilisierung der Flamme. Wie bereits erwähnt, ist die Verbrennungstemperatur für Bedingungen nahe der Stöchiometrie am höchsten und nimmt mit steigender oder sinkender Luftzahl ab.

Deshalb führen gerade Schwankungen in der Luftzahl zu Schwankungen der Wärmefreisetzung $\dot{Q}_{th}(t)$ in einem schmalen Bereich an der Flammenoberfläche. Diese Schwankung bewirkt eine periodische Änderung des Abgasmassenstroms $\dot{m}_{Abgas}(t)$. Da die Strömungsgeschwindigkeit mit dem Druck gekoppelt ist, resultieren daraus Druckschwankungen mit der gleichen Frequenz.

Regen die Druckschwankungen die Akustik der Brennkammer an, z.B. weil ihre Frequenz im Bereich der Resonanzfrequenz der Brennkammer liegt, werden die Druckschwankungen verstärkt. Im Folgenden wird davon ausgegangen, dass das Rayleigh-Kriterium erfüllt ist (Gleichung (2-2)).

Die Druckschwankungen pflanzen sich in die Vormischzone fort und bewirken dort eine Modulation des Mischvorgangs. Dadurch wird das Luft/Brennstoff-Verhältnis $\tilde{\lambda}(t)$ periodisch variiert. Die Schwankungen der Luftzahl werden konvektiv mit der Strömung zur Flamme transportiert und verstärken dort die Fluktuationen der Wärmefreisetzungsrates. Damit ist der Kreislauf geschlossen und Flamme und Brennkammerwechseldruck sind miteinander gekoppelt.

Die Druckpulsationen können sich auch bis in die Versorgungsleitungen fortpflanzen und durch Oszillationen des Brennstoffs bzw. der Luft zu Störungen des Luft/Brennstoff-Verhältnisses und damit verstärkend auf die Schwingungen der Wärmefreisetzung wirken. Hiermit ist der Wechselwirkungskreis aus Brennstoff- und Luftzuführungen, Mischerelementen, Drallerzeuger, Brenner, Flamme und Brennkammer, welcher bei geeigneter Systemcharakteristik (beschreibbar durch das Rayleigh-Kriterium) selbsterregte thermoakustische Schwingungen ermöglichen kann, geschlossen. In der Fallstudie von Scarinci (in Lieuwen und Yang (2005)) wird beschrieben, dass ein um 1% oszillierender Druck in der Brennkammer ein um 15% oszillierendes Luft/Brennstoff-Verhältnis im Vormischsystem erzeugen kann, was wiederum die Wärmefreisetzungsschwankung verstärkt.

Thermoakustische Phänomene in Gasturbinen-Brennkammern sind ein hochkomplexes Thema. Das Strömungsfeld ist gekennzeichnet durch starke Drallströmungen in einem Diffusor mit mehreren instationären Rückströmgebieten und Scherschichten.

Hinzu kommt die Kopplung an die Akustik des gesamten Verbrennungssystems und der reaktiven Strömung selbst.

Eine weitere Schwierigkeit hinsichtlich der Modellierung wird sichtbar, wenn die charakteristischen Längen- und Zeitskalen betrachtet werden (nach Menon in Zinn und Yang (2005)). Das Zusammenspiel akustischer Wellen, Wirbelbewegung, turbulenter Strömung und instationärer Flamme enthält Skalen über einen weiten Bereich. Damit die einzelnen Aspekte der Strömung sich miteinander koppeln können, müssen die Skalenbereiche zumindest überlappen.

Längenskalen	Größenordnung
Strömungsmechanische Längenskalen	
Geometrie der Brennkammer	0,1 – 1 m
Integrale Längenskala der Strömung	0,01 m
Kolmogorov Längenskala	$10^{-4} - 10^{-5}$ m
Längenskalen der Verbrennung	
Tropfendurchmesser	$10^{-4} - 10^{-6}$ m
Molekulare Vermischung und Reaktion	$10^{-8} - 10^{-9}$ m
Akustik – Wellenlängen	$10^2 - 10^{-1}$ m
Gesamter Längenskalenbereich	$10^2 - 10^{-9}$ m

Tabelle 2-1 Längenskalen einer reaktiven Strömung

Die geometrischen Abmessungen der Brennkammer und des Brenners liegen im Bereich 0,1 - 1 m. Somit ist die Längenskala der abzubildenden Geometrie im Bereich 0,1 – 1 m. Sie unterscheiden sich um zwei Größenordnungen $O(2)$. Die charakteristische Längenskala der geometrischen Abmessungen liegt für einen typischen Gasturbinenbrenner im Bereich 0,01 - 0,1 m. In dieser Größenordnung liegt auch die integrale Längenskala der Strömung, die die Größe der großen turbulenten Wirbel der Strömung beschreibt. Ein Maß für die kleinsten turbulenten Wirbel ist die Kolmogorov-Längenskala, die mit einer Größenordnung von $10^{-4} - 10^{-5}$ m abgeschätzt wird. Somit decken allein die strömungsmechanischen Längenskalen einen Bereich von $10^{-1} - 10^{-5}$ m ab. Dies umfasst einen Bereich von vier Größenordnungen $O(4)$.

Für reaktive Strömungen müssen weitere Längenskalen in Betracht gezogen werden, z.B. der Tropfendurchmesser bei der Verbrennung von flüssigem Brennstoff – Längenskala im Bereich $10^{-4} - 10^{-6}$ m. Molekulare Vermischung und Reaktion haben eine typische Ausdehnung von $10^{-8} - 10^{-9}$ m. Somit decken Verdampfung, Vermi-

schung und Verbrennung einen Längenskalenbereich von $10^{-4} - 10^{-9}$ m, dieses entspricht einer Differenz von $O(5)$ Größenordnungen.

Die Akustik wird durch Schwingungen im Bereich von 1 bis 1000 Hz geprägt. Die daraus resultierenden Wellenlängen liegen im Bereich 0,3 – 300 m unter kalten Bedingungen – unter heißen Bedingungen können die Werte noch größer werden. Die charakteristischen Skalen liegen also im Bereich $10^2 - 10^{-1}$ m und haben eine Differenz der Größenordnung $O(3)$.

Die Längenskalen der fluiddynamischen, akustischen und verbrennungsdynamischen Eigenschaften der Strömung decken somit einen Bereich $10^2 - 10^{-9}$ m ab. Damit unterscheiden sie sich um die Größenordnung $O(11)$.

Zeitskalen	Größenordnung
Strömungsmechanische Zeitskalen	
Integrale Zeitskala	$10^{-4} - 10^{-6}$ s
Kolmogorov Längenskala	$10^{-6} - 10^{-7}$ s
Zeitskalen der Verbrennung	
Akustik – Frequenz	$10^1 - 10^{-3}$ s
Gesamter Zeitskalenbereich	$10^1 - 10^{-7}$ s

Tabelle 2-2 Zeitskalen einer reaktiven Strömung

Zusätzlich spielen aber die charakteristischen Zeitskalen eine Rolle. Im Fall der Akustik liegen sie für o.g. Frequenzen im Bereich $10^1 - 10^{-3}$ s. Sie unterscheiden sich um die Größenordnung $O(4)$.

Werden die charakteristischen Zeitskalen der Strömung entsprechend den charakteristischen Längenskalen betrachtet, liegen sie im Bereich $10^{-4} - 10^{-7}$ s - bei einer für Gasturbinen üblichen Eintrittsgeschwindigkeit von 100 m/s. Dabei liegt die integrale Zeitskala im Bereich $10^{-4} - 10^{-6}$ s und die Zeitskala bezogen auf die Kolomogorov'sche Längenskala im Bereich $10^{-6} - 10^{-7}$ s. Sie unterscheiden sich somit in der Größenordnung um $O(4)$.

Die Zeitskala der Verbrennung spiegelt sich z.B. in der Zeitskala der Flammenantwort wieder. Diese liegt in einem vorgemischten System im Bereich von $10^{-2} - 10^{-3}$ s und unterscheidet sich somit im Bereich $O(2)$. Die charakteristischen Zeitskalen der Strömung decken somit einen Bereich von $10^1 - 10^{-7}$ s ab und unterscheiden sich in der Größenordnung um $O(8)$

Zur eindeutigen Simulation thermoakustischer Schwingungen wäre die Abbildung der gesamten Skalenbereiche notwendig, d.h. das geometrische Modell muss mindestens die Größenordnungen $O(11)$ umfassen, um damit sowohl die Geometrie der Brennkammer als auch kleinste Prozesse erfassen zu können. Zusätzlich ist eine zeitliche Auflösung der Berechnung notwendig, die sich an den kleinsten Skalen orientiert. Es müssen aber mindestens so viele Zeitschritte durchgeführt werden, dass auch die großen Skalen erfasst werden.

Aufgrund allein dieser Skalenunterschiede ist eine vollständige Rechnung aller beteiligten physikalischen Prozesse auf absehbare Zeit mit den zur Verfügung stehenden Computern in technischen Anwendungen nicht realisierbar. Zusätzlich zu den Skalenunterschieden wird die Komplexität durch die ablaufenden chemischen Reaktionsprozesse erhöht. In einer Verbrennungsreaktion laufen mehrere hundert chemische Reaktionen mit einer Vielzahl chemischer Spezies gleichzeitig ab.

Aus diesen Gründen ist eine Vorhersage von Verbrennungsschwingungen sehr schwierig. Deshalb werden auch heute noch viele Untersuchungen in den Bereichen Modellbildung, Experiment und Simulation durchgeführt (McManus et al. (1993)).

Selbsterregte Verbrennungsschwingungen können mehrere Ursachen haben, die im Folgenden aufgeführt werden.

- Ein breitbandiger Turbulenzlärm kann von jeder Strömung mit entsprechender Reynoldszahl emittiert werden. Dabei können einzelne Frequenzkomponenten durch Resonanzen mit dem Brenner verstärkt werden.
- Als weiteren Anregungsmechanismus sind die Entropiewellen zu nennen. Sie entstehen durch Verengungen, zum Beispiel einer Düse, die das Medium stark beschleunigen. Dies führt zu einer ungleichmäßigen Temperaturverteilung und damit zu Entropieungleichförmigkeiten, die stromauf und stromab der Verengung akustische Wellen erzeugen.
- Kohärente Strömungsstrukturen sind in Scherschichten und in Wirbelablösungen zu finden und können lokal zu Vermischungsgebieten führen und damit die Wärmefreisetzung periodisieren. Bei erzwungenen Strukturen wird die Strömung durch die Akustik moduliert, bei natürlichen Strukturen entsprechen die Frequenzen der charakteristischen Strouhalzahlen der Strömungsstruktur bei kalter Strömung.
- Durch die akustische Kopplung der Mediumszuführungen und der Brennkammer werden die Versorgungsbedingungen des Brenners gestört, was Schwankungen des Luft/Brennstoff-Verhältnisses bewirken kann. Diese wiederum können die Reaktionsgeschwindigkeit und die Flammengeschwindigkeit so beeinflussen, dass es zur Modulation der Wärmefreisetzungsrates kommt.

Die aufgeführten Anregungsmechanismen treten in fast allen Verbrennungssystemen zumindest in bestimmten Lastzuständen auf und können auch zur gleichen Zeit im Spektrum einer Brennkammer beobachtet werden, da sich die Frequenzbereiche der

einzelnen Mechanismen meist nicht überschneiden und sich somit nicht gegenseitig beeinflussen können.

Ein Großteil der durchgeführten Forschungsarbeiten beschäftigt sich mit dem Einfluss der Schwankungen des Brennstoff/Luft-Verhältnisses und dem Einfluss kohärenter Strömungsstrukturen.

Lieuwen und Zinn (1998) gehen darauf ein, dass kleine Änderungen in der Luftzahl große Änderungen in der Wärmefreisetzungsrates hervorrufen können. Somit können bereits kleine Schwingungen der Luftzahl $\lambda(t)$ große Schwingungen in einer Vielzahl von charakteristischen Größen der Verbrennungsreaktion hervorrufen (Flammengeschwindigkeit, Flammentemperatur, chemische Reaktionsrate). Zusätzlich werden die Amplituden der Schwankungen mit steigender Luftzahl größer.

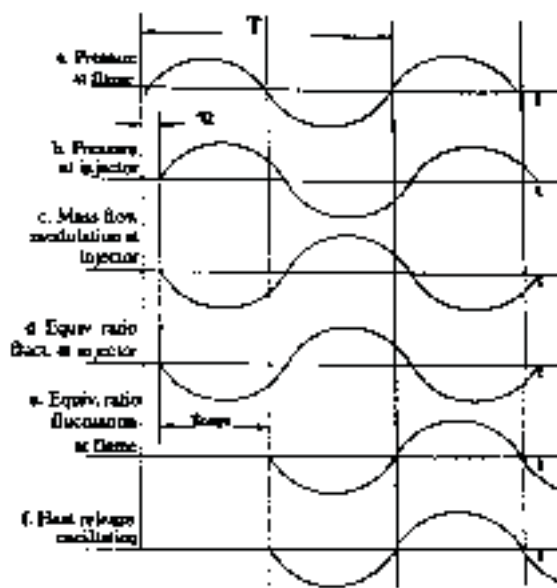


Abbildung 2.4.2 Verzugszeiten bei der Rückkopplung Flamme / Schalldruck über das Äquivalenzverhältnis oder Luftzahl (Lieuwen und Zinn (1998))

Aufgrund der Schwankung der Wärmefreisetzung wird der Druck im Bereich der Flamme zum Schwingen angeregt (a.). Somit regen sich Wärmefreisetzung der Flamme und Druck in der Brennkammer gegenseitig zum Schwingen an. Der Rückkopplungskreis ist geschlossen.

Das Verzugszeit-Modell wird von verschiedenen Autoren angewendet und z.B. für ein Stabilitätsmodell verwendet (Lieuwen et al. (2001)). So haben Krebs et al. (2002) die Verzugszeiten numerisch bestimmt und bei der Definition eines thermoakustischen Stabilitätskennfeldes verwendet.

Die von ihnen definierten Stabilitätskriterien sind

In Abbildung 2.4.2 ist das Verzugszeitmodell dargestellt, das diesen Mechanismus erklärt. Eine Druckschwankung an der Flamme mit der Periode T (a.) bewirkt nach einer Lauf- und somit Verzugszeit τ eine Druckschwankung am Brennstoffinjektor (b.). Diese Druckschwankung bewirkt nun eine Modulation des Brennstoffmassenstroms am Injektor (c.). Aufgrund der Schwingung des Brennstoffmassenstroms schwingt auch die Luftzahl (d.) – Kehrwert des Äquivalenzverhältnisses – und diese Fluktuation des Äquivalenzverhältnisses wird nun mit der Strömung transportiert. Dieser konvektive Transport erreicht nach der Verzugszeit τ_{conv} die Reaktionszone (e.) und bewirkt eine Schwingung der Wärmefreisetzung der Flamme (f.).

1. Acoustic Forcing ($y_G = \text{const.}$)

$$n - 0,25 < (\tau_B - \tau_\varphi) f < n + 0,25 \quad \text{für } n = 0, 1, 2, 3, \dots \quad (2-4)$$

2. Fluktuationen der Luftzahl ($\dot{m}_G = \text{const.}$)

$$n + 0,25 < (\tau_B - \tau_\varphi) f < n + 0,75 \quad \text{für } n = 0, 1, 2, 3, \dots \quad (2-5)$$

3. Fluktuationen der Luftzahl ($\dot{V} = \text{const.}$)

$$n + 0,25 < \tau_{conv} f < n + 0,75 \quad \text{für } n = 0, 1, 2, 3, \dots \quad (2-6)$$

Sie sind von der Schwingungsfrequenz f , dem Schwingungsmode n und den Verzugszeiten abhängig. Die Verzugszeit τ_B ist die Zeit, die ein Fluidelement vom Brenneraustritt zur Flamme benötigt. Die Verzugszeit τ_φ ist die Verzugszeit zwischen den Phasen der Brennerimpedanz, d.h. zwischen akustischer Geschwindigkeit und akustischem Druck.

Kriterium 1 gilt für den Fall, dass die Konzentration y_G konstant ist. Für den Fall $\tau_\varphi = T/4$ ist Putnams Kriterium (Gleichung (2-2)) erfüllt. Bei dem 2. Kriterium ist der Brennstoffmassenstrom (\dot{m}_G) konstant und Schwankungen der Luftzahl resultieren aus Schwankungen des Luftmassenstroms. Kriterium 3 gilt für Schwankungen des Brennstoffmassenstroms. Dieses ist hauptsächlich der Fall, wenn der Druckverlust im Brennstoffsystem klein ist.

Der Anregungsmechanismus über die Modulation des Brennstoffmassenstroms einhergehend mit einer Modulation der Luftzahl wurde von einer Vielzahl von Autoren untersucht. Beispielhaft seien hier die Arbeiten von Büchner (1992), Deuker (1995), Krüger (1998), Schildmacher (2005) und Diers und Hassa (2005) erwähnt.

Büchner (1992) untersucht an einer Versuchsanlage die Anregungsmechanismen zur Entstehung und Erhaltung selbsterregter Druckschwingungen sowie deren Auswirkungen auf den Verlauf des Verbrennungsprozesses bezüglich des Ausbrand- und Emissionsverhaltens der Flamme. Büchner zeigt, dass die Flamme ein Verzögerungsverhalten aufweist und damit eine Phasenverschiebung der Massenstromoszillation bewirkt. Darauf aufbauend entwickelt er ein theoretisches Phasenmodell zur Vorhersage des frequenzabhängigen Reaktionsverhaltens der Flamme. Mit seiner Arbeit ermöglicht Büchner das Emissionsverhalten der Flamme und das Minderdungspotenzial der thermischen NO_x -Emission beim Auftreten selbsterregter Druckschwingungen zu quantifizieren.

Deuker (1995) entwickelt ein akustisches Modell zur Vorausberechnung des akustischen Stabilitätsverhaltens von Brennkammern, das lediglich die geometrischen Daten und den stationären Betriebszustand der Anlage benötigt. Zur Verifikation des Modells werden experimentelle Untersuchungen an einem Versuchsbrenner durchgeführt. Der Vergleich ergibt, dass das Modell den instabilen Betriebsbereich um das Luft/Brennstoff-Verhältnis $\lambda = 1$ und die Konstanz der Resonanzfrequenz bei ver-

schiedenen Geometrievierungen richtig wiedergibt. Kleine Abweichungen zu der experimentellen Untersuchung ergeben sich bei der Höhe der Resonanzfrequenz und der Bestimmung des Übergangsbereichs zwischen stabilem Bereich und dem Bereich starker Schwingungen. Als Grund dafür gibt Deuker u.a. die unzureichende Modellierung der Flamme an.

Mit dem dynamischen Flammenverhalten verschiedener Flammentypen beschäftigt sich Krüger (1998). Mittels Schlierenverfahren macht er die Bewegung einer Vormischflamme sichtbar und kann durch zeitliches Auflösen einen Schwingungszyklus bestimmen. Krüger zeigt, dass die Wärmefreisetzung mit der Frequenz, die im akustischen Spektrum angeregt wird, periodisch oszilliert. Dabei kommt es zu periodischen Einschnürungen der Flamme, die schließlich eine Ablösung der Flamme vom Brennermund bewirken. Weiterhin kann Krüger (1998) erstmalig die vollständige Unterdrückung der Brennstoffzuführungen in den Brenner aufgrund von Druckfluktuationen in der Brennkammer beobachten. Krüger entwickelt ein Verfahren zur Berechnung des Flammenfrequenzganges für verschiedene Flammentypen. Der Vergleich mit Messungen ergibt eine gute Übereinstimmung.

Schildmacher (2005) analysiert anhand experimenteller Untersuchungen von Vormischflammen unter maschinennahen Betriebsbedingungen die phasenaufgelösten Zusammenhänge zwischen Druck-, Geschwindigkeits-, Temperatur- und Flammenfrontfluktuationen. Dazu werden zunächst Untersuchungen an der nicht reagierenden, kalten Strömung durchgeführt. Es werden aerodynamisch bedingte periodische Strömungsinstabilitäten am Brennermund beobachtet, die große Brennstoffschwankungen zur Folge haben. Diese werden sichtbar durch kraftstoffreiche und -arme Blasen, die in die Reaktionszone wandern und dort Fluktuationen der Wärmefreisetzung bewirken.

Bei der Analyse der reagierenden Strömung werden sowohl Oszillationen mit geringer Druckamplitude - die Flamme wird noch ausreichend durch den Drall stabilisiert - als auch Oszillationen mit großer Druckamplitude beobachtet. Ihre Frequenz stimmt mit der der Strömungsinstabilitäten am Brennermund überein.

Einen weiteren Einfluss auf die Brennkammerschwingungen hat das Plenum. Die Drallstabilisierung reicht periodisch nicht mehr aus, so dass die Wärmefreisetzung kurzzeitig stark herabgesetzt wird oder es sogar zu einem lokalen Erlöschen der Flamme kommt. Es entstehen starke Geschwindigkeitsschwankungen in der Brennkammer. Die Luftsäule im Plenum schwingt mit gleich großen Druckamplituden und phasenverschoben zur Brennkammer. Dadurch entsteht eine fluktuierende Druckdifferenz zwischen Plenum und Brennkammer. Dadurch wird die Strömung im Brenner abwechselnd beschleunigt und verzögert.

Obwohl die Strömungsinstabilitäten am Brennermund nur einen untergeordneten Einfluss haben, bewirkt eine Modifikation am Brennermund eine Einkopplung der Brennstoffschwankungen zu einer früheren Phase, wodurch der stabile Betriebs-

bereich des Brenners erweitert werden kann. Der gleiche Effekt kann nach Krüger et al. (2001) durch Verlängern des Brennermundes erzeugt werden.

Diers und Hassa (2005) führen experimentelle Untersuchungen an zwei industriellen Brennern durch, um das Schwingungsverhalten dieser Brenner in einer beidseitig geschlossenen und einer einseitig geschlossenen Brennkammer zu ermitteln. Sie zeigen, dass die thermoakustischen Instabilitäten in Brennkammern wie ein Schwingkreis wirken. Bei ihren Konfigurationen besteht vor allem bei einem höheren Pilotgasmassenstrom die Gefahr von thermoakustischen Brennkammerschwingungen.

Neben dem Anregungsmechanismus über die Brennstofffluktuationen und der Luftzahl spielt auch die Anregung durch kohärente, periodische Strömungsstrukturen (McManus et al. (1993)) eine Rolle. Da wie bereits dargelegt drallstabilisierte Flammen im Einsatz in Gasturbinen bei hohen Re-Zahlen betrieben werden, kommt es dort zum „Vortex Breakdown“ mit der Ausbildung von Rezirkulationszonen. Des Weiteren kann in Gasturbinenbrennkammern auch der präzedierende Wirbelkern (PVC) nachgewiesen werden.

Durch den Vergleich von Versuchen mit kalter Strömung und Versuchen mit Verbrennung können Paschereit et al. (2000) zeigen, dass die Frequenzen der strömungsmechanischen Instabilitäten mit denen der Verbrennungsinstabilitäten identisch sind. Somit ist der Anregungsmechanismus in diesem Fall durch die Bildung kohärenter Strukturen gegeben.

Zur Berechnung und vor allem zur Vorhersage von selbsterregten Verbrennungsschwingungen sind eine Vielzahl von Modellen entwickelt worden (z.B. Stow und Dowling (2004), Deuker (1995), Büchner (1992)). Da sie aufgrund der Komplexität der physikalischen Prozesse stark vereinfacht werden müssen, haben sie in der Regel einen eingeschränkten Anwendungsbereich.

Beim Einsatz der numerischen Strömungssimulation (CFD – „Computational Fluid Dynamics“) zur Berechnung der Thermoakustik ist zu beachten, dass für die akustischen Eigenschaften eines Verbrennungssystems oft vor- und nachgeschaltete Komponenten eine große Rolle spielen. Auch die kleineren Skalen müssen abgebildet werden: Die bereits zuvor erwähnten Größenordnungsunterschiede in den Zeit- und Längenskalen müssen entweder geometrisch aufgelöst oder über geeignete Modelle nachgebildet werden.

Da die Berechnung der Akustik eine deutlich höhere zeitliche Auflösung erfordert, als die Berechnung des instationären Strömungsfeldes, wird ein neuerer Ansatz der Trennung des physikalischen Gebiets in ein CFD-Teil und einen akustischen Teil angewandt. Die Thermoakustik kann dann mit bekannten Modellen berechnet werden. An Stellen, an denen die Strömungsmechanik einen Einfluss hat, wird die Akustik mit CFD gekoppelt.

Schuermanns et al. (2005) haben dieses Verfahren eingesetzt und ihrer CFD-Berechnung Randbedingungen aus dem akustischen Modell aufgeprägt. Somit können gemessene Spektre in guter Übereinstimmung mit CFD nachgerechnet werden.

Gerade der Bereich der durch Strömungsstrukturen angeregten Verbrennungsschwingungen ist durch moderne Simulationsmethoden (LES) erfassbar. Die LES hat sich somit im Bereich der Simulation und Vorhersage von Verbrennungsschwingungen als wichtiges Werkzeug herausgestellt und wird von vielen Arbeitsgruppen eingesetzt.

Um die thermoakustischen Randbedingungen zu beeinflussen und damit Verbrennungsschwingungen zu erzeugen, wird der Prüfstand mit verschiedenen Verstellparametern ausgestattet: Eine Veränderung der Drallstärke bewirkt eine Änderung der charakteristischen Frequenzen des Strömungsfeldes. Geometrische Veränderungen im Brennerbereich und Veränderungen der Zuströmgeschwindigkeit bieten die Möglichkeit, die Verzugszeit zwischen Injektor und Flamme zu beeinflussen. Durch geeignete konstruktive Maßnahmen kann die Resonanzfrequenz des Prüfstandes verändert werden.

2.5. Maßnahmen gegen Brennkammerschwingungen

Zur Vermeidung und Unterdrückung thermoakustischer Instabilitäten in Gasturbinenbrennkammern sind verschiedene Methoden entwickelt worden. Bereits in der Auslegungsphase eines Gasturbinenverbrennungssystems werden mit Hilfe empirischer Korrelationen und dem direkten Eingreifen in die Auslegungsparameter die Geometriedaten hinsichtlich ihres thermoakustischen Verhaltens modifiziert. Dazu wurden Ansätze entwickelt, um die Frequenzen der akustischen Brennkammerschwingungen vorherzusagen und daran die Teilsysteme wie Zuleitungen, Vormischeinheit, Brennstoffeindüsen usw. anzulegen, damit deren Eigenfrequenzen die akustischen Schwingungen nicht anfachen können.

Werden die Verbrennungsschwingungen jedoch erst beim Betrieb beobachtet, können passive oder aktive Maßnahmen zur Unterdrückung der Schwingungen eingesetzt werden.

2.5.1. Passive Maßnahmen zur Dämpfung von thermoakustischen Brennkammerschwingungen

Passive Maßnahmen dämpfen die thermoakustischen Schwingungen durch eine Änderung der Systemcharakteristik, also durch Ändern der akustischen Eigenschaften des Systems oder des Strömungsfeldes, so dass eine Selbsterregung vermieden wird.

Sie lassen sich in verschiedene Kategorien unterteilen

- *Dämpfungselemente und Schalldämpfer*: Akustische Energie wird in Wärme dissipiert. Die Elemente verhindern die Schwingungen nicht, können aber die auftretenden Schalldruckamplituden reduzieren. Es gibt kostengünstige Standardbau-

teile, die aber oft sehr viel Einbauraum benötigen und thermisch nicht ausreichend beständig sind. Häufig ist der Einsatz entsprechender Teile mit zusätzlichen Druckverlusten verbunden.

- *Helmholtz- und Lambda/4-Resonatoren*: Sie wirken bei richtiger Abstimmung störend bzw. dämpfend auf das Resonanzschallfeld der Verbrennungsschwingung. Ihre Wirksamkeit ist auf ein enges Frequenzband beschränkt; für niedrige Frequenzen sind sehr große Abmessungen nötig.
- *"Baffles"*: Sie behindern die Schallausbreitung und damit die Ausbildung des Resonanzschallfeldes. Ihre Bauweise ist einfach aber Baffles sind abbrandgefährdet und oft nachteilig für die Verbrennung selbst. Außerdem treten zusätzliche Druckverluste auf.
- *"Verstimmung" des Systems*: Durch geometrische Veränderungen werden die Eigenfrequenzen des Verbrennungssystems verändert oder die Strömungs- und Verbrennungsführung so geändert, dass bestimmte Frequenzen nicht mehr angeregt werden. Die Maßnahme ist ohne nennenswerte Nachteile für die Verbrennungsführung und den Wirkungsgrad aber konstruktiv meist sehr kostspielig und aufwändig. Ihre Wirksamkeit ist zudem oft auf einzelne Frequenzen beschränkt.

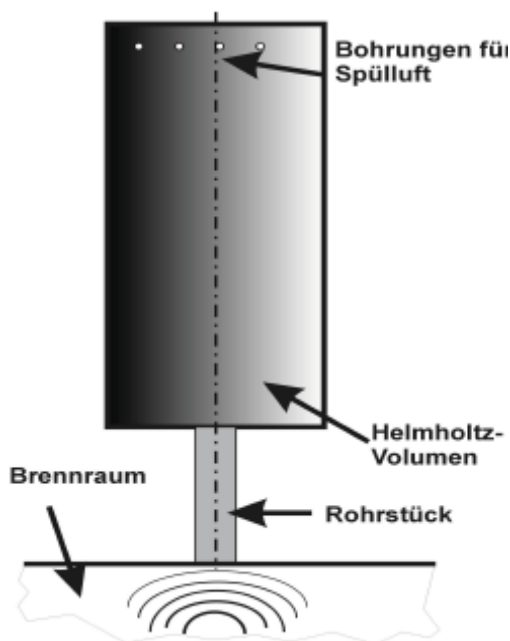


Abbildung 2.5.1 Darstellung eines Helmholtzresonators (Lieuwen und Yang (2005))

Helmholtzresonatoren sind Hohlraumwaben, die mit einem Zulauf an das Verbrennungssystem anschließen und dem Hauptstrom frequenzselektiv akustische Energie entziehen.

Das Fluid strömt durch die Öffnung des Helmholtzresonators aufgrund der Druckdifferenz, die zwischen Resonatorkörper und Fluid herrscht, oder aufgrund der Trägheit des Fluids.

Das Medium im Zulauf des Resonators wird periodisch ausgelenkt. Dadurch wird das Volumen im Hohlraum des Resonators zu Ausgleichsschwankungen angeregt. Eine kleine Druckschwankung bei der Resonanzfrequenz des Resonators führt zu einer großen Amplitudenantwort.

Somit müssen die Helmholtzresonatoren an die Schwingungsfrequenz in der Brennkammer angepasst werden. Optimal dämpfen die Resonatoren, wenn sie direkt an einem Schwingungsbauch der Druckoszillation platziert werden. Helmholtzresonatoren arbeiten jedoch nur in einem engen Wirkungsbereich effektiv und bei Abweichungen dieses Betriebsbereichs können sie,

angeregt durch die Strömung im Verbrennungssystem, auch Schallenergie erzeugen.

Krebs et al. (in Lieuwen und Yang (2005)) haben unter anderem Helmholtzresonatoren an einer Ringbrennkammer der Firma Siemens unter atmosphärischen Bedingungen getestet. Dabei wird ein kombinierter Mode aus azimuthaler und axialer Form bei 200 Hz mittels Helmholtzresonatoren unterdrückt. Dazu werden umfangreiche Berechnungen durchgeführt und ein thermoakustisches Modell mittels CFD erstellt. Insgesamt sind 14 Resonatoren notwendig, die auf dem Außengehäuse der Brennkammer montiert werden. Die Verteilung der Resonatoren auf dem Umfang wird zuvor berechnet, so dass eine optimale Dämpfung des Modes erreicht wird.

Bellucci et al. (2001) entwickeln ein Modell zur Auslegung von Helmholtzresonatoren zum Einsatz an Gasturbinen. Mit Hilfe einer Modalanalyse wird der Ort der Montage an der Brennkammer ermittelt. Die aus dem Modell gewonnenen Designparameter werden umgesetzt und an einer ALSTOM GT11N2 Gasturbine getestet. Modell und Messung zeigen eine gute Übereinstimmung und die Amplitude der Verbrennungsschwingung kann um 60% reduziert werden.

Ein weiterer erfolgreicher Einsatz mit flüssigem Brennstoff wird von Sims et al. (2003) an einem Prüfstand mit einer Rolls-Royce LPP-Brennstoffeindüsung (LPP – Lean Premixed Prevaporized) berichtet.

Zur passiven Dämpfung von Verbrennungsschwingungen eignet sich der Einbau von perforierten Blechen in die Strömung, deren Löcher wie eine Blende auf das Schallfeld wirken. Das akustische Verhalten ändert sich sehr stark und dissipative Effekte dämpfen die schallinduzierten Druckschwankungen. Die gleiche Wirkung erzielen gelochte Brennkammerwände, so genannte Effugationskühlbleche, die mit einem Zusatzluftstrom durchströmt werden. Sie verfügen über eine Vielzahl von potenziellen akustisch wirksamen Designparametern, wie Einblasewinkel und Lochform. Weitere Variationsmöglichkeiten zur Änderung der akustischen Eigenschaften sind die Positionierung der Einströmöffnungen innerhalb der Brennkammer und das Ändern des Massendurchsatzes.

Um die akustischen Eigenschaften verschiedener gasdurchströmter Perforate zu ermitteln, führen Forster et al. (2004) experimentelle Versuche an einem Kaltkanal durch. Das Ziel ist eine optimale Konfiguration bzw. ein optimiertes Parameterset eines Perforates zur Unterdrückung von thermoakustischen Schwingungen.

Im Anschluss an die Kaltversuche führen Forster et al. (2004) experimentelle Versuche an einer Modellbrennkammer durch. Es werden die Auswirkungen auf die Schallenergie bei verschiedenen Konfigurationen Luftenblasung und bei Ausblasung des Rauchgases untersucht. Je nach Ort der Einblasung ergeben sich Reduzierungen auf die Hälfte bis sogar 1/10 der Druckamplitude. Die Messungen bei Ausblasung aufgrund der Druckdifferenz zwischen Brennkammer und Umgebung ergeben ebenfalls eine deutliche Pegelminimierung bis 80% in der Brennkammer.

Eine weitere Möglichkeit ist die Veränderung des Strömungsfeldes in Verbindung mit der Störung der Akustik. Paschereit und Gutmark (2004) untersuchen passive Maßnahmen an einem drallstabilisierten Alstom-Brenner mit tangentialer Luftzufuhr. Der Brenner schwingt sowohl im niedrigen ($Str = 0,6$ und $Str = 1,7$) Frequenzbereich als auch im hohen Frequenzbereich ($Str = 7,1$).

Mit einem Brenner mit elliptischer Querschnittsfläche können die großen Wirbel beeinflusst werden. Dieses führt zu einer Verringerung der Verbrennungsschwingungen um 25 dB. Kleine Wirbelgeneratoren (MVG – Miniature Vortex Generator) am Brennermund stören die Ausbildung der Kelvin-Helmholtzwirbel und bewirken somit eine Verringerung der hochfrequenten Wirbel um 10 dB. Zusätzlich bewirken die MVG's auch teilweise eine Reduktion der Amplitude der niederfrequenten Schwingungen.

Seume et al. (1998) zeigen, dass die Anregung der Umfangsmoden der Ringbrennkammer Verbrennungsschwingungen in einer Siemens SGT5-4000F Gasturbine bewirken. Als Ursache für die Anregung werden periodische Wirbelablösungen am Brennermund identifiziert. Zur Vermeidung einer Anregung werden an 20 der 24 Brenner so genannte CBO's (Cylindrical Burner Outlet) installiert (Streb et al. (2001)). Durch die Veränderung des Strömungsfeldes wird die periodische Wirbelablösung unterdrückt und instabile Zustände vermieden.

Passive Maßnahmen sind meist konstruktiv einfach durchzuführende und kostengünstige Modifikationen der Verbrennungsanlage bzw. Gasturbine. Wie aus obigen Literaturstellen hervorgeht ist aber eine sehr gute Kenntnis der Strömungs- und Verbrennungsvorgänge in der Anlage notwendig. Dieses erfordert einen hohen Aufwand an experimentellen und numerischen Untersuchungen. Diese Lösungen sind in der Regel nicht kurzfristig realisierbar, sollte es zu Verbrennungsschwingungen in der Anlage kommen. Zudem sind einige der Lösungen abbrandgefährdet oder mitunter nicht realisierbar – z.B. Helmholtzresonatoren bei niedrigen Frequenzen.

2.5.2. Aktive Maßnahmen zur Dämpfung von thermoakustischen Brennkammerschwingungen

Aktive Maßnahmen versuchen den Rückkopplungsmechanismus durch direktes Eingreifen zu dämpfen. Hierfür wird der Luft- bzw. der Brennstoffmassenstrom gegenphasig zu den selbsterregten Schwingungen in der Feuerungsanlage mittels Sirenen, Lautsprechern oder schnell schaltenden Brennstoffventilen moduliert.

Die Modulation bewirkt eine Schwingung des Drucks oder der Wärmefreisetzung der Flamme, die genau gegenphasig zur Verbrennungsschwingung läuft. Durch die aktive Dämpfung des Schalldrucks (Abbildung 2.5.2 linke Seite) oder der Wärmefreisetzung der Flamme (Abbildung 2.5.2 rechte Seite) wird die jeweils andere Größe mit gedämpft.

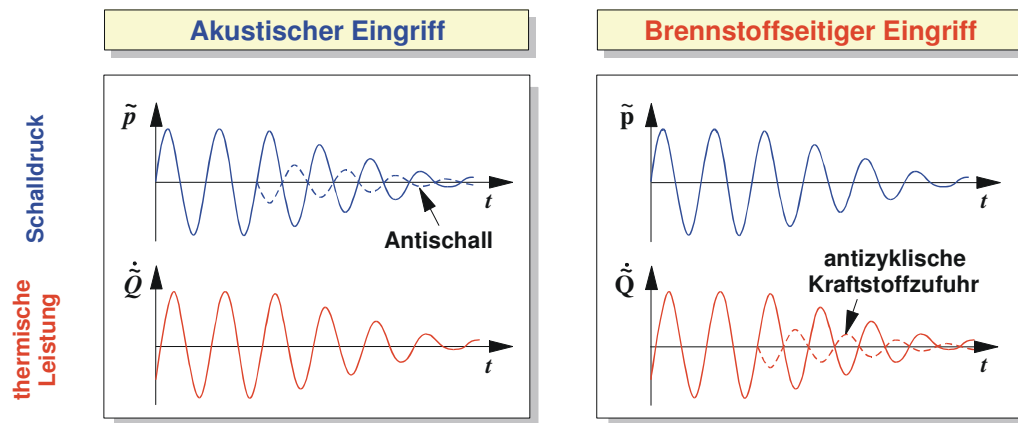


Abbildung 2.5.2 Prinzip der aktiven Beeinflussung thermoakustischer Schwingungen (Hermann (2003a))

In der Regel erfassen Sensoren den aktuellen Schwingungszustand. Unter Anwendung eines geeigneten Reglers wird die Gegenmaßnahme entsprechend eingeleitet.

Der Vorteil der aktiven Instabilitätskontrolle ist die Regelbarkeit und die Fähigkeit, auf veränderte Betriebsbedingungen zu reagieren. Die Massenströme werden durch Aktuatoren moduliert. Dabei ist vor allem die Modulation von Sekundärbrennstoffmassenströmen interessant, da durch die geringeren Volumenströme die Aktuatoren sehr viel kleinere Abmessungen benötigen und somit höhere Frequenzbereiche bei gleichzeitig geringer Leistungsaufnahme abdecken können. Piezoaktuatoren und spezielle Hochgeschwindigkeitsventile kommen für den Einsatz der aktiven Instabilitätskontrolle in industriellen Anlagen in Frage. Doch ist die Lebensdauer und Ermüdung aufgrund der sehr extremen mechanischen und thermischen Beanspruchungen in solchen Anlagen ein noch zu bewältigender Schwachpunkt.

Zu den ersten, die eine Flamme aktiv stabilisieren gehören Dines (1984) und Heckl (1985). Sie stabilisieren eine instabile Flamme in einem Rijke Rohr mit einem Schallfeld, das über einen Lautsprecher aufgeprägt wird. Als Eingangsgröße für den Regler kann der Schalldruck oder die Schwankung der zeitlichen Energiefreisetzungsrates der Flamme gewählt werden. Als Regler wird ein Phasenschieber und Verstärker verwendet. Der Regler verschiebt das Eingangssignal in der Phase und gibt es verstärkt über einen Lautsprecher wieder aus. Die Phasenverschiebung ist derart gewählt, dass das Schallfeld in der Brennkammer durch die Überlagerung des vom Lautsprecher abgestrahlten Schalls gedämpft werden kann.

Von Lang et al. (1987) und Poinso et al. (1988) werden ebenso Lautsprecher in ihren Vormisch- und Diffusionsbrennern verwendet und sie zeigen ähnliche Ergebnisse. Poinso et al. (1989) stabilisieren die turbulente Diffusionsflammen eines Brenners mit einer thermischen Leistung von 250 kW. Bloxidge et al. (1987) und Langhorn et al. (1988) verwenden alternative Aktuatoren. Ersterer moduliert die Einlassdüse für das Luft-Gasgemisch eines Modells eines Flugturbinennachbrenners mit 250 kW. Langhorn et al. (1988) erweitern den gleichen Brenner um eine zusätzliche sekundäre, modulierte Kraftstoffeinspritzung und stabilisieren damit erfolgreich die Flamme.

Dieser Ansatz war der erste Schritt in Richtung Anwendung in einer industriellen Anlage. Denn mechanische Systeme (wie z.B. Lautsprecher) können für reale Anlagen nicht die entsprechende Leistung aufbringen. Weiterhin wird gezeigt, dass bereits die Modulation der geringen zusätzlichen Menge an Treibstoff (3%) erstaunliche Reduzierungen der gemessenen Druckamplituden bewirkt: Der höchste Peak im unkontrollierten Spektrum wird um 12 dB verringert, die akustische Energie im geregelten Fall im Bereich zwischen 0 und 400 Hz wird auf 18% ihres unkontrollierten Wertes reduziert.

McManus et al. (1993) geben einen guten Überblick über die früheren Arbeiten im Bereich der aktiven Regelung von Verbrennungsschwingungen. Dabei wird zwischen passiver und aktiver Regelung unterschieden. Eigentlich erfüllen aber nur die aktiven Methoden, die mit einem geschlossenen Regelkreis arbeiten, die Definition von Regelung.

In ihren Arbeiten konnten Paschereit et al. (1999) und Anderson et al. (2001) zeigen, dass für die aktive Instabilitätskontrolle die Anregungsstärke und die Phasenlage zwischen Verbrennungsschwingung und Modulation des Brennstoffes entscheidend sind. Dieses folgt aus den Verzugszeiten zwischen Modulation des Brennstoffs durch den Aktuator und der Auswirkung der Modulation an der Flamme (Siehe Abbildung 2.4.2).

Sattelmayer und Auer (2002) untersuchen die feuerungstechnischen Aspekte der aktiven Kontrolle von Brennkammerschwingungen an zwei verschiedenen Brennern. Die Wirksamkeit einer modulierten Sekundärbrennstoffeindüsung wird mittels einer fremderregten Schwingung nachgewiesen. Zur Modulation des Sekundärbrennstoffmassenstroms werden spezielle Steuerventile der Fa. MOOG eingesetzt, die eine Modulation bis 470 Hz ermöglichen. Neben der Sekundärbrennstoffmenge und der Phasenlage zwischen den verschiedenen Schwingungen ist die Eindüsungposition von entscheidender Bedeutung für den Dämpfungserfolg. Die höchsten Dämpfungsraten werden mit einer modulierten Sekundärbrennstoffeindüsung entlang der Brennerachse erzielt, allerdings kann auch mit einer Eindüsung mittig der Luftzuführungsschlitze ein gutes Ergebnis erzielt werden.

Schuermans (2004) erprobt den Einsatz der aktiven Instabilitätskontrolle an einem Gasturbinenbrenner der Firma Alstom unter atmosphärischen Bedingungen und unter realen Gasturbinenbedingungen. Aufgrund der hohen Drücke wird als Erreger ein wassergekühltes Automobil-Brennstoffeinspritzsystem mit einer Frequenzantwort bis 1000 Hz verwendet. Als Sekundärbrennstoff wird Dieselöl 1 m stromabwärts vom Brenner eingespritzt. Bei den atmosphärischen Tests kann die Amplitude der thermoakustischen Brennkammerschwingung deutlich reduziert werden. Bei den Hochdrucktests kann dieser Effekt nicht erzielt werden, da der Erreger nicht die gewünschte akustische Antwort liefert.

Auer et al. (2005) beschäftigen sich mit der Beziehung zwischen dem dynamischen Verhalten der Brennstoffleitung und den Verbrennungsinstabilitäten. Sie zeigen, dass

die Impedanz im Brennstoffsystem die Stabilität des Verbrennungssystems gefährden kann. Daher werden die Versorgungsleitungen für den Hauptbrennstoff und dem Pilotgas gedrosselt, um eine Kopplung zu vermeiden. Mit der integrierten Drossel in der Pilotgasleitung und einem Pilotgasmassenstrom von 5% der Gesamtbrennstoffmenge schwingt das Leitungssystem nicht und die Brennkammerschwingungen werden um einen Faktor von 1,6 gedämpft. Die offene Pilotgasleitung ist dagegen starken Modulationen durch die Brennkammer ausgesetzt und ein Ansteigen der Druckamplitude wird beobachtet.

Campos-Delgado et al. (2003) untersucht und vergleicht unterschiedliche Kontrollsysteme, die für die aktive Instabilitätskontrolle eingesetzt werden, an einer drallstabilisierten, nicht vorgemischten Flüssigbrennstoff Modellbrennkammer. Die einfachste Kontrollstrategie erfolgt über die Phasenverschiebung, da das Rayleigh-Kriterium (siehe Kap. 2.3) bei selbsterregten Brennkammerschwingungen gelten muss. Dabei wird die gemessene Druckoszillation in die Kontrolleinheit geführt und daraus direkt das Signal phasenverschoben an den Aktuator weitergegeben. Als zweite Kontrollstrategie untersucht Campos-Delgado ein modellbasiertes System. Dazu wird zuvor ein analytisches Modell des dynamischen Verhaltens des Verbrennungssystems erstellt. Die Steuerung erfolgt dann mittels Kontrollalgorithmen, die das Messsignal bewerten und daraus ein Eingangssignal für den Aktuator modellieren. Als Aktuatoren werden Lautsprecher eingesetzt, da sie eine effiziente und lineare Schallantwort übertragen. Das Kontrollsystem kann die selbsterregten thermoakustischen Brennkammerschwingungen weitaus besser dämpfen als mittels Phasenverschiebung.

Seume et al. (1998) führen erstmalig 1997 Versuche zur aktiven Instabilitätskontrolle (AIC) an Siemens SGT5-4000F Gasturbinen mit Ringbrennkammer mit 24 auf dem Umfang verteilten Brennern durch. Die Gasturbine zeigt selbsterregte Verbrennungsschwingungen, die in verschiedenen Leistungsbereichen in Abhängigkeit von der Modifikation der Brenner auftreten. Das AIC-System ist in Abbildung 2.5.3 dargestellt. Für die AIC wird mit Piezodruckaufnehmern der Schalldruck in der Brennkammer detektiert. In einem Controller werden die Signale verarbeitet und ein DDV Ventil (Direct-Drive Valve), das in der Pilotgasleitung jedes Brenners montiert ist, angesteuert. Der Pilotgasmassenstrom wird gegenphasig zu der Wärmefreisetzungsschwankung der Flamme moduliert. Mit diesem System können die Verbrennungsschwingungen mit der Modulation Pilotgasmassenstroms deutlich auf ein für die Maschine tolerierbares Maß reduziert werden. Weiterhin stellt dies den ersten erfolgreichen Einsatz einer AIC an einer realen Industrie-Gasturbine dar.

Das AIC System wird in verschiedenen Betriebspunkten bei vier verschiedenen Brennerkonfigurationen getestet. Die selbsterregten Verbrennungsschwingungen können in allen getesteten Betriebspunkten signifikant gedämpft werden. Da die AIC-Systeme auch in realen Anlagen installiert worden sind, können Langzeittests die Ausfallsicherheit dokumentieren.

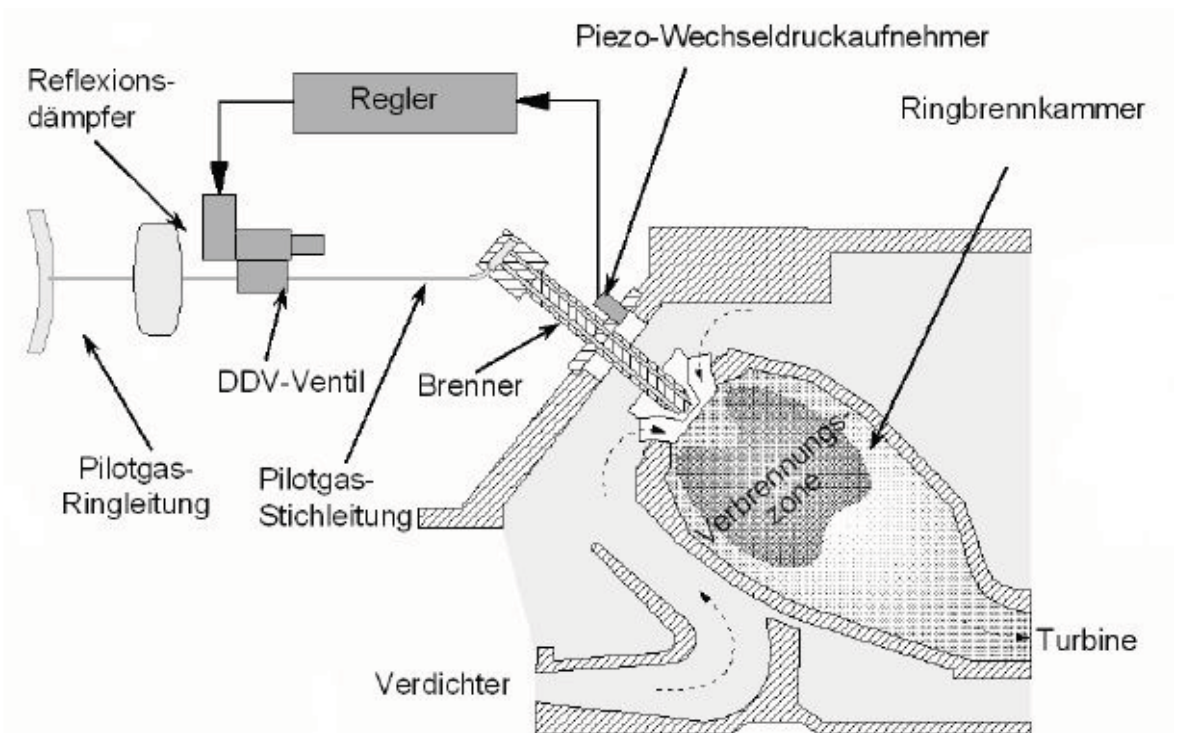


Abbildung 2.5.3 AIC-Aktuator im Pilotgassystem einer Ringbrennkammer (Lechner und Seume (2003))

Die Voruntersuchungen und Überlegungen für das dargestellte industrietaugliche Regelsystem zeigt Herrmann (1997) an einem von ihm aufgebauten Verbrennungsprüfstand mit einer Leistung von 50 kW. An dem Prüfstand führt er eine Reihe von Untersuchungen zu Anregungsmechanismen selbsterregter Verbrennungsschwingungen durch. Dabei zeigt er den Zusammenhang zwischen Oszillation der Verbrennung, Strömungsozillation und Druckschwingung. Zur Kontrolle der Verbrennungsschwingungen entwickelt er einen Piezoaktuator zur Modulation des Brennstoffs. Dieser ist für die aktive Instabilitätskontrolle bei Verbrennungsschwingungen weit über 1000 Hz geeignet. Mittels experimenteller Untersuchungen an seinem Versuchsbrenner belegt Herrmann die Eignung des neuen Stellgliedes. Der Schalldruck kann um 32 dB bei der Frequenz der selbsterregten Brennkammerschwingung gedämpft werden und der Gesamtdruckpegel kann um 16 dB reduziert werden.

Bei der aktiven Instabilitätskontrolle ist nur ein minimaler konstruktiver Eingriff in das Verbrennungssystem erforderlich, der sich meist auf das Brennstoffsystem beschränkt. Aktive Methoden haben nur einen geringen Platzbedarf und können leicht nachträglich implementiert werden, ohne dass Kenntnisse der bestehenden Strömungs- und Verbrennungsvorgänge notwendig sind.

Die Verbrennungsleistung und Verbrennungsführung werden nicht nachteilig beeinflusst. Es entstehen keine zusätzlichen Druckverluste. Der Schadstoffausstoß und nicht vollständig verbrannte Anteile werden teilweise sogar verringert.

Die aktive Regelung kann flexibel auf das tatsächliche Systemverhalten und auch dessen Veränderungen reagieren. Ein Eingriff erfolgt nur bei Bedarf. Des Weiteren zeigen die Anwendungen, dass bereits die Modulation eines geringen Teils des Brennstoffmassenstroms ausreicht, um die Verbrennungsschwingung signifikant zu dämpfen.

Nach erfolgter Stabilisierung durch die AIC kommt es zu einer Absenkung der Stellamplitude und damit zu einer Reduzierung der Leistungsaufnahme am Stellglied. Dies ist ein Unterschied zu Antischallanwendungen, bei denen sich die Schallquelle und damit auch das zur Dämpfung nötige Stellsignal nicht ändert.

Bei der wirtschaftlichen Betrachtung eines Einsatzes der AIC ist stets zu berücksichtigen, dass es sich um ein zusätzliches System handelt. Dies bedeutet zum einen in der Regel eine Erhöhung der Investitionskosten. Zum anderen haben zusätzliche Geräte auch immer einen Einfluss auf die Verfügbarkeit der gesamten Gasturbine als Energieerzeugungsanlage. Insofern eignet sich dieses System fallweise für schwingende Gasturbinen, die nicht auf andere Art und Weise (z.B. Maschinenparameter) schwingungsfrei betrieben werden können.

Die oben dargestellten Untersuchungen und Veröffentlichungen stellen nur einen Teil der Forschungsarbeiten zu diesem Thema dar. Es wird aber ersichtlich, dass es sich bei der Untersuchung der Verbrennungsschwingungen und ihrer aktiven Beeinflussung um ein hochkomplexes Thema handelt, auf dem noch auf längere Zeit gesehen Forschungsbedarf besteht.

Um im Rahmen dieser Arbeit Verbrennungsschwingungen beeinflussen zu können, sind sowohl aktive als auch passive Maßnahmen vorgesehen. Zur aktiven Beeinflussung von Verbrennungsschwingungen wird mittels Servoventilen dem Brennstoffmassenstrom eine Modulation aufgeprägt. Passiv lässt sich der Prüfstand durch eine Veränderung seiner Resonanzfrequenz beeinflussen. Somit lässt sich sowohl eine industrietaugliche Lösung (aktiv) als auch eine Maßnahme ohne Beeinflussung der großskaligen Struktur Strömungsfeldes (passiv) einsetzen.

3. Versuchsaufbau

Die für die Untersuchungen aufgebaute Anlage beinhaltet neben dem eigentlichen Gasturbinenbrenner-Prüfstand als Kernkomponente die Luftversorgung, die Erdgasversorgung, die elektrische Versorgung und Steuerung, sowie die Abgasstrecke. Der Prüfstand hat folgende Auslegungsparameter:

Parameter	Formelzeichen	Bereich
Luftmassenstrom	\dot{m}_L	0,06 – 0,25 kg/s
Gasmassenstrom	\dot{m}_G	bis 0,012 kg/s
Thermische Leistung (unterer Heizwert) ¹⁾	$P_{th,u}$	< 450 kW
Luftzahlbereich	λ	1 – 2
Drallzahl	S_N	0 – 1
Brenner (B)		
Durchmesser Verhältnis Außen / Nabe:	D_B/d_B	3,13
Hydraulischer Durchmesser am Brenneraustritt	$d_{h,4}$	0,032 m
Reynoldszahl	Re	0 – 72000
Brennkammer (BK)		
Äquivalenter Brennkammerdurchmesser ²⁾	D_{BK}	0,317 m
Durchmesser Verhältnis BK zu B	D_{BK}/D_B	1,685
Brennkammerlänge	L_{BK}	0,8 m
Thermische Leistung bezogen auf Brennkammerfläche	P_{th}/A_{BK}	5,7 MW/m ²

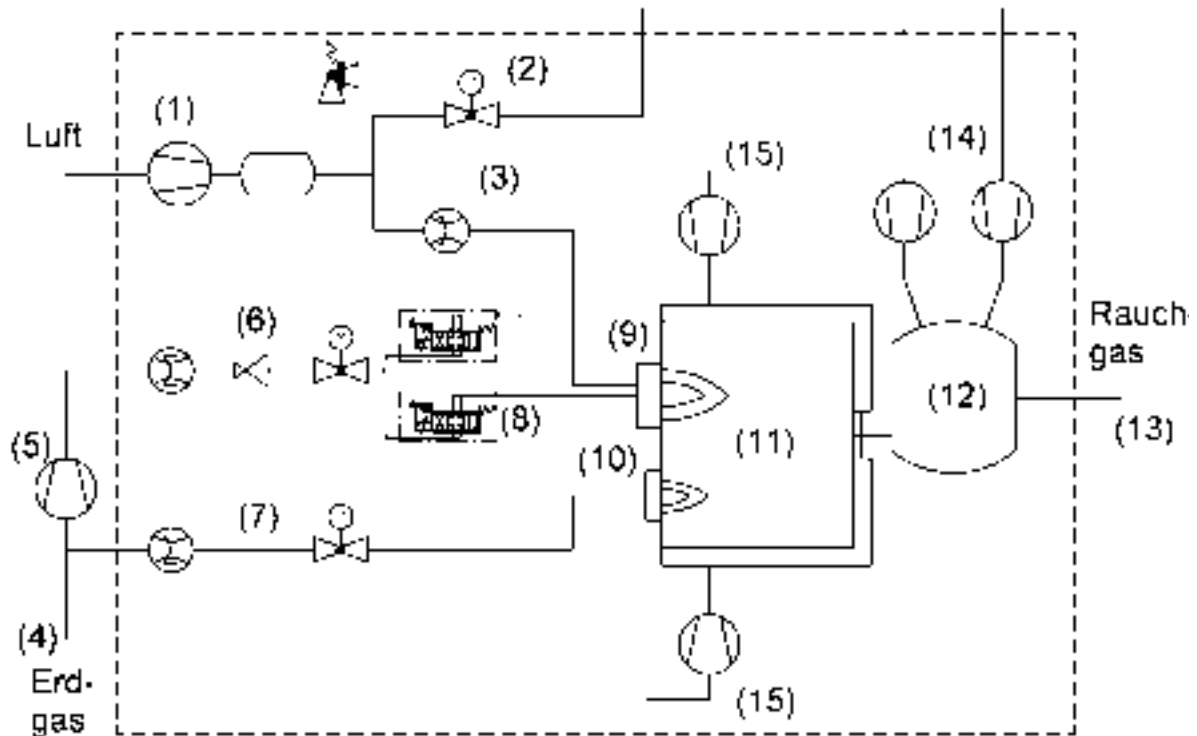
Tabelle 3-1 Prüfstandsparameter

3.1. Prüfstandsschema

Im Folgenden wird auf das Schema des Prüfstandes und seine Peripherie eingegangen, dargestellt in Abbildung 3.1.1.

¹⁾ $P_{th,u} = \dot{m}_G \cdot H_u$

²⁾ Die Brennkammer hat eine achteckige Querschnittsfläche. Der äquivalente Durchmesser ist der eines mit der Brennkammer flächengleichen Kreises.



- (1) Drehkolbengebläse, (2) Luftmengenregelventil, (3) Luftmassenstrommessung, (4) Erdgasversorgung 2,2 kPa³⁾, (5) Erdgasverdichtung auf 470 kPa³⁾, (6) Erdgasregelstrecke 470 kPa³⁾, (7) Erdgasregelstrecke 2,2 kPa³⁾, (8) Servoventile, (9) Vormischbrenner, (10) Zünd- und Pilotbrenner, (11) Brennkammer, (12) Ausströmbehälter, (13) Rauchgaskanal, (14) Rauchgaskühlhüfter, (15) Brennkammerkühlventilatoren

Abbildung 3.1.1 Schema des Prüfstandes und der Peripherie

Die Verbrennungsluft des Brenners wird aus der Umgebung durch ein dreiflügeliges Drehkolben-Gebläse (1) der Fa. Aerzener Maschinenfabrik gefördert. Der Verdichtungsdruck des Gebläses ist vom Druckabfall über den Prüfstand abhängig. Dieser nimmt mit steigendem Massenstrom zu und kann bis zu 70 kPa betragen. Höhere Drücke sind für das Gebläse nicht zulässig.

Das Drehkolbengebläse dreht mit einer konstanten Drehzahl von 1570 1/min. Dieses resultiert in einer Kammerwechselfrequenz von 78,5 Hz. Überschüssige Luft wird durch einen Bypass abgeführt. Die Massenstromregelung erfolgt durch ein Regelventil (2) im Bypass, so dass Massenströme ab 0,04 kg/s bis 0,25 kg/s (Datenblatt) möglich sind, falls der Gegendruck nicht 70 kPa übersteigt.

Die Massenstrommessung erfolgt mittels einer Venturi-Düse (3), auf die in Kapitel 4 eingegangen wird.

³⁾ Druckdifferenz über Umgebungsdruck

Der für die Heißversuche verwendete Brennstoff ist Erdgas vom Typ L aus dem Netz der Stadtwerke Hannover (4). Der Netzüberdruck beträgt 2,2 kPa⁴⁾. Aufgrund des Ventildruckverlusts ist dieser für eine Modulation mit einem Servoventil bei den benötigten Durchflussmengen zu niedrig. Ein höherer Vordruck lässt sich mit einem Erdgasverdichter erzeugen. Es wird ein Flügelzellenverdichter vom Typ V05G der Fa. COMPAIR (5) verwendet. Somit steht neben dem Netzdruckniveau von 2,2 Pa⁴⁾ ein zweites Druckniveau von 470 kPa⁴⁾ zur Verfügung. Die maximale Fördermenge aus dem kommunalen Gasnetz beträgt 50 m³/h mit einem Absolutdruck von 100,9 kPa und eine Medientemperatur von 15 °C. Daraus resultiert mit dem unteren Heizwert eine rechnerische maximale thermische Leistung von 446 kW. Die thermodynamischen Eigenschaften des verwendeten Gases sind im Anhang A.5 aufgeführt.

Zur Regelung und Erfassung des Gasstromes verfügen sowohl die Vormischgasstrecke (6) als auch die Pilotgasstrecke (7) über eine Gasregelstrecke. Diese ermöglicht eine Durchflussmessung und stufenlose Regelung des Massenstroms. Auf die Durchflussmessung wird in Kapitel 4 ausführlich eingegangen. Im Falle der Vormischgasstrecke ist zusätzlich eine verstellbare Druckminderung installiert. Aus Sicherheitsgründen sind in beiden Strängen je zwei Magnetventile zum Schnellschluss eingebaut.

Das Vormischgas mit maximal 470 kPa⁴⁾ wird mit der Verbrennungsluft gemischt und dem Vormischbrenner (9) zugeführt und kann mit zwei Servoventilen (8) vom Typ D633-7320 der Fa. Moog GmbH moduliert werden. Das Pilotgas mit 2,2 kPa⁴⁾ wird dem Pilotbrenner (10) zugeführt.

Um das Rauchgas aus der Brennkammer (11) abzuführen, ist ein Rauchgaskanal (13) mit einer Ausströmkammer (12) realisiert worden. Die Ausströmkammer schließt direkt an die Brennkammer an und dient primär als Reflektionsdämpfer.

Die an die Ausströmkammer angeschlossenen Frischluftlüfter (14) sorgen außerdem für eine Kühlung des Rauchgases auf unter 300 °C. Die Brennkammer wird über zwei Radialventilatoren (15) mit Luft aus der Prüfhalle gekühlt. Die Kühlluft strömt in einem Ringspalt zwischen Gehäuse und Brennkammer in die Ausströmkammer.

3.2. Entwurf des Prüfstandes

Um die geforderten Untersuchungen zur Thermoakustik drallstabilisierter, vorge-mischter Flammen durchführen zu können, muss der Prüfstand ein möglichst breites Parameterfeld haben. Die Parameter sollen sich möglichst unabhängig voneinander verstellen lassen:

- a. Leistungsdichte: Strömungsfeld des Brenners und die flächenbezogene thermische Leistungsdichte soll unter Vollast gasturbinenähnlich sein. Der Prüfstand ist auch teillastfähig.

⁴⁾ Druckdifferenz über Umgebungsdruck

- b. Drallzahl: Der Brenner selbst soll einen stufenlos verstellbaren Drallerzeuger haben. Somit lassen sich Strömungsfelder mit verschiedenen Drallstärken, von schwachem bis starkem Drall, erzeugen.
- c. Aktive Modulation: Aktive Beeinflussung der Thermoakustik mittels Modulation des Brennstoffs.
- d. Kopplung Flamme-Akustik: Durch eine einfache, variable Prüfstandsakustik kann die Resonanzfrequenz verändert werden.
- e. Anpassung der Geometrie: Modulare Bauweise.
- f. Möglichkeit zur Durchführung von Kaltversuchen und Heißversuchen.

Die in der Tabelle 3-1 beschriebenen Prüfstandsparameter werden aus Vorüberlegungen beim Prüfstandsdesign abgeleitet. Hierbei werden mit vereinfachten analytischen Betrachtungen (eindimensional, inkompressibel, isotherm, reibungsfrei) verschiedene Betriebspunkte des Prüfstandes berechnet. Der Ablauf zur Ermittlung der Prüfstandsparameter ist in Abbildung 3.2.1 dargestellt.

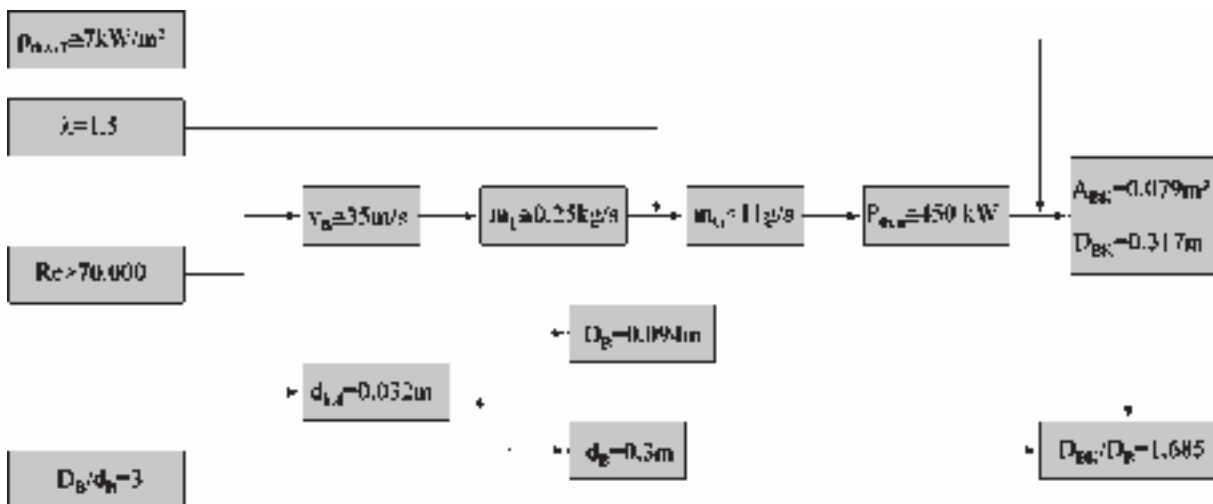


Abbildung 3.2.1 Auslegungsprozess des Gasturbinenbrenners

In einem Gasturbinenbrenner stellen sich im Strömungskanal des Brenneraustritts Reynoldszahlen von 70.000 bis 100.000 und mehr ein. Über die Luftzahl ergeben sich die Gasmassenströme aus der gasturbinenähnlichen Auslegungs-Reynoldszahl (Punkt a.) von 72.000 im Brenneraustritt. Die Kanalhöhe im Brenner sollte nicht zu klein ($> 10 \text{ mm}$) werden, um darin Messungen mit Hitzdrahtsonden durchführen zu können. Weiterhin soll die Strömungsgeschwindigkeit am Brennermund nicht zu groß werden. Somit wird ein Abschwimmen der Flamme bei niedrigen Drallzahlen verhindert, um Punkt b. zu erfüllen. Zu hohe Geschwindigkeiten werden somit vermieden und ein Stabilisieren der Flamme auch bei niedrigen Drallzahlen angestrebt. Im Teillastbetrieb ist darauf zu achten, dass es keinen Flammenrückschlag in den Brenner gibt. Deshalb muss auch im Teillastbetrieb die Strömungsgeschwindigkeit im Brenner und am Brennermund immer noch ausreichend hoch sein ($> 10 \text{ m/s}$). Unter Berück-

sichtigung obiger Überlegungen wird die Geschwindigkeit am Brennermund mit ~ 35 m/s gewählt.

Aus der Strömungsgeschwindigkeit am Brennermund kann der Auslegungsmassenstrom der Verbrennungsluft und über die Luftzahl des Gases ermittelt werden. Aus dem Gasmassenstrom ergibt sich die thermische Leistung. Die flächenbezogene thermische Leistung soll gasturbinenähnlich sein (Punkt a.). Gleichzeitig ist aber auch eine Zugänglichkeit für optische Messtechnik anzustreben. Somit ergibt sich aus diesen beiden Anforderungen und der thermischen Leistung die Brennkammerquerschnittsfläche und damit der Brennkammeraußendurchmesser. Das Verhältnis des Brennerinnendurchmessers zum Brenneraußendurchmesser wird aus Gasturbinenbrennern verschiedener Hersteller abgeleitet (Levevre (1999)).

Zur Variation der Drallstärke ist ein Drallerzeuger mit verstellbarem Leitgitter notwendig. Hier wird auf das Prinzip des bereits im Diffusorprüfstand des Instituts für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD) eingebauten Drallerzeugers nach Fleige (2002) zurückgegriffen. Das Funktionsprinzip ist in Abbildung 3.2.2 dargestellt.

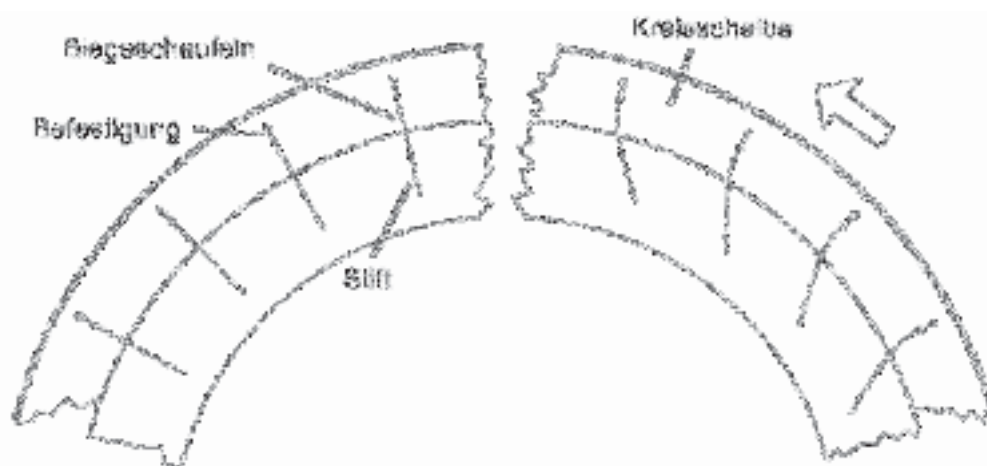


Abbildung 3.2.2 Prinzipskizze Drallerzeuger (Fleige (2002))

Dazu sind 32 Biegeschaufeln fest auf zwei parallel angeordneten Kreisscheiben angebracht, die sich um die Längsachse des Prüfstandes verdrehen lassen (siehe Abbildung 3.2.2). Gleichzeitig liegen die Schaufeln auf jeweils zwei Stiften auf, die in den Strömungskanal ragen. Durch Verdrehen der Kreisscheiben gegeneinander ergibt sich eine splineartige Wölbung der Schaufeln, was eine inzidenzfreie, radiale Anströmung ermöglicht. So lassen sich Drallwinkel von bis zu $\pm 45^\circ$ erzeugen. Die Drallzahl liegt im Bereich von 0 bis 0,95. Damit lassen sich neben einer drallfreien Strömung die nach Gupta et al. (1984) definierten Bereiche von schwachem und starkem Drall bei laufender Anlage einstellen.

Basierend auf oben genannten analytischen Voruntersuchungen wird ein Brenner ausgelegt und mit Hilfe von CFD berechnet. Anhand dieser CFD-Rechnungen findet

eine weitere Optimierung des Brenners und des Drallerzeugers statt. Das endgültige Design wird im Abschnitt 3.3 konstruktiv erläutert.

Zur Bestimmung der Länge der Brennkammer des Prüfstandes werden CFD-Rechnungen mit verschiedenen Einstellungen des Drallerzeugers durchgeführt. Basierend auf der Größe des sich ausbildenden Rückströmgebiets wird die Brennkammerlänge festgelegt.

Die aktive Modulation des Brennstoffmassenstromes (c.) wird mittels Servoventilen der Fa. Moog vom Typ D633-7320 durchgeführt. Die Berechnung der Druckverluste in den Ventilen mit Durchflusskennziffern von Hermann (2003) ergab, dass zwei Ventile für die Modulation des gesamten Erdgasmassenstroms notwendig sind. Der Brennstoff wird dem Prüfstand über Brennstoffinjektoren zugeführt. Diese sollen zum einen für eine gleichmäßige Verteilung des Brennstoffs sorgen und zum anderen eine gezielte Modulation der inneren oder äußeren Rezirkulationszone zulassen. Der Druckabfall über die Injektoren ist minimal. Somit sind zwar Brennstoffsystem und Prüfstand akustisch nicht getrennt, die Modulation wird aber verlustfrei bis in den Prüfstand transportiert. Die akustische Trennung des Brennstoffsystems vom Prüfstand wird mit einem Reflektionsdämpfer erreicht, der stromauf der Servoventile eingebaut ist.

Zur Realisierung einer einfachen Prüfstandsakustik (d.) wird darauf geachtet, dass außer den gewollten Querschnittsveränderungen im Brenner und am Brennermund keine weiteren Änderungen der Querschnittsfläche auftreten.

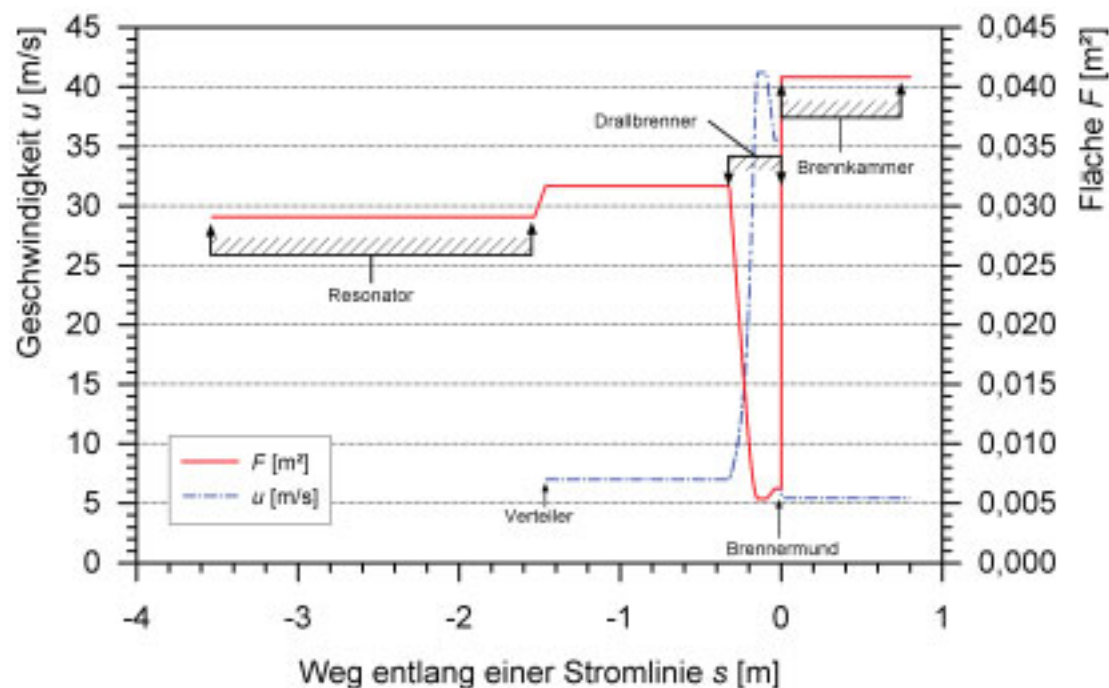


Abbildung 3.2.3 Verlauf von Strömungsgeschwindigkeit und Querschnittsflächen im Prüfstand

Obige Abbildung 3.2.3 zeigt den Querschnittsverlauf und mittlere Geschwindigkeit im Prüfstand. Die Fläche F ist auf der rechten Achse und die mittlere Geschwindigkeit u auf der linken Achse über den Weg entlang einer Stromlinie aufgetragen. Die Geschwindigkeit u steht somit senkrecht zur Querschnittsfläche.

Die Flächen sind im Resonator und den Zuleitungen fast gleich. Abweichungen sind auf die Verwendung von Normrohren zurückzuführen. Es folgt eine Verringerung der Querschnittsfläche im Drallbrenner und damit eine Beschleunigung der Strömung. Schließlich folgt der sprunghafte Anstieg der Fläche am Brennermund beim Übergang vom Brenner in die Brennkammer. Weiterhin sind die Querschnittsflächen klein gehalten gegenüber den axialen Abmessungen. Dieses soll die Entstehung von akustischen Quermoden verhindern.

Die variable Akustik des Prüfstandes wird mit einem veränderbaren Resonator realisiert. Somit lässt sich die Resonanzfrequenz variieren. Der modularen Bauweise des Prüfstandes (e.) wird in der konstruktiven Ausführung Rechnung getragen. Brennkammer und Brenner sind getrennt aufgebaut, so dass sich zum einen die Geometrie des Brenners ändern lässt (Kanalforn: Düse / Diffusor, Länge). Zum anderen können unterschiedliche Brennkammern montiert werden. Dieses trägt dann auch Punkt f. Rechnung: Für die Untersuchung der kalten Strömung wird eine Kammer mit optischem Zugang benötigt. Für die Versuche mit Verbrennung und vor allem mit Verbrennungsschwingungen hingegen ist eine hochwarmfeste, stabile Brennkammer nötig.

3.3. Konstruktiver Aufbau des Prüfstandes

Basierend auf den im vorherigen Kapitel ermittelten Auslegungsparametern werden Prüfstand und Komponenten entwickelt und konstruktiv ausgeführt.

Der Prüfstand setzt sich aus dem Luft-Verteiler, dem Resonator, den Zuleitungen, dem Brenner und der Brennkammer (siehe Abbildung 3.3.1) zusammen.

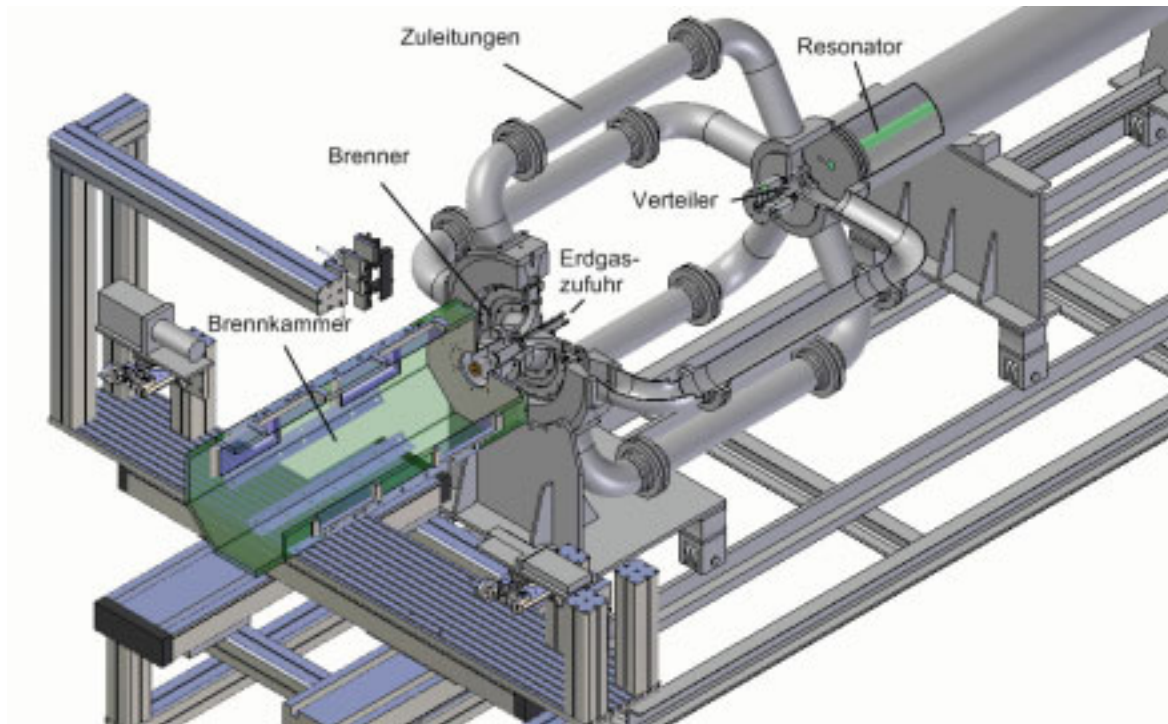


Abbildung 3.3.1 Komponenten des Prüfstandes

Der Resonator besteht aus einem 1980 mm langen zylindrischen Rohr mit einem Innendurchmesser von 193 mm. Das Rohr wird an einem Ende durch eine verschiebbare Platte abgeschlossen, so dass sich der akustische Raum stufenlos variieren lässt. Dadurch lassen sich unterschiedliche Resonanzfrequenzen des Prüfstandes einstellen und somit die Prüfstandsakustik variieren. Über den Resonator wird dem Prüfstand außerdem das zur Geschwindigkeitsmessung mit laseroptischen Verfahren notwendige Tracerfluid zugesetzt.

Am anderen Ende des Resonators ist der Verteiler angebracht und dient der Verteilung der Verbrennungsluft auf sechs Rohre, die die Luft weiter zum Drallerzeuger fördern. Die durch das Drehkolben-Gebläse geförderte Verbrennungsluft wird über sechs Druckschläuche dem o.g. Verteiler zugeführt.

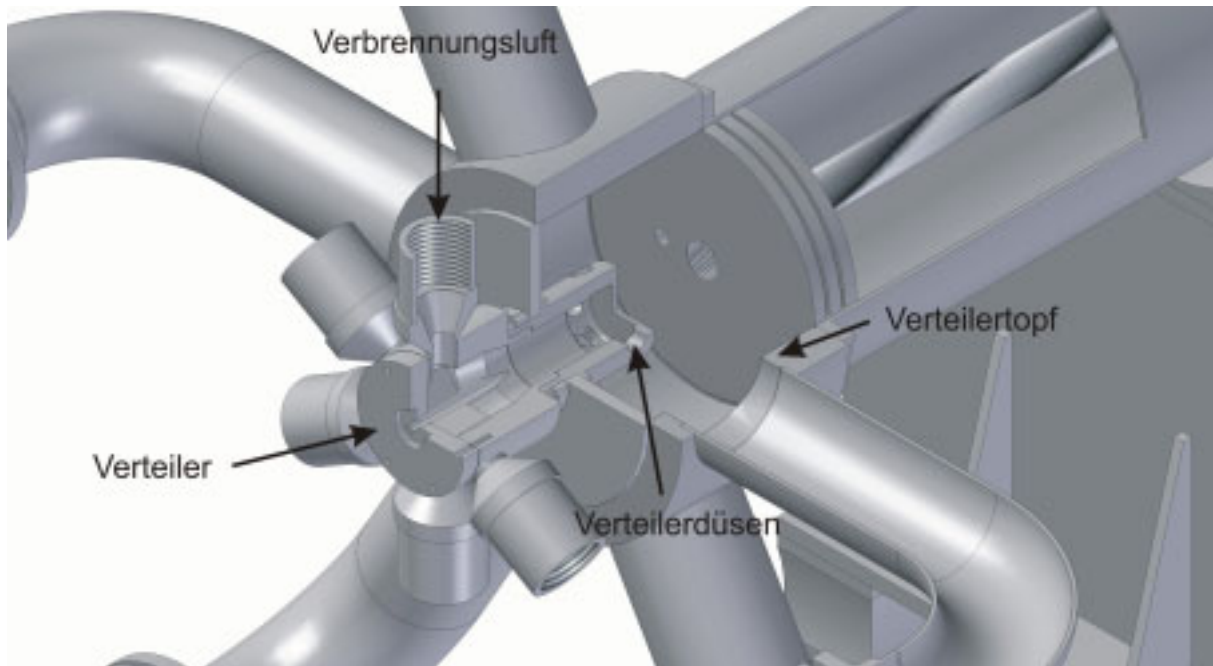


Abbildung 3.3.2 Detailansicht Verteiler

Der Verteiler ist als Düse ausgelegt und bewirkt eine Entspannung des Fluids und somit eine Beschleunigung des Fluids. Diese Beschleunigung bewirkt eine akustische Entkopplung des Prüfstandes von der Luftversorgung und deren Zuleitungen. Für eine optimale Entkopplung ist eine Machzahl von mindestens $Ma = 1$ notwendig, welche eine Druckdifferenz von mindestens 100 kPa notwendig macht. Der Vordruck entspricht dem aufgebauten Druck des Rootsgebläses und somit kann die Druckdifferenz maximal 70 kPa betragen. Die akustische Entkopplung wird mit steigendem Massenstrom besser, aber nie optimal.

Die Düsenöffnungen sind im Verteilertopf auf sechs Zuleitungsrohre zum Brenner ausgerichtet, um so eine gleichmäßige Verteilung auf die Rohre zu gewährleisten (siehe Abbildung 3.3.2). Die bauliche Ausführung der Luftzufuhr mit sechs Rohren wird gewählt, um in der Prüfstandsachse vor dem Drallerzeuger die Servoventile zur Brennstoffmodulation unterzubringen.

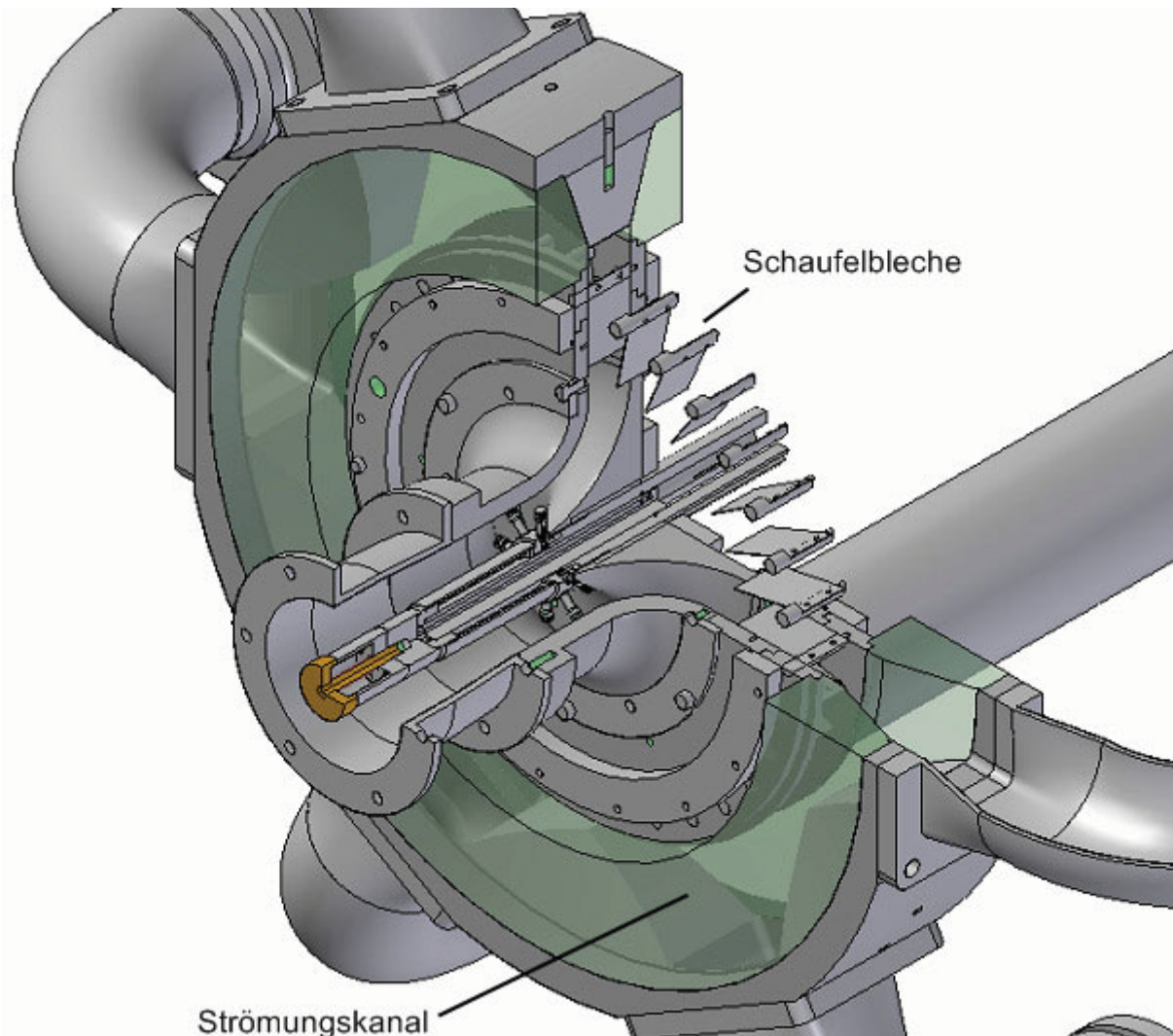


Abbildung 3.3.3 Detailansicht Drallerzeuger (Kaltversuch)

Beim Übergang von den Zuleitungen zum Brenner wechselt der Strömungskanal von einem zylindrischen auf einen flächengleichen rechteckigen Querschnitt. Über eine Verringerung der Kanalhöhe bei gleichzeitiger Vergrößerung der Breite der Austrittsöffnung erfolgt die Verteilung der Strömung auf den gesamten Eintritt des radialen Drallerzeugers (siehe Abbildung 3.3.3).

Anschließend wird die Luft in axiale Richtung umgeleitet und auf den Brenner zugeführt. Nach der Umlenkung in axiale Richtung erfolgt die Zufuhr des gasförmigen Brennstoffs für den Vormischbetrieb des Prüfstandes. Das Gas wird durch einen Ventilblock mit einem Massenstrom von bis zu $11,3 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ in die Brennstoffversorgungsleitung geführt.

Der Ventilblock besteht aus einem Reflexionsdämpfer und an ihm sind die zwei Moog Stellventile montiert. Der Reflexionsdämpfer trennt den Prüfstand und das Erdgasnetz akustisch voneinander. Die Regelventile ermöglichen eine Modulation des zugeführten Brennstoffs für den Vormischbetrieb im Rahmen der AIC von bis zu

400 Hz. Weiterhin sind instationär messende Differenzdruckaufnehmer zur Erfassung der Modulation und stationär messende Druck- und Temperaturmessfühler installiert.

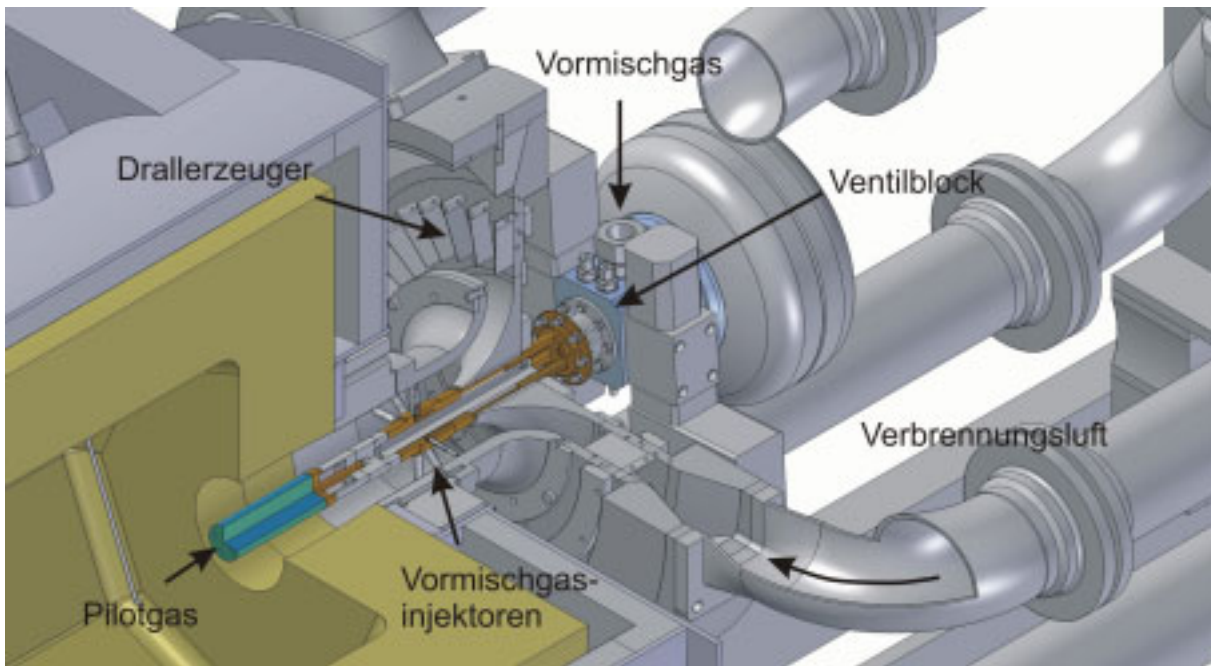


Abbildung 3.3.4 Detailansicht Brenner (Heißversuch)

Das Erdgas für die Pilotflamme wird durch ein Rohr in der Nabe des Brenners eingespeist (siehe Abbildung 3.3.4). Der mit bis zu $0,7 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ deutlich kleinerer Teil wird als Pilotgas am Ende des Nabenrohres in den Prüfstand eingedüst. Neben der eigentlichen Funktion zur Zündung des Brenners kann dieses Pilotgas auch während der Verbrennung zur Stabilisierung der Vormischflamme eingesetzt werden. Der Pilotbrenner ist als Diffusionsbrenner ausgeführt.

Der Hauptbrenner selbst arbeitet im Vormischbetrieb. Das Erdgas wird über acht Injektoren mit einem Durchmesser von je 5 mm im Ringrohr dem Brenner zugeführt. In Abbildung 3.3.5 sind die Injektoren dargestellt. Jeder der acht Injektoren wird aus der Nabe durch eine Bohrung mit dem Vormischgas versorgt. In den Röhrchen befinden sich zwei Arten von Öffnungen. An den Seiten sind 2×4 Bohrungen angebracht. Sie haben zusammen eine Ausströmfläche von 60% der Querschnittsfläche der Versorgungsbohrung. Sie sorgen für eine gleichmäßige Gasverteilung über die Kanalhöhe. Auf der axial stromab gelegenen Seite befinden sich 5 ovale Öffnungen, von denen jede eine Ausströmfläche von 40% der Fläche der Zuströmbohrung hat. Durch gezieltes Verschließen von Bohrungen kann im Versuchsbetrieb die radiale Position festgelegt werden, an der das modulierte Erdgas dem Brenner zugeführt wird.

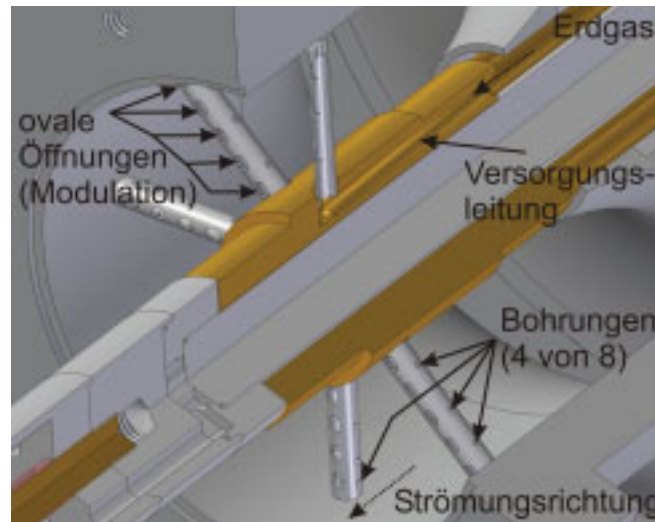


Abbildung 3.3.5 Brennstoffinjektoren der Vormischgasversorgung

Detaillierte Zeichnungen des Versuchsaufbaus für Kaltversuche und Heißversuche sind im Anhang dargestellt.

3.3.1. Konstruktive Besonderheiten für den Kaltversuch

Da zunächst nur Kaltversuche an dem Prüfstand vorgenommen werden, handelt es sich bei der Brennkammer um eine leichte Konstruktion. Die Brennkammer besteht aus acht 810 mm langen Faserholzplatten, die eine achteckige Querschnittsfläche von ca. 0,42 m² umschließen. Des Weiteren ist der Brenner in axialer Richtung im Kaltversuch kürzer. Zur Nachbildung der Brennstoffinjektoren und Zentrierung der Nabe sind an der Stelle der Injektoren vier Zylinderröhrchen mit einem Durchmesser von 6 mm eingebaut.

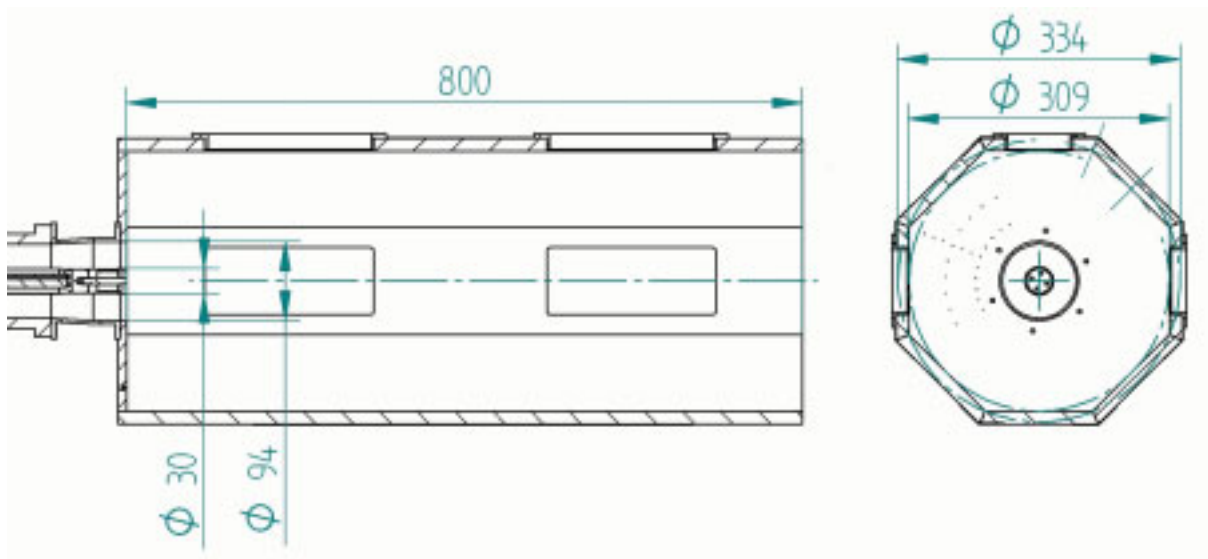


Abbildung 3.3.6 Brennkammer für Kaltversuche

Die brennerseitige Stirnplatte trägt 44 Anschlussbohrungen für Wanddruckmessungen, während eine der Seitenplatten 27 Anschlussbohrungen aufweist.

Um die Strömungsverhältnisse im Inneren der Brennkammer mittels PIV untersuchen zu können, werden an drei Seiten in den Seitenwänden Öffnungen für Fenster ausgespart. Dabei war darauf zu achten, dass das für die Fensterscheiben verwendete Material nicht von dem als Nebelfluid verwendeten Di-2-Ethylhexyl-Sebacat (DEHS) angegriffen werden kann, dass zum Seeding für das PIV System eingesetzt wird. Die Fenster bestehen deshalb aus einem Rahmen aus Aluminium und einer Fensterscheibe aus Makrolon (Polycarbonat).

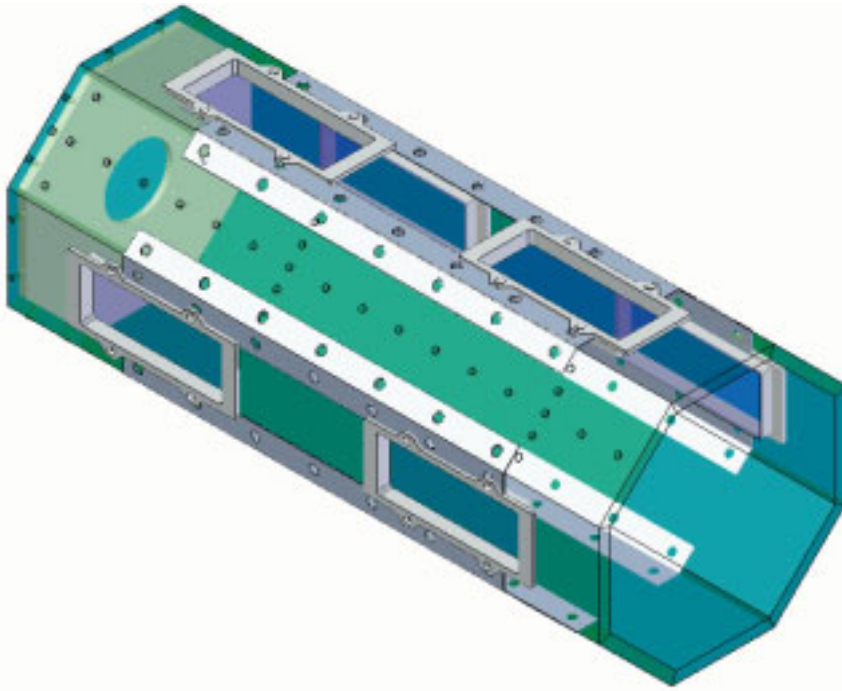


Abbildung 3.3.7 Modell-Brennkammer mit Fenstern

Insgesamt werden sechs Fenster an der Brennkammer angebracht. In der Abbildung 3.3.7 ist die komplette Brennkammer zu sehen. Die optisch nutzbare Fensterfläche beträgt 74 mm x 194 mm. Die Fensterscheiben sind 2 mm dick. Zusätzlich wird die Innenseite der Brennkammer mit einem speziellen Lack versehen. Dieser bewirkt, dass das auftreffende grüne Licht des PIV-Lasers in einer anderen Wellenlänge reflektiert wird. Da die Kameras mit einem Bandpassfilter für grünes Licht ausgerüstet wird somit das Rückstreulicht nicht erfasst.

Weiterhin ist eine Traverse für die Laseroptik und die Kameras des PIV Systems entworfen worden. Diese ist darauf ausgelegt, in axialer Richtung sowohl zwischen den beiden Fensterpositionen als auch in kleinen Schritten innerhalb des jeweiligen Messbereiches zu verfahren. Zudem ist auch eine Traversierung in radialer Richtung möglich. Die Positionen der Laseroptik und Kameras zueinander bleiben während des Verfahrens der Traverse unverändert. Daher kann eine einzelne Kalibriermessung für alle angefahrenen Messpositionen verwendet werden.

3.3.2. Konstruktive Erweiterung für den Heißbetrieb

Für den Prüfstandsbetrieb im Heißversuch sind verschiedene konstruktive Erweiterungen notwendig. Das verbrannte heiße Rauchgas muss über geeignete Rauchgaskanäle abgeführt werden. Eine Überhitzung des Prüfstandes muss durch eine geeignete Kühlung vermieden werden. In der folgenden Abbildung 3.3.9 sind Prüfstand und Abgaskammer für den Heißbetrieb dargestellt.

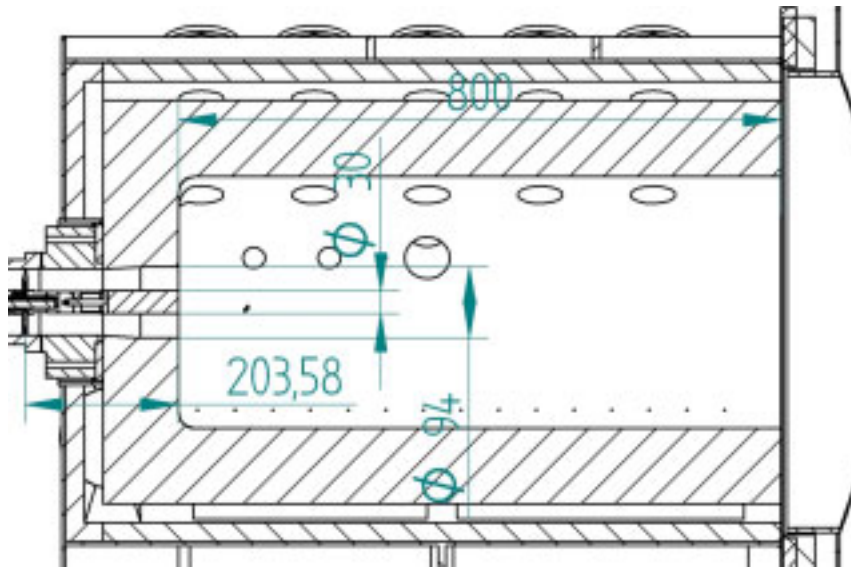


Abbildung 3.3.8 Brennkammer für Heißversuche

In Abbildung 3.3.8 ist die Brennkammer für Heißversuche dargestellt. Der Brennraum hat ebenfalls eine achteckige Form wie die Modellbrennkammer aus Holz. Dadurch soll gewährleistet werden, dass die kalte Strömung in beiden Brennkammern nahezu gleich ist. Aus Fertigungsgründen ist das Ringrohr des Brenners in dieser Konfiguration aber etwas länger als das der Konfiguration für Kaltversuche.

Da sie Temperaturen von bis zu 1600°C standhalten muss, wird der Innenteil aus Feuerfestbeton gefertigt. In Voruntersuchungen wurde der Wärmeüber- und durchgang des Feuerfestbetonteils betrachtet. Basierend auf diesen Überlegungen wird die Außenseite des Innenteils gekühlt. In diesem Fall wird die Kühlung mit Luft aus zwei Radialgebläsen realisiert. Der Feuerfestteil liegt in einem Gehäuse aus Edelstahl, wobei zwischen beiden ein Ringspalt für die Kühlluft von 30 mm verbleibt. Axial ist er an der vorderen Wand des Außenteils fixiert, so dass er sich axial ausdehnen kann.

Um das heiße Rauchgas sicher aus der Versuchshalle abzuführen, wird eine Abgasstrecke aufgebaut. Der gesamte Prüfstands Aufbau für Heißversuche ist in Abbildung 3.3.9 dargestellt. Direkt an die Brennkammer wird eine Ausströmkammer angebaut. Diese soll zwei Aufgaben erfüllen: Durch die Zufuhr von Mischluft wird zum einen die Rauchgastemperatur reduziert. Zum anderen soll durch die plötzliche Querschnittsveränderung von der Brennkammer in den Ausströmbehälter eine akustische Randbedingung realisiert werden.

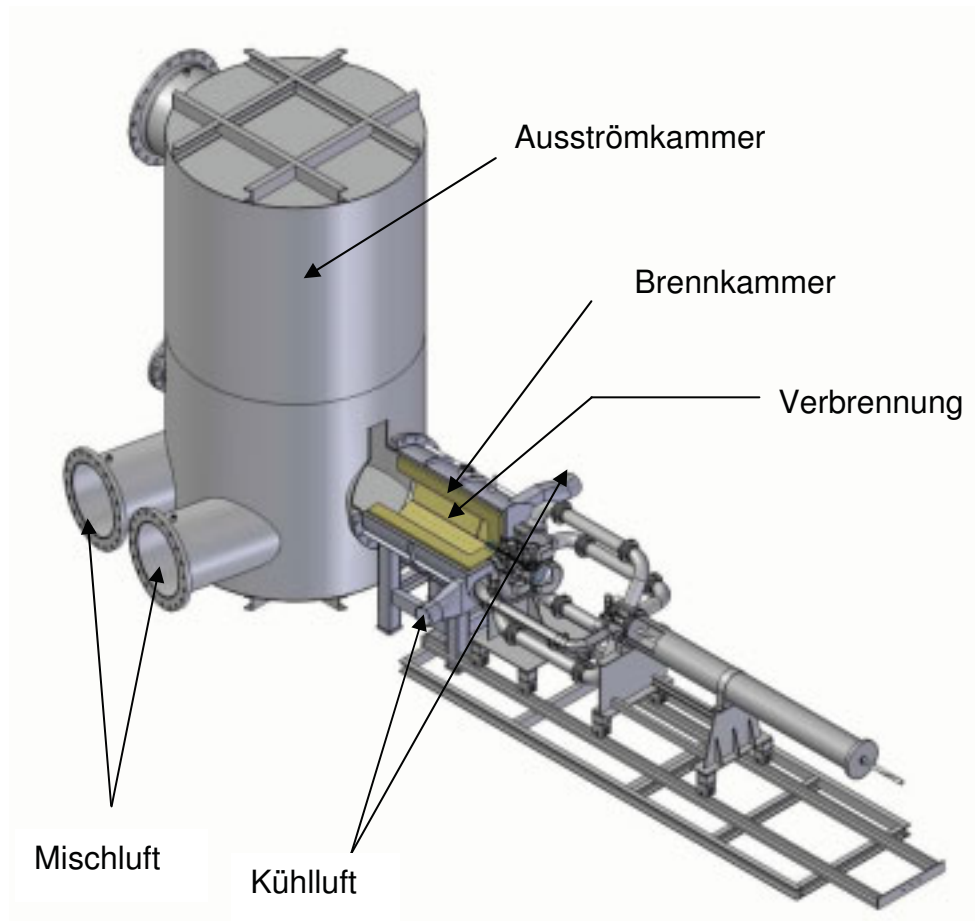


Abbildung 3.3.9 Prüfstand für den Heißbetrieb

Die folgende Abbildung 3.3.10 zeigt ein Foto der Brennkammer und der Abgasstrecke mit angeschlossenen Kühlbläsern.



Abbildung 3.3.10 Aufbau für Heißversuche

3.4. Realisierte Prüfstandsparameter

In der Tabelle sind die Auslegungsparameter des Prüfstandes dargestellt. Während die geometrischen Parameter entsprechend konstruktiv umgesetzt wurden, konnten die Betriebsparameter erst während der Kalt- und Heißversuche ermittelt werden.

In der folgenden Tabelle 3-2 sind die Auslegungsparameter den im Versuchsbetrieb realisierten Prüfstandsparametern gegenübergestellt.

Parameter	Formelzeichen	Kaltversuch	Heißversuch	Auslegung
Luftmassenstrom	\dot{m}_L	0,25 kg/s	0,20 kg/s	$\leq 0,25$ kg/s
Gasmassenstrom	\dot{m}_G	n.a.	0,0106	$\leq 0,012$ kg/s
Thermische Leistung (unterer Heizwert) ⁵⁾	$P_{th,u}$	n.a.	439 kW	450 kW
Luftzahlbereich	λ	n.a.	1 – 1,3	1 – 2
Drallzahl	S_N	0,96	0,83	0 – 1
Brenner (B)				
Reynoldszahl	Re	75000	65400	0 – 72000
Brennkammer (BK)				
Thermische Leistung bezogen auf Brennkammerfläche	P_{th}/A_{BK}	n.a.	5,7 MW/m ²	5,7 MW/m ²

Tabelle 3-2 Im Betrieb realisierte Prüfstandsparameter

In den Kaltversuchen erreicht der Prüfstand den Auslegungsluftmassenstrom. In den Heißversuchen ist der Auslegungsluftmassenstrom noch nicht erreicht worden. Die Ursache liegt in den gegenüber den Kaltversuchen höheren Druckverlusten in Prüfstand und Abgaskanal. Dadurch reicht das vom Rootsgebläse erzeugbare Druckgefälle nicht aus, um kontinuierlich mehr als die angegebene Luftmasse zu liefern. Ein Großteil des Drucks fällt über die in Abbildung 3.3.2 dargestellten Verteilerdüse ab. Eine Vergrößerung des Düsendurchmessers führte zu größeren Massenströmen. Im Rahmen dieser Arbeit ist eine Anpassung aus Gründen der Vergleichbarkeit mit den anderen Experimenten nicht durchgeführt worden.

⁵⁾ $P_{th,u} = \dot{m}_G \cdot H_u$

Mit einem Brennstoffmassenstrom, der knapp unter der maximalen Fördermenge der Gasversorgung liegt, wird die thermische Leistung nahezu erreicht. Ein Ausnutzen der Reserven wird zum Erreichen des Auslegungswerts führen.

Die Auslegungsdrallzahl wird vom Brenner erreicht. Im Heißversuch werden die Versuche im Rahmen dieser Arbeit nicht mit der maximalen Drallzahl durchgeführt. Die Reynoldszahl am Brennermund erreicht der Prüfstand im Kaltversuch. Da im Heißversuch die Auslegungsluftzahl noch nicht gefahren werden kann, wird hier die Auslegungs-Reynoldszahl nicht erreicht.

4. Messtechnik

Der Prüfstand ist zur Erfassung der relevanten physikalischen Phänomene mit stationär und instationär messender Messtechnik ausgestattet.

Die stationäre Messtechnik dient zur Messung des aktuellen Betriebszustandes und der Strömungsverhältnisse. Eine detaillierte Übersicht der Messwerterfassung ist der Abbildung A.4.3 im Anhang A.4.2 zu entnehmen.

4.1. *Betriebsüberwachung und stationäre Messtechnik*

Die Massenstrommessung der Luft wird mit einer Venturidüse nach DIN EN ISO 5167-3 im Zustrom des Prüfstandes durchgeführt. Die Drücke werden von zwei Druckaufnehmern vom Typ 230 der Fa. SETRA erfasst. Die Temperatur der Verbrennungsluft wird mittels einer Totaltemperatursonde (Thermoelement vom Typ K) stromauf der Düse gemessen.

Der Erdgasdurchfluss im Pilotstrang wird mit einem Balgengaszähler mechanisch erfasst und nicht an die Messkette weitergegeben. Ein Thermoelement vom Typ K und ein Druckaufnehmer dTrans p02 der Fa. Jumo sind in der Leitung installiert.

Im Vormischstrang wird der Erdgasmassenstrom mittels eines Drehkolbenzählers erfasst an die Messkette weitergegeben. Der Zähler gibt je 0,02 dm³ einen Impuls aus. Zur Messung der Drücke vor und hinter dem Druckminderer sind zwei Jumo dTrans p33 Druckaufnehmer installiert. Die Temperatur wird mit einem Thermoelement vom Typ K gemessen.

Zum Schutz des Rootsgebläses vor Überdruck und Übertemperatur werden in der Abströmebene des Gebläses die Temperatur mit einer Totaltemperatursonde (Typ K) und der Druck mit einem SETRA 230 Druckaufnehmer erfasst. Bei Überschreiten voreingestellter Grenzwerte werden Gaszufuhr und Roots-Gebläse abgeschaltet.

Im Brenner, in der Brennkammerwand und im Abgasstrang sind an verschiedenen Stellen Thermoelemente vom Typ K installiert. Diese dienen der Betriebsüberwachung und schalten bei Überschreiten eines voreingestellten Grenzwerts die Gaszufuhr ab. Zusätzlich kann die Brennkammer mit weiteren Thermoelementen zur Messwerterfassung instrumentiert werden.

Die Strömungsvorgänge in verschiedenen Teilen des Prüfstandes können mit Hilfe von Wanddruckbohrungen bewertet werden. In der Modellbrennkammer sind 54 und in den Zuführleitungen sind zusätzliche Wanddruckbohrungen für die Inbetriebsetzung installiert worden. Mit Hilfe von Schläuchen können diese Messstellen mit sechs SETRA 230 Druckaufnehmern verbunden werden. Die Verbindungen können auch bei laufendem Prüfstand geändert werden.

Alle stationär erfassten Daten werden von einem modularen Datenerfassungssystem der Fa. Advantech aufgenommen. Das System besteht aus verschiedenen ADAM-Modulen. Es werden Module zur Auswertung eines Messwerts mit Grenzwertmel-

nung (ADAM-4011), zur Frequenzmessung (ADAM-4080) und zur Auswertung mehrerer Messwerte (ADAM-4018+ und ADAM-4019) ohne Grenzwertausgang eingesetzt. Alle Sensoren, die eine überwachende Funktion und somit sicherheitsrelevant sind, werden an ein Modul vom Typ 4011 angeschlossen. Über deren Grenzwertmeldung werden dann ggf. Anlagenteile abgeschaltet. Sensoren, die lediglich der Messwernerfassung dienen, sind an die Module vom Typ 4018+, 4019 und 4080 angeschlossen.

Die Module arbeiten unabhängig von einem PC. Die Messwerte aller Module lassen sich über eine RS485-Schnittstelle vom Messrechner aus abfragen. Diese Abfrage wird ungefähr alle 1,5 s durchgeführt, so dass sich eine Datenrate von ca. 0,67 Hz ergibt.

4.2. Strömungsfeldvermessung mittels Particle-Image-Velocimetry

Zur Vermessung des Strömungsfeldes des Brenners wird die Particle-Image-Velocimetry (PIV) eingesetzt.

Die Particle Image Velocimetry (PIV, auch Speckle Velocimetry oder Particle Image Displacement Velocimetry) ist ein berührungsfreies, flächiges Messverfahren zum Untersuchen von Strömungsfeldern. Dazu werden Partikel in die zu untersuchende Strömung gegeben, die durch einen zum Lichtschnitt aufgefächerten Laserstrahl sichtbar gemacht werden.

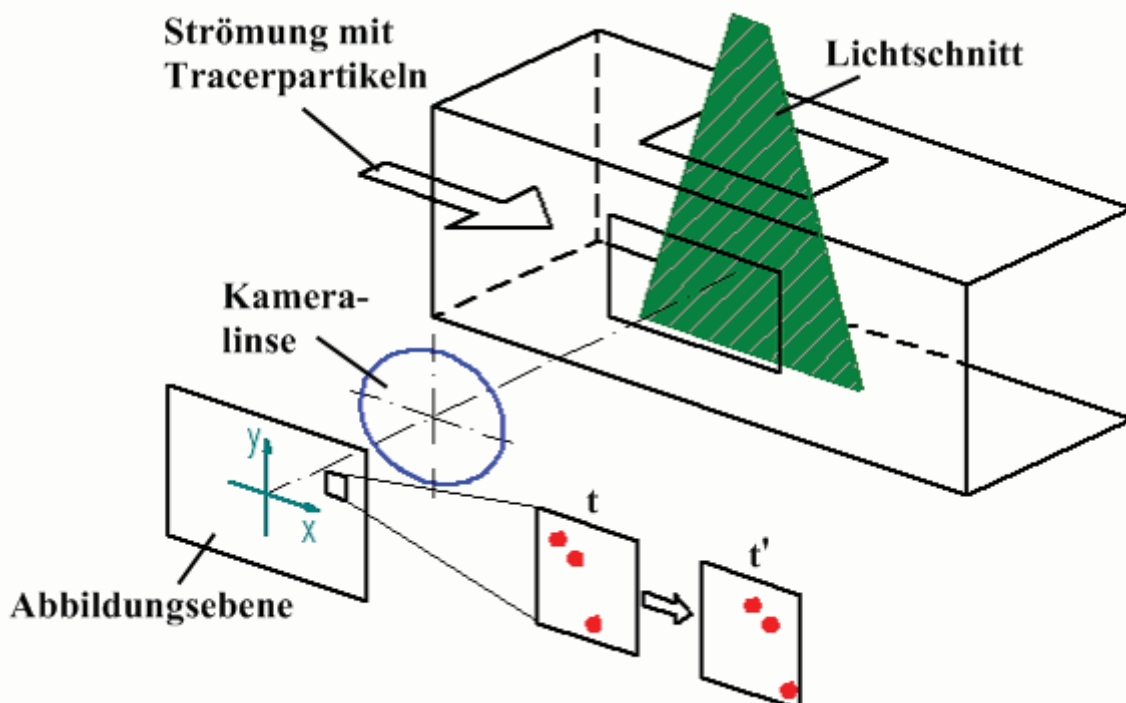


Abbildung 4.2.1 Prinzipieller Aufbau einer PIV Messung

Anhand von Aufnahmen zweier direkt aufeinander folgender Laserimpulse lassen sich Geschwindigkeit und Richtung der Partikel und somit indirekt der Strömungsvektoren erkennen (siehe Abbildung 4.2.1). Einen Überblick über den Stand der Technik

bieten z.B. Raffel et al. (2000) und Scheffler (1999), einzelne Aspekte sollen im Folgenden vorgestellt werden, um anschließend den Versuchsaufbau und das Messverfahren erläutern zu können.

Die verschiedenen PIV Meßsysteme gliedern sich in 2-D und 3-D Systeme, die sich wiederum nach Anzahl der gemessenen Geschwindigkeitskomponenten untergliedern:

- 2-Dimensionen-2-Komponenten-Systeme (2D-2C)
- 2-Dimensionen-3-Komponenten-Systeme (2D-3C)
- 3-Dimensionen-3-Komponenten-Systeme (3D-3C)

Alle 2-D-2-C-Systeme basieren auf einem ca. 1 mm dicken Lichtschnitt, durch den ein als zweidimensional aufgefasstes Gebiet beleuchtet wird. Das reflektierte Licht der in der Strömung enthaltenen Partikel wird zweimal in kurzem Zeitabstand von einer einzelnen Kamera aufgefangen. Aus diesen zwei Bildern wird mittels Korrelationsverfahren die Partikelbewegung in der Abbildungsebene (2D) berechnet. Nun kann mit Hilfe eines Maßstabs aus der Partikelbewegung auf die zwei Geschwindigkeitskomponenten (2C) in der Ebene geschlossen werden.

Um alle drei Geschwindigkeitskomponenten einer Strömung erfassen zu können, bedarf es eines 2-D-3-C-Systems. Bei dem in dieser Arbeit verwendeten 2-D-3C-Verfahren handelt es sich um die so genannte Stereoskopische PIV, die mit einem Lichtschnitt und zwei Kameras arbeitet. Die optischen Achsen der Kameras sind dabei in einem Winkel von 30° – 90° zueinander ausgerichtet und schneiden sich in der Ebene des Lichtschnitts. Da die Kameras schräg auf die beleuchtete Messebene blicken, können auch Bewegungen von Partikeln senkrecht zum Lichtschnitt erfasst werden und es lassen sich alle drei Geschwindigkeitskomponenten (3C) in der Lichtschnittsebene (2D) bestimmen.

Der Winkelversatz zwischen Lichtschnitt und Kameras muss durch Scheimpflugadapter ausgeglichen werden, um eine scharfe Aufnahme des Lichtschnitts zu erhalten. Die unterschiedlichen Betrachtungswinkel der Kameras schlagen sich in den projizierten Bildern nieder, was zu jeweils unterschiedlichen Aufnahmen von Geschwindigkeitsvektoren an identischen Orten der Messebene führt. Aus diesen Diskrepanzen und den bekannten Geometriebeziehungen zwischen dem Lichtschnitt und den Kameras lassen sich die Geschwindigkeitsvektoren senkrecht zur Messebene berechnen.

Für diese Versuche wird ein PIV-System der Fa. Intelligent Laser Applications GmbH (ILA GmbH) verwendet. Dieses System besteht aus zwei Sensicam Kameras der Fa. PCO mit je einer Auflösung von 1376×1040 Pixel. Das Laserlicht wird von einem Laser der Fa. BigSky mit einer maximalen Strahlenergie von $220 \text{ mJ} / \text{Puls}$ erzeugt. Die Synchronisation der Komponenten erfolgt mit einer Timing-Elektronik der Fa. ILA GmbH.

Während der Messung werden die Bildpaare mit der Bildaufnahme-Software Camware der Fa. PCO aufgenommen. Diese werden im Anschluss mit der PIV-Software "VidPIV der Fa. ILA GmbH und der PIV-Software „PIVview“ der Fa. PIVTEC ausgewertet.

Die geometrischen Abmessungen des betrachteten Bildausschnitts umfassen ca. 160 X 120 mm. Um an mehreren Positionen ohne eine Neukalibrierung messen zu können, wird ein für diesen Prüfstand entworfenes und realisiertes Traversensystem verwendet.

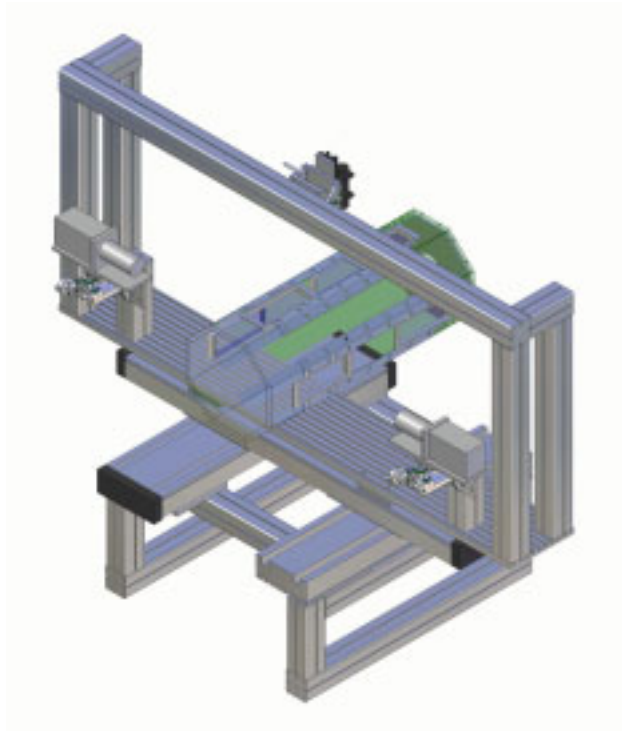


Abbildung 4.2.2 Traverse mit Kameras, Laseroptik und Brennkammer

Das System ist in der folgenden Abbildung dargestellt. Es besteht aus zwei Kamera-kipp- und schwenktellern und einem Kipp- und Schwenkteller für die Lichtschnittoptik. Alle drei sind mit einem Rahmen auf einer Grundplatte montiert. Diese Grundplatte ist auf einem Kreuztisch aus zwei schrittmotorgetriebenen Kugelgewindenvorschüben montiert. Somit lässt sie sich in Strömungsrichtung und quer zur Strömungsrichtung verfahren.

Soweit nicht anders vermerkt, werden pro Messpunkt 240 Bildpaare von jeder Kamera aufgenommen. Über diesen 240 Messungen wird gemittelt und die Strömungsgeschwindigkeiten und Schwankungsgrößen berechnet.

4.3. Instationäre Messtechnik

Die dynamischen Strukturen und Phänomene der Strömung sowie die Modulation durch die DDV-Ventile werden mit verschiedenen Sensoren erfasst.

Um die Fluktuation der Strömung zu messen, werden Hitzdrahtsonden vom Typ 55P11 der Fa. DANTEC verwendet. Sie werden an eine Messbrücke angeschlossen

und von einem Messrechner aufgezeichnet. Die verwendete Sonde ist eine 1-D Sonde, d.h. es wird die Geschwindigkeitskomponente in eine Raumrichtung, senkrecht zum Draht erfasst. Das verwendete System arbeitet nach der „Constant Temperature Anemometry“ (CTA) Methode. Mit dieser Messtechnik lassen sich instationäre Signale mit bis zu 10 kHz Samplingrate erfassen. Weitergehende Informationen sind in Bruun (1995) enthalten.

Da in diesem Fall nur der dynamische Anteil von Interesse ist, werden die Hitzdrähte nicht kalibriert. Als Ausgangssignal liegt somit eine Spannung vor. Ein Hitzdraht misst die Modulation des Vormischgases direkt am Injektoraustritt. Ein Zweiter Hitzdraht kann in Form einer Sonde in der Brennkammer radial traversiert werden.

In der Brennkammer wird der Schalldruck mit Hilfe von Mikrofonaufnehmern der Fa. PCB vom Typ M106B sowohl im Kalt- als auch im Heißversuch gemessen. Um Resonanzen in einer langen Messbohrung zu vermeiden, werden die Sensoren möglichst nahe an der Brennkammerinnenwand positioniert. Was für den Kaltversuch kein Problem darstellt, erfordert im Heißversuch die Verwendung von gekühlten Sensoradaptern. Diese wurden für diesen Prüfstand konstruiert und gefertigt. In Abbildung 4.3.1 ist der Sensoradapter abgebildet. Zur Temperaturüberwachung ist jeder Sensor mit einem Thermoelement vom Typ K ausgestattet. Die Modulation eines der beiden Ventile wird mit einem Mikrofonaufnehmer der Fa. PCB vom Typ M112A22 erfasst. Eine Abschätzung der Resonanzfrequenz der verbindenden Bohrung zwischen Brennkammer und Membran des Druckaufnehmers liegt mit $f > 1100$ Hz deutlich über den zu erwarteten Schwingungs- und Modulationsfrequenzen von 0 – 400 Hz. Für die Messkette der Druckaufnehmer kann angenommen werden, dass die Phasenverschiebung im Rahmen der Messgenauigkeit liegt.

Alle instationären Signale werden von einem Messrechner mit zwei schnellen Datenerfassungskarten NiDAQ PCI-4472 der Fa. National Instruments aufgezeichnet. Dafür wurde ein eigenständiges Datenerfassungsprogramm in LabVIEW erstellt.

Zur Messung der instationären Wärmefreisetzung der Flamme wird in den Heißversuchen ein schnell messender Photomultiplier der Fa. IfTA GmbH mit Bandpassfilter eingesetzt. Das gemessene Strahlungsband repräsentiert mit 306,4 nm die OH-Radikale, die ein Maß für die Wärmefreisetzung der Flamme darstellen. Das Messsignal wird in Volt ausgegeben. Der Photomultiplier ist nicht kalibriert, weil für die hier durchgeführten Untersuchungen nur die Phasenlage und das Frequenzspektrum der Wärmefreisetzung von Interesse sind. Bei einem Photomultiplier ist die erzeugte und aufgezeichnete Spannung proportional zur Anzahl der eingestrahelten Photonen (Hermann (1997)). Die Phasenverschiebung ist in einem Kalibrierversuch mit einem Stroboskop und einer schnellen Photodiode ermittelt worden und kann für die hier betrachteten Frequenzbereiche vernachlässigt werden.



Abbildung 4.3.1 Wassergekühlter Adapter für Druckaufnehmer

4.4. Messdatenauswertung

Im Folgenden wird die Auswertung der gemessenen Daten skizziert und Angaben zu der Berechnung der Konfidenzintervalle gemacht.

4.4.1. Mittelwerte und Varianzen

Da die betrachteten Strömungsvorgänge turbulent sind, bewegen sich die Strömungsteilchen nicht gleichförmig, sondern vollführen Schwankungen um ihre Mittel-lage. Zur Beschreibung eignet sich deshalb die Zerlegung der Strömungsgrößen in einen Mittelwert, der sich zeitlich nicht ändern soll und eine Schwankungsgröße, deren Mittelwert gleich null sein soll. Diese Zerlegung wird als Reynolds-Zerlegung bezeichnet und ist beispielhaft für die Strömungsgeschwindigkeit

$$u_i(x_i, t) = \bar{u}_i(x_i) + u_i'(x_i, t). \quad (4-1)$$

Da bei stationären Vorgängen die Zeitabhängigkeit vernachlässigt werden kann, wird hier neben der mittleren Strömungsgeschwindigkeit

$$\bar{u}_i(x_i) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N u_{i,k}, \quad k = 1, 2, \dots, N \quad (4-2)$$

auch eine mittlere Schwankungsgröße verwendet. Sie ist mit

$$\overline{u_i'^2} = \sigma^2 = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\bar{u}_i - u_{i,k})^2, \quad k = 1, 2, \dots, N \quad (4-3)$$

als Varianz der Geschwindigkeit definiert.

Zur Beschreibung der stationären Prüfstandsparameter (z.B. Massenströme) bietet sich dieselbe Beschreibung durch einen Mittelwert und eine mittlere Schwankungsgröße an.

Die Abweichung des gemittelten Werts vom tatsächlichen Wert kann mit der Definition eines Intervalls mit einer bekannten Unsicherheit beschrieben werden (siehe beispielsweise Bendat und Piersol (2000)). Dieses Intervall wird als Vertrauensintervall bezeichnet. Das in dieser Arbeit verwendete 95%-Vertrauensintervall sagt aus, dass der tatsächliche Mittelwert mit einer Wahrscheinlichkeit von 95% innerhalb des Vertrauensintervalls liegt.

4.4.2. Spektralanalyse und Kohärenz der dynamischen Signale

Die Datenanalyse der Mittelwerte und Varianzen ist auf stationäre und instationäre Signale anwendbar. Die instationären Signale werden zusätzlich Spektral- und Kohärenzanalysen unterzogen. Mit Hilfe dieser Untersuchungen können die dynamischen Anteile der Signale untersucht und Zusammenhänge beschrieben werden.

Die Spektralanalyse eines gemessenen Signals ergibt die Amplitudengänge und Phasenlagen eines Signals in Abhängigkeit der Frequenz. Die Kohärenzanalyse vergleicht zwei Signale miteinander. Für jede Frequenz wird die Kohärenz – Bereich zwischen 1 und 0 – bestimmt. Eine Kohärenz von 1 bedeutet, dass die Signale dieser Frequenz zusammenhängen. Eine Kohärenz von 0 bedeutet, dass bei der jeweiligen Frequenz kein deterministischer Zusammenhang zwischen den Signalen besteht.

Basis für beide Untersuchungen ist die Fouriertransformation des jeweiligen Messsignals.

$$X_k = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x_n \exp\left(-i2\pi \frac{kn}{N}\right) \quad (4-4)$$

Die in Formel (4-4) dargestellte Diskrete Fouriertransformation für die Verarbeitung zeitdiskreter Signale überträgt das Signal aus dem Zeit- in den Frequenzbereich. Dabei ist die Zahl der Abtastungen im Zeitbereich x_n mit $n=(0,1,\dots,N-1)$. Die Fouriertransformierte X_k ist dann definiert für $k=0,1,\dots,N-1$.

Die folgende Berechnung ist aus Hellmich (2008) entnommen. Zuerst wird die Berechnung der Frequenzspektra beschrieben. Die aufgenommenen Werte $x[m]$ werden durch Anwendung einer Fensterfunktion in mehrere Teile aufgeteilt.

$$x_k[n] = x[n + kM] \cdot w[n] \quad (4-5)$$

Hierbei ist M die Fensterlänge und $w[n]$ eine Fensterfunktion, durch die die Funktion $x_k[n]$ periodisch wird. Mit einer Fouriertransformation werden dann die Leistungsdichtespektren S_{XX}^k für jedes Segment berechnet.

$$S_{XX}^k[f_j] = |X^k[f_j]|^2 = \frac{1}{M} \left| \sum_{m=0}^{M-1} x_k[m] \exp\left(-i \frac{2\pi j m}{M}\right) \right|^2 \quad \text{und} \quad f_j = j f_s / M \quad (4-6)$$

mit $j=0,1,2,\dots,M-1$ und f_s als Sampling Rate der Datenaufnahme. Mit der Annahme der Stationarität und Ergodizität (zeitlicher Mittelwert gleich dem arithmetischen Mittelwert) der Daten darf die Statistik eines Segments für eine größere Sequenz verwendet werden.

Die Spektren der einzelnen Segmente werden gemittelt und es ergibt sich mit

$$ASLD_{XX}[f_j] = \bar{S}_{XX}[f_j] = \frac{1}{K} \sum_{k=0}^{K-1} S_{XX}^k[f_j] \quad (4-7)$$

eine gemittelte autospektrale Leistungsdichte $ASLD$. Die Einheit der $ASLD$ ist $[x]^2/\text{Hz}$, wenn $[x]$ die Einheit von $x(t)$ ist und die Zeit in Sekunden gemessen wird.

Es ist möglich, die $ASLD$ mit der Varianz des Zeitsignals zu normieren. Die Varianz ist mit

$$\sigma^2(x(t), T) = \frac{1}{T} \int_0^T (x(t) - \bar{x})^2 dt \quad (4-8)$$

gegeben. Gemäß Hellmich (2008) werden in dieser Arbeit alle $ASLD$ derart normalisiert, dass sie die Gleichung

$$\sigma^2(x[n], N) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} (x[n] - \bar{x})^2 = \sum_{m=0}^{(M/2)-1} ASLD_{XX}[f_m] \quad (4-9)$$

erfüllen. Die Standardabweichung kann mit

$$s(x[n], N) = \sqrt{s^2(x[n], N)} = \sqrt{\sum_{m=0}^{(M/2)-1} ASLD_{XX}[f_m]} \quad (4-10)$$

angegeben werden.

Analog zur Berechnung der autospektralen Leistungsdichte kann die Leistungsdichte zweier verschiedener Zeitreihen $x[n]$ und $y[n]$ mit der gleichen Vorgehensweise berechnet werden. Die resultierende Funktion

$$KSLD_{XY}[f_j] = \bar{S}_{XY}[f_j] = \frac{1}{K} \sum_{k=0}^{K-1} S_{XY}^k[f_j] \quad \text{mit} \quad S_{XY}^k[f_j] = X^k[f_j]^* \cdot Y^k[f_j] \quad (4-11)$$

ist eine komplexe Funktion und wird als kreuzspektrale Leistungsdichte bezeichnet ($KSLD$).

Das Verhältnis

$$\gamma_{XY}^2[f_j] = \frac{|KSLD_{XY}[f_j]|^2}{ASLD_{XX}[f_j]ASLD_{YY}[f_j]} \quad (4-12)$$

wird als Kohärenzfunktion bezeichnet. Sie kann Werte zwischen 0 und 1 annehmen. Wenn der Wert gleich null ist, gibt es in beiden Signalen keine Übereinstimmung bei der betrachteten Frequenz. Bei einem Wert von eins haben beide Signale für diese Frequenz eine gemeinsame Quelle. Dieses bedeutet, dass beide Signale eine Komponente mit einer gemeinsamen Frequenz und Phasenlage haben.

Die Phasenbeziehung zwischen den Signalen wird mit der Phasenlage θ_{xy} beschrieben. Sie ist wie die Kohärenz eine Funktion der Frequenz.

$$\theta_{XY}[f_j] = \arctan \frac{\text{Im}(KSLD_{XY}[f_j])}{\text{Re}(KSLD_{XY}[f_j])} \quad (4-13)$$

Zur Analyse der dynamischen Messwerte wird das Programm *TDViewer* von Hellmich (2008) verwendet. Dieses Programm verwendet die o.g. Gleichungen zur Berechnung der Spektren und Kohärenzen.

4.4.3. Strömungsmechanische Charakterisierung

Neben den dynamischen Zusammenhängen der Verbrennung müssen charakteristische Vorgänge der Strömung betrachtet und bewertet werden. Zur Beschreibung des Dralls hat sich die dimensionslose Drallzahl durchgesetzt. Sie beschreibt das Verhältnis von Drehimpulsstrom G_φ bezogen auf das Produkt aus axialem Impulsstrom G_{ax} und Außendurchmesser des Brennermundes D_B .

$$S_N = \frac{2 G_\varphi}{D_{B,4} G_{ax}} \quad (4-14)$$

Nach Gupta und Syred (1984) können die Impulsströme mit folgenden Gleichungen beschrieben werden.

$$G_{ax} = \int_r^R (\rho \cdot \bar{u}_{ax} + (p - p_\infty)) \cdot r \, dr \quad (4-15)$$

$$G_\varphi = \int_r^R (\rho \cdot \bar{u}_\varphi \cdot \bar{u}_{ax}) \cdot r^2 \, dr \quad (4-16)$$

Sie werden mit den mittleren Geschwindigkeiten in axialer Richtung \bar{u}_{ax} und tangentialer Richtung \bar{u}_φ , der Dichte ρ und dem Druck p berechnet und über die Kanalhöhe $R - r$ integriert.

Die Stärke der Turbulenz wird mit der Turbulenzintensität (TI) beschrieben. In dieser Arbeit wird die eindimensionale Betrachtung

$$TI_i = \frac{\sqrt{\overline{u_i'^2(x_i, t)}}}{\bar{u}_i(x_i)} \quad (4-17)$$

verwendet. Der Mittelwert aus dem Quadrat der Schwankungsgröße der Geschwindigkeit $\overline{u_i'^2(x_i, t)} = \sigma^2$ ist die Varianz der Geschwindigkeit. Somit ist die Turbulenzintensität die Standardabweichung der Geschwindigkeitskomponente bezogen auf ihren Mittelwert. Üblicherweise wird sie in % angegeben.

4.5. Messgenauigkeiten

Zur Bewertung der experimentellen Ergebnisse ist die Kenntnis der Messgenauigkeiten notwendig. Dabei ist zwischen der Genauigkeit des einzelnen Messwerts und der eines berechneten Mittelwerts zu unterscheiden. Ersterer hängt von der Genauigkeit der verwendeten Messmittel und Messkette ab. Bei letzteren ist die Anzahl der Messungen entscheidend.

4.5.1. Grundlegendes zur Messgenauigkeit

Der wahre Wert der zu messenden Größe x_0 ist unbekannt. Die Abweichung zwischen dem wahren Wert und dem Messwert wird als Messungenauigkeit bezeichnet.

Für den Messwert gilt

$$x_i = x_0 + \varepsilon_r + \varepsilon_s. \quad (4-18)$$

Der Messwert ergibt sich somit aus dem wahren Wert, der durch einen zufälligen Fehler ε_r und durch einen systematischen Fehler ε_s verfälscht wird. Da der wahre Wert und der systematische Fehler nicht bekannt sind, können diese zum Erwartungswert

$$\mu = x_0 + \varepsilon_s \quad (4-19)$$

zusammengefasst werden.

Als zufällige Fehler ε_r werden zufällige, bei der Messung auftretende Abweichungen bezeichnet. Diese Fehler werden als normalverteilt angenommen und können mit den beschriebenen statistischen Methoden ermittelt werden. Der zufällige Fehler entspricht der Standardabweichung s des Sensorsignals, wenn der Sensor einem stationären, rauschfreien Signal ausgesetzt ist.

4.5.2. Stationäre Messtechnik

Im Folgenden wird zuerst die Genauigkeit der einzelnen Messketten zur stationären Messwerterfassung betrachtet. Dabei sind verschiedene Druck- und Temperatursensoren an ADAM-Module der Fa. Advantech angeschlossen.

Vom jeweiligen Hersteller wird die Messgenauigkeit der einzelnen Komponenten angegeben. Darin enthalten sind der systematische Fehler und der zufällige Fehler des jeweiligen Bauteils.

Somit lässt sich aus den Messungenauigkeiten der Einzelkomponenten eine Gesamtungenauigkeit für die Messkette errechnen. Aus der Fehlerrechnung gilt die Gleichung

$$\Delta x = \sqrt{(\Delta x_S)^2 + (\Delta x_M)^2} . \quad (4-20)$$

Formel (4-20) ergibt die Standardabweichung der Messkette bestehend aus Sensor und Messumformer bei normalverteilten Verhalten. Hier wird von einem linearen Verhalten ausgegangen, d.h. die partiellen Ableitungen der Fehler nach den Einflussgrößen sind konstant.

Der systematische Fehler der Messkette wird durch zwei weitere Maßnahmen reduziert: 1. werden alle Messketten mit geeichten Druckwaagen kalibriert und 2. wird bei allen Differenzdruckaufnehmern zu Messbeginn der Nullpunkt angepasst.

Es ergeben sich somit individuelle Messungenauigkeiten der einzelnen Sensoren, die im Anhang A.4.3 dargestellt sind.

4.5.3. Betriebsüberwachung

Die gemessenen Größen werden in der Betriebsüberwachung dazu verwendet, um die Kennfeldparameter zu berechnen. Der Fortpflanzung der Messungenauigkeiten der einzelnen Messstellen wird mit der Gauß'schen Fehlerfortpflanzung berücksichtigt.

Es ergeben sich die in Tabelle 4-1 dargestellten Ungenauigkeiten:

Kennfeldparameter	Ungenauigkeit in % des AW⁶⁾
Massenstrom Verbrennungsluft	1,2
Massenstrom Vormischgas	7,5
Massenstrom Pilotgas	6
Thermische Leistung (Heizwert)	7
Luftzahl	6

Tabelle 4-1 Ungenauigkeit von Betriebsparametern

4.5.4. Instationäre Messtechnik

Die in Kapitel 4.5.2 beschriebene Ermittlung der Genauigkeit gilt ebenfalls für die verwendete instationäre Messtechnik. Hier wird allerdings eine andere Messkette verwendet. Die instationär messenden Druckaufnehmer vom Typ PCB M106B und

⁶⁾ AW: Die in Kapitel 3.1 dargestellten maximalen Auslegungswerte.

PCB M112A22 und die Hitzdrähte sind mit zwei Messkarten NiDAQ PCI-4472 von National Instruments verbunden. Aus der Betrachtung der einzelnen Messgenauigkeiten (Siehe Anhang A.4.3) ergibt sich eine Messgenauigkeit von $\pm 582,7 Pa$ für die M106B, $\pm 3449,2 Pa$ für den M112A22 Sensor. Für den Hitzdrahtsensor wird keine Fehlerbetrachtung durchgeführt, da er lediglich zur Erfassung der Spektren der dynamischen Geschwindigkeitsschwankungen ohne Kalibrierung eingesetzt werden.

4.5.5. Particle-Image-Velocimetry

Auf die Genauigkeit der Geschwindigkeitsmessungen mit der Particle-Image-Velocimetry hat eine Vielzahl von Faktoren Einfluss. Dazu gehören die Ausrichtung der Geschwindigkeitskomponenten zueinander, die Genauigkeit der verwendeten Kameras und die verwendeten Korrelationsalgorithmen und Filter.

Für den Bereich der digitalen Auswertung der Bilder kann nach Willert und Gharib (1991) der Gesamtfehler bis zu einem Pixelversatz im Bild von 10 px mit 0,1 px angenommen werden. In Abbildung 4.5.1 ist die Genauigkeit einer PIV-Messung für eine drallfreie Abströmung aus dem Versuchsbrenner dargestellt. Es bildet sich ein um die Mittenachse symmetrischer Freistrahls mit relativ hoher axialer Geschwindigkeit in der Mitte und niedrigen Geschwindigkeiten in den Randbereichen ($p_y < 200 px$ und $p_y > 750 px$). Das Ergebnis der Kreuzkorrelation ohne Verwendung des räumlichen Maßstabs ist der Pixelversatz mit der Einheit Pixel [Px]. Die horizontalen Pixel p_x (Abszisse) und die vertikalen Pixel p_y (Koordinate) in der Abbildung sind limitiert durch die Auflösung des CCD-Chips in der Kamera

Die relative Messungenauigkeit $f_{dx,rel}$ wird als der Messfehler $f_{dx,abs}$ der Kreuzkorrelation bezogen auf den Pixelversatz dx berechnet.

$$f_{dx,rel} = \frac{f_{dx,abs}}{dx} \quad (4-21)$$

Im Freistrahls ist die relative Messungenauigkeit mit 2 – 3 relativ niedrig. Im Randbereichen mit niedriger Strömungsgeschwindigkeit steigt sie jedoch stark an. Die Genauigkeit der digitalen Auswertung hängt von der Geschwindigkeit der Strömung ab und kann in Bereichen niedrigster Geschwindigkeit gering sein.

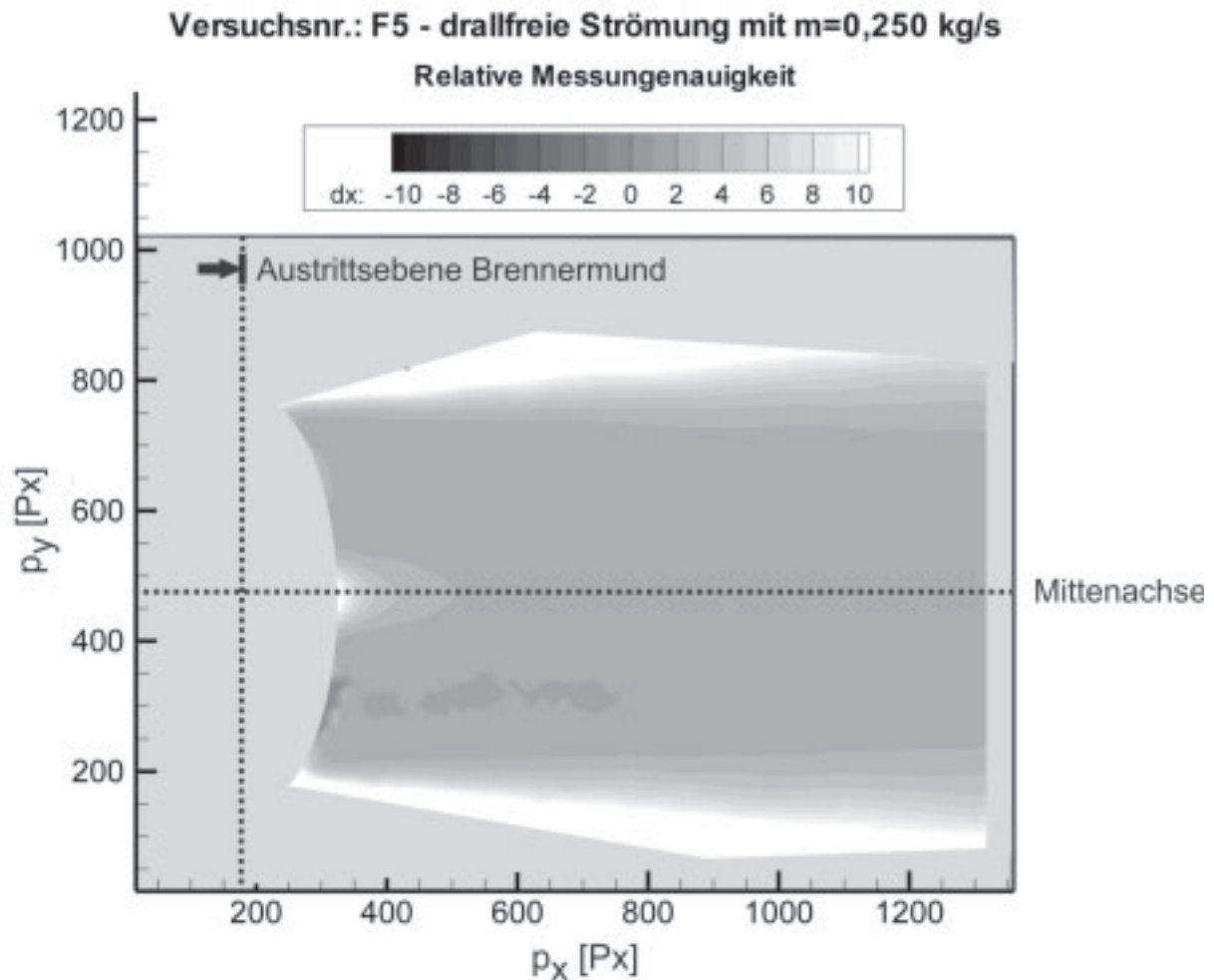


Abbildung 4.5.1 Relative Messungenauigkeit $f_{dx,rel} \cdot 100\%$ einer PIV-Messung

Für den optischen Teil des Messsystems können nach Raffel (1993) Fehler, z.B. in Form von Linsenfehlern usw., mit insgesamt 3% abgeschätzt werden. Zusätzlich zu den beiden o.g. Fehlern für optischen und digitale Messungenauigkeiten wird die Qualität einer PIV-Messung essentiell davon abhängig eine ausreichende aber auch nicht zu hoch Dichte an Messpartikeln in der Messebene zu haben.

5. Experimentelle Untersuchungen

5.1. Versuchsaufbau und –durchführung

Die durchgeführten Versuche dienen mehreren Zielen:

1. Die charakteristischen Eigenschaften des Strömungsfeldes mit stationär und instationär messenden Sensoren werden erfasst.
2. Die Abhängigkeit dynamischer und stationärer Effekte von der Drallzahl ist herauszuarbeiten.
3. Die Funktion des Prüfstandes hinsichtlich der Beeinflussung mittels AIC (Active Instability Control) ist zu zeigen.

Allen Versuchen wird eine eindeutige Versuchsnummer zugeordnet.

5.1.1. Freistrahlerversuche

Die ersten Versuchsreihen am Prüfstand werden ohne Brennkammer durchgeführt. Es wird nur der Freistrahler des Brenners untersucht. Ziel dieser Untersuchungen ist die Charakterisierung der Drallströmung des Brenners. Die Drallströmung sorgt für die Stabilisierung der Flamme in der Brennkammer und verhindert somit das Abschwimmen und Verlöschen der Flamme. Die Freistrahlerversuche werden mit dem Buchstaben F und einer fortlaufenden Nummer⁷⁾ gekennzeichnet.

Für alle Betriebsparameter wird das 95%-Vertrauensintervall berechnet. Da dieses in der Regel einige Größenordnungen kleiner als die Messungenauigkeiten aus Kapitel 4.5.3 ist, wird es nur bei ausreichender Signifikanz angegeben.

Für diese Untersuchungen wird das Strömungsfeld des Freistrahlers bei verschiedenen Drallwinkeln mit PIV untersucht. Hier kommt auch das in Kap. 4.2 vorgestellte Traversensystem zum Einsatz. Die durchgeführten Freistrahlerversuche sind in Tabelle 5-1 aufgelistet.

⁷⁾ Es werden nicht alle durchgeführten Versuche in dieser Arbeit herangezogen. Deshalb können sich Lücken in der Versuchsnummerierung ergeben.

Versuchsnr.	Drallzahl ⁸⁾	Massenstrom		Luftzahl	Thermische Leistung [kW]
		Luft [kg/s]	Gas x 10 ³ [kg/s]		
F1	0	0,25 ⁹⁾	0	n.a.	n.a.
F2	0,96	0,25 ⁹⁾	0	n.a.	n.a.
F3	0,46	0,25 ⁹⁾	0	n.a.	n.a.
F4	0,96	0,25 ⁹⁾	0	n.a.	n.a.
F5	0	0,25 ⁹⁾	0	n.a.	n.a.
F6	0,71	0,2437	0	n.a.	n.a.
F7	0,2	0,2454	0	n.a.	n.a.
F8	0,83	0,240	0	n.a.	n.a.

Tabelle 5-1 Freistrahlerversuche-Versuchsparameter

5.1.2. Modell-Brennkammer

Im Anschluss an die Freistrahlerversuche wird die Modellbrennkammer aus Holz montiert. Die Kaltversuche an der Modellbrennkammer werden mit den Buchstaben KK und einer fortlaufenden Nummer gekennzeichnet.

Für die Vermessung des Strömungsfeldes kommen neben PIV auch stationäre und instationäre Druckmesstechnik zum Einsatz. Es werden die Wanddrücke mittels der Druckaufnehmer vom Typ SETRA 230 und der instationäre Wechseldruck an der Wand mit Druckaufnehmern vom Typ PCB M106B gemessen. Die Messstellen an der Brennkammer sind in Anhang A.4.1 auf Seite 49 dargestellt. Die Messstellen an der Stirnseite sind an die stationäre Druckmesstechnik angeschlossen. Die Messstellen an der Brennkammer sind zweimal vorhanden. Ein Feld wird an die stationäre Druckmesstechnik angeschlossen und das andere steht für den parallelen Anschluss instationärer Druckaufnehmer zur Verfügung.

⁸⁾ Aus den Ergebnissen der numerischen Strömungssimulation berechnet (Siehe Kap. 6).

⁹⁾ Nennmassenstrom

Versuchsnr.	Drallzahl ¹⁰⁾	Massenstrom		Luftzahl	Thermische Leistung [kW]
		Luft [kg/s]	Gas x 10 ³ [kg/s]		
KK1	0,96	0,1508	0	n.a.	n.a.
KK2	0,96	0,1998	0	n.a.	n.a.
KK3	0,96	0,2529	0	n.a.	n.a.
KK4	0	0,2421	0	n.a.	n.a.
KK5	0,46	0,242	0	n.a.	n.a.
KK6	0,71	0,2431	0	n.a.	n.a.
KK7	0,96	0,2464	0	n.a.	n.a.

Tabelle 5-2 Kaltversuche mit Modellbrennkammer – Versuchsparemeter

5.1.3. Brennkammer

Die Brennkammer für Heißversuche wird auf die dynamischen Eigenschaften der Strömung untersucht. Die Instrumentierung der Brennkammer ist in Abbildung 5.1.1 dargestellt.

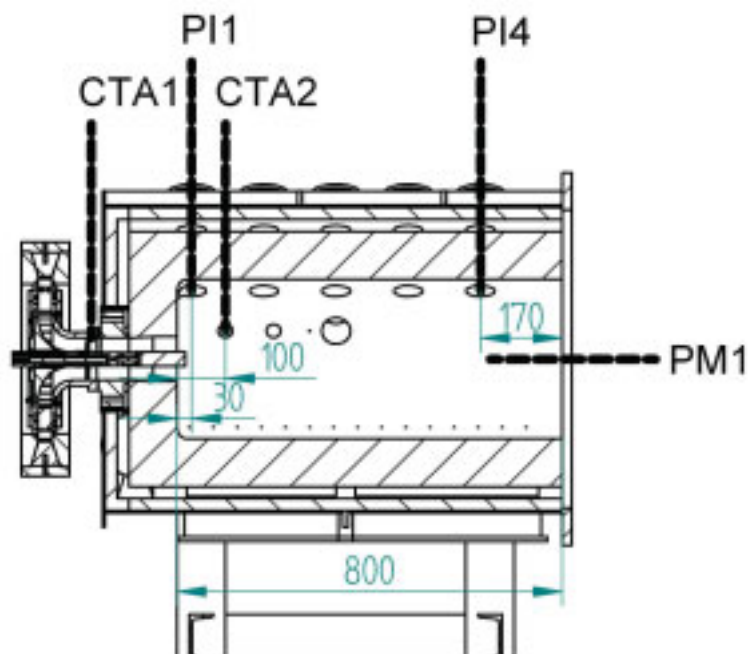


Abbildung 5.1.1 Messstellen im Heißversuch

In Kaltversuchen wird eine Hitzdrahtsonde an der Position CTA2 – 100 mm stromab der Brennkammerstirnwand - in radialer Richtung traversiert und es werden die Ge-

¹⁰⁾ Aus den Ergebnissen der numerischen Strömungssimulation berechnet (Siehe Kap. 6).

schwindigkeitsfluktuationen in Axial- und Umfangsrichtung gemessen. Zeitgleich werden die Fluktuationen des Wanddrucks an zwei Positionen – PI1 30 mm stromab der Stirnwand und PI4 170 mm stromauf des Brennkammeraustritts – erfasst. Dabei werden Aufnehmer vom Typ PCB M106B in den in Kap. 4.3 vorgestellten wassergekühlten Adaptern eingesetzt. Bei den Experimenten werden Massenstrom und Drallzahl variiert.

In den Heißversuchen werden für verschiedene Luftzahlen, thermische Leistungen und Drallzahlen die Fluktuationen der Wanddrücke – PI1 & PI4 (PCB M106B) – in der Brennkammer und der Geschwindigkeit am Injektorausstritt – CTA1 – gemessen. Zusätzlich wird die Fluktuation der Wärmefreisetzung der Flamme mittels eines Photomultipliers – PM1 – erfasst.

Bei Modulationsversuchen mittels der DDV-Ventile werden zusätzlich die Ventilbewegung und der Wechseldruck im Ventilblock – PI3 – erfasst. Für diese Messstelle wird ein PCB M112A22 Wechseldruckaufnehmer eingesetzt.

Im Fortlauf der Untersuchungen ist der Prüfstand um einen weiteren Druckaufnehmer vom Typ PCB M106B im Resonator Kolben ergänzt worden. Diese Messstelle PI7 erfasst den Wechseldruck auf der Kolbenoberfläche im Resonator.

Die Kaltversuche in der Heißbrennkammer sind mit den Buchstaben KH und einer fortlaufenden Nummer und die Heißversuche mit dem Buchstaben H und einer fortlaufenden Nummer bezeichnet. Für die Versuche in der Heißbrennkammer ergibt sich dann folgende Versuchsmatrix. Da sich das 95% Vertrauensintervall für einige Werte um maximal eine Größenordnung von der Messungenauigkeit unterscheidet, wird es für diese Werte in Klammern angegeben.

Versuchsnr.	Drallzahl ¹¹⁾	Massenstrom		Luftzahl	Thermische Leistung [kW]
		Luft [kg/s]	Gas x 10 ³ [kg/s]		
H016	0,41	0,1401	7,4166	1,26 (±0,01)	301 (±1,33)
H017	0,53	0,1394	7,4223	1,25 (±0,01)	301 (±1,95)
H019	0,69	0,1388	7,4333	1,24 (±0,01)	302 (±1,96)
H020	0,82	0,1383	7,4051	1,24 (±0,01)	301 (±1,37)
H032	0,29	0,1404	7,4027	1,26 (±0,01)	301 (±1,37)
H035	0,69	0,1998	10,5868	1,26 (±0,01)	430 (±3,25)
H036	0,83	0,1993	10,5755	1,26 (±0,01)	429,5 (±2,89)
H038	0,41	0,2007	10,5725	1,26 (±0,01)	429,4 (±2,62)
H039	0,53	0,2006	10,5933	1,26 (±0,01)	430,3 (±2,63)
H051	0,41	0,1289	7,6703	1,12 (±0,01)	311,5 (±1,35)

Tabelle 5-3 Heißversuche – Versuchsparemeter

¹¹⁾ Aus den Ergebnissen der numerischen Strömungssimulation berechnet (Siehe Kap. 6).

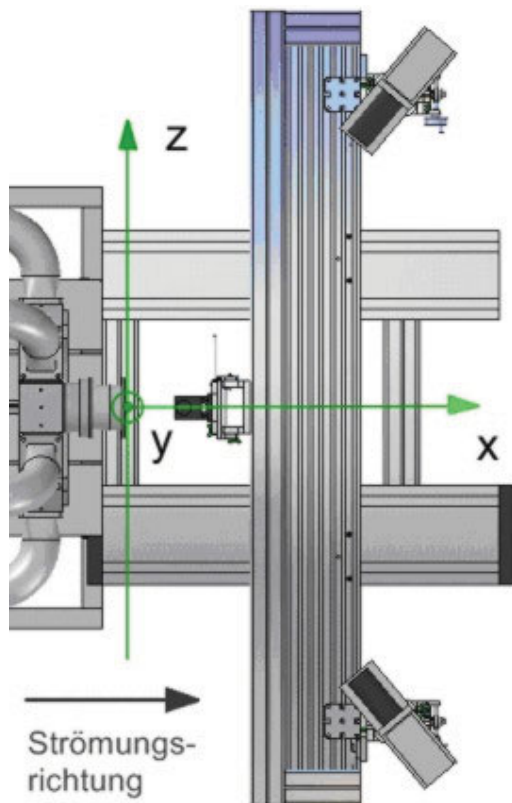
In der folgenden Tabelle sind die parallel zu den Heißversuchen durchgeführten Kaltversuche mittels CTA dargestellt. Abweichend zu den vorherigen Tabellen enthält die Spalte auf der rechten Seite die gemessene Geschwindigkeitskomponente.

Versuchsnr.	Drallzahl	Massenstrom		Geschwindigkeitskomponente
		Luft [kg/s]	Gas x 10 ³ [kg/s]	
KH18	0,19	0,2037	0	axial
KH19	0,41	0,2014 (±0,0004)	0	axial
KH29	0,83	0,1399 (±0,0001)	0	axial
KH32	0,33	0,1399 (±0,0001)	0	axial
KH33	0,33	0,1392 (±0,0001)	0	axial
KH34	0,41	0,1403 (±0,0001)	0	axial
KH38	0,69	0,1392 (±0,0001)	0	axial
KH41	0,69	0,1988 (±0,0002)	0	axial
KH42	0,83	0,2045 (±0,0001)	0	axial

Tabelle 5-4 Kaltversuche mit Heißbrennkammer – Versuchparameter

5.2. Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen ohne Verbrennung

Ein erster Schritt in der Untersuchung des Brennerprüfstandes ist die Charakterisierung des Strömungsfeldes in Kaltversuchen ohne Verbrennung und Gaszufuhr. Für alle PIV-Messungen wird das in Abbildung 5.2.1 dargestellte Koordinatensystem verwendet. Der Ursprung des Koordinatensystems liegt in der Mitte der Brennerinnen-Stirnfläche. Die Koordinate x ist die Prüfstandsachse und zählt stromabwärts positiv. Die Koordinate y zählt quer zur Prüfstandsachse in vertikaler Richtung und



die Koordinate z in horizontaler Richtung quer zur Achse. Dementsprechend ist u die Geschwindigkeitskomponente in axialer Richtung x , v ist die Geschwindigkeitskomponente in vertikaler Richtung y und w ist die Geschwindigkeitskomponente in horizontaler Richtung z .

Abbildung 5.2.1 Koordinatensystem

5.2.1. Freistrah

Für die Charakterisierung des Strömungsfeldes wird zuerst der Freistrah des Brenners bei verschiedenen Drallwinkeln betrachtet. Abbildung 5.2.2 zeigt den Freistrah des Brenners im Auslegungspunkt (Luftmassendurchsatz $\dot{m} = 0,250 \text{ kg/s}$) bei drallfreier Abströmung aus dem Brenner.

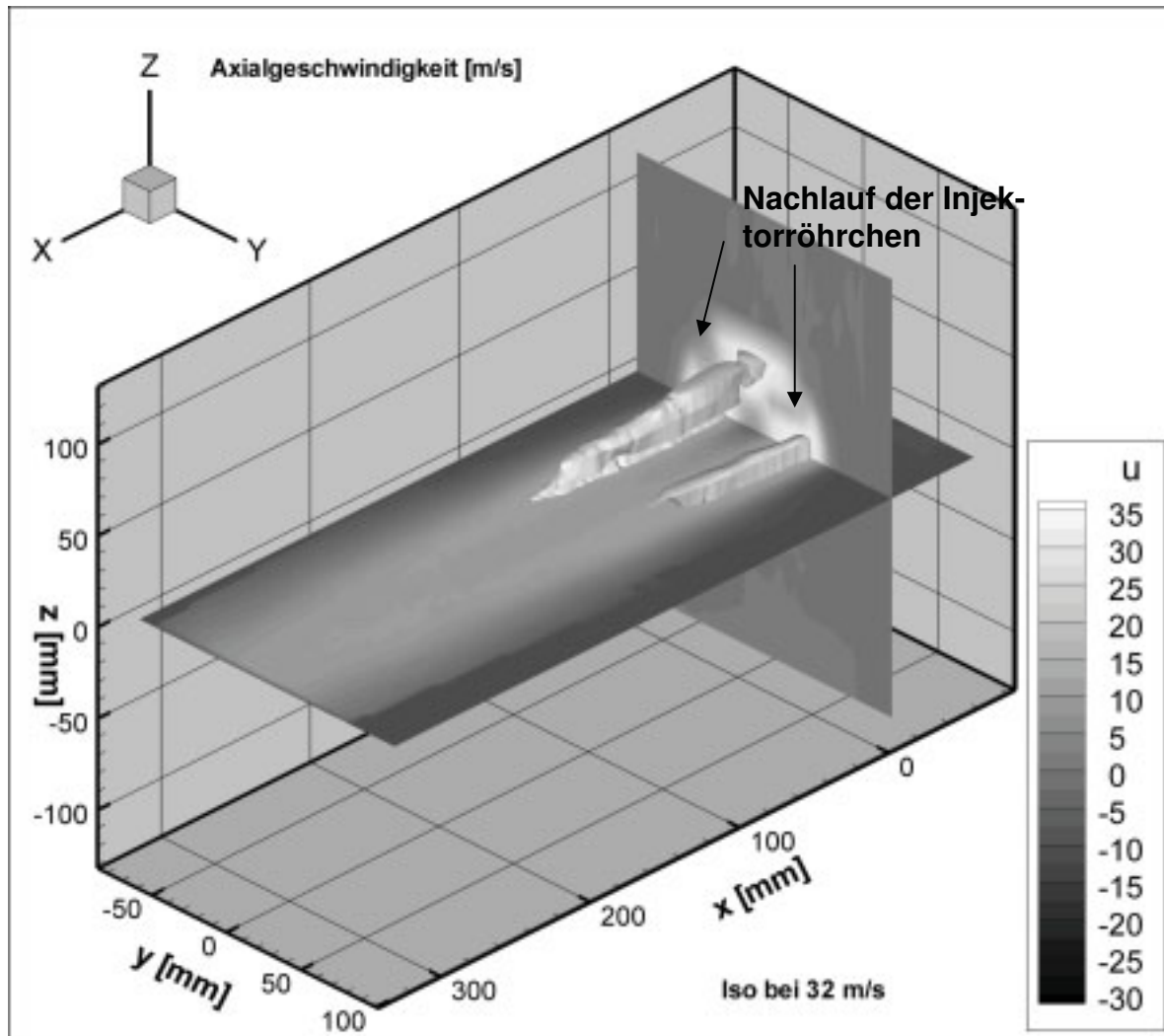


Abbildung 5.2.2 Brennerfreistrahler bei drallfreier Strömung (Versuchsnr. F5, $\dot{m} = 0,2437 \text{ kg/s}$)

Dargestellt ist die Axialgeschwindigkeit u als Flächenkonturplot und die Iso-Fläche für $u = 32 \text{ m/s}$. Der Freistrahler des Brenners ist zu erkennen. Im Plot in der y - z -Ebene bei $x = 0 \text{ mm}$ sind weiterhin die Nachläufe der vier installierten Injektorröhrchen ($d = 6 \text{ mm}$) zu erkennen. Der Nabennachlauf ist ebenfalls zu erkennen.

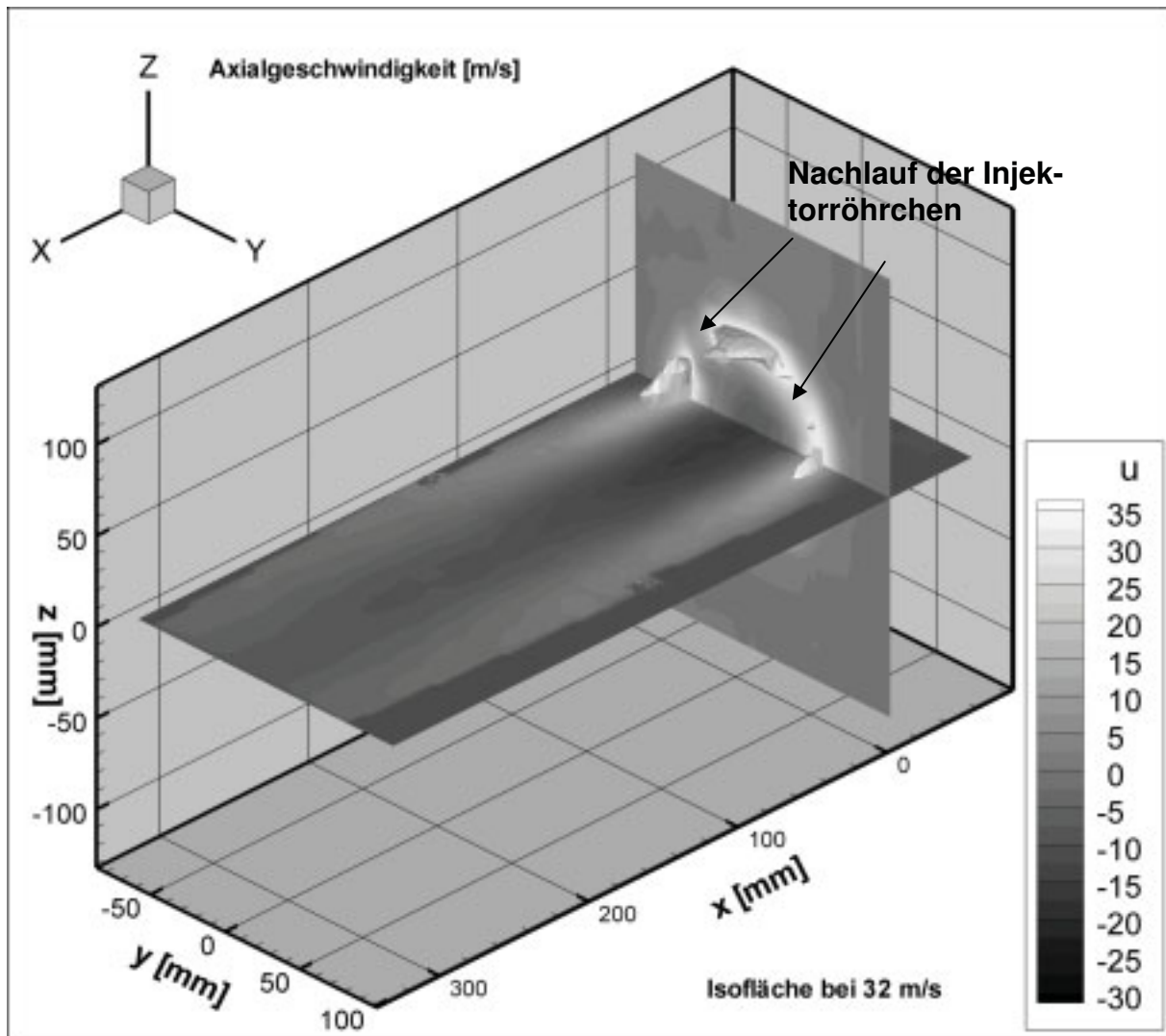


Abbildung 5.2.3 Brennerfreistrahler bei maximalem Drall (Versuchsnr. F4, $\dot{m} = 0,2437 \text{ kg/s}$)

Abbildung 5.2.3 zeigt den Freistrahler des Brenners bei maximalem Drall der Brennerausströmung. Dargestellt ist wieder die Axialgeschwindigkeit u . Wie im Fall der drallfreien Brennerabströmung sind die Nachläufe der Injektoren zu erkennen. Der Ringstrahl hat sich deutlich aufgeweitet, d.h. die Bereiche höherer Geschwindigkeit haben sich radial nach außen verlagert. Stromab der Nabe in der Mitte des Strahls hat sich ein ausgeprägtes Rückströmgebiet mit negativen Geschwindigkeiten von ca. -10 m/s gebildet.

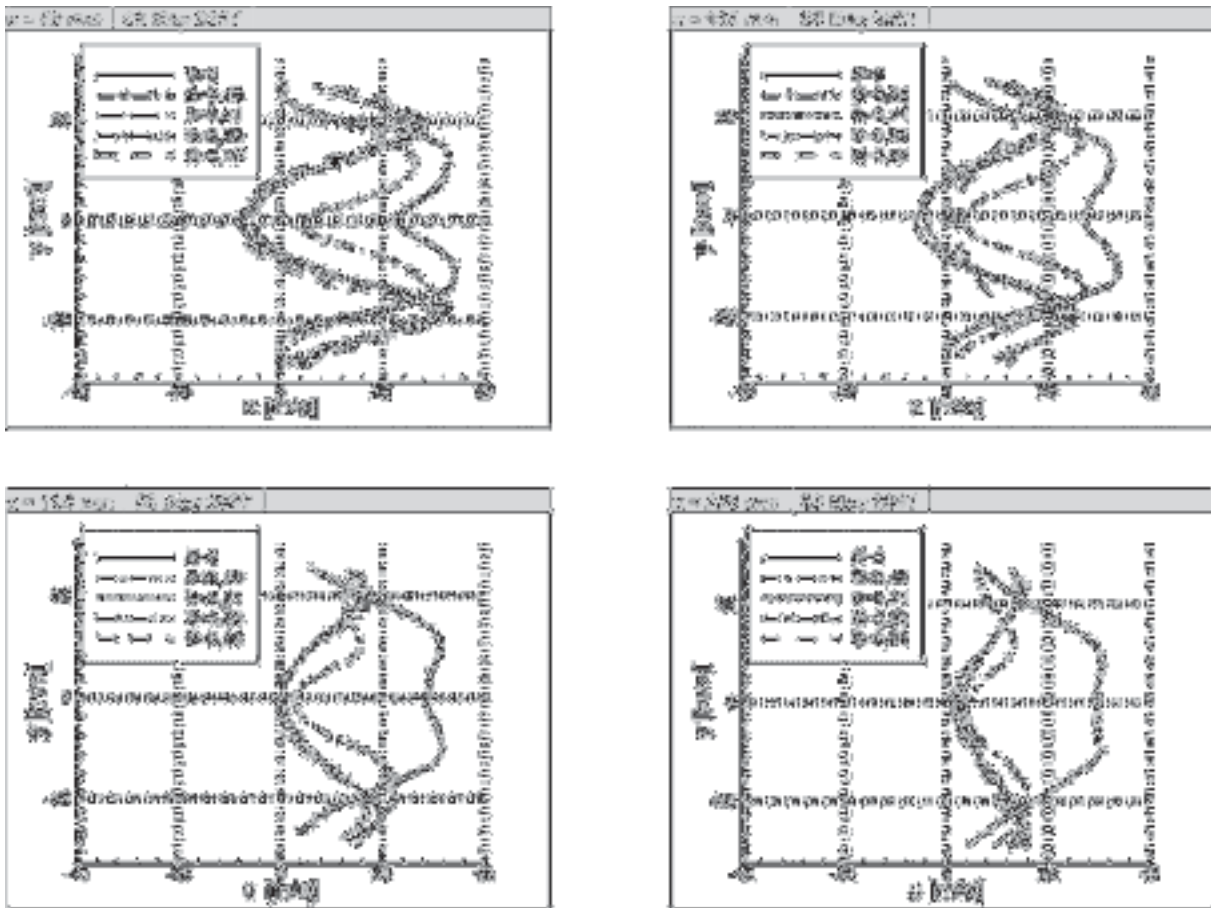


Abbildung 5.2.4 Profile der Axialgeschwindigkeit an verschiedenen Positionen des Freistrahls in Abhängigkeit der Drallzahl bei $\dot{m}_A = 0,250 \text{ kg/s}$

Abbildung 5.2.4 zeigt Geschwindigkeitsprofile der Axialkomponente an verschiedenen axialen Positionen der Brennkammer. Die Profile sind PIV-Messungen in der Mittenebene bei $z = 0 \text{ mm}$ entnommen. Auf der Abszisse ist die axiale Geschwindigkeitskomponente u und auf der Ordinate die Koordinate y aufgetragen.

In der Abbildung wird der Einfluss des Dralls auf das Strömungsfeld deutlich. Für den drallfreien Fall bildet sich ein axialer Freistrahls mit hoher Strömungsgeschwindigkeit in der Nabenmitte aus. Der Nabennachlauf ist schwach ausgeprägt. Mit wachsendem Drall ist vor allem an den Positionen $x = 60 \text{ mm}$ und $x = 100 \text{ mm}$ eine Verlagerung Strömung radial nach außen zu erkennen.

Des Weiteren ist zu erkennen, dass erst für Drallzahlen $S_N \leq 0,46$ das Rückströmgebiet deutlich kleiner als die erste Ebene bei $x = 60 \text{ mm}$ ist. Für $S_N \geq 0,83$ dehnt sich das Rückströmgebiet bis in die Ebene bei $x = 60 \text{ mm}$ aus.

In der folgenden Abbildung 5.2.5 sind die entsprechenden Geschwindigkeitsprofile der Umfangskomponente in der Ebene $z = 0 \text{ mm}$ dargestellt.

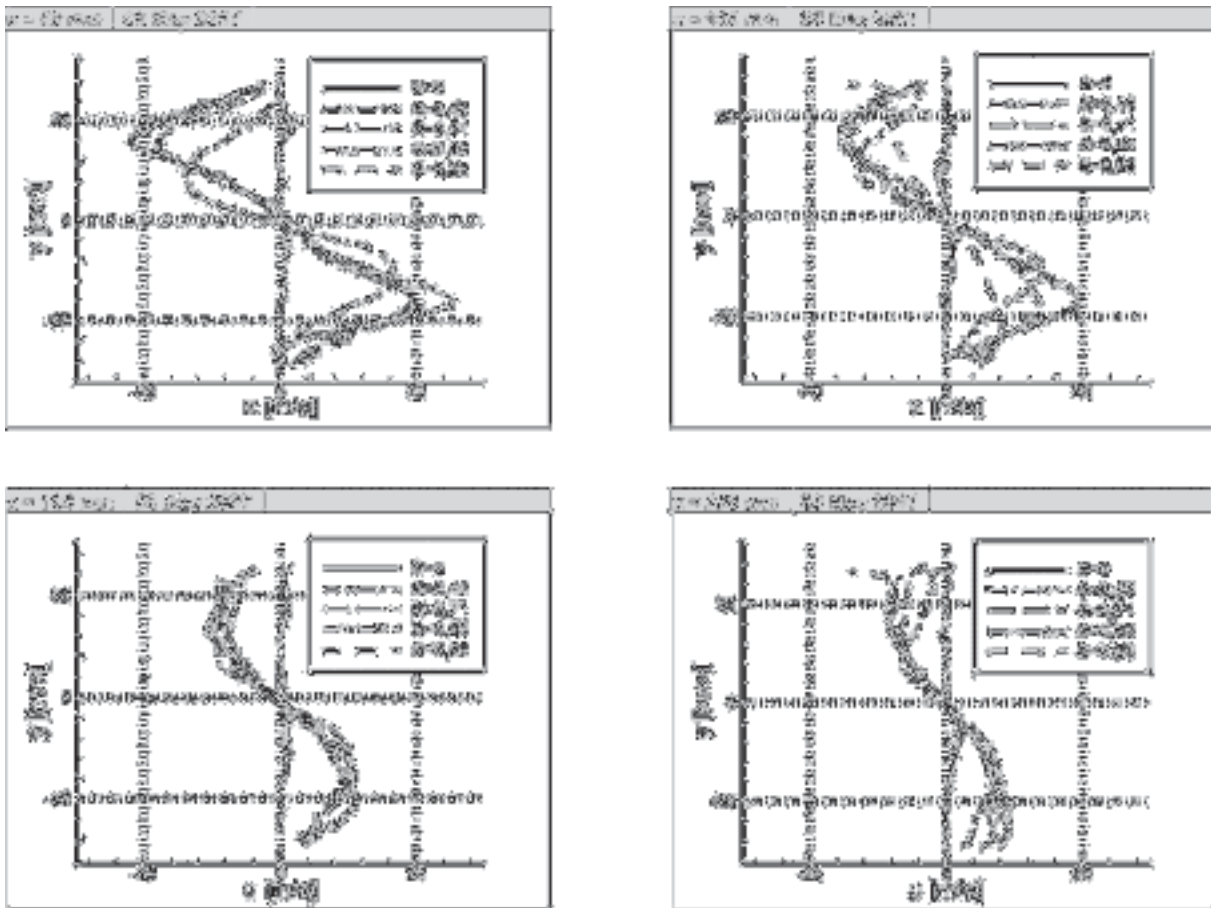


Abbildung 5.2.5 Profile der Umfangsgeschwindigkeit an verschiedenen Positionen des Freistrahls in Abhängigkeit der Drallzahl bei $\dot{m}_A = 0,250 \text{ kg/s}$

Die maximale Umfangsgeschwindigkeit beträgt 30 m/s . Wie zu erwarten, führen höhere Drallzahlen auch zu höheren Tangentialgeschwindigkeiten. Die radiale Verlagerung des Geschwindigkeitsmaximums zeigt, dass sich die Kernströmung nach außen verlagert. Somit lässt sich ein maximaler Drallwinkel der Strömung von mindestens 40° abschätzen.

Aus den Ergebnissen ist zu sehen, dass der Brenner ein typisches Drallfeld mit innerer Rezirkulationszone liefert. Es stellt sich im Prinzip ein Strömungsfeld ein, das um die Mittenachse rotationssymmetrisch ist. Allerdings sind die Nachläufe der Brennstoffinjektoren in den Messungen deutlich zu erkennen.

Im Anhang A.2 sind weitere Ergebnisse aus den Kaltversuchen dargestellt.

5.2.2. Kaltversuche mit Modellbrennkammer

Im Folgenden wird auf die Ergebnisse der Kaltversuche mit Modellbrennkammer eingegangen. Zum Einsatz kommen PIV, sowie stationär und instationär messende Druckaufnehmer.

Zuerst wird in Abbildung 5.2.6 die axiale Geschwindigkeitskomponente des Brennerströmungsfelds an der vorderen Messposition (vorderes Fenster) aus den PIV-Messungen dargestellt. Aufgrund des begrenzten optischen Zugangs ist nur der in-

neren Teil des Beobachtungsfensters nutzbar. In den folgenden Abbildungen werden deshalb die äußeren Randbereiche abgeschnitten.

Eine Messung der äußeren Rezirkulationszone wäre ebenfalls möglich. Die PIV-Kameras müssen entsprechend hochkant auf der Traverse montiert und mit den Scheimpflugadaptoren eingestellt werden.

Als Darstellung wird ein Flächenkonturplot der x - y -Ebene gewählt. Die Geschwindigkeitskomponente wird farblich dargestellt – von blau für negative bis rot für hohe Geschwindigkeiten. Die Skala ist über dem Bild angeordnet.

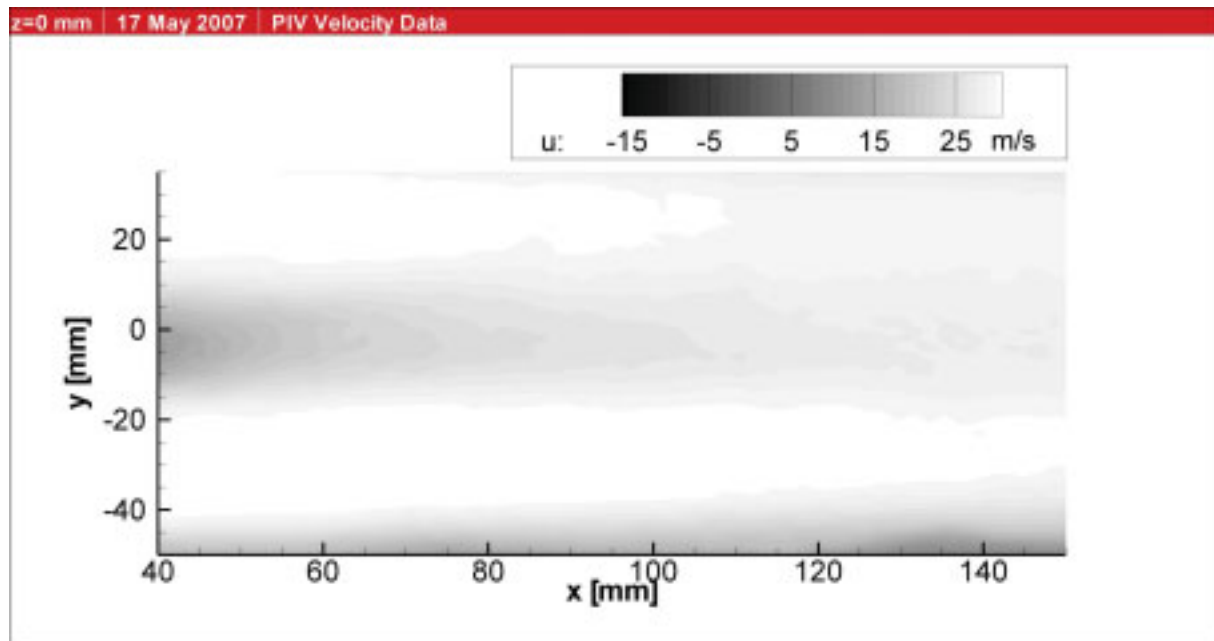


Abbildung 5.2.6 Brennerausströmung in die Brennkammer bei drallfreier Strömung (Versuchsnr. KK4, $\dot{m} = 0,2421$ kg/s)

Die Strömung des Brenners in der dargestellten Konfiguration ist drallfrei. Die maximalen Geschwindigkeiten liegen bei 35 m/s. Im Bereich stromab der Nabe ist ein kleines Rückströmgebiet zu erkennen. Wie schon in den Untersuchungen des Brennfreistrahls bildet sich ein axialer Freistrahls mit einem kurzen Rückströmgebiet infolge der Strömungsablösung an der Nabe.

In Abbildung 5.2.7 ist die Brennkammerströmung bei einer Drallzahl von $S_N = 0,46$ dargestellt. Dargestellt ist der Konturplot der axialen Geschwindigkeitskomponente in der x - y Ebene bei $z = 0$ mm.

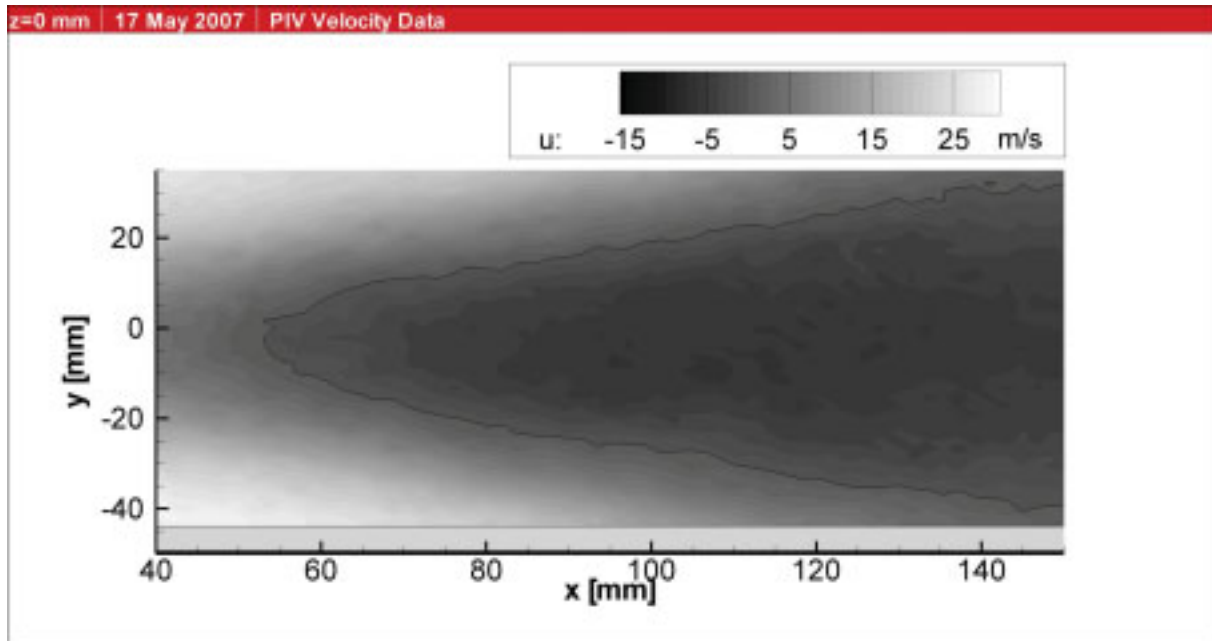


Abbildung 5.2.7 Brennerausströmung bei Drallzahl $S_N = 0,46$ (Versuchsnr. KK5, $\dot{m} = 0,242$ kg/s)

Am Rand der Messung ist die Hauptströmung zu sehen. In erster Linie ist aber die Rezirkulationszone, der „Vortex Breakdown“ (Siehe Kap. 2.2, Seite 8), stromab der Nabe mit negativen Geschwindigkeiten von bis zu -10 m/s erkennbar. Diese Rezirkulationszone ist für die Stabilität der Flamme sehr wichtig. Zwischen Haupt- und Rückströmung bildet sich eine Scherschicht mit sehr niedrigen Geschwindigkeiten (~ 0 m/s) – dargestellt durch die schwarze Linie.

Da die Flammengeschwindigkeit von Methan deutlich niedriger ist als die Strömungsgeschwindigkeit in der Hauptströmung, kann sich in diesen Bereichen die Flamme stabilisieren und brennen. Zusätzlich wird durch die Rezirkulationszone permanent heißes Rauchgas stromauf gefördert und sorgt für eine permanente Fremdzündung.

Bei diesem Betriebspunkt beginnt der „Vortex Breakdown“ ca. 60 mm stromab der Nabe. Insofern bilden sich zwei Rezirkulationszonen. Neben dem mit der Messung detektierten „Vortex Breakdown“ bildet sich direkt an der Nabe bei $x = 0$ mm der Nabennachlauf (Außerhalb des Messbereichs der in Abbildung 5.2.7 dargestellten Messung). Dort kann die Strömung der plötzlichen Querschnittserweiterung nicht folgen und löst ab.

Es ist zu beachten, dass die Abbildungen einen zeitlichen Mittelwert der Strömung darstellen. Tatsächlich sind Rezirkulationszone und Scherschicht hochgradig instationär. Aus der Literatur ist bekannt (Gupta (1984)), dass Scherschicht und Rückströmgebiet durch periodische Wirbel gekennzeichnet sind. Sie können die Ursache für Verbrennungsschwingungen sein bzw. diese verstärken. Für weiterführende Untersuchungen ist somit der Einsatz instationärer Messtechnik notwendig.

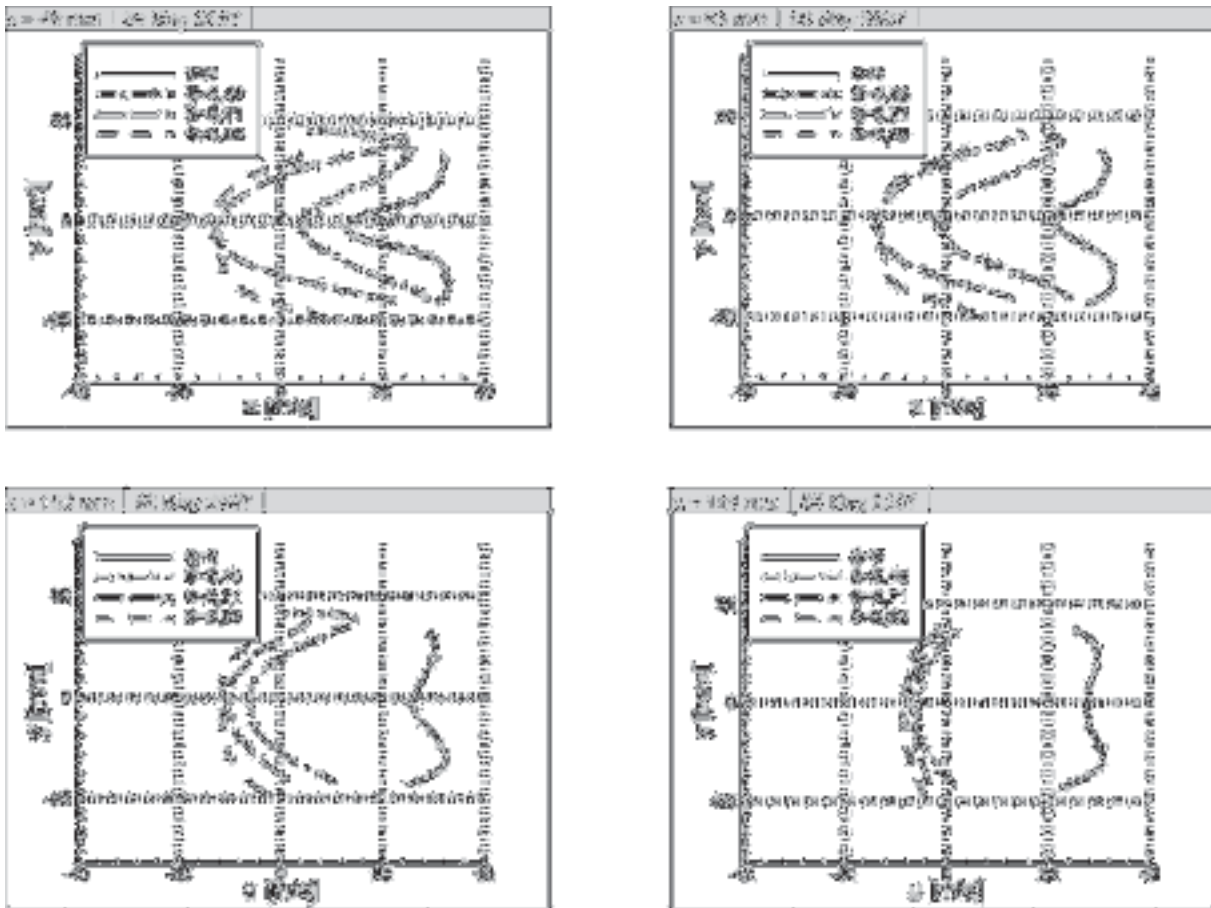


Abbildung 5.2.8 Einfluss des Dralls auf das Rückströmgebiet bei $\dot{m}_A = 0,250 \text{ kg/s}$ – Darstellung der Axialgeschwindigkeitsprofile

In Abbildung 5.2.8 sind die Geschwindigkeitsprofile der Axialkomponente der Strömungsgeschwindigkeit bei $z = 0 \text{ mm}$ an verschiedenen axialen Positionen in Abhängigkeit des Dralls dargestellt.

Wie auch bei den Untersuchungen des Freistrahls ist bei drallfreier Strömung kein Rückströmgebiet zu erkennen. Erst mit steigendem Drall bilden sich Rückströmgebiete, die bei maximaler Dralleinstellung sehr stark ausgeprägt sind.

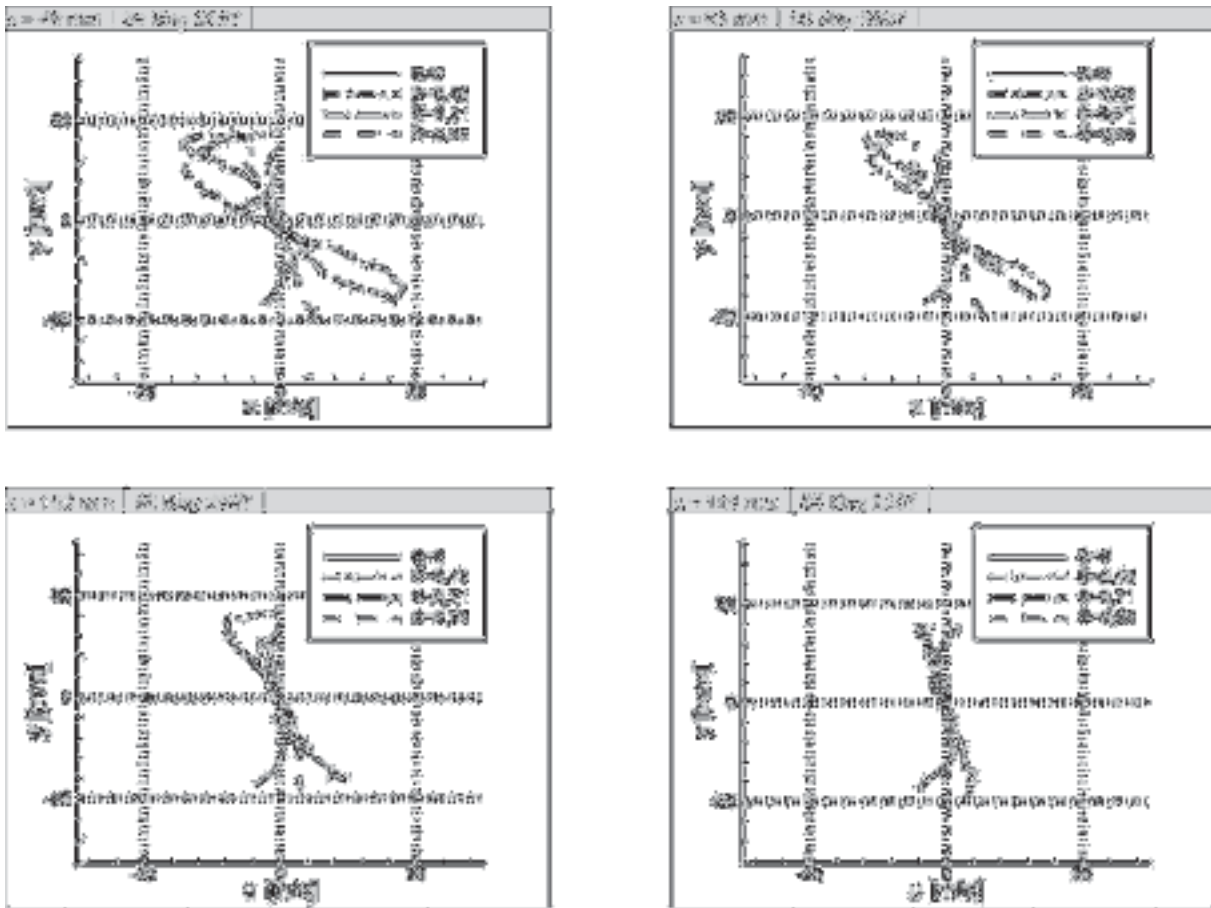


Abbildung 5.2.9 Einfluss des Dralls auf das Rückströmgebiet bei $\dot{m} = 0,250 \text{ kg/s}$ – Darstellung der Tangentialgeschwindigkeitsprofile

Die tangentielle Geschwindigkeitskomponente ist in Abbildung 5.2.9 dargestellt. Wie zu erwarten, nimmt die tangentielle Komponente mit steigender Dralleinstellung zu.

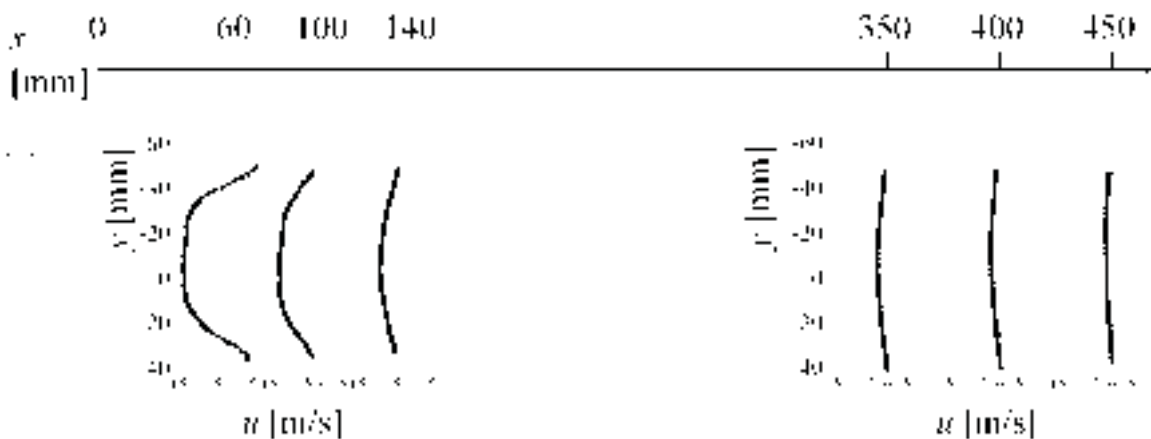


Abbildung 5.2.10 Profile der axialen Geschwindigkeitskomponente bei maximalem Drall und einem Luft-Massenstrom von $\dot{m} = 0,2529 \text{ kg/s}$ (Versuchsnr. KK3)

In Abbildung 5.2.10 sind die Geschwindigkeitsprofile der Axialkomponente bei maximalem Drall an verschiedenen Positionen der Modellbrennkammer dargestellt. Im linken Bereich ist der Brennermund maßstabsgerecht eingezeichnet. Die Profile bei x

= 60 mm, 100 mm und 140 mm sind der PIV-Messung an den Fenstern 1 entnommen und die Profile bei $x=350$ mm, 400 mm und 450mm der PIV-Messung an den Fenstern 2.

In der Abbildung ist zu erkennen, dass der Geschwindigkeitsbetrag im Rückströmgebiet mit zunehmender Entfernung vom Brennermund abnimmt. Des Weiteren ist zu erkennen, dass an der Messposition $x = 450$ mm die Geschwindigkeit noch negativ ist. Das Rückströmgebiet erstreckt sich mindestens bis zu diesem Punkt.

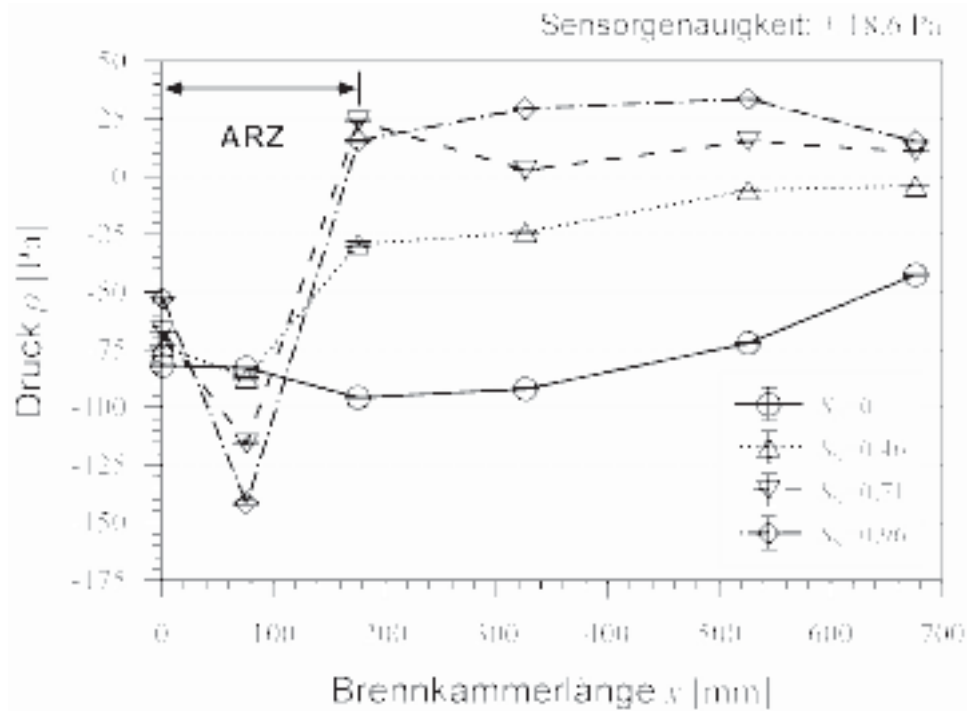


Abbildung 5.2.11 Wanddruckverläufe bei $\dot{m}_A = 0,250$ kg/s in Abhängigkeit der Dralleinstellung

In Abbildung 5.2.11 sind die Wanddrücke an der Außenwand der Brennkammer relativ zum Umgebungsdruck dargestellt. Auf der Hochachse ist der Druck und auf der Längsachse die axiale Erstreckung der Brennkammer dargestellt. Der Brennermund befindet sich bei $x = 0$ mm.

Für drallfreie Strömung ($S_N = 0$) ist in der Brennkammer ein Unterdruck zu erkennen, der zum Brennkammerende hin ansteigt. Mit wachsendem Drall fällt der Wanddruck im vorderen Teil der Brennkammer während er ab $x = 200$ mm ansteigt.

Die Brennkammer ist ein Stoß- oder Carnotdiffusor. In einem Diffusor ist immer ein Anstieg des statischen Drucks zu beobachten. Da Wanddruckbohrungen den statischen Druck an der Wand erfassen, ist auch hier ein Druckanstieg in Richtung Brennkammeraustritt zu erwarten. Dort liegen atmosphärische Bedingungen vor, so dass es im drallfreien Fall zu einem Unterdruck in der Brennkammer kommen muss.

Wird der Strömung ein Drall aufgeprägt, tritt ein zweiter Effekt auf. Infolge des Dralls stellt sich aufgrund des radialen Gleichgewichts zwischen Flieh- und Druckkraft ein radiales Druckgefälle ein. Dieses bewirkt einen Anstieg des Drucks an der Brenn-

kammerwand und eine Abnahme an der Mittenachse. Mit steigendem Drall werden die Fliehkräfte größer und somit auch der Druck. Der gemessene Druck an der Brennkammerwand steigt also mit wachsendem Drall.

Durch die Form des Diffusors als abrupte Querschnittserweiterung kann die Strömung dieser Form nicht folgen und löst ab. Neben der inneren Rezirkulationszone, die in den PIV-Messungen zu erkennen ist, bildet sich eine äußere Rezirkulationszone. Diese liegt im vorderen Bereich der Brennkammer zwischen der aus dem Brennermund ausströmenden Luft und der Brennkammerwand. Hinter dieser Zone trifft die Hauptströmung auf die Wand. Es ist nun zu erkennen, dass für hohe Drallzahlen der gesamte Druckanstieg des Diffusors in dem Bereich zwischen Brennermund und Ende der äußeren Rezirkulationszone (ARZ in Abbildung 5.2.11) stattfindet.

In Abbildung 5.2.12 und Abbildung 5.2.13 werden die Messungen der Brennkammer neben den Messungen des Freistrahls zum Vergleich dargestellt.

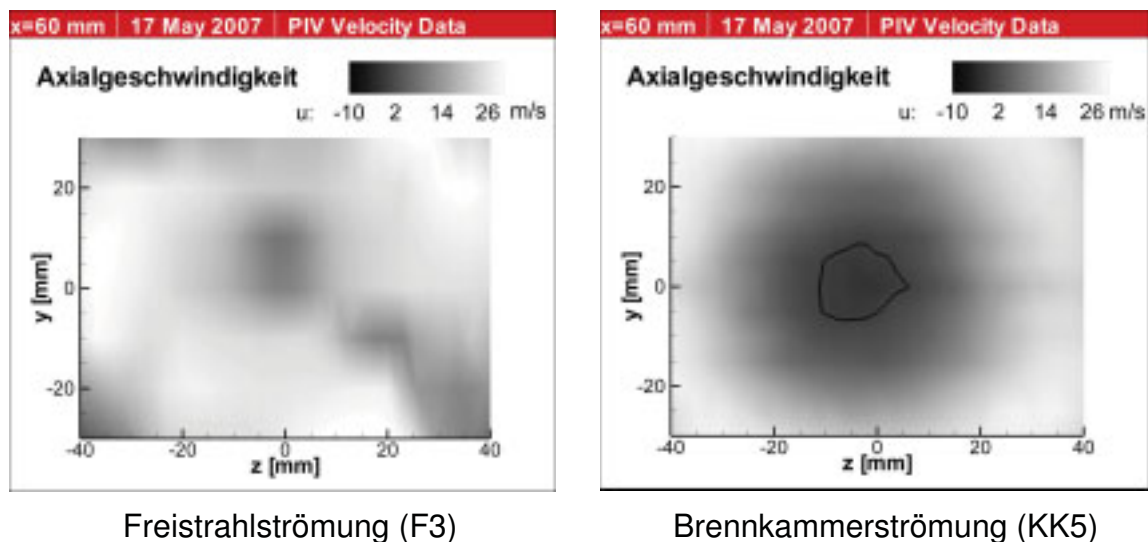


Abbildung 5.2.12 Vergleich Freistrahls - Brennkammer in der Ebene $z = 60$ mm ($S_N = 0,46$, $\dot{m}_A = 0,250$ kg/s)

In beiden Abbildungen ist der Konturplot der Geschwindigkeit in einer Messebene zu sehen. Die Messebene liegt jeweils bei $z = 60$ mm hinter dem Brennermund. In Abbildung 5.2.12 ist auf der linken Seite der Freistrahls und auf der rechten Seite die Brennkammerströmung bei einem Massenstrom von $\dot{m}_A = 0,250$ kg/s und einer Drallzahl $S_N = 0,46$ dargestellt, während in Abbildung 5.2.13 die gleiche Messebene bei einer höheren Drallzahl von $S_N = 0,71$ dargestellt ist. Für weitere Drallzahlen sind die entsprechenden Abbildungen im Anhang A.2.2 zu finden.

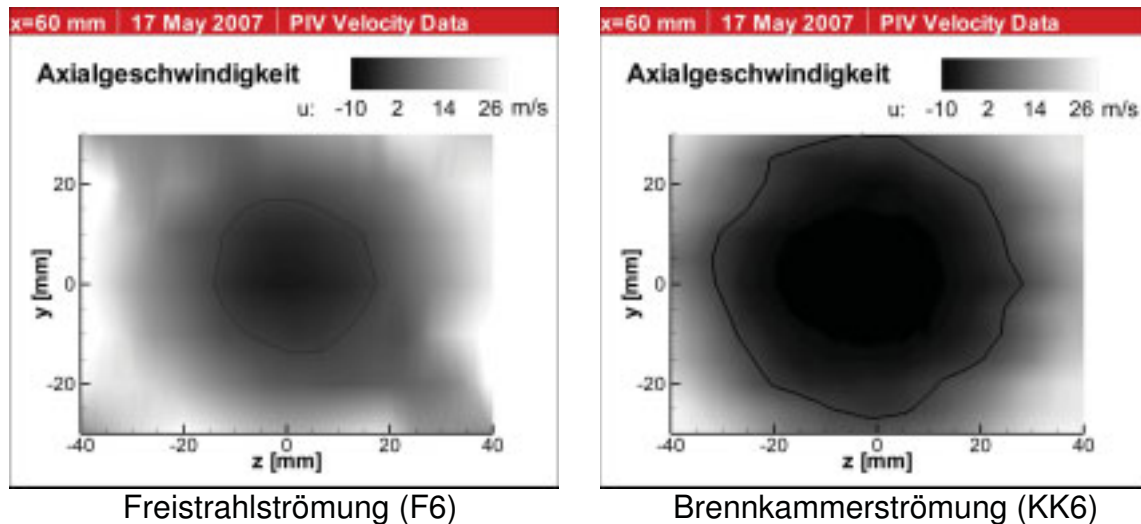


Abbildung 5.2.13 Vergleich Freistrah - Brennkammer in der Ebene $z = 60$ mm
 ($S_N = 0,71$, $\dot{m}_A = 0,250$ kg/s)

In beiden Abbildungen ist Grenze der inneren Rezirkulationszone mit der Null-Geschwindigkeit-Kontour als schwarze Linie eingezeichnet. Für den Fall mit einer Drallzahl von $S_N = 0,46$ ist bei der Untersuchung des Freistrahls kein Rückströmgebiet zu erkennen. Die Brennkammerströmung entwickelt bei gleichem Drall ein Rückströmgebiet mit einem Durchmesser von $d = 15$ mm. Bei einer höheren Drallzahl von $S_N = 0,71$ ist auch im Freistrah ein Rückströmgebiet zu erkennen. Dieses ist mit $d = 30$ mm deutlich kleiner als das Rückströmgebiet in der Brennkammer mit $d = 60$ mm.

Zur weiteren Untersuchung dieses Phänomens kann neben umfangreicheren PIV-Messungen in der Brennkammer (äußere Rezirkulationszone) auch die numerische Strömungssimulation eingesetzt werden. Validiert man die CFD-Berechnungen mit den Messergebnissen, sind Informationen über Druckverlauf und Strömungsverteilung ermittelbar.

Zusammenfassend kann gesagt werden:

- Der Drall lässt sich über einen weiten Drallzahlbereich variieren.
- PIV-Messungen zeigen innere (IRZ) und äußere Rezirkulationszonen (ARZ) im Freistrah und in der Modellbrennkammer.
- Das Strömungsverhalten in der Brennkammer ist gekennzeichnet von IRZ und ARZ, die die Flamme aerodynamisch stabilisieren sollen. Dieses findet sich auch in den Wanddruckverläufen wieder.
- Im Vergleich zum Freistrah zeichnet sich die Brennkammerströmung durch ausgeprägtere innere Rezirkulationszonen aus.

5.2.3. Kaltversuche an der Heißbrennkammer

Eine mögliche Anregungsquelle für Verbrennungsinstabilitäten sind kohärente Strömungsstrukturen. So kann z.B. eine periodische Wirbelbildung in der Scherschicht die Anregung mit der Resonanzfrequenz der Brennkammer liefern.

Um mögliche periodische Anregungsquellen zu finden, wird an der Messstelle CTA2 eine Hitzdrahtsonde radial traversiert und dabei das Zeitsignal gemessen. Mittels einer gleitenden FFT wird das Spektrum in Abhängigkeit des Brennkammerradius berechnet.

In der folgenden Abbildung 5.2.14 ist das Ergebnis für einen Versuch mit Drallzahl $S_N = 0,82$ bei einem Luftmassenstrom von $0,2 \text{ kg/s}$ dargestellt.

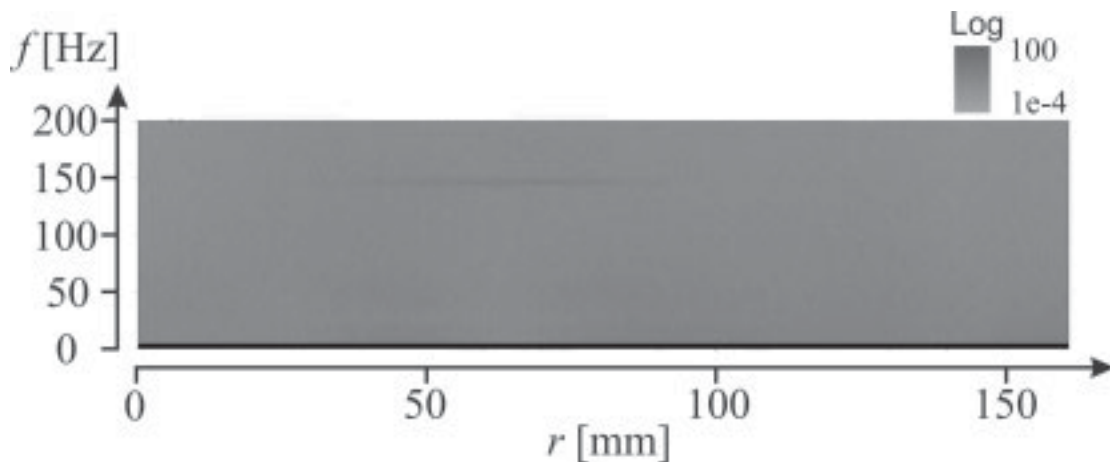


Abbildung 5.2.14 Leistungsdichtespektra der Axialkomponente der Geschwindigkeit in Abhängigkeit des Brennkammerradius

In obiger Abbildung sind Leistungsdichtespektra der axialen Komponente der Geschwindigkeit – Frequenz auf der y -Achse – über dem Brennkammerradius – x -Achse – aufgetragen. Ein grüner Farbton kennzeichnet niedrige und ein roter hohe Leistungsdichten. In dem Bereich zwischen $r \approx 40 \text{ mm}$ und $r \approx 90 \text{ mm}$ schwingt die Strömung mit einer Frequenz von $f \approx 145 \text{ Hz}$. Weiterhin sind keine weiteren Schwingungen zu erkennen.

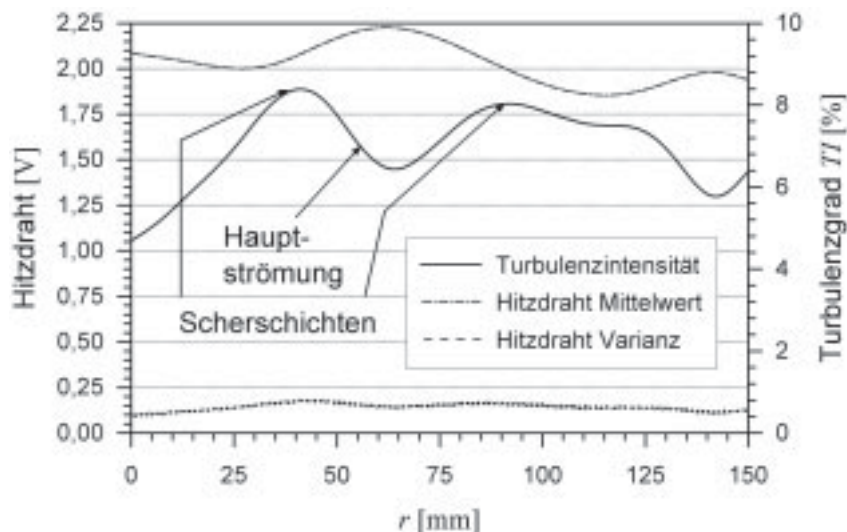


Abbildung 5.2.15 Verläufe des Mittelwerts und der Varianz des Hitzdrahtsignals für $S_N = 0,82$ und $\dot{m} = 0,200 \text{ kg/s}$ (geglättet)

Aus der Betrachtung des RMS Wertes und des Mittelwertes des Hitzdrahtsignals lässt sich nach Gleichung (4-17) eine Turbulenzintensität als Funktion des Radius

bestimmen, dargestellt in Abbildung 5.2.15. Mit steigendem Radius – x -Achse – nimmt die Turbulenzintensität – rechte y -Achse – zu bis sie bei $r = 41$ mm (von der Mittenachse aus) ein Maximum erreicht und danach wieder abfällt. Ab $r = 63$ mm nimmt sie wieder zu und hat bei $r = 88$ mm ein weiteres Maximum. Zwischen diesen Maxima der Turbulenzintensität hat der Mittelwert des Hitzdrahtsignals – linke y -Achse – ein Maximum.

Bei der Beurteilung der Werte ist zu beachten, dass es sich um das unkalibrierte Signal des Hitzdrahtes handelt und Hitzdrahtspannung und Strömungsgeschwindigkeit nicht in allen Bereichen der Kalibrierkurve linear zusammenhängen.

Die Traversierung der Hitzdrahtsonde beginnt in der Inneren Rezirkulationszone (IRZ). Zwischen IRZ und Hauptströmung bildet sich eine Scherschicht aus. Sie ist geprägt durch hohe Scherkräfte die Wirbelbildung und eine hohe Turbulenzbildung fördern. Diese Scherschicht wird durch das erste Maximum der Turbulenzintensität dargestellt. Das zweite Maximum kennzeichnet eine zweite Scherschicht zwischen Hauptströmung und äußerer Rezirkulationszone. Die Hauptströmung ist gekennzeichnet durch das Maximum im Mittelwert des Hitzdrahtsignals.

Die Hauptströmung ist in dieser Ebene somit im Bereich $41 \text{ mm} < r < 88 \text{ mm}$ zu finden. In diesem Bereich wiederum zeigt Abbildung 5.2.14 eine vorherrschende Frequenz von 145 Hz. Diese Frequenz ist auch im Signal des Hitzdrahtsensors CTA1 im Brenner, stromab der Brennstoffinjektoren enthalten. Die periodische Wirbelbildung an den zylindrischen Injektoren liegt im Bereich von 1900 bis 2000 Hz und kann damit nicht die Ursache für diese Periodizität sein.

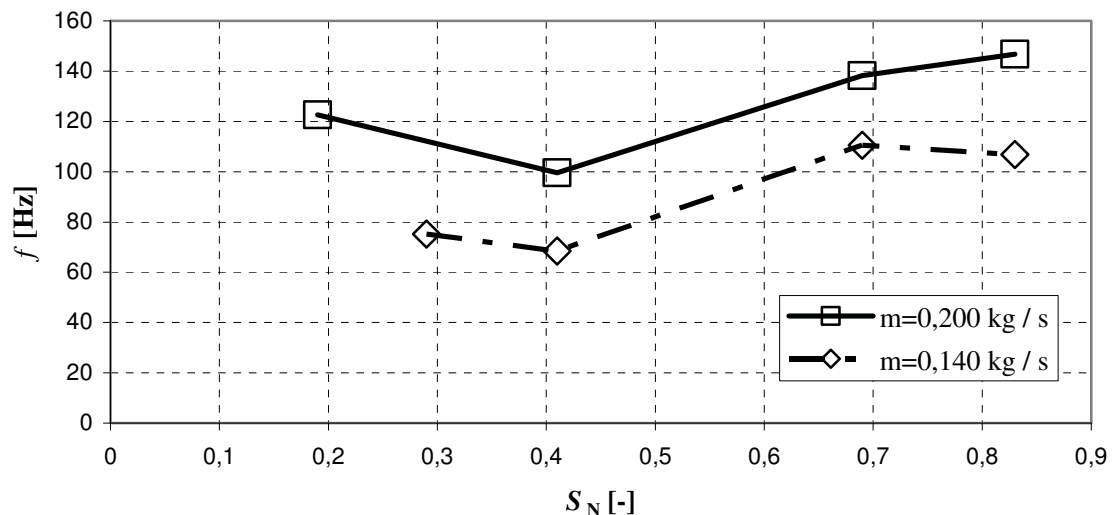


Abbildung 5.2.16 Schwingungsfrequenzen der Hauptströmung der Heißbrennkammer im Kaltversuch

Werden die Spektren der weiteren Versuche betrachtet, können die Frequenzen in der Hauptströmung wiedergegeben werden. In Abbildung 5.2.16 sind diese Frequen-

zen f auf der Ordinate in Abhängigkeit der Drallzahl S_N auf der Abszisse für Massenströme von $\dot{m} = 0,140$ kg/s und $\dot{m} = 0,200$ kg/s dargestellt. Wie zu erkennen ist, ist diese Schwingung der kalten Strömung sowohl von der Drallzahl als auch vom Massenstrom abhängig.

Somit ist es sehr unwahrscheinlich, dass diese aus dem Rootsgebläse in die Brennkammer transportiert wird, da es bei allen Versuchen mit derselben Drehzahl dreht. Es ist ebenfalls unwahrscheinlich, dass Resonanzfrequenzen der Brennkammer angeregt werden, da sich die Geometrie nicht verändert hat und die Frequenzen zu verschieden sind. Vermutlich werden die Schwingungen durch fluiddynamische Phänomene im Prüfstand erzeugt. Da die Schwingungen sowohl von den Sensoren CTA1 und CTA2 gemessen werden, muss die Quelle stromauf des Sensors CTA 1 (hinter den Brennstoffinjektoren) liegen.

5.3. Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen mit Verbrennung

Im Folgenden werden die Versuche beschrieben, die die Funktionsfähigkeit des Prüfstandes im Heißbetrieb zeigen. Der Schwerpunkt liegt hier in den dynamischen Eigenschaften der reaktiven Strömung und damit einhergehend in der Thermoakustik und ihrer Beeinflussung.

5.3.1. Kennfeld des Prüfstandes

Zur Einrichtung und Untersuchung der Eigenschaften des Prüfstandes wird ein Kennfeld des Brenners für den kombinierten Betrieb aus Pilot- und Vormischbrenner erstellt.

In Abbildung 5.3.1 ist die thermische Leistung des Prüfstandes in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl – Abszisse – und der Drallzahl – Ordinate – dargestellt. Die Luftzahl liegt im Bereich $1 \leq \lambda \leq 1,3$. Das Kennfeld des Prüfstandes für die Luftzahl $\lambda = 1,25$ ist in Abbildung 5.3.2 dargestellt. Die Reynoldszahl wird aus der Strömungssimulation bestimmt und mit der mittleren Strömungsgeschwindigkeit am Brenneraustritt berechnet. Die Drallzahl wird wie bisher ebenfalls aus den CFD-Rechnungen bestimmt.

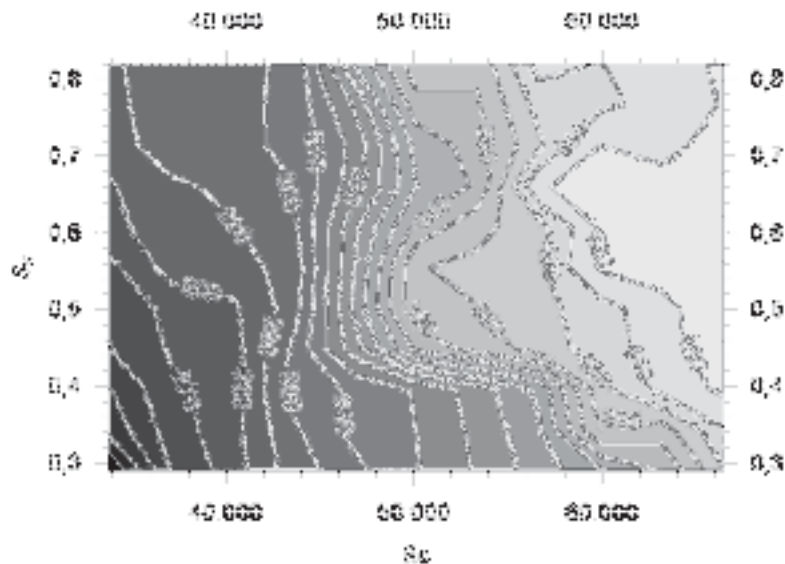


Abbildung 5.3.1 Thermische Leistung des Brenners in Abhängigkeit der Drallzahl und der Re-Zahl am Brenneraustritt ($1 \leq \lambda \leq 1,3$)

Die thermische Leistung des Prüfstandes liegt bei den angefahrenen Betriebspunkten im Bereich zwischen 220 und 430 kW. Nach unten wird das Kennfeld des kombinierten Betriebs durch die Flammenstabilisierung und die Strömungsgeschwindigkeit im Brennermund begrenzt. Für niedrige Re-Zahlen besteht die Gefahr des Flammenrückschlags.

Nach oben ist die Begrenzung durch die maximale Fördermenge der Erdgasleitung und der Erdgasverdichterstation mit maximal 50 Nm³/h gegeben. Die maximale Fördermenge wurde für diese Untersuchungen aber nicht abgefordert.

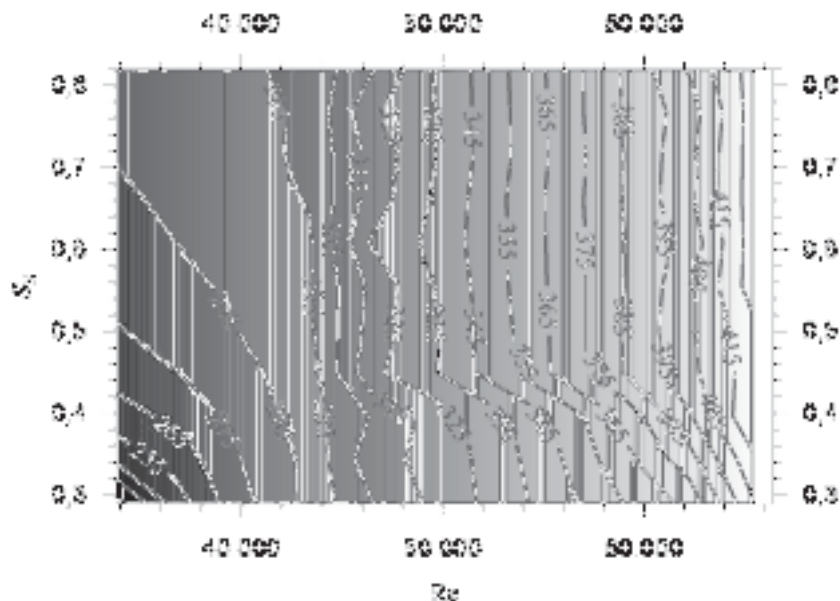


Abbildung 5.3.2 Thermische Leistung des Brenners in Abhängigkeit der Drallzahl und der Re-Zahl am Brenneraustritt ($\lambda = 1,25$)

5.3.2. Veränderbare Akustik

Die thermoakustischen Schwingungen des Prüfstandes sind in verschiedenen Betriebspunkten messbar. Zur passiven Beeinflussung der Verbrennungsschwingungen ist ein verschiebbarer Kolben eingebaut, der die Resonanzfrequenz des Prüfstandes variiert. In Abbildung 5.3.3 ist der Einfluss der Kolbenverschiebung auf das thermoakustische Verhalten zu erkennen.

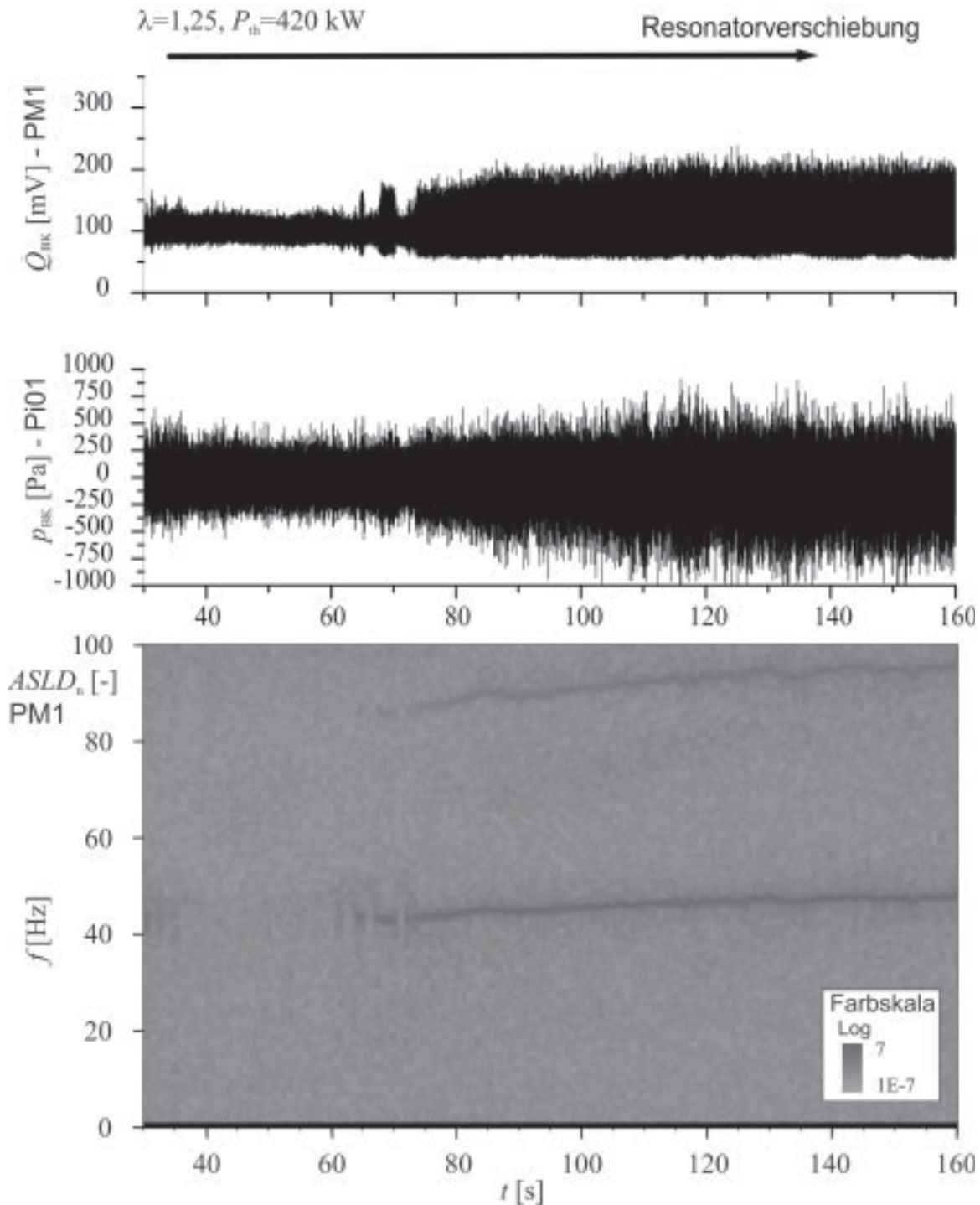


Abbildung 5.3.3 Akustikveränderung mittels eines verstellbaren Resonators

In der Abbildung ist oben das Zeitsignale des Photomultipliers PM1 dargestellt und darunter der Wechseldruck an Position PI1 (Siehe **Abbildung 5.1.1**) im Anfangsbe-

reich der Brennkammer. Auf der Abszisse ist die Zeit aufgetragen und auf den Ordinaten die Photomultiplier-Spannung bzw. des Wechseldrucks. Ganz unten ist die auto-spektrale Leistungsdichte der Wärmefreisetzung der Flamme als Funktion der Frequenz (Ordinate) und der Zeit (Abszisse) dargestellt. In dieser Abbildung kennzeichnen die grüne Farbe niedrige und die rote Farbe hohe Werte der $ASLD_n$.

In diesem Versuch wurde der Resonatorkolben langsam manuell verschoben. Zu Beginn der Messung schwingt der Prüfstand mit geringer Intensität. Die Standardabweichung des Photomultiplier-Signals ist in diesem Bereich $s = 9,5$ mV. Im Spektrum der Wärmefreisetzung der Flamme sind keine dominierenden Frequenzen zu erkennen. Durch die Kolbenverschiebung wird die Akustik derart verändert, dass die Flamme mit einer Frequenz von $f = 43$ Hz schwingt. Die Standardabweichung im Zeitsignal der Wärmefreisetzung der Flamme erhöht sich deutlich auf $s = 36,01$ mV. Da der Kolben im Resonator kontinuierlich weiter verschoben wird, ändert sich die Resonanzfrequenz und damit auch die Frequenz der Schwingung der Wärmefreisetzung der Flamme.

Somit lässt sich mit Hilfe der Kolbenverschiebung im Resonator die Akustik des Prüfstandes und auch die Dynamik der Flamme beeinflussen. Durch die Wahl einer geeigneten Kolbenposition kann derselbe Betriebspunkt im nicht schwingenden und im schwingenden Zustand eingestellt werden, wobei die Schwingungsfrequenz des Prüfstandes in einem Frequenzband liegt.

5.3.3. Schwingungsanregung des Brennstoffmassenstroms

Für die aktive Kontrolle von Verbrennungsschwingungen ist die Möglichkeit der Schwingungsanregung des Vormischgasmassenstroms vorgesehen. Dieser Eingriff erfolgt über zwei parallel geschaltete DDV-Ventile. Für die Beeinflussung der Flamme ist nun wichtig, dass die Anregung des Ventils zur Flamme transportiert wird.

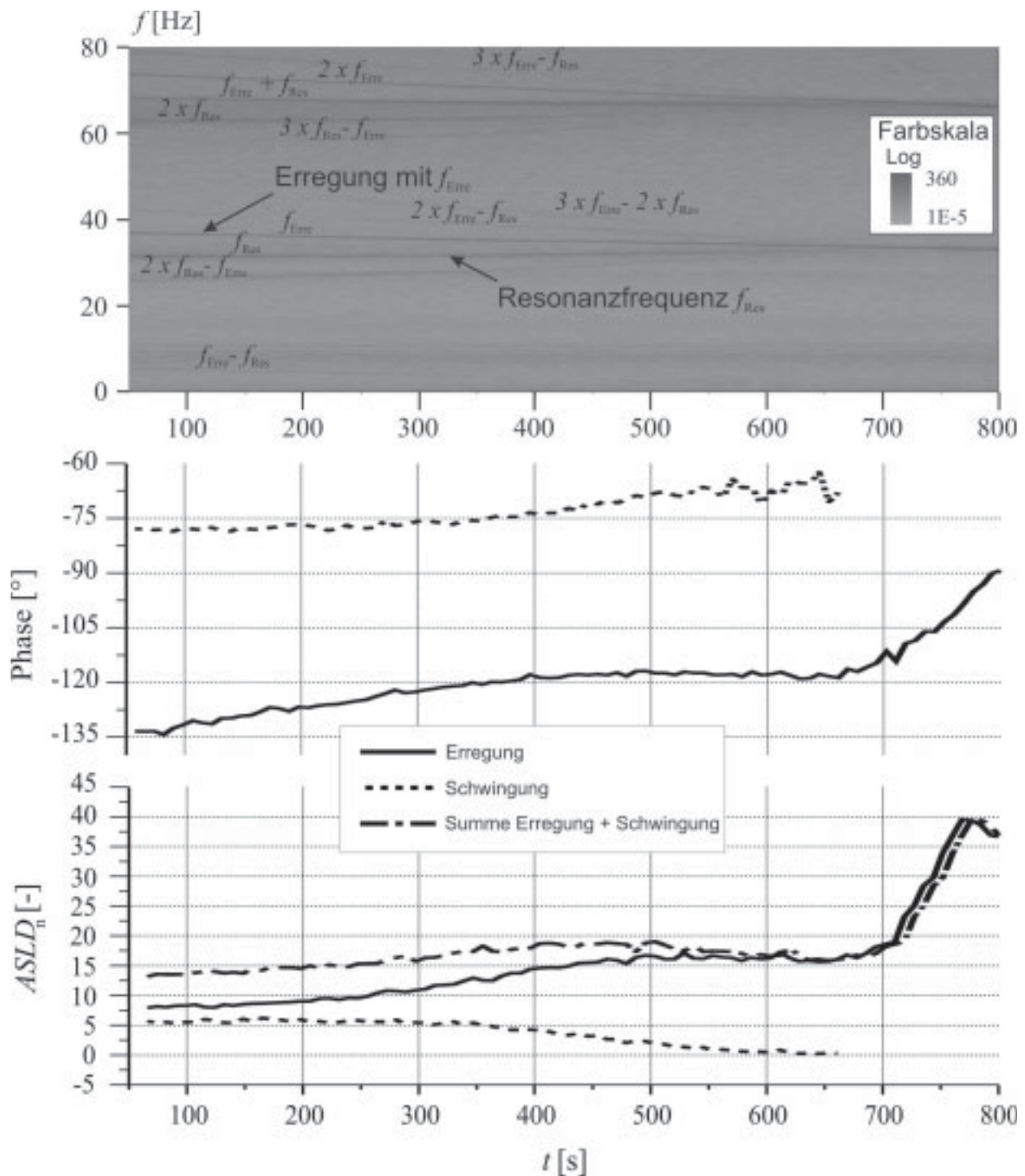


Abbildung 5.3.4 Einfluss der Modulation auf eine Verbrennungsschwingung bei $P_{\text{therm},i} = 312 \text{ kW}$, Modulation von 100% des Vormischgasmassenstroms (Versuchsnr. H51)

In den folgenden Versuchen werden in einem Betriebspunkt, in dem der Brenner schwingt, die Ventile eingeschaltet. Die Anregungs- oder Erregungsfrequenz ist dabei ca. 5 Hz von der Schwingungsfrequenz der Verbrennungsschwingung entfernt. Nun wird die Erregungsfrequenz langsam in Richtung Verbrennungsschwingung verschoben.

Dieses ist in Abbildung 5.3.4 dargestellt. In diesem Betriebspunkt werden 100% des Vormischgasmassenstroms von 7×10^{-3} kg/s erregt. Der Pilotgasmassenstrom von $6,7 \times 10^{-4}$ kg/s wird nicht erregt.

Im oberen Teil der Abbildung sind die Leistungsdichtespektren des Wechseldrucks in der Brennkammer an der Position PI1 (oben) über der Zeit dargestellt. Auf der Abszisse ist die Zeit dargestellt und auf der Ordinate die Frequenz aufgetragen. Die Spektraldaten sind als Kontourplot dargestellt, wobei die grüne Farbe einen niedrigen Wert der ASLD kennzeichnet und rot einen hohen Wert. Eine größere Version und eine vergrößerter Ausschnitt des Spektrums sind in Abbildung A.3.1 und Abbildung A.3.2 im Anhang A.3 zu finden.

Es wird der Frequenzbereich zwischen 0 und 80 Hz betrachtet. In diesem Betriebspunkt schwingt die Brennkammer mit ihrer Resonanzfrequenz von knapp unter $f_{\text{Res}} = 32$ Hz. Es wird nun dem Erdgas eine Schwingung mit einer Erregungsfrequenz von $f_{\text{Erre}} = 37$ Hz aufgeprägt. Die Erregungsfrequenz wird dann kontinuierlich in Richtung der Resonanzfrequenz verschoben. Dabei sind neben diesen beiden Frequenzen weitere Nebenlinien zu erkennen. Weiterhin ist zu erkennen, dass sich ab $t = 400$ s die Frequenz der Schwingung mit Resonanzfrequenz ändert. Sie bewegt sich auf die Erregungsfrequenz zu.

Die mittlere Abbildung zeigt die Phasenlage der Brennkammerschwingung (f_{Res}) und der Modulation (f_{Erre}) gegenüber dem Drucksensor im Resonatorkolben (PI07) über der Zeit t . Die unterste Abbildung zeigt sowohl die Amplituden $ASLD_n$ der beiden Schwingungsfrequenzen als auch die Summe der beiden Signale über der Zeit t . Dabei ist zu erkennen, dass sich die Amplitude der Schwingung mit f_{Res} bei Annäherung an die Erregungsschwingung verringert.

Die Erklärung für das dargestellte Spektrum liegt in der Überlagerung und Koppelung von Resonanzschwingung und der erregten Schwingung. Der Druck in der Brennkammer schwingt mit f_{Res} . Diese Schwingung zeigt aufgrund der Kopplung zwischen beiden auch die Wärmefreisetzung der Flamme. Zusätzlich wird der Brennstoffmassenstrom und damit die Wärmefreisetzung der Flamme mittels DDV erregt. Beide Schwingungen sind aneinander gekoppelt und führen in diesem Fall zu einer Amplitudenmodulation der Erregungsfrequenz mit der Resonanzfrequenz.

Bei der multiplikativen Kopplung zweier schwingender Größen ergeben sich als resultierende Frequenzen $f_{\text{Err}} - f_{\text{Res}}$ und $f_{\text{Err}} + f_{\text{Res}}$. Zusätzlich sind aber auch die Moden höherer Ordnung miteinander gekoppelt, so dass sich das in Abbildung 5.3.4 dargestellte Linienbild ergibt. Für die einzelnen Linien ist aufgeführt, welche Moden amplitudenmultipliziert werden.

Bei gekoppelten Größen ist in der Physik der „Lock-In-Effekt“ bekannt, d.h. gekoppelte Größen schwingen ab einem geringen Frequenzabstand mit gleicher Frequenz. Der durch die Kopplung verursachte „Lock-In-Effekt“ kann die Ursache dafür sein,

dass sich die Schwingung mit auf die Erregungsschwingung zu bewegt und gedämpft wird.

Somit kann gezeigt werden, dass der angeregte Brennstoffmassenstrom die Verbrennung beeinflussen kann und mit einer Schwingung der Brennkammer bei Resonanzfrequenz gekoppelt ist. Die Wirkungsweise der Kopplung und ihrer Mechanismen werden im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht. Durch die Kopplung ist eine aktive Kontrolle von Verbrennungsschwingungen möglich. Dazu kann mittels einer aktiven Regelung die Erregungsschwingung auf die Verbrennungsschwingung abgestimmt. Haben beide Schwingungen die gleiche Amplitude und schwingen gegenphasig, löschen sie sich gegenseitig aus.

Ein weiteres für den Prüfstand interessantes Ergebnis kann aus der Phasenlage abgelesen werden. Die Verbrennungsschwingung hat gegenüber der Schwingung im Resonator bei $t \sim 800$ s ein Phasenlage von -90° . Damit kann gezeigt werden, dass die Modulation in diesem Punkt die Resonanzfrequenz des Prüfstandes anregt und diese durch den Resonator und die Kolbenstellung mitbestimmt wird.

5.3.4. Dralleinfluss

In einem Betriebspunkt wird das dynamische Verhalten von Brennkammer und Flamme betrachtet. Bei nahezu konstanter Luftzahl und konstanter Leistung wird der Drall des Brenners und somit das Drallfeld in der Brennkammer variiert. Dabei wird die Akustik des Prüfstandes für jeden Betriebspunkt angepasst. Mittels des verstellbaren Kolbens wird die Akustik derart eingestellt, dass akustische Schwingungen mit großer bzw. maximaler Amplitude auftreten.

Im Folgenden wird der Dralleinfluss auf die Leistungsdichtespektren der Wärmefreisetzung der Flamme und des instationären Brennkammerdrucks behandelt. In Abbildung 5.3.5 sind für die Wärmefreisetzung der Flamme die Schwingungsfrequenzen der Grundschiwingung / 1. Harmonischen und der 2. und 3. harmonischen Schwingung auf der Ordinate über der Drallzahl auf der Abszisse aufgetragen. Die zugehörigen Spektren sind im Anhang A.3 abgebildet.

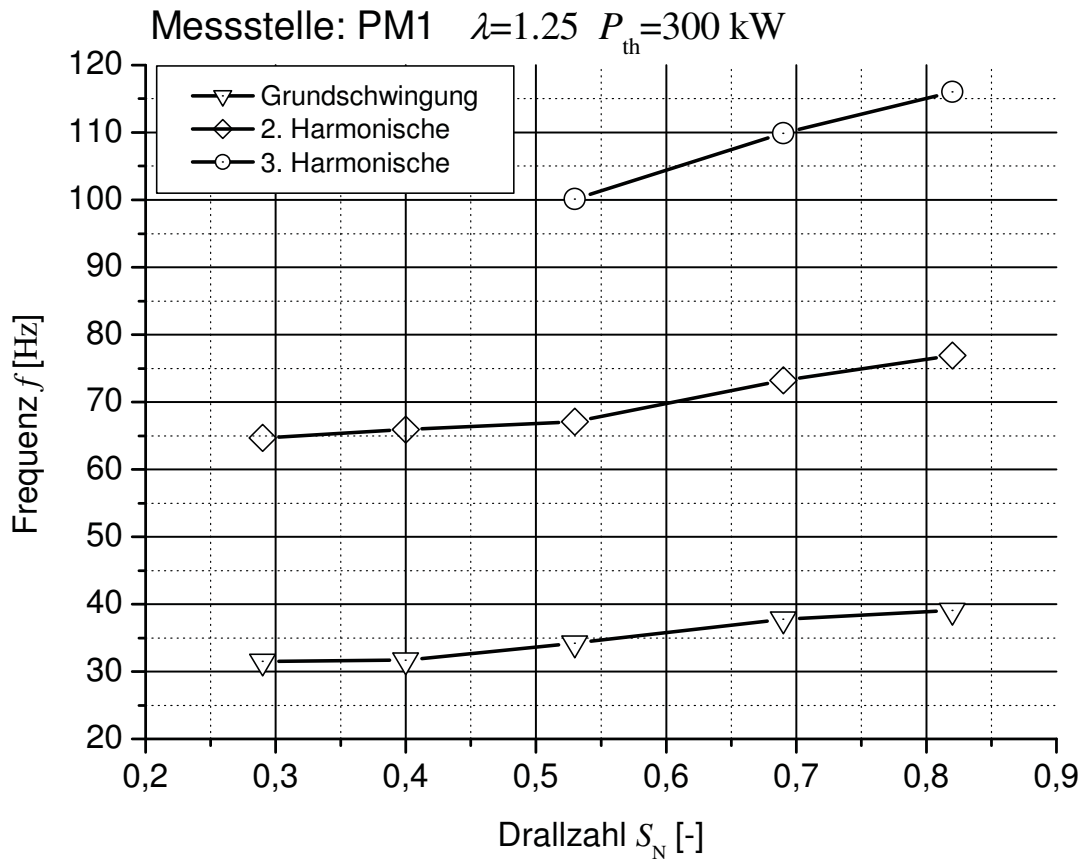


Abbildung 5.3.5 Schwingungsfrequenzen der Grundschwingung und der 2. und 3. Harmonischen – Messstelle PM1 – für verschiedene Drallzahlen ($\lambda = 1,25$, $P_{therm,i} = 300$ kW)

Für die kleinste Drallzahl von 0,29 hat die Grundschwingung der Flamme eine Frequenz von 31,5 Hz. Die erste harmonische Schwingung schwingt mit 64,7 Hz. Mit steigendem Drall kann nun beobachtet werden, dass sich die Frequenz der Grundschwingung ändert. Sie steigt mit zunehmender Drallzahl auf 39 Hz bei einer Drallzahl von $S_N = 0,82$ an. Die Schwingungsfrequenz der 2. und 3. Harmonische zeigt dementsprechend ein gleiches Verhalten.

Das Schwingungsverhalten des Wechseldrucks in der Brennkammer in denselben Betriebspunkten ist in der Abbildung 5.3.6 dargestellt. Auch in dieser Abbildung sind die Frequenzen der ersten Schwingungsmoden auf der y -Achse über der Drallzahl auf der x -Achse aufgetragen.

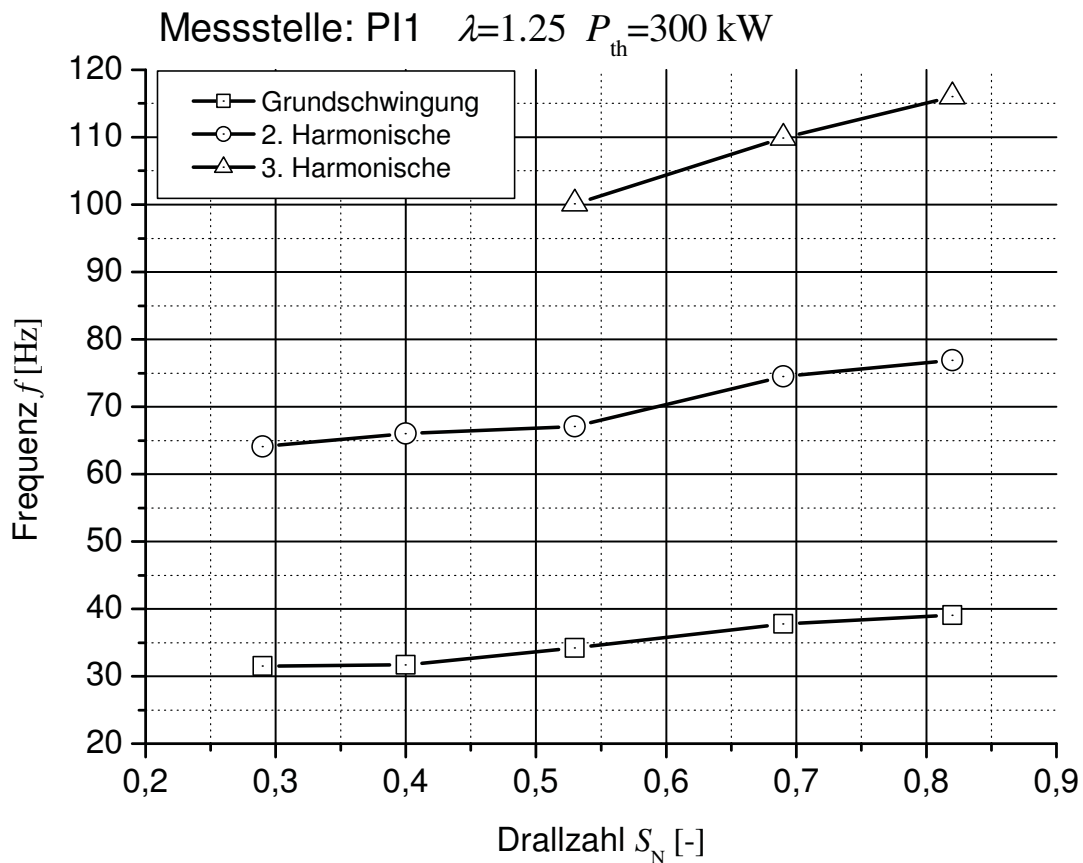


Abbildung 5.3.6 Schwingungsfrequenzen der Grundschwingung und der 2. und 3. Harmonischen – Messstelle P11 – für verschiedene Drallzahlen ($\lambda = 1,25$, $P_{therm,i} = 300$ kW)

Für die kleinste Drallzahl wird, wie auch bei der Schwingung der Flamme, der Mode mit 31,5 Hz angeregt. Mit höherer Drallzahl schwingt der Druck ebenfalls mit einer Frequenz von 64,7 Hz. Für höhere Drallzahlen verschiebt sich die Schwingungsfrequenz des Grundmodes des Drucks vergleichbar mit der des Grundmodes der Wärmefreisetzung der Flamme. Zusätzlich schwingt der Brennkammerdruck mit höheren Moden.

Um diese Abhängigkeit von der Drallzahl besser zu verstehen, wird die Struktur der Moden betrachtet. Folgende Moden sind in der Brennkammer möglich: 1. Umfangsmoden, 2. axiale Moden und 3. helikale Moden. Aufgrund der geringen Abmessung in Umfangsrichtung liegt die Grenzfrequenz für alle Temperaturen bei $f_{Grenz} > 265$ Hz. Die Grenzfrequenz der helikalen Moden kann nach Hellmich (2008) abgeschätzt werden und ergibt im erwarteten Temperaturbereich eine Grenzfrequenz von $f_{Grenz} > 690$ Hz.

Somit können sowohl Umfangsmoden als auch helikale Moden ausgeschlossen werden. Insofern bilden sich in dem Prüfstand axiale Schwingungsmoden aus. Diese zeigen aber normalerweise keine Abhängigkeit vom Drall der Strömung.

Allerdings zeigt sich, dass die Luftzahl über die Drallzahl der betrachteten Versuche leicht abnimmt und somit die Verbrennungstemperatur leicht zunimmt. Dieses wiederum bewirkt eine Zunahme der Schallgeschwindigkeit. Die Resonanzfrequenz eines auf einem Ende offenen Rohrs ist

$$f = \frac{n a}{2 \lambda} \quad (5-1)$$

und somit von der Wellenlänge λ , der betrachteten Mode n und der Schallgeschwindigkeit a abhängig. In diesem Fall ändert sich die Geometrie nicht, aber die Schallgeschwindigkeit ist von der Temperatur abhängig. So nimmt die Resonanzfrequenz der Moden mit steigender Schallgeschwindigkeit zu.

Zur Abschätzung des Einflusses kann eine Betrachtung der adiabaten Flammentemperatur herangezogen werden. Die Änderung der Luftzahl wie hier beobachtet von 1,26 zu 1,24 bewirkt eine Erhöhung der adiabaten Flammentemperatur um 16 K. Die daraus resultierende Erhöhung der Resonanzfrequenz nach Gleichung (5-1) ist $\Delta f \leq 0,3$ Hz.

Somit wird die Zunahme der Schwingungsfrequenz der Brennkammerschwingungen mit der Drallzahl durch die Abnahme der Luftzahl beeinflusst. Allerdings scheint der Einfluss dieses Effekts doch zu gering und kann nicht die einzige physikalische Ursache sein. Somit sind weitere Untersuchungen notwendig, um diesen Effekt vollständig erklären zu können.

5.3.5. Kopplung zwischen Brennkammerdruck und Wärmefreisetzung der Flamme

Um eine Aussage treffen zu können, ob die Schwingungen im Prüfstand selbsterregte Verbrennungsschwingungen sind, ist eine vergleichende Betrachtung des Brennkammerwechseldrucks und der Wärmefreisetzung der Flamme notwendig.

Drallzahl $S_N = 0,29$, $\lambda = 1,25$, $P_{th} = 301$ kW

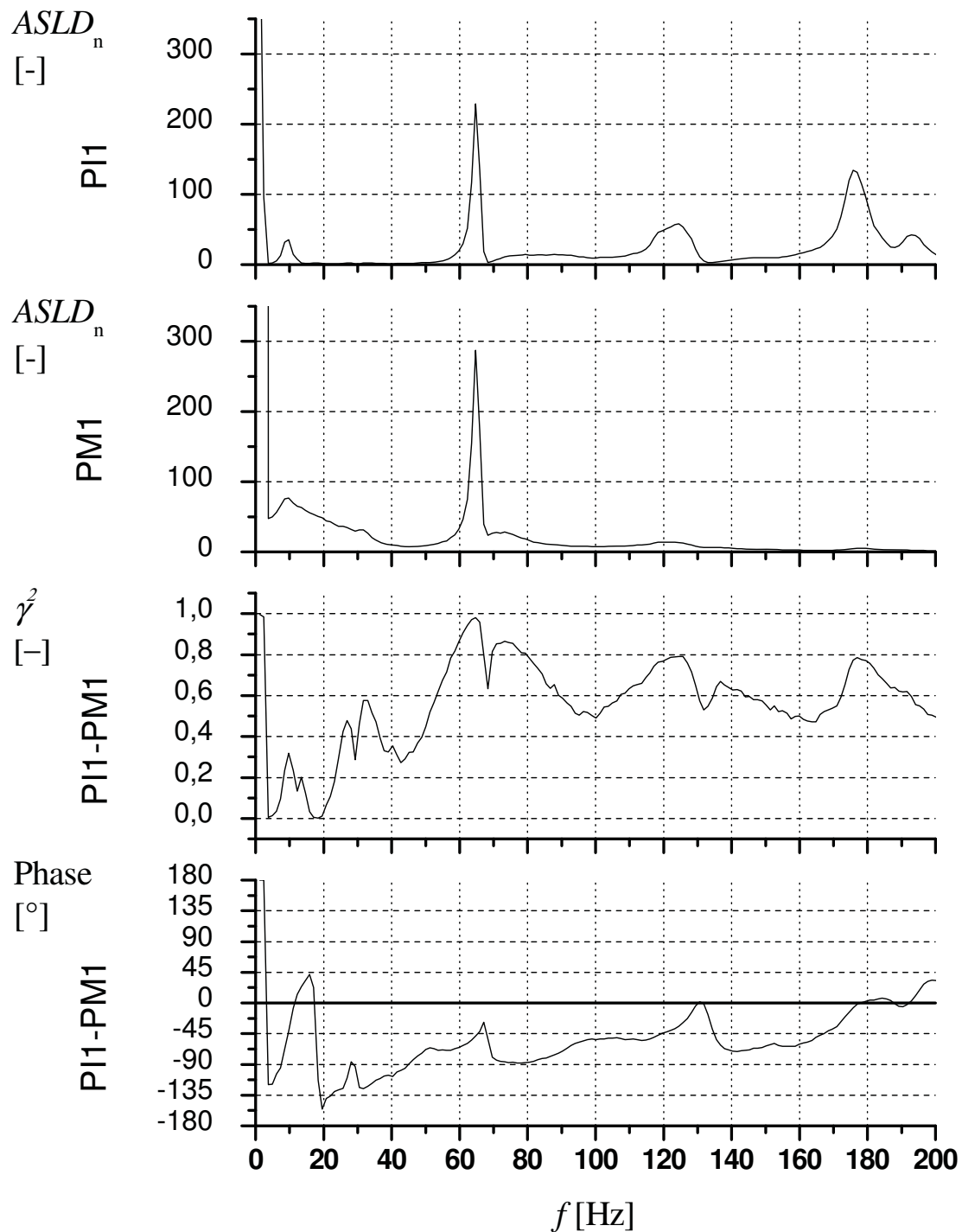


Abbildung 5.3.7 Vergleich des Drucksignals an PI1 und des Photomultipliers PM1 bei einer Drallzahl von $S_N = 0,29$ ($\lambda = 1,25$, $P_{therm,i} = 301$ kW)

In Abbildung 5.3.7 wird der Wechseldruck in der Brennkammer an der Messposition PI1 mit der Wärmefreisetzung der Flamme an Messposition PM1 verglichen. Das oberste Diagramm zeigt die Autospektrale Leistungsdichte des Drucksignals über der

Frequenz aufgetragen. Das zweite Diagramm von oben zeigt die Autospektrale Leistungsdichte der Wärmefreisetzung der Flamme über der Frequenz. Die beiden unteren Diagramme zeigen Kohärenz und Phasenlage der beiden Signale über der Frequenz.

Es ist zu erkennen, dass in beiden Spektren die 2. Harmonische mit einer Frequenz von $f = 64,5$ Hz vorhanden ist. Die Kohärenz zwischen beiden Signalen ist mit $\gamma^2 = 0,98$ sehr gut. Die Phasenlage der beiden Signale zueinander liegt mit 45° innerhalb des Bereiches von $-\pi/2 \leq \Delta\varphi \leq +\pi/2$. Somit ist das Rayleigh-Kriterium (Gleichung (2-2)) erfüllt und die notwendige Bedingung für selbsterregte Verbrennungsschwingung erfüllt. Das Rayleigh-Integral für diese Frequenz ist größer als Null. Dieses bedeutet, dass Druck- und Flammenschwingungen dieser Mode sich gegenseitig verstärken können. Die höheren Moden des Drucks schwingen mit deutlich geringerer Leistung.

Wird nun der Drall erhöht, schwingt die Flamme auch mit der Grundmode mit niedrigerer Frequenz. Der Druck schwingt mit der gleichen Frequenz wie die Wärmefreisetzung der Flamme. In Abbildung 5.3.8 sind Leistungsdichtespektren von Druck und Wärmefreisetzung der Flamme sowie deren Kohärenz und Phasenlage über der Frequenz für eine Drallzahl von $S_N = 0,82$ und $P_{\text{therm},i} = 300$ kW dargestellt.

In den Spektren ist die Grundschiwingung bei 39 Hz zu erkennen und dann die weiteren Harmonischen bei 77 Hz usw. Auch die Kohärenz ist für diese Frequenzen mit $\gamma^2 = 0,9$ sehr gut. Somit kann davon ausgegangen werden, dass die Schwingungen denselben Ursprung haben.

Nun ist bei der Wärmefreisetzung der Flamme der Grundmode mit 39Hz sehr ausgeprägt während beim Wecheldruck zusätzlich die 2. und 3. Harmonische mit den Frequenzen von 77 Hz und 116 Hz ausgeprägt ist.

Bei Betrachtung der Phasenlage fällt auf, dass die Wärmefreisetzung der Flamme dem Druck bei der Grundschiwingung um 117° nacheilt. Beim zweiten und dritten Peak eilt die Flamme dem Druck um 57° und um 55° hinterher.

Für den ersten Peak bedeutet dieses, dass Druck- und Flammeschwingung zwar zusammenhängen, aber keinen geschlossenen Feedback-Kreis aufweisen. Denn die Phase liegt außerhalb des Bereiches von $-\pi/2 \leq \Delta\varphi \leq +\pi/2$. Das Rayleighintegral ist somit für diese Schwingungsmode nicht erfüllt. Beim 2. und 3. Peak sind aufgrund der Phasenlage die Rayleigh-Integrale positiv. Zur Bewertung der Schwingungen könnten die erweiterten Stabilitätskriterien nach Gleichung (2-6) herangezogen werden. Hierzu wäre eine Messung der Verzugszeiten erforderlich. Des Weiteren ist zu berücksichtigen, dass auch Schwingungsenergie zwischen Moden transportiert werden kann.

Zur abschließenden Berechnung der Stabilitätskriterien sind weitere Messungen mit der bestehenden Messtechnik notwendig. Zur Beurteilung der Prozesse und Vorgän-

ge innerhalb des Prüfstandes scheint eine Modellierung des thermoakustischen Verhaltens der Brennkammer für zukünftige Untersuchungen unumgänglich.

Drallzahl $S_N = 0,82$, $\lambda = 1,25$, $P_{th} = 301$ kW

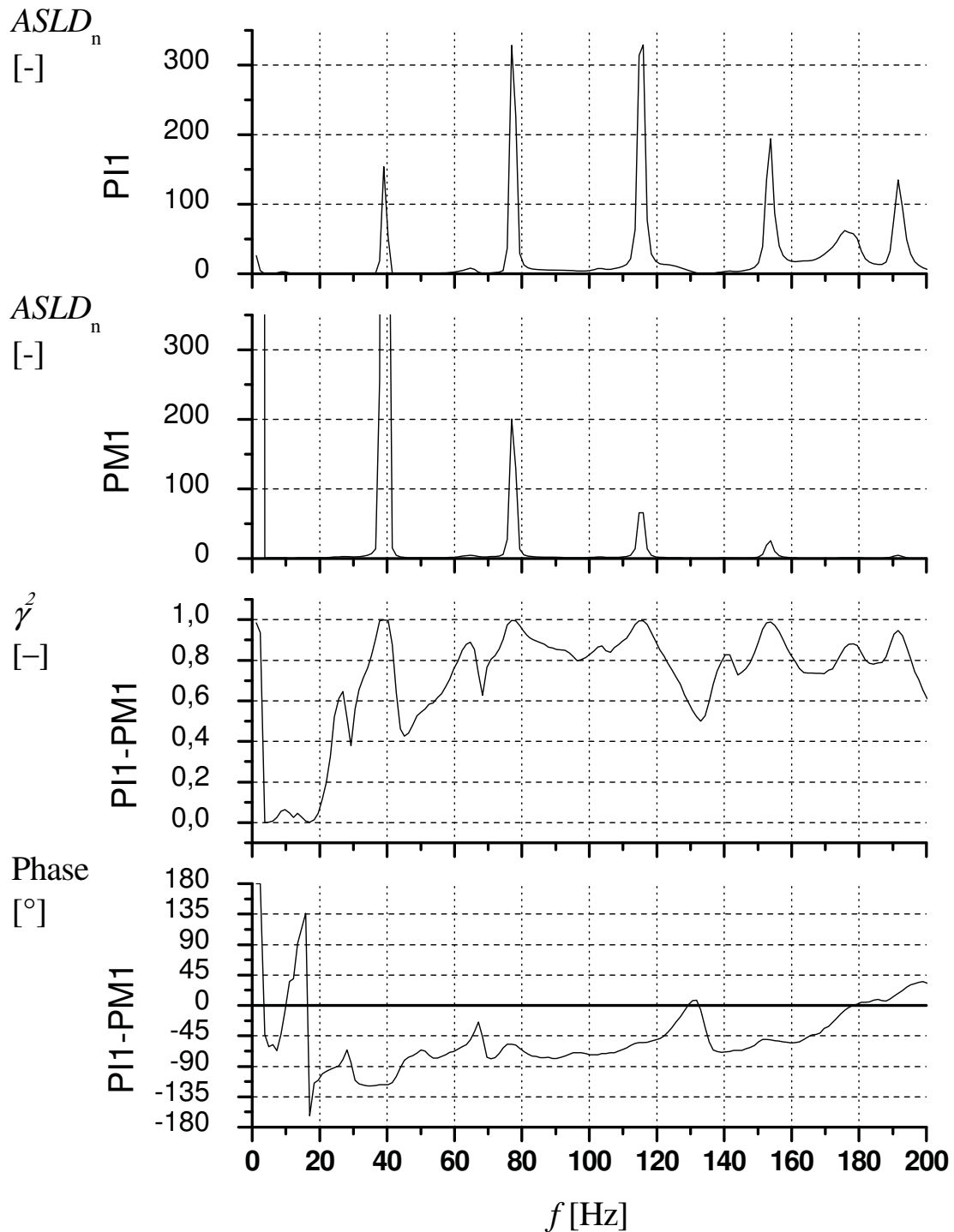


Abbildung 5.3.8 Vergleich des Drucksignals an PI1 und des Photomultipliers PM1 bei einer Drallzahl von $S_N = 0,82$ ($\lambda = 1,25$, $P_{therm,i} = 301$ kW)

Zusammenfassend kann zu den Heißversuchen gesagt werden:

- Der Prüfstand zeigt gekoppelte Schwingungen des Drucks und der Wärmefreisetzung der Flamme mit verschiedenen Eigenmoden. Mit verschiedenen Prüfstandsparametern (Drall, Kolbenposition, Modulation, Leistung und Luftzahl) lassen sich diese Schwingungsmoden beeinflussen.
- Die Grundmode und auch die höher Harmonischen haben eine axiale Mode. Die Schwingungsfrequenz der Moden zeigt eine Abhängigkeit von der Drallzahl. Dieses wird zu einem geringen Teil durch Variationen der Luftzahl über die Versuche verursacht. Die weiteren Ursachen müssen durch weiterführende Untersuchungen ermittelt werden.
- Eine Betrachtung der Phasenlage zwischen Druck und Wärmefreisetzung liefert einen Hinweis, ob das Rayleigh-Kriterium als notwendiges Kriterium für die Existenz thermoakustischer Schwingungen erfüllt ist. Für den betrachteten Versuch mit schwachem und starkem Drall ist das Rayleighkriterium für einzelne Moden im Spektrum erfüllt, aber nicht immer für die Grundmode. Diese Zusammenhänge könnten mit Hilfe einer Modellierung des thermoakustischen Verhaltens des Prüfstandes weiter untersucht werden.
- Die Verschiebung des Resonators im Kolben bewirkt eine Veränderung der Resonanzfrequenz des Prüfstandes. Damit können für den gleichen Betriebspunkt Zustände mit und ohne Schwingungen eingestellt und untersucht werden.
- Mittels zweier DDV-Ventile kann der Vormischgas-Massenstrom moduliert werden. In der Nähe der Resonanzfrequenz der Brennkammer bewirkt dieses eine multiplikative Interferenz mit einer bestehenden Brennkammerschwingung und zwar nicht nur der Grundmoden sondern auch der höher Harmonischen. Somit besteht eine Kopplung zwischen beiden Schwingungen und eine aktive Beeinflussung der Schwingungen mittels Brennstoffmodulation ist möglich. Bei einer Anregung der Resonanzfrequenz wird der Brennkammer die Schwingung von der Modulation aufgeprägt.

6. Numerische Untersuchungen

Die numerischen Untersuchungen werden mit Hilfe des kommerziellen Computational-Fluid-Dynamics (CFD) Pakets STAR-CD der Fa. CD-Adapco durchgeführt. Die numerischen Untersuchungen sind im Zuge der Auslegung des Prüfstandes durchgeführt worden und sind somit nicht mit experimentellen Daten validiert worden. Dabei wird in dieser Arbeit die „kalte“, nichtreaktive Strömung in der Modell- und in der Heißbrennkammer simuliert. Ziel der Strömungsberechnungen ist es, einen Einblick in die in den Betriebspunkten vorherrschenden Strömungsverhältnisse im inneren des Prüfstandes zu gewinnen und Kennzahlen (z.B. Drallzahl) zu berechnen, die am Prüfstand nicht gemessen wurden.

Bei den untersuchten Strömungen handelt es sich um drallbehaftete Strömungen in einem Stoßdiffusor. Auf diesem Gebiet ist bereits eine Vielzahl von Untersuchungen durchgeführt worden.

Die Modellierung der Geometrie und das Setzen der Randbedingungen wird gemäß den Handbüchern des CFD-Programms „STAR-CD“ durchgeführt (CD-Adapco (2005a) und CD-Adapco (2005b)). Zur Bewertung der Rechnung und der Ergebnisse werden zusätzlich die Best-Practice Guidelines (Casey und Wintergerste (2000)) verwendet.

6.1. Geometriediskretisierung

Zur numerischen Berechnung der Strömung ist eine Diskretisierung der Geometrie notwendig, d.h. die Beschreibung der Geometrie mit einer endlichen Anzahl miteinander verbundener Volumina. Hier besteht das Modell aus dem Brenner mit Drallerzeuger und der Brennkammer.

Dieses Modell wird als blockstrukturiertes Netz basierend auf hexaederförmigen Zellen mit Hilfe von Makros erzeugt. In der folgenden Abbildung 6.1.1 ist ein Teil der modellierten Geometrie, nämlich der Brenner mit Drallerzeuger dargestellt.

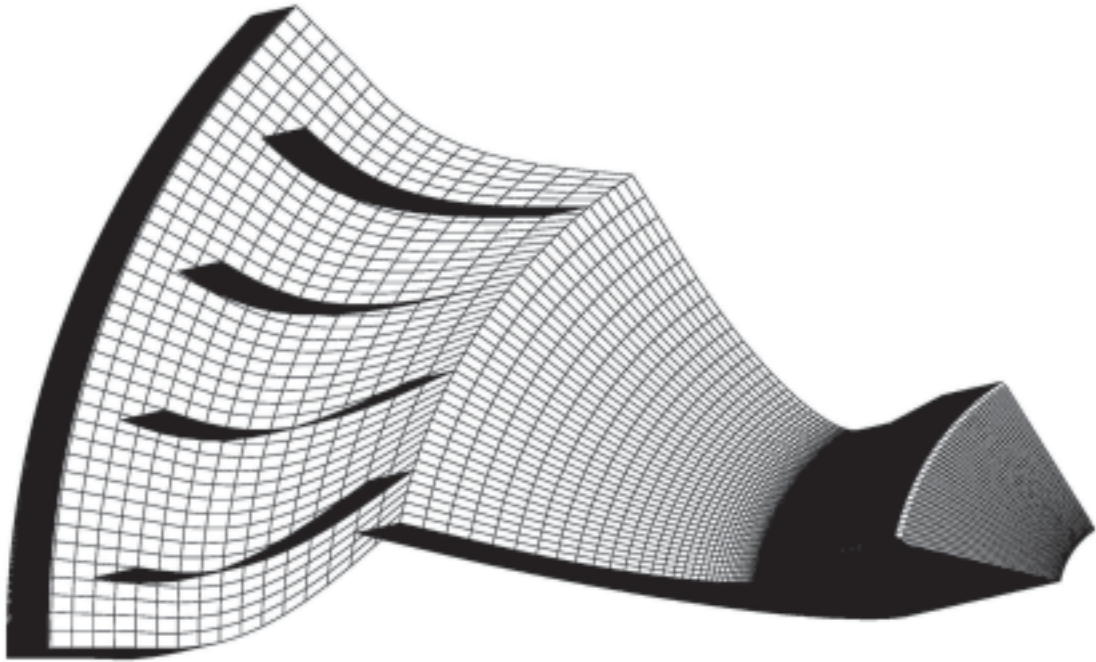


Abbildung 6.1.1 CFD-Modell des Brenners

Die zu modellierende Geometrie - Brenner mit Brennkammer – ist rotationssymmetrisch. Bei Berechnungen des stationären Strömungsfeldes, wie sie hier durchgeführt werden, kann diese Symmetrie genutzt werden, um die Modellgrößen und damit den Rechenaufwand zu reduzieren. Es wird dann nur ein relevanter Ausschnitt berechnet und mit Symmetrie-Randbedingungen miteinander verknüpft.

Die Brennkammer weist eine achteckige Form auf und in der Heißbrennkammer sind acht Brennstoffinjektoren. Bei dieser Symmetrie kann das Netz in Umfangsrichtung auf $1/8$ der realen Geometrie reduziert werden. Es wird somit ein Ausschnitt von 45° modelliert und gerechnet. Das Netz besteht aus ca. 2.500.000 Zellen.

Die Brennkammer für Kaltversuche ist ebenfalls achteckig, hier werden allerdings vier Brennstoffinjektoren eingesetzt. Somit muss ein Ausschnitt von 90° modelliert und berechnet werden. Damit enthält das Netz ca. 5.000.000 Zellen und der numerische Aufwand ist entsprechend größer gegenüber der Berechnung der Heißbrennkammer.

6.2. Randbedingungen und Rechnungsparameter

Zur Definition des zu simulierenden Problems ist die Angabe von Randbedingungen an den Berandungsflächen des CFD-Modells notwendig. Wie bereits im vorigen Abschnitt erwähnt, sind die Berandungsflächen, deren Normalenvektoren in Umfangsrichtung weisen, als Symmetriefflächen definiert und miteinander verknüpft. Die Randbedingungen in der Eintrittsfläche des Brenners sind als INLET Randbedingung spezifiziert, d.h. es werden Dichte, Temperatur, Turbulenz und Strömungsgeschwindigkeit vorgegeben. Die Randbedingung im Austritt des Modells ist als PRESSURE definiert, d.h. es werden Druck, Temperatur und Turbulenz vorgegeben. Alle restli-

chen Berandungsflächen werden als WALL definiert, d.h. sie gelten als feste Wände, an denen das Fluid haftet.

Die Berechnungen werden unter Verwendung des idealen Gasgesetzes als kompressible Berechnungen durchgeführt. Zur Diskretisierung der physikalischen Gleichungen wird ein Verfahren 3. Ordnung, das QUICK (Quadrative Upstream Interpolation of Convective Kinematics) Verfahren verwendet. Dieses Verfahren wird mit einem Mischungsfaktor von 0,5 verwendet, d.h. zur Erhöhung der numerischen Stabilität wird QUICK mit dem sehr stabilen UD (Upwind Differencing) vermischt. Die Turbulenz wird mittels eines nichtlinearen $k-\varepsilon$ Modells berechnet.

6.3. Durchgeführte Berechnungen

Da die Ergebnisse der Simulation zur Interpretation der experimentellen Ergebnisse verwendet werden, orientieren sich Parameter an den Betriebspunkten der experimentellen Untersuchungen (Siehe Tabelle 6-1). In der folgenden Tabelle sind die Zusammenhänge und Simulationsparameter dargestellt. Zur Berechnung der Turbulenz wird das in STAR-CD implementierte nichtlineare Modell „standard cubic $k-\varepsilon$ Model“ verwendet (Siehe CD-adapco (2005a)).

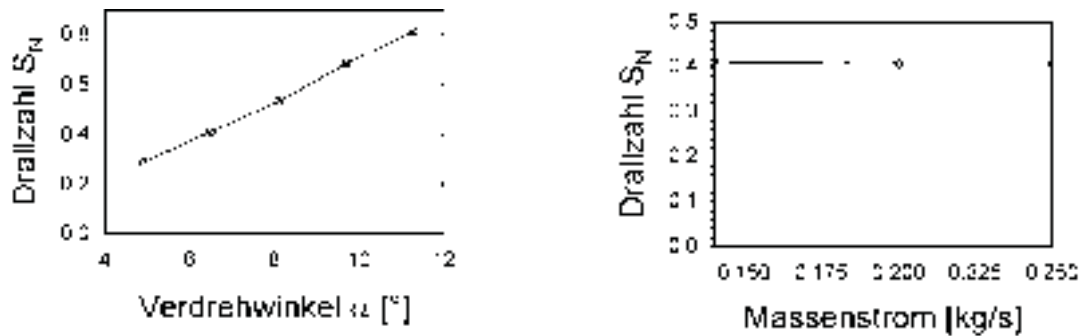
Versuchsnr.		CFD			
CFD	Experiment	Massenstrom [kg / s]	Drallzahl [-]	Brennkammer	Modellierungs- Winkel [°]
BKI31	H032	0,14	0,29	Heiß	45
BKI32		0,25	0,41	Heiß	45
BKI33	H017	0,14	0,53	Heiß	45
BKI34	H020	0,14	0,82	Heiß	45
BKI35		0,25	0,83	Heiß	45
BKI36	H039	0,2	0,41	Heiß	45
BKI37	H019	0,14	0,69	Heiß	45
BKI38	H016	0,14	0,41	Heiß	45
BKI39		0,25	0,29	Heiß	45
BR02	KK5	0,25	0,45	Kalt	90
BR03	KK3	0,25	0,96	Kalt	90

Tabelle 6-1 Übersicht der numerischen Berechnungen

6.4. Ergebnisse der numerischen Simulation

Die durchgeführten Rechnungen dienen zwei Zielen: 1. Die Ermittlung von Prüfstandsparametern, die nicht gemessen werden können, 2. Die Betrachtung des Strömungsfeldes zur Kontrolle der Auslegung.

Ein wichtiger Parameter zur Charakterisierung des Strömungsfeldes ist in der derzeitigen Konfiguration nicht messbar, nämlich die Drallzahl S_N . Deshalb werden aus den CFD-Simulationen die Geschwindigkeitsprofile der axialen und der tangentialen Komponente sowie der Druck ausgelesen. Diese dienen dann zur Berechnung der Drallzahl nach Gleichung (4-18).



Massenstrom $\dot{m} = 0,14 \text{ kg/s} = \text{const.}$

Verdrehwinkel $\alpha = 6,5^\circ = \text{const.}$

Abbildung 6.4.1 Drallzahl in Abhängigkeit der Dralleinstellung und des Massenstroms (Heißbrennkammer)

In Abbildung 6.4.1 sind die Ergebnisse der Drallzahl-Berechnung dargestellt. Die Drallzahl S_N wird in Abhängigkeit des Massenstroms und des Verstellwinkels des Drallerzeugers dargestellt.

Es ist zu erkennen, dass sich die Drallzahl im Bereich $0,29 < S_N < 0,81$ mit dem Drallerzeuger stufenlos verstellen lässt. Weiterhin ist zu erkennen, dass sich die Drallzahl mit dem Massenstrom kaum ändert.

Somit ist die Charakteristik des Strömungsfeldes hinsichtlich des Dralls unabhängig vom Massenstrom.

Der Versuchsaufbau für Kaltversuche weicht von der Heißbrennkammer in einigen Punkten ab. Neben einem kürzeren Brennringrohr sind vier Brennstoffinjektoren mit einem Durchmesser von 6 mm eingesetzt worden. Im Vergleich dazu werden in der Heißbrennkammer acht Injektoren mit einem Durchmesser von 5 mm eingesetzt. Abbildung 6.4.2 zeigt den Drallzahlverlauf in Abhängigkeit des Verdrehwinkels für die Kaltversuche.

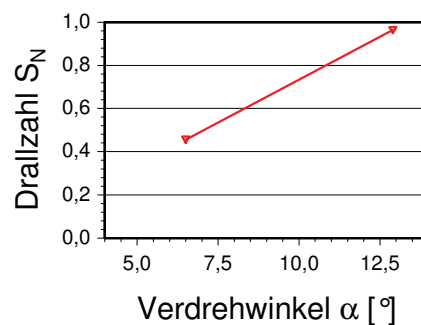


Abbildung 6.4.2 Drallzahl in Abhängigkeit der Dralleinstellung und des Massenstroms (Modellbrennkammer für Kaltversuche)

Aufgrund des höheren numerischen Aufwandes durch das große Netz werden lediglich zwei Punkte mit einem Verdrehwinkel von $6,5^\circ$ und $12,9^\circ$ berechnet. Die Drallzahlen für die weiteren Kaltversuche werden linear aus diesen beiden Werten interpoliert.

Verdrehwinkel	Drallzahl	
0	0	Definiert
3,2	0,19	Interpoliert
4,8	0,29	CFD
6,5	0,41	CFD
8,1	0,53	CFD
9,7	0,69	CFD
11,3	0,83	CFD
12,9	0,97	Extrapoliert

Tabelle 6-2 Drallzahlen für den Heißversuch / die Heißbrennkammer

Verdrehwinkel	Drallzahl	
0	0	Definiert
3,2	0,2	Interpoliert
4,8	0,33	Interpoliert
6,5	0,46	CFD
8,1	0,58	Interpoliert
9,7	0,71	Interpoliert
11,3	0,83	Interpoliert
12,9	0,96	CFD

Tabelle 6-3 Drallzahlen für den Kaltversuch

Der gesamte Drallzahlbereich in Abhängigkeit des Verdrehwinkels ist in Tabelle 6-2 für die Heißversuche bzw. die Kaltversuche in der Heißbrennkammer und in Tabelle 6-3 für die Kaltversuche in der Modellbrennkammer dargestellt.

Die Drallzahl liegt in dieser Konfiguration leicht über der Drallzahl für die Heißversuche ($\Delta S_N = 0,4$). Die Ursachen liegen vermutlich in der geringeren Versperrung. Denn die vier 6mm-Injektoren im Kaltversuch versperren weniger Querschnittsfläche, als die acht 5mm-Injektoren in der Heißkonfiguration.

6.5. Plausibilitätsprüfung

6.5.1. Betrachtung der y^+ -Werte

Die Turbulenz wird in den hier durchgeführten Berechnungen mit einem nicht-linearen k - ϵ Modell und einem Reynolds-Spannungs-Modell durchgeführt. Beide verwenden eine Wandfunktion zur Beschreibung der Grenzschicht. Deshalb muss nach CD-adapco (2005b) der dimensionslose Abstand (y^+ -Wert) des Zellmittelpunkts der wandnächsten Zelle zur Wand im Bereich $30 \leq y^+ < 100$ liegen.

Der y^+ -Wert hängt neben der Zellgeometrie auch von der Strömung, nämlich der Dichte ρ , dem empirischen Koeffizienten C_y , der turbulenten kinetischen Energie k und der Viskosität η ab. Die Wandfunktion beschreibt die Ausbildung der Grenzschicht an der Wand. Sie hat einen großen Einfluss auf die Turbulenz und die Ausbildung der Strömung in der Brennkammer (z.B. Wanddrücke, Druckverluste).

Aufgrund der Abhängigkeit des y^+ -Werts vom Strömungsfeld, lässt sich die o.g. Bedingung nicht im gesamten Modell realisieren. Sie sollte jedoch in und vor allem vor den Bereichen mit Ablösungen eingehalten werden.

6.5.2. Betrachtung der Netzfeinheit

Ein Netz kann die betrachtete Geometrie nur fehlerhaft abbilden, da die Zellvolumina eine endliche Größe haben. Dieser Fehler wird mit abnehmendem Zellvolumen kleiner. Bei gegebener Geometrie bedeutet aber ein abnehmendes Zellvolumen, dass die Anzahl der Zellen erhöht werden muss. Dieses wiederum bedeutet eine Erhöhung der Rechenzeit. Gleichzeitig muss das Netz aber auch in der Lage sein, alle relevanten Eigenschaften der Strömung (z.B. Ablösungen oder Wirbel) von der Größe her abbilden zu können.

Deshalb sollte das Netz so fein genug sein, um den Fehler klein zu halten und alle Eigenschaften der Strömung abzubilden. Gleichzeitig sollte es so grob wie möglich sein, um den Rechenaufwand so niedrig wie möglich zu halten. In diesem Fall ist jedoch zu beobachten, dass der Rechenaufwand ab einer bestimmten Netzgröße zu groß wird. Eine Netzverfeinerung lässt sich nicht mehr durchführen.

Ein übliches alternatives Vorgehen ist die Betrachtung des Massenstroms. Hier wird die Abweichung des einfließenden Massenstroms vom ausfließenden Massenstrom betrachtet. Ist die Abweichung klein genug, so ist auch das Netz ausreichend fein. Die Differenz zwischen ein- und ausfließendem Massenstrom liegt bei den hier durchgeführten Berechnungen bei 0,004% bezogen auf den Eintrittsmassenstrom.

7. Schlussfolgerungen

Die experimentelle Untersuchung von Verbrennungsschwingungen wird aufgrund der Komplexität der beteiligten physikalischen und chemischen Prozesse auch in Zukunft eine wichtige Rolle spielen. Dazu wird im Rahmen dieser Arbeit ein Prüfstand neu entwickelt. Zur Auslegung des Prüfstandes werden analytische Methoden und Methoden der numerischen Strömungssimulation (Computational Fluid Dynamics) verwendet. Dabei wird auf vielfältige Einstellmöglichkeiten in weiten Parameterbereichen geachtet, um Betriebszustände mit einer schwingenden Verbrennung einstellen zu können.

Der Aufbau des Prüfstandes erfolgt in zwei Phasen. In der ersten Phase werden an dem Prüfstand mit einer Modellbrennkammer und am Brennerfreistrahel experimentelle Untersuchungen der kalten Strömung durchgeführt. Es kann gezeigt werden, dass der variable Drallerzeuger Strömungsfelder mit unterschiedlicher Drallstärke erzeugen kann. Daraus resultieren unterschiedlich stark ausgeprägte Rückströmgebiete, die für die spätere Flammenstabilisierung im Heißversuch eine wichtige Rolle spielen. Prinzipiell führt stärkerer Drall auch zu einer stärkeren Ausprägung der Rezirkulationszone. Der erzeugbare Drallzahlbereich umfasst mit $0 < S_N < 0,96$ sowohl die Bereiche mit schwachem Drall (bis $S_N < 0,5$) als auch die Bereiche mit starkem Drall (bis $S_N > 0,5$).

Ein Vergleich zwischen dem Brennerfreistrahel und der Brennkammerströmung zeigt den Einfluss der Berandung. Die Brennkammerströmung zeigt bei gleicher Drallstärke ein stärker ausgeprägtes Rückströmgebiet.

In einer zweiten Phase wird der Prüfstand zum Heißbetrieb umgebaut und erhält neben einer feuerfesten Brennkammer einen Abgaskanal. Der Prüfstand kann mit einer Leistung von 220 kW bis 430 kW betrieben werden. In den Versuchen wird der Prüfstand mit Drallzahlen im Bereich $0 < S_N < 0,82$ betrieben.

Da der Prüfstand der Untersuchung thermoakustischer Schwingungen dienen soll, werden Betriebspunkte gesucht, die Verbrennungsschwingungen aufweisen. Mit den zur Verfügung stehenden Parametern Drallzahl, Thermische Leistung, Luftzahl sowie Akustik lassen sich mehrere Betriebszustände identifizieren, an denen der Prüfstand schwingt.

Bei den Untersuchungen zeigt sich, dass die Moden der Verbrennungsschwingungen eine Abhängigkeit von der Drallstärke zeigen. Zum einen werden unterschiedliche Moden zum Schwingen angeregt. Zum anderen aber nimmt die Frequenz der Grundmode mit zunehmender Drallstärke zu. Als eine Ursache können Abweichungen in der Luftzahl identifiziert werden. Für eine abschließende Klärung sind weitere Untersuchungen und Berechnungen mit thermoakustischen Modellen unumgänglich. Diese gehen jedoch über den Rahmen dieser Arbeit hinaus.

Um die Verbrennungsschwingung zu beeinflussen wird erfolgreich die Akustik verändert. Mit Hilfe eines verschiebbaren Kolbens lässt sich die Resonanzfrequenz des Prüfstandes derart verändern, dass ohne Beeinflussung anderer Betriebsparameter Verbrennungsschwingungen auftreten oder auch nicht.

Zur aktiven Beeinflussung der Verbrennungsdynamik ist der Prüfstand mit zwei Servoventilen ausgestattet, die im Tandembetrieb den Vormischgasmassenstrom modulieren können. Erste Versuche zeigten, dass eine Verbrennungsschwingung mit Hilfe der Brennstoffmodulation aktiv beeinflusst werden kann.

Somit kann gezeigt werden, dass ein Prüfstand mit einem sehr weiten Parameterfeld (Drallzahl, Thermische Leistung, Luftzahl sowie Akustik) Betriebspunkte aufweist, in denen er selbsterregte Verbrennungsschwingungen zeigt, die durch aktive und passive Maßnahmen beherrscht werden können.

Ausblick

Im Bereich der kalten Strömung können ihre dynamischen Eigenschaften mit Hilfe zeitaufgelöster oder phasengetriggelter Messtechniken betrachtet werden. So lassen sich sowohl Rückschlüsse über Lage und Form der Wirbel und ihre Bewegung schließen. Weiterhin können Erregungsuntersuchungen zum Transport einer Brennstoff-Modulation durchgeführt werden. Wird in den Kaltversuchen ein Gas mit einem deutlichen Dichteunterschied von Luft verwendet, wie z.B. Helium, ist der Einsatz zusätzlicher dichtebasierender Messtechniken wie das hintergrund-basierende Schlieren-Verfahren (BOS – Background-Oriented Schlieren) möglich.

Für die heiße Strömung ist sicherlich die Ermittlung des gesamten Brennerkennfeldes in Abhängigkeit der Drallzahl und der thermischen Leistung von primärem Interesse. Zum besseren Verständnis der Thermoakustik des Prüfstandes und der ablaufenden Prozesse scheint zudem eine Modellierung des Prüfstandes mit thermoakustischen Modellen unumgänglich.

Darauf basierend lassen sich Betriebspunkte für den aktiven Eingriff mittels Brennstoffmodulation identifizieren. Für den aktiven Eingriff durch die Modulation können eine Vielzahl von Parametern untersucht werden, wie z.B. Druckverlust der Brennstoffdüsen oder Ort der Brennstoff-Injektion im Brenner. Zur Realisierung einer aktiven Schwingungskontrolle ist der Einbau eines entsprechenden Reglers notwendig.

Optische Untersuchungen der heißen Strömung können durch die Austrittsöffnung der Brennkammer und die Bohrung der Zündlanze erfolgen. Somit können optische Messtechniken eingeschränkt zur Anwendung kommen.

Eine deutliche Verbesserung der optischen Zugänglichkeit ließe sich durch den Wechsel zu einer wassergekühlten Brennkammer mit Fenstern erreichen. Es lassen sich dann uneingeschränkte Messungen der Flamme mit optischen Messtechniken (PIV, LIF (Laser-induzierter Fluoreszenz), Rayleighindex) durchführen. Durch phasenaufgelöste Auslösung der Messtechnik können dynamische Eigenschaften identifiziert werden.

8. Literaturverzeichnis

Anderson T.J., Proscia, W., Cohen, J.M. (2001): *Modulation of a Liquid-Fuel Jet In An Unsteady Cross-Flow. Proc. of the ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea, Air*, June 4-7, New Orleans, USA.

Auer, M. P.; Gebauer, C.; Mösl, K.G.; Hirsch, C.; Sattelmeyer, T. (2005): Active Instability Control: Feedback of Combustion Instabilities on the Injection of Gaseous Fuel; *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* Vol. 127, No. 4.

Bellucci, V., Paschereit, C.O., Flohr, P., Magni, F. (2001): On the Use of Helmholtz Resonators for Damping Acoustic Pulsations in Industrial Gas Turbines, *Proc. of the ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea, Air*, June 4-7, New Orleans, USA.

Bloxidge, G., Dowling, A., Hooper, N., Langhorne, P. (1987): Active control of reheat buzz. Paper No. AIAA-87-0433, *AIAA 25th Aerospace Sciences Meeting*.

Bendat, J.S., Piersol, A.G. (2000): *Random Data – Analysis and Measurement Procedures*, 3rd Ed.

New York: John Wiley & Sons, Inc.

Büchner, H. (1992): Experimentelle und theoretische Untersuchungen der Entstehungsmechanismen selbsterregter Druckschwingungen in technischen Vormisch-Verbrennungssystemen. Reihe Verfahrenstechnik.

Aachen: Verlag Shaker

Bruun, H. (1995): *Hot-Wire Anemometry: Principles and Signal Analysis*.

Oxford: Oxford University Press

Casey, M., Wintergerste, T. (2000): Best Practice Guidelines, ERCOFTAC Special Interest Group on "Quality and Trust in Industrial CFD", Version 1.0.

Campos-Delgado, D.U., Zhou, K., Allgood, D., Acharya, P. (2003): Active Control of Combustion Instabilities Using Model-Based Controllers, *Combust. Sci. and Tech.*, Vol. 175, pp. 27-53.

CD-Adapco (2005a): *Methodology – STAR-CD v3.26*.

CD-adapco (2005b): *User Guide – STAR-CD v3.26*.

Deuker, E. (1995): ein Beitrag zur Vorausberechnung des akustischen Stabilitätsverhaltens von Gasturbinen-Brennkammern mittels theoretischer und experimenteller Analyse von Brennkammerschwingungen. *Fortschrittsberichte VDI Reihe 6*, Nr. 317. Düsseldorf : VDI-Verlag

Diers, O., Hassa, C., Heinze, J., Giezendanner, T.R. (2005): Thermoakustisches Verhalten eines Gasturbinenbrenners realer Größe in einer akustisch abstimmbaren Brennkammer, 22. Deutscher Flammentag, 21.-22. September, Braunschweig, Deutschland

- DIN (2003): Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt – Teil 3: Düsen und Venturidüsen, DIN EN ISO 5167-3.
Berlin: Beuth Verlag
- Dines (1984): Active control of flame noise. Ph.D. Thesis, Cambridge University.
- Enercity (2007): Kennwerte der im Versorgungsgebiet der Stadtwerke Hannover AG zur Verteilung kommenden Erdgase, gültig für 2007 (Mittelwerte eigener Analysen von 2006), Persönliche Mitteilung.
Hannover
- Fleige, H.-U. (2002): Experimentelle und numerische Untersuchungen am Modell eines Turbinenausstrittsdiffusors, Dissertation Universität Hannover, *VDI- Fortschrittsberichte Reihe 7*, Nr. 442.
Düsseldorf: VDI-Verlag
- Forster, S.; Michel, U.; Röhle, I. (2004): Optimierung der passiven und aktiven Dämpfung von thermoakustischen Schwingungen. AG Turbo II Verbundvorhaben GuD-Kraftwerk „500 MW auf einer Welle“, Vorhaben 4.4.2C, Abschlussbericht, DLR Institut für Antriebstechnik, Köln.
- Fudihara, T.J., Goldstein Jr. I, L., Mori, M. (2003): The three-dimensional numerical aerodynamics of a movable block burner, *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, Vol. 20, No. 4.
- Glassman, I. (1996): Combustion, 3rd Edition.
San Diego: Academic Press
- Grabe, M.(2006): Measurement Uncertainties in Science and Technology.
Berlin: Springer Verlag
- Griebel, P., Bombach, R., Inauen, A., Schären, R., Schenker, S., Siewert, P. (2005): Flame Characteristics and Turbulent Flame Speeds of Turbulent, High-Pressure, Lean Premixed Methane/Air Flames, *Proc. of the ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea, Air*, June 6-9, Reno-Tahoe, Nevada, USA.
- Greitzer, E. M., Tan, C. S., Graf, M. B. (2004): Internal Flow – Concepts and Applications.
Cambridge: Cambridge University Press
- Gupta, A.K., Lilley, D.G, Syred, N. (1984): Swirl Flows.
Turnbridge Wells: Abacus Press
- Hantsck, C.C., Hermann, J., Vortmeyer, D. (1996): Active Instability Control With Direct-Drive Servo Valves in Liquid-Fuelled Combustion Systems, 26th Symposium on Combustion, The Combustion Institute, pp 2835-2841.
- Heckl (1985): Heat source in acoustic resonators. Ph.D. Thesis, Cambridge University.

- Hellmich, B. (2008): Acoustic Resonance in a High Speed Axial Compressor, Dissertation Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, <http://edok01.tib.uni-hannover.de/edoks/e01dh08/558506747.pdf>.
- Hermann, J., Gleis, S., Vortmeyer, D. (1996): Active Instability Control (AIC) of Spray Combustors by Modulation of the Liquid Fuel Flow Rate, *Combust. Sci. and Tech.*, Vol. 118, pp. 1-25.
- Hermann, J. (1997): Anregungsmechanismen und aktive Dämpfung (AIC) selbsterregter Verbrennungsschwingungen in Flüssigkraftstoffsystemen. *VDI Fortschritt-Berichte Reihe 6*, Nr. 364.
Düsseldorf: VDI-Verlag Düsseldorf
- Hermann, J. (2003): Durchflusskennziffern der Moog DDV Ventile, Persönliche Mitteilung.
- Hermann, J. (2003a): Prinzipielle Wirkungsweise des aktiven Eingriffs, Persönliche Mitteilung.
- Hermann, J., Mettenleiter, M., Kanzer, S., Seume, J. (2003): Entwicklung eines industrietauglichen Regelsystems zur Dämpfung von Verbrennungsinstabilitäten in stationären Gasturbinen - Entwicklung einer effizienten Aktuatorik bzw. Eingriffsstrategie zur aktiven Regelung von thermoakustischen Instabilitäten in stationären Gasturbinen. Antrag auf Förderung im Rahmen des PROgrammes „INNOvationskompetenz mittelständischer Unternehmen“ des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie (BMWi).
- Keck, O. (2002): Laserspektroskopische Bestimmung der Temperatur- und Speziesverteilungen mit Einzelpulsanregung, Dissertation an der Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, Universität Stuttgart.
- Krebs, W., Flohr, P., Prade, B., Hoffmann, S. (2002): Thermoacoustic Stability Chart for High-Intensity Gas Turbine Combustion Systems, *Combust. Sci. and Tech.*, Vol. 174, Nr.7; pp. 99-128.
- Krüger, U., Hüren, J., Hoffmann, S., Krebs, W., Flohr, P., Bohn, D. (2001): Prediction and Measurement of Thermoacoustic Improvements in Gas Turbines With Annular Combustion Systems, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 123, pp. 557-566.
- Kühlmeyer, M. (2001): Statistische Auswertemethoden für Ingenieure - Mit Praxisbeispielen, VDI-Buch.
Berlin: Springer Verlag
- Lang, W. (1986): Dynamik und Stabilität selbsterregter Verbrennungsschwingungen beim Auftreten mehrere Frequenzen. Ein erweitertes Stabilitätskriterium. Dissertation an der TU München.
- Lang, W., Poinso, T. und S. Candel (1987): Active Control of Combustion Instability, *Combustion and Flame*; Vol. 70, pp. 281-289.

- Lieuwen, T., Zinn, B.T. (1998): Theoretical Investigation of Combustion Instability Mechanisms in Lean Premixed Gas Turbines, AIAA 98-0641, 36th Aerospace Sciences Meeting & Exhibit, January 12-15, Reno, Nevada, USA.
- Lieuwen, T., Torres, H., Johnson, C., Zinn, B.T. (2001): A Mechanism of Combustion Instability in Lean Premixed Gas Turbine Combustors, *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 123, pp. 182-189.
- Lieuwen, T.C. und Yang, V. (Edts.) (2005): Combustion Instabilities in Gas Turbine Engines – Operational Experience, Fundamental Mechanisms, and Modeling, *Progress in Aeronautics*, Vol. 210.
- Lechner, C., Seume, J. (2003): Handbuch Stationäre Gasturbinen. Berlin: Springer Verlag
- Lefebvre, A.H. (1999): Gas Turbine Combustion, 2nd Ed. Philadelphia: Taylor & Francis
- Lenze, B., Leuckel, W., Schmitt, P., Schmid, H. (2000): Erarbeitung von Basisdatensätzen der Feldgrößen Temperatur, Spezieskonzentrationen, Strömungsgeschwindigkeiten und Turbulenzparameter an turbulenten Standard-Drallflammen, TECFLAM-Abschlussbericht 2000.
- McManus, K.R., Poinso, T., Candel, S.(1993): A review of active control of combustion instabilities., *Prog. Energy Combustion Sci.*, Vol 19, pp 1-29.
- Paschereit, E. Gutmark, W. Weisenstein (1999): Control of Combustion Driven Oscillations by Equivalence Ratio Modulations. *International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition*, June 7-10, 1999, Indianapolis, Indiana, USA, ASME Paper No. 99-GT-118.
- Paschereit, C.O., Gutmark, E., Weisenstein, W. (2000): Excitation of Thermoacoustic Instabilities by Interaction of Acoustic and Unstable Swirling Flow, *AIAA Journal*, 38(2000)6, pp. 1025- 1034.
- Paschereit, C.O., Gutmark, E. (2004): The Effectiveness of Passive Combustion Control Methods, *Proc. of the ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, Air*, June 14-17, Vienna, Austria.
- Poinso, T., Veynante, D., Bourienne, F., Candel, S., Esposito, E. und J. Surget (1988): Initiation and Suppression of Combustion Instabilities by Active Control, *Twenty-Second Symposium (International) on Combustion / The Combustion Institute*, August 14-19, University of Washington, Seattle, Washington, pp. 1363-1370.
- Raffel, M. (1993); PIV-Messungen in stationärer Geschwindigkeitsfelder an einem schwingenden Rotorprofil, Forschungsbericht des DLR, DLR-FB 93-50. Göttingen: DLR
- Lord J.W.S. Rayleigh (1878): The Explanation of Certain Acoustic Phenomena., *Nature*, July 18, 1878, S. 319-321.

Raffel, M., Willer, C., Kompenhans, J. (2000): Particle Image Velocimetry: A Practical Guide.

Berlin: Springer Verlag

Sattelmayer, T.; Auer, M. P. (2002): Feuerungstechnische Aspekte der aktiven Instabilitätskontrolle. AG Turbo Verbundprojekt für ein CO₂-armes Kraftwerk „500 MW auf einer Welle“, Vorhabengruppe 3.1 Instabilität und Thermoakustik, Vorhaben 3.1.1 A, Schlussbericht, Lehrstuhl für Thermodynamik, Technische Universität München

Scheffler, T. (1999): Particle Image Velocimetry zur Untersuchung hydraulischer Strömungsmaschinen, Dissertation TU Berlin, Shaker, Aachen

Schildmacher, K.-U. (2005): Experimentelle Charakterisierung der Instabilitäten vorgemischter Flammen in Gasturbinen-Brennkammern. *Forschungsberichte aus dem Institut für Thermische Strömungsmaschinen*, Universität Karlsruhe.

Berlin: Logos Verlag

Schlüter, J., Schönfeld, T., Poinso, T., Krebs, W., Hoffmann, S. (2001): Characterization of Confined Swirl Flows Using Large Eddy Simulation, *Proc. of the ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea, Air*, June 4-7, New Orleans, USA.

Schuermans, B., Bellucci, V., Guethe, F., Meili, F., Flohr, P., Paschereit, C.O. (2004): A Detailed Analysis of Thermoacoustic Interactions Mechanisms in a Turbulent Premixed Flame, ASME GT2004-53831, *Proc. of the ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, Air*, June 14-17, Vienna, Austria.

Schuermans, B., Luebcke, H., Bajusz, D., Flohr, P. (2005): Thermoacoustic Analysis of Gas Turbine Combustion Systems Using Unsteady CFD, *Proc. of the ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea, Air*, June 6-9, Reno-Tahoe, Nevada, USA.

Seume, J.R., Vortmeyer, N., Krause, W., Hermann, J., Hantschk, C.C., Zangl, P., Gleis, S., Vortmeyer, D. (1998): Application of Active Combustion Instability Control to a Heavy-Duty Gas Turbine., *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 120, pp. 721-726.

Sims, G.J.M., Copplestone, R.W., Tilston, J.R. (2003): Performance Studies of Passive Damping Techniques Used to Suppress Combustion Oscillations in LPP Combustors, *Proc. of the ASME Turbo Expo 2003: Power for Land, Sea, Air*, June 16-19, Atlanta, Georgia.

Stow, R.S., Dowling, A.P. (2004): Low-Order Modelling of Thermoacoustic Limit Cycles. ASME GT2004-54245, *Proc. of the ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, Air*, June 14-17, Vienna, Austria.

Streb, H., Prade, B., Hahner, T., Hoffmann, S. (2001): Advanced Burner Development for the Vx4.3A Gas Turbines, ASME 2001-GT-077, *Proc. of the ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea, Air*, June 4-7, New Orleans, USA.

Willert, C., Gharib, M. (1991): Digital Particle Image Velocimetry, *Experiments in Fluids*, Vol. 10, pp. 181-193.

A. Anhang

A.1. Prüfstand

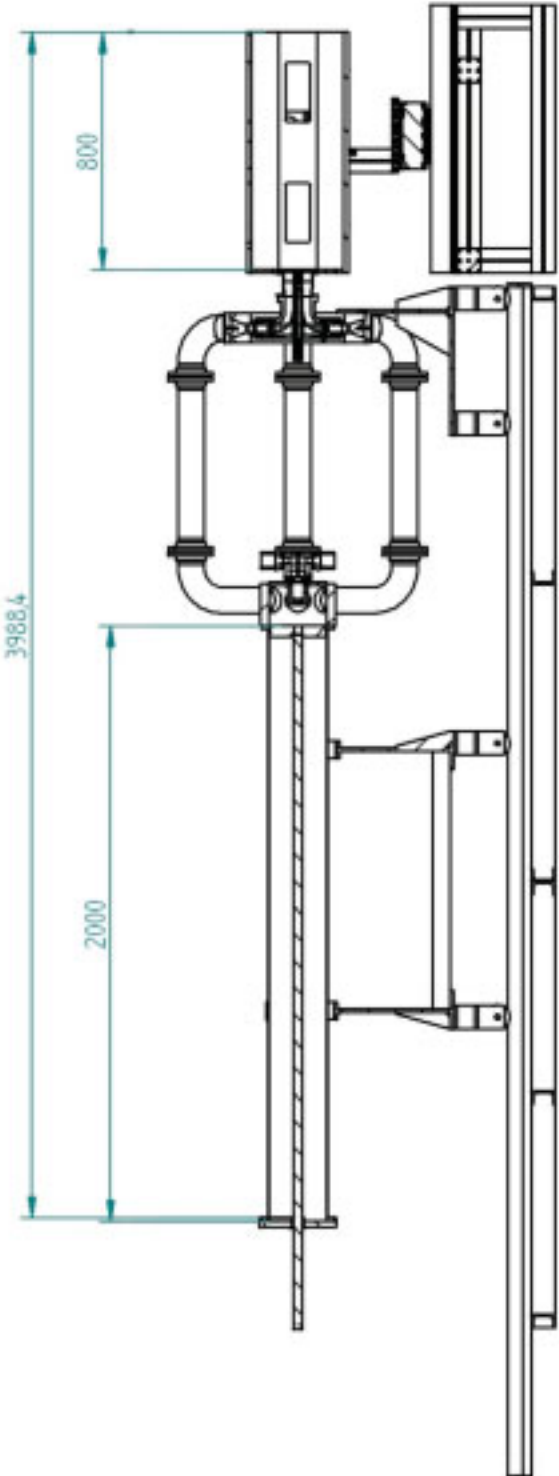


Abbildung A.1.1 Prüfstand für Kaltversuche

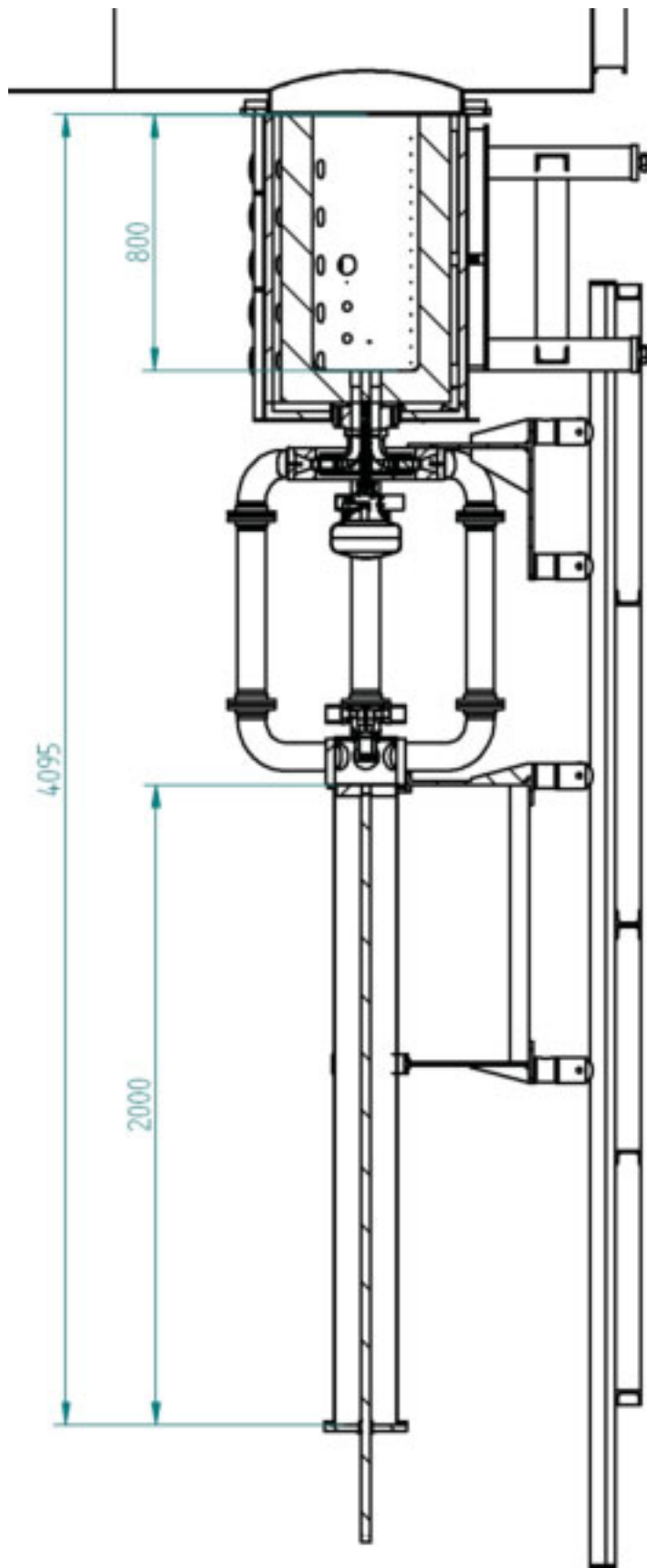


Abbildung A.1.2 Prüfstand für Heißversuche

A.2. Versuche ohne Verbrennung

A.2.1. Freistrah

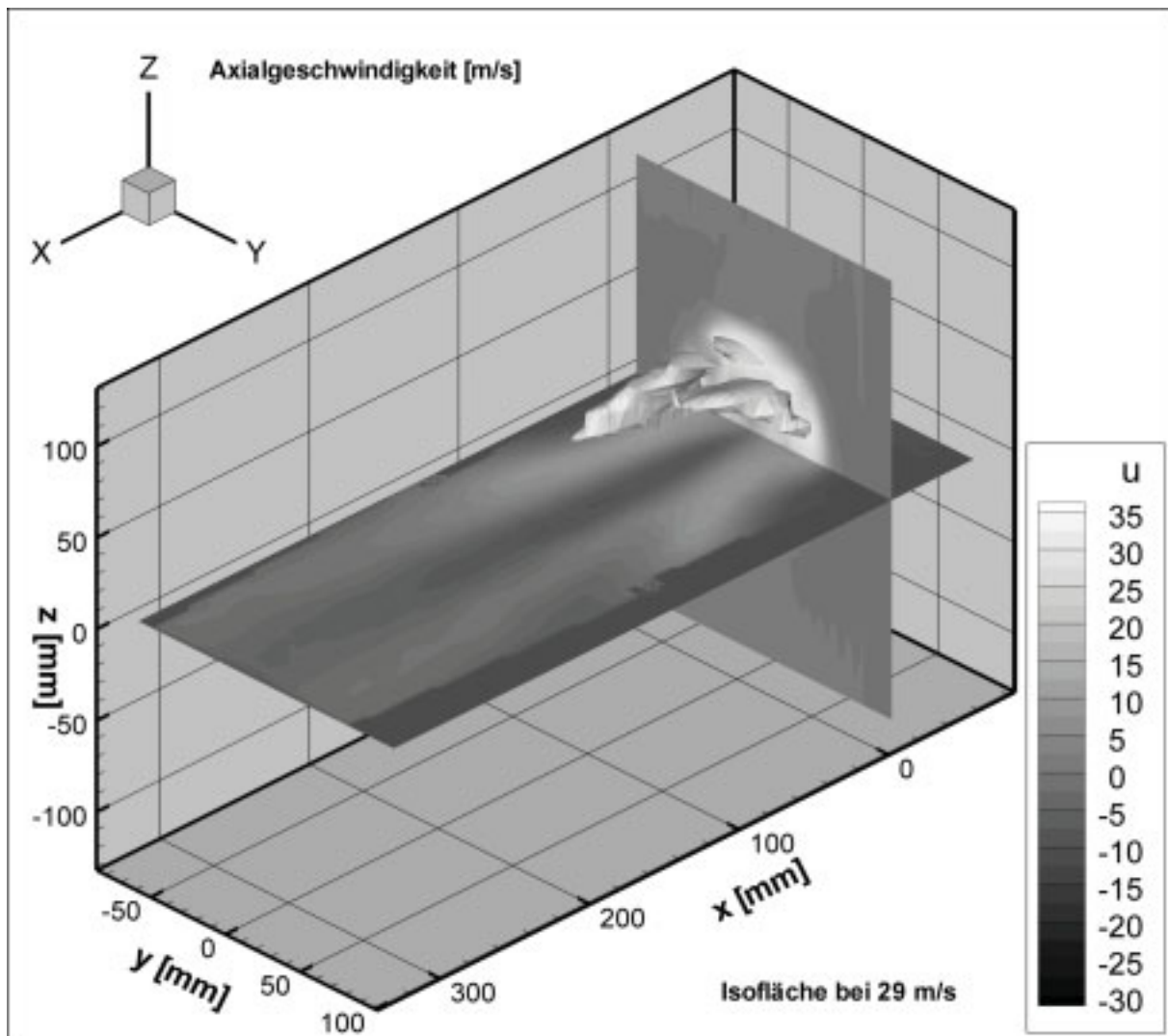


Abbildung A.2.1 Brennerfreistrah bei Dralleinstellung $S_N = 0,46$ (Versuchsnr: F3, $\dot{m} = 0,250$ kg/s)

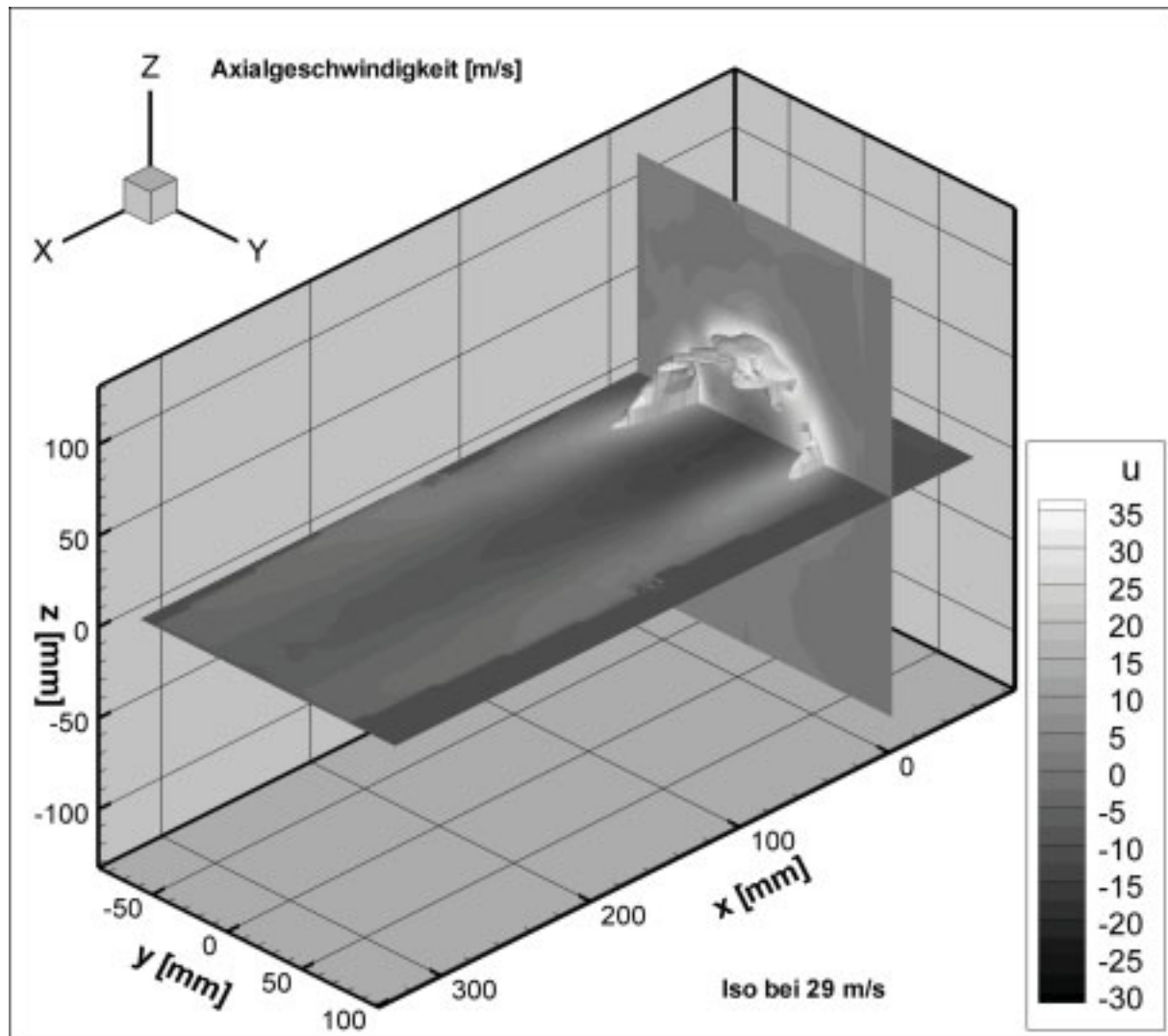


Abbildung A.2.2 Brennerfreistrahler bei Dralleinstellung $S_N = 0,71$ (Versuchsnr: F6, $\dot{m} = 0,2437$ kg/s)

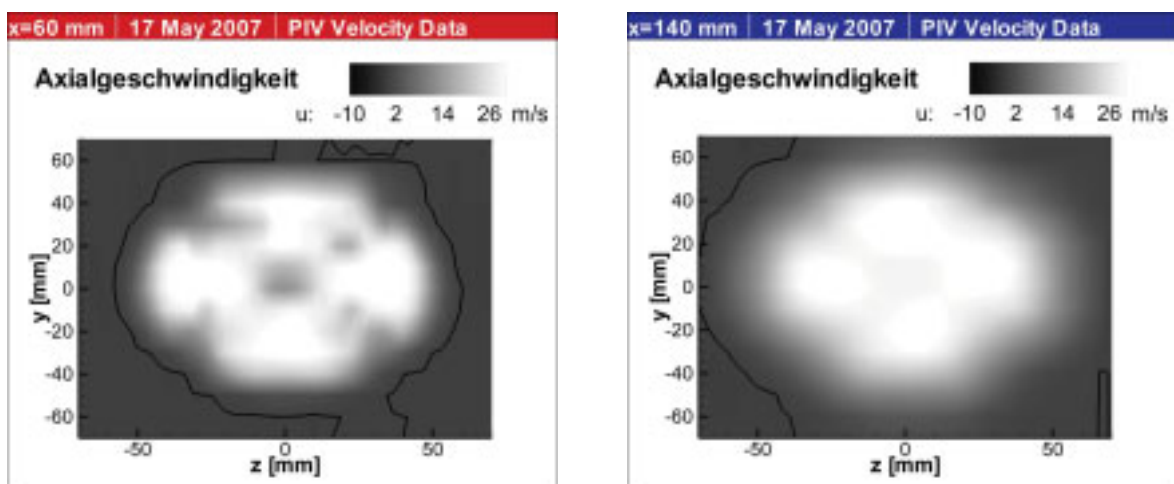


Abbildung A.2.3 Brennerfreistrahler bei $\dot{m} = 0,2437$ kg/s und der Drallzahl $S_N = 0$ – Plot der Axialgeschwindigkeit (Versuchsnr. F5)

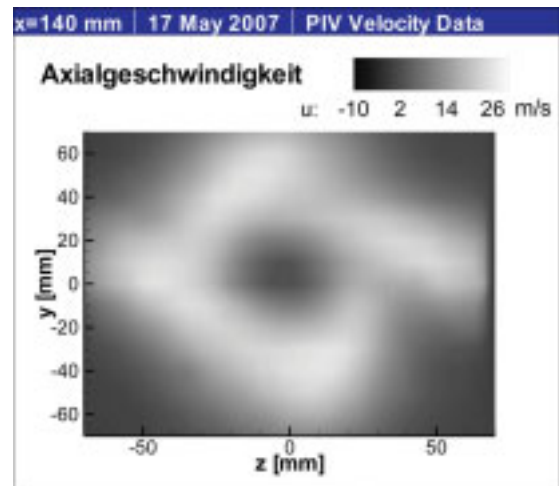
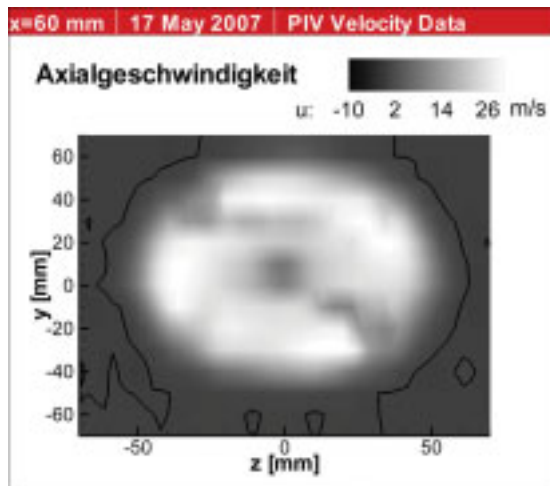


Abbildung A.2.4 Brennerfreistrahler bei $\dot{m} = 0,250$ kg/s und der Drallzahl $S_N = 0,45$ – Plot der Axialgeschwindigkeit (Versuchsnr. F3)

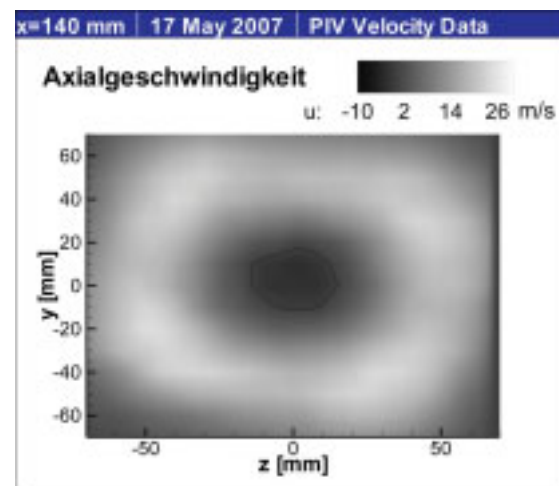
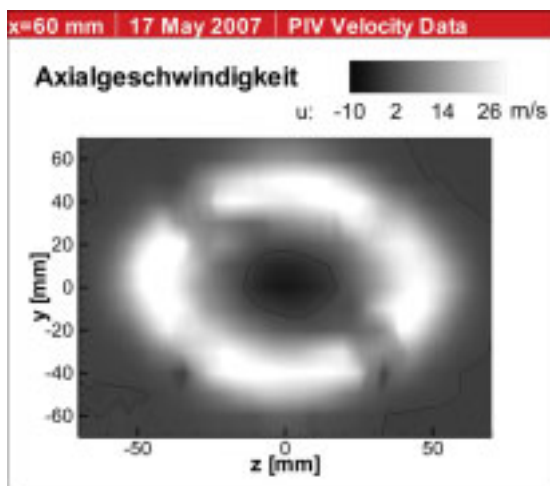


Abbildung A.2.5 Brennerfreistrahler bei $\dot{m} = 0,2437$ kg/s und der Drallzahl $S_N = 0,71$ – Plot der Axialgeschwindigkeit (Versuchsnr. F6)

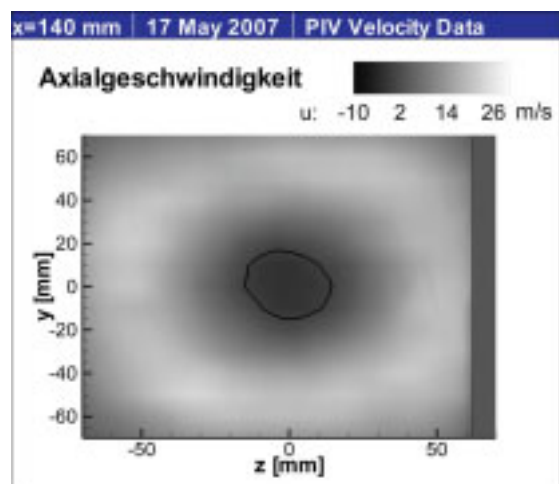
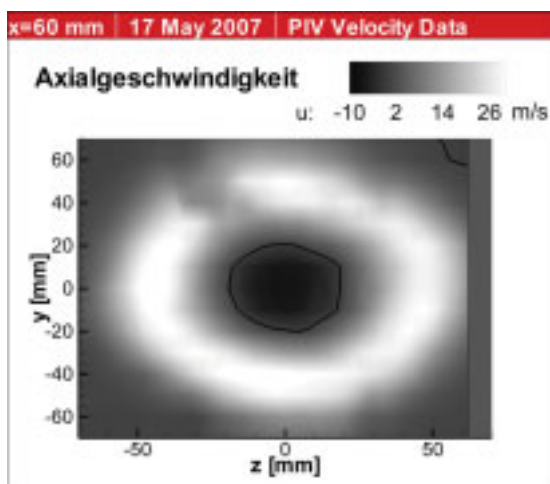


Abbildung A.2.6 Brennerfreistrahler bei $\dot{m} = 0,240$ kg/s und der Drallzahl $S_N = 0,83$ – Plot der Axialgeschwindigkeit (Versuchsnr. F8)

A.2.2. Modellbrennkammer

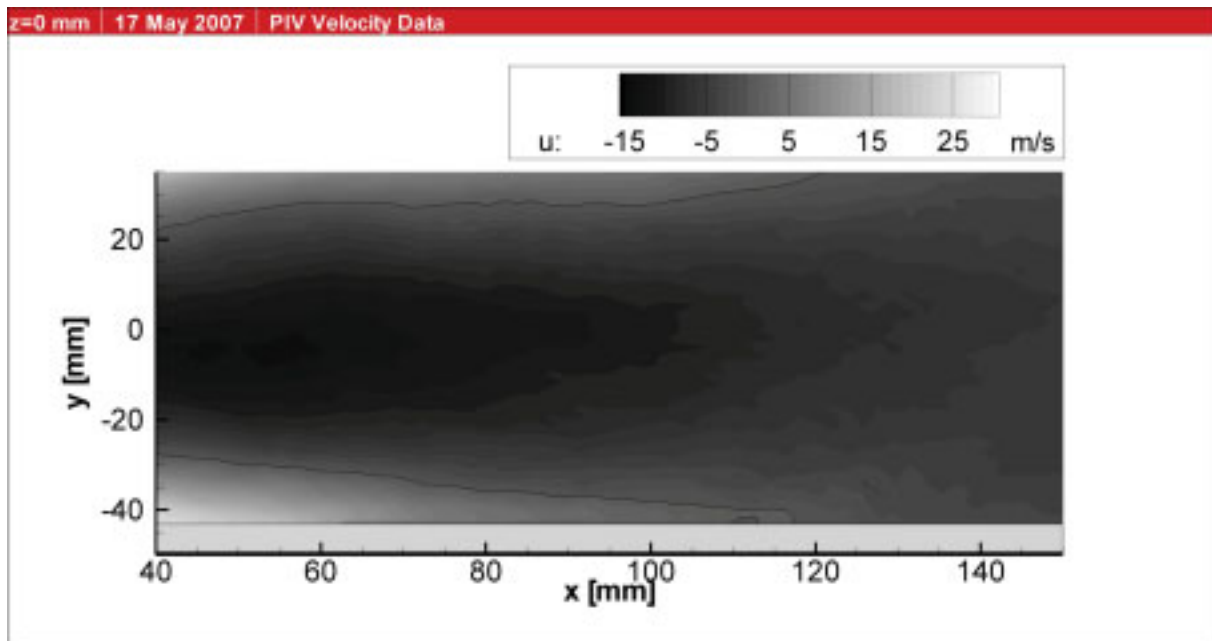


Abbildung A.2.7 Brennerausströmung bei Drallzahl $S_N = 0,71$ (Versuchsnr. KK6, $\dot{m} = 0,250$ kg/s)

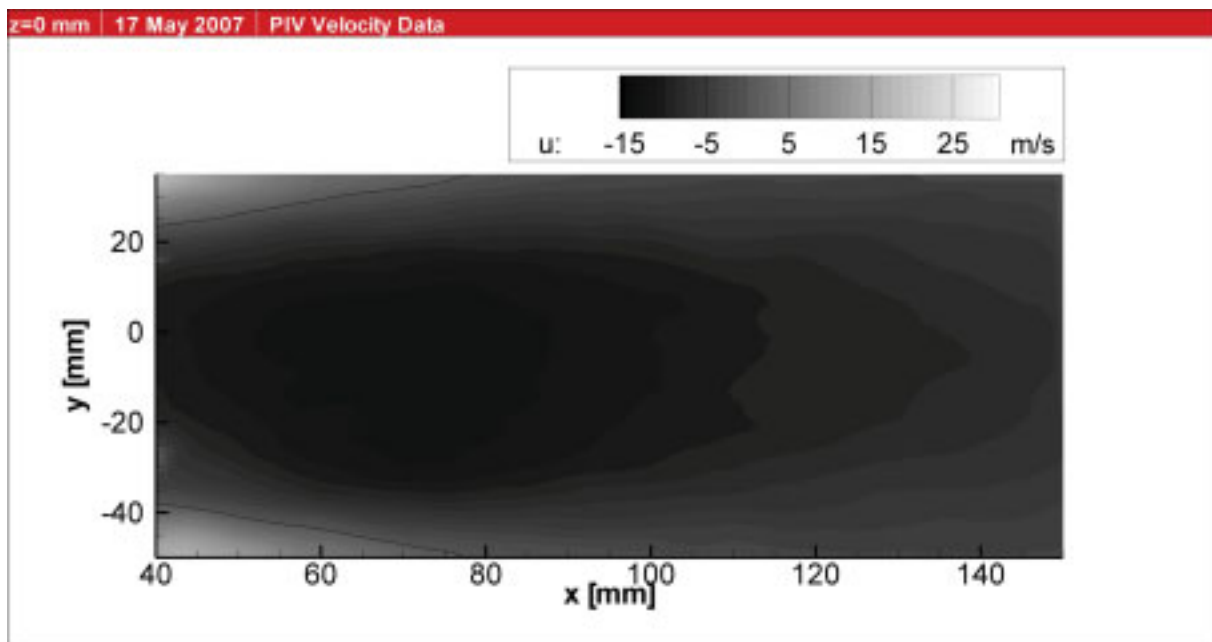


Abbildung A.2.8 Brennerausströmung in die Brennkammer bei maximalem Drall (Versuchsnr. KK3, $\dot{m} = 0,2529$ kg/s)

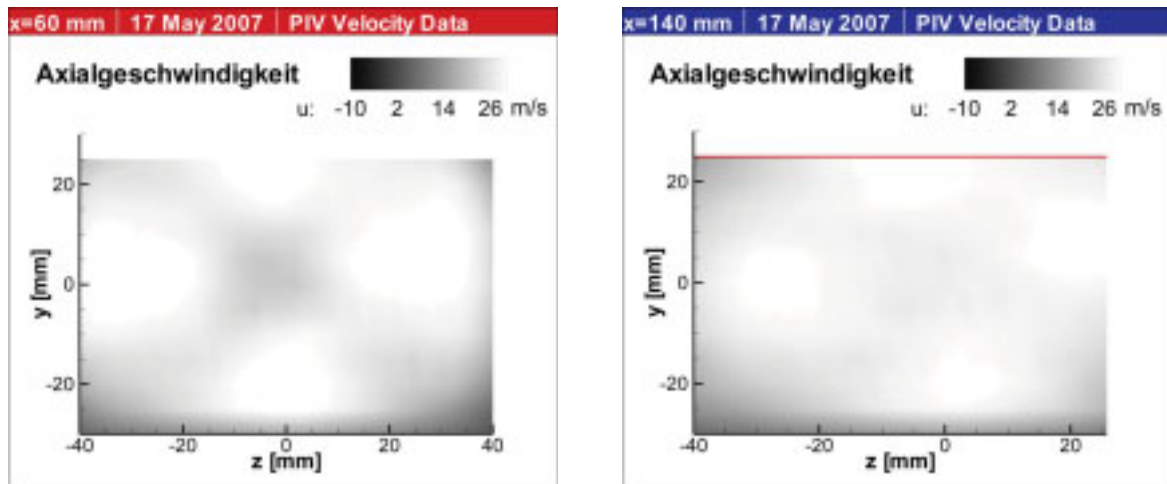


Abbildung A.2.9 Brennkammerströmung bei $\dot{m} = 0,242 \text{ kg/s}$ und der Drallzahl $S_N = 0$ – Plot der Axialgeschwindigkeit (Versuchsnr. KK4)

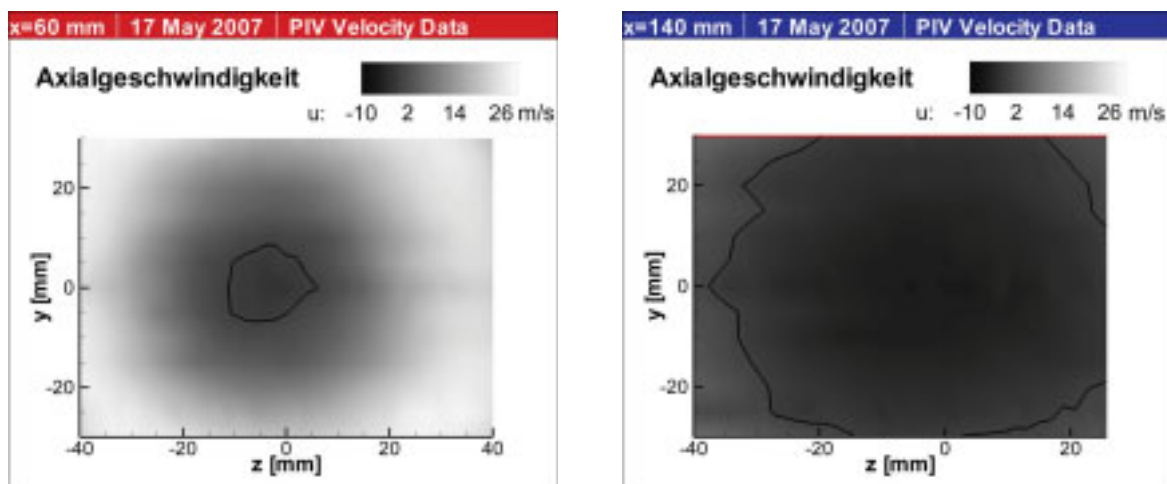


Abbildung A.2.10 Brennkammerströmung bei $\dot{m} = 0,242 \text{ kg/s}$ und der Drallzahl $S_N = 0,46$ – Plot der Axialgeschwindigkeit (Versuchsnr. KK5)

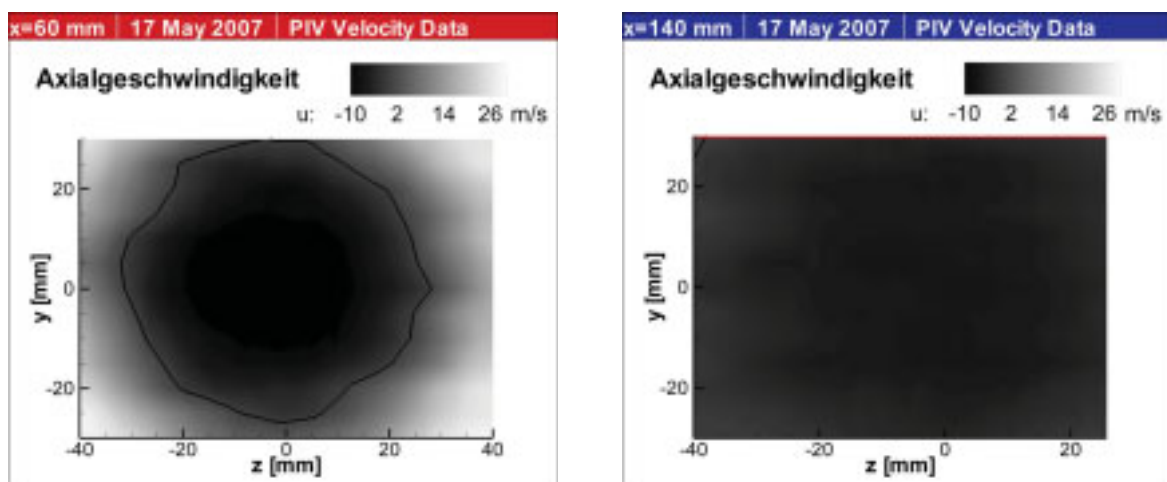


Abbildung A.2.11 Brennkammerströmung bei $\dot{m} = 0,2431 \text{ kg/s}$ und der Drallzahl $S_N = 0,71$ – Plot der Axialgeschwindigkeit (Versuchsnr. KK6)

A.3. Versuche mit Verbrennung

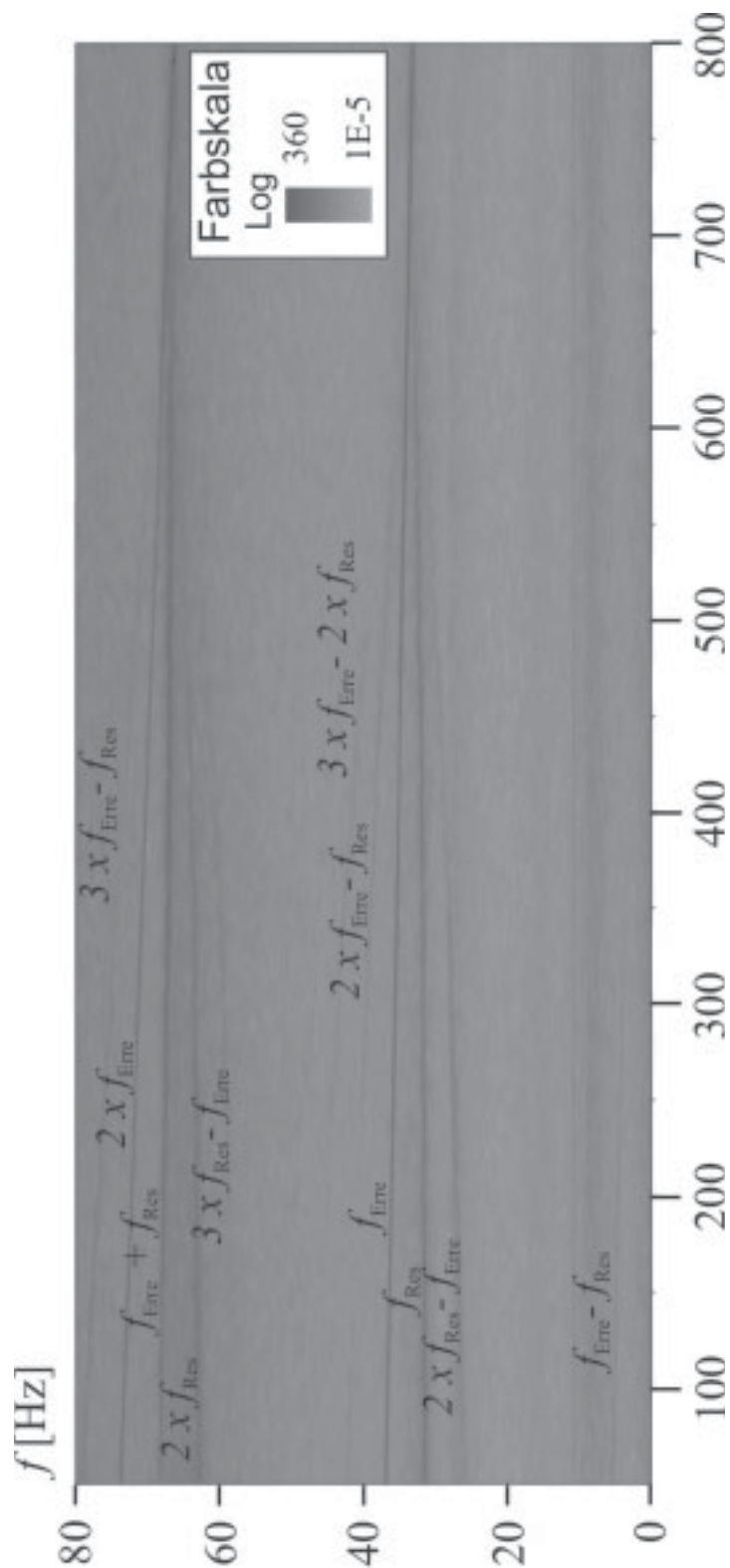


Abbildung A.3.1 Spektrum des Brennkammerdrucks – Messstelle PI1 – über die Zeit bei Erregung mittels DDV-Ventilen (H051, $\lambda = 1,12$, $P_{\text{therm},i} = 311,5$ kW)

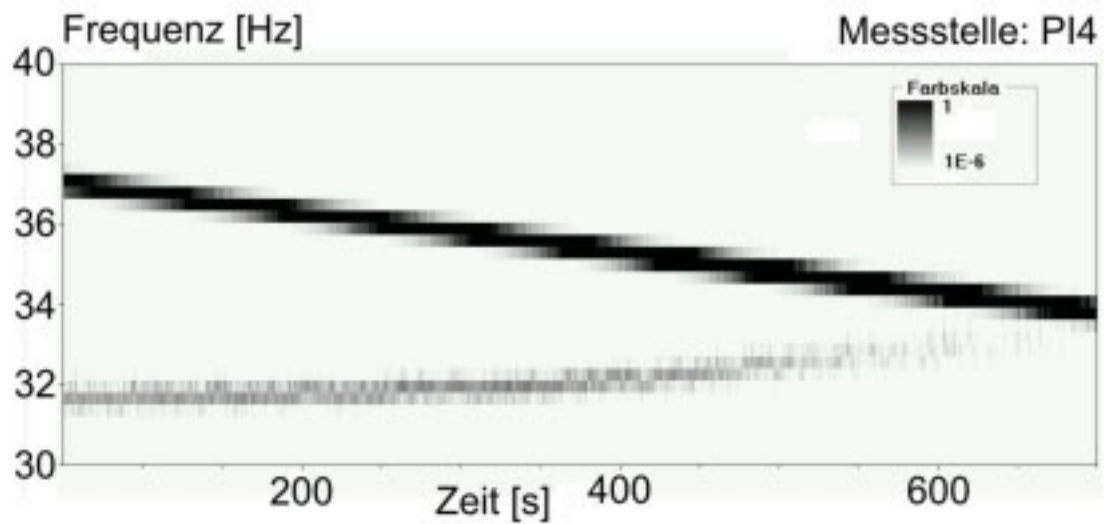


Abbildung A.3.2 Spektrum des Brennkammerdrucks – Messstelle PI4 – über die Zeit bei Erregung mittels DDV-Ventilen (H051, $\lambda = 1,12$, $P_{\text{therm},i} = 311,5 \text{ kW}$)

Messstelle: PM1 $\lambda = 1.25$ $P_{th} = 300$ kW

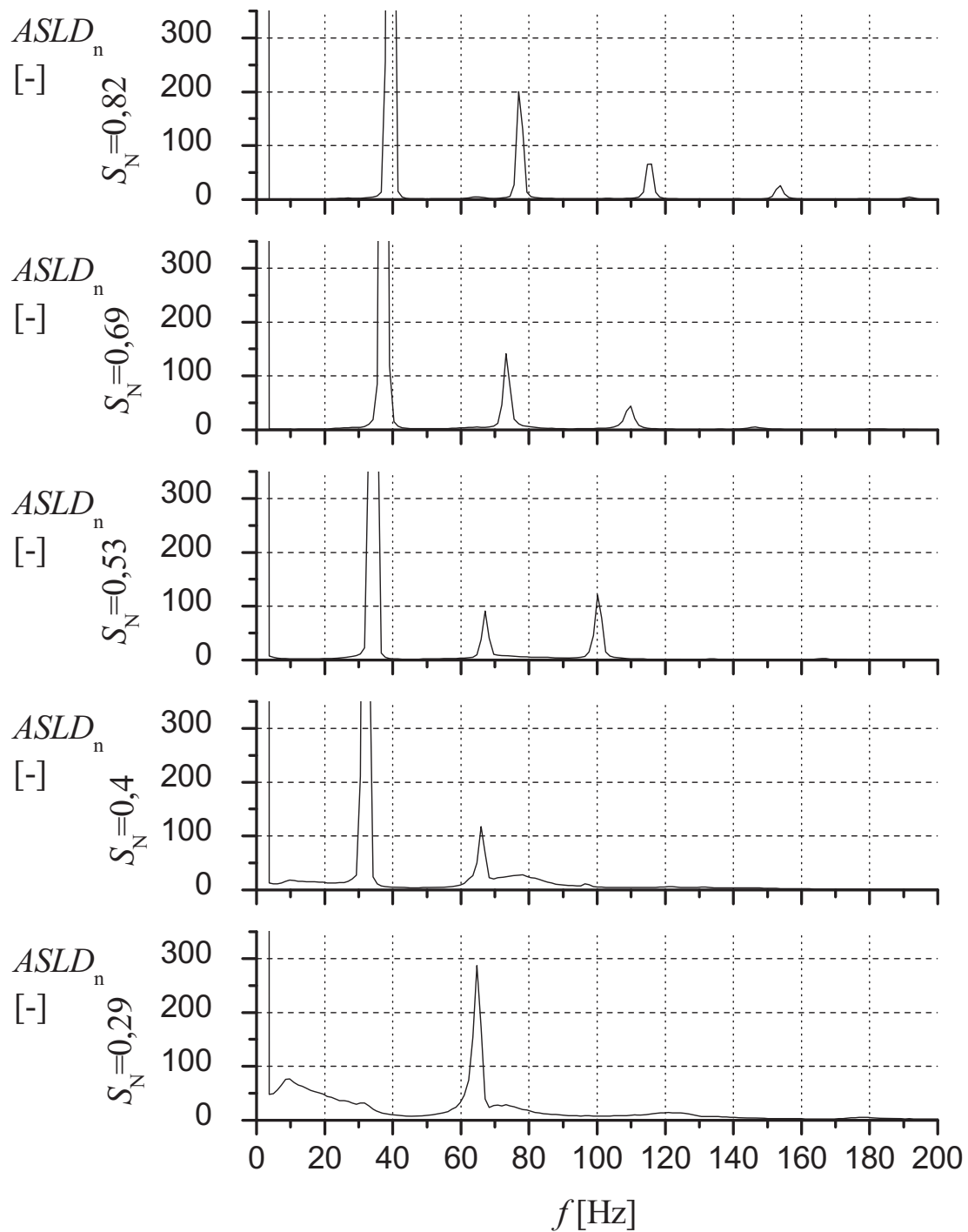


Abbildung A.3.3 Spektren der Wärmefreisetzung der Flamme – Messstelle PM1 – für verschiedene Drallzahlen ($\lambda = 1,25$, $P_{therm,i} = 300$ kW)

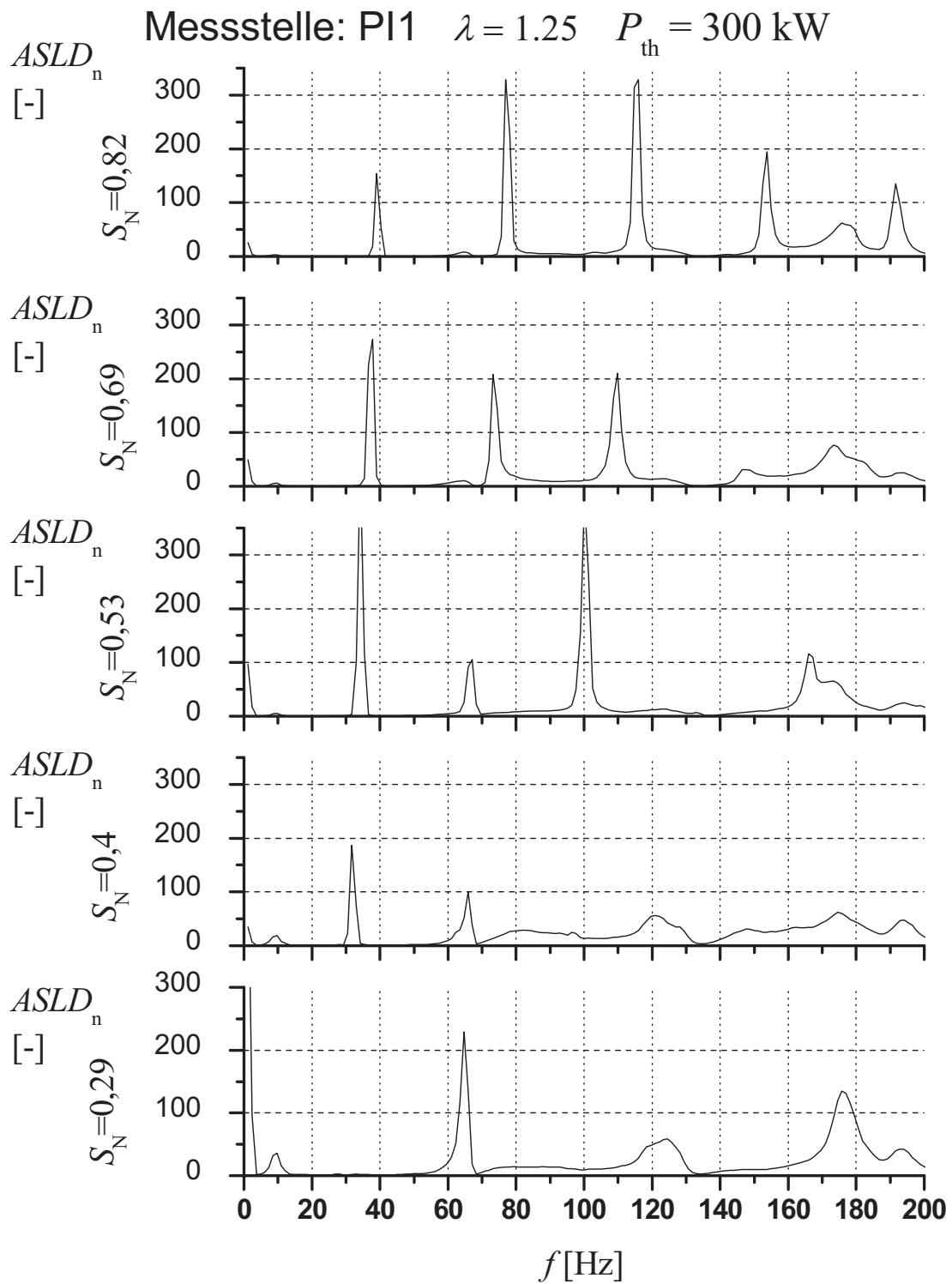


Abbildung A.3.4 Spektren des Brennkammerwechseldrucks an der Messstelle PI1 für verschiedene Drallzahlen ($\lambda = 1,25$, $P_{therm,i} = 300$ kW)

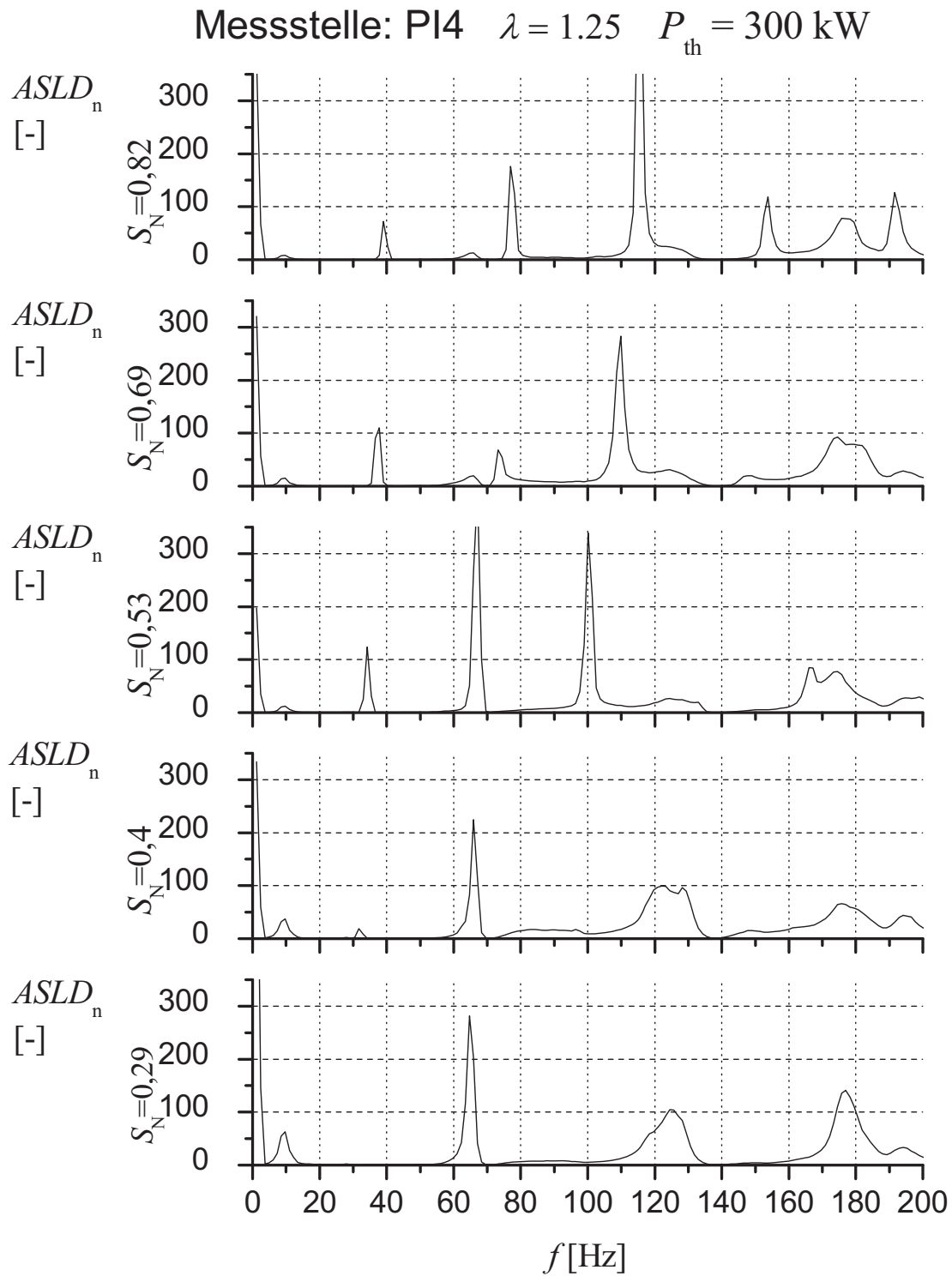


Abbildung A.3.5 Spektren des Brennkammerwechseldrucks an der Messstelle PI4 für verschiedene Drallzahlen ($\lambda = 1,25$, $P_{therm,i} = 300 \text{ kW}$)

Drallzahl $S_N = 0,41$, $\lambda = 1,25$, $P_{th} = 301$ kW

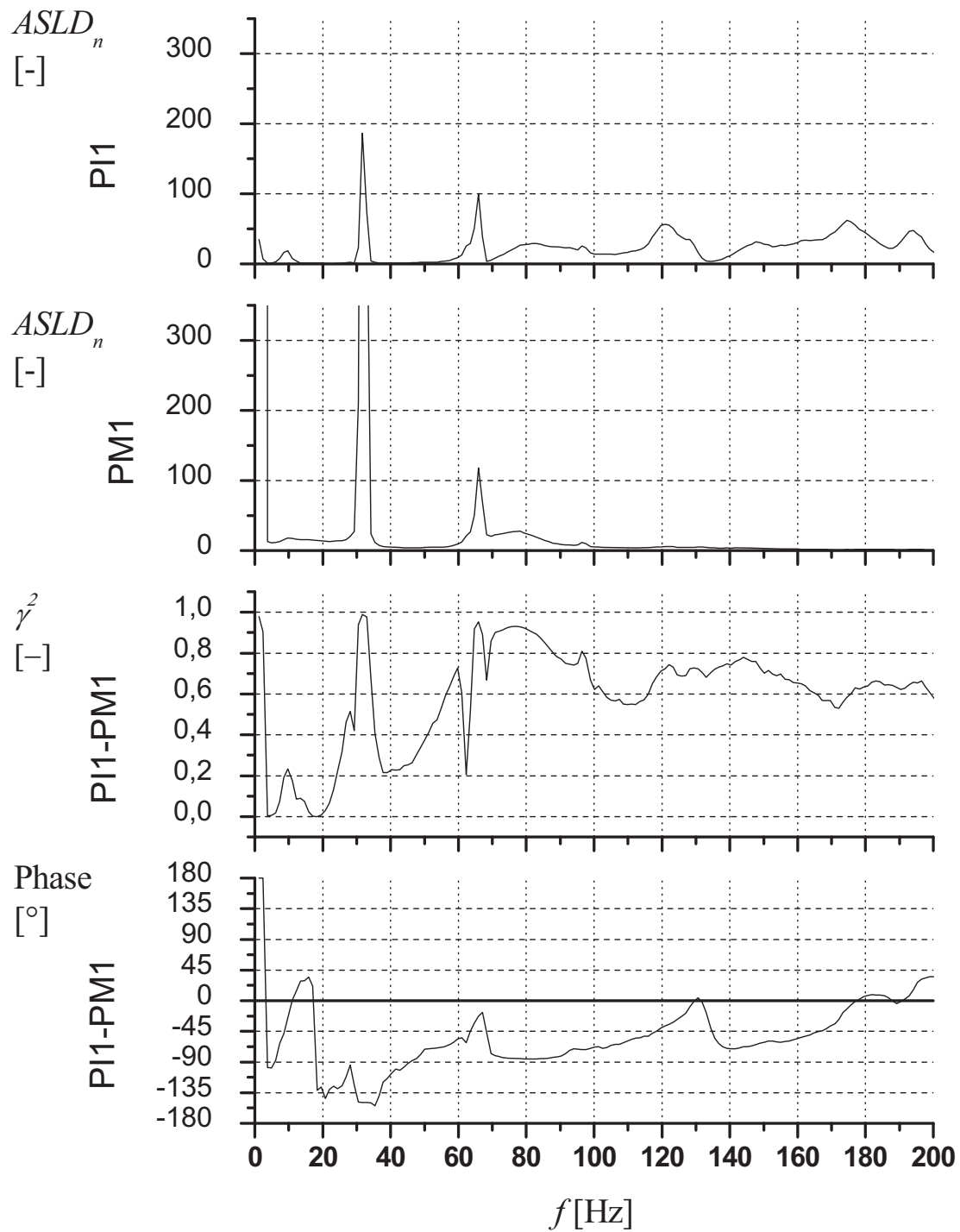


Abbildung A.3.6 Vergleich des Drucksignals an PI1 und des Photomultipliers PM1 bei einer Drallzahl von $S_N = 0,41$ ($\lambda = 1,25$, $P_{therm,i} = 301$ kW)

Drallzahl $S_N = 0,53$, $\lambda = 1,25$, $P_{th} = 301$ kW

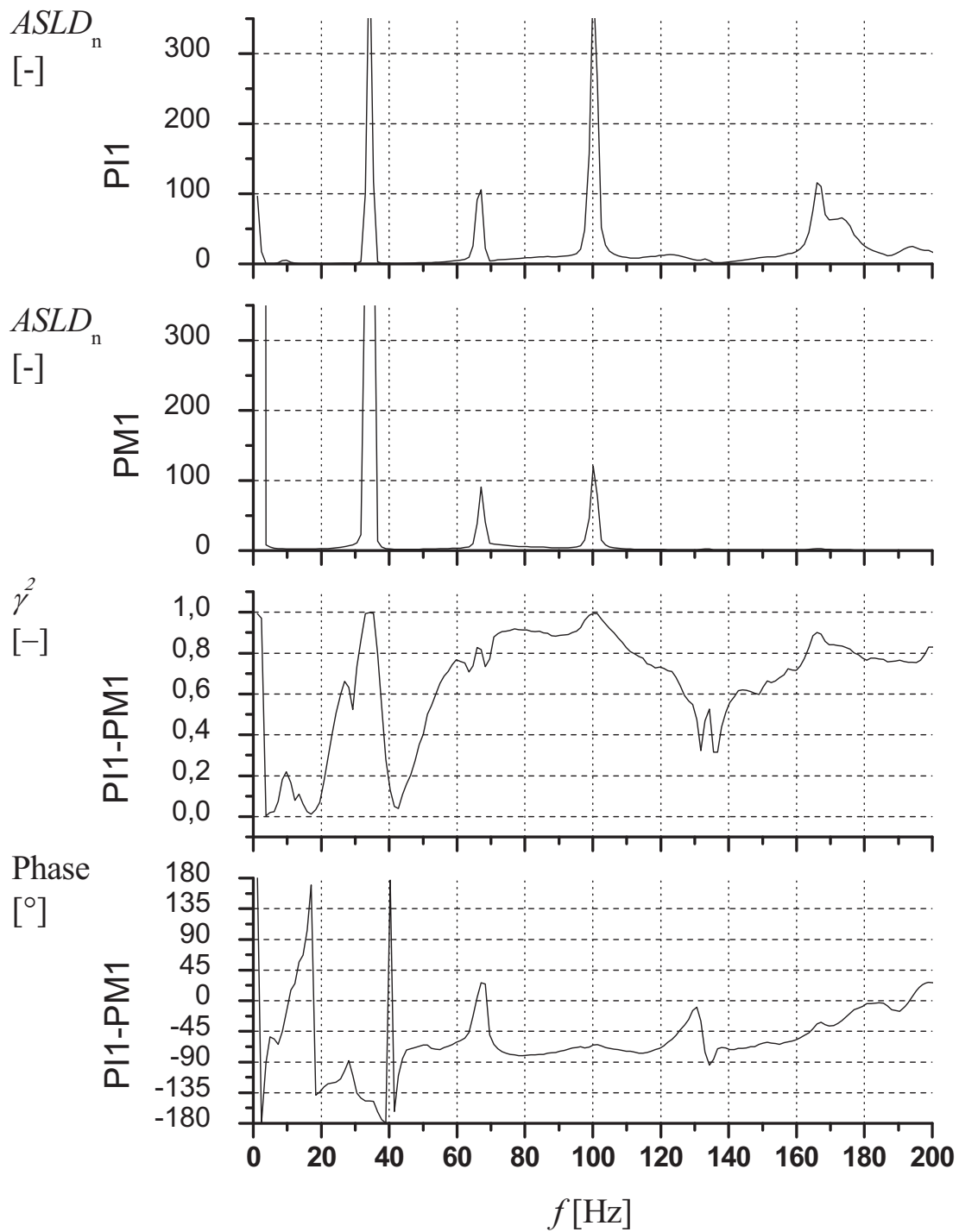


Abbildung A.3.7 Vergleich des Drucksignals an PI1 und des Photomultipliers PM1 bei einer Drallzahl von $S_N = 0,53$ ($\lambda = 1,25$, $P_{therm,i} = 301$ kW)

Drallzahl $S_N = 0,69$, $\lambda = 1,25$, $P_{th} = 302$ kW

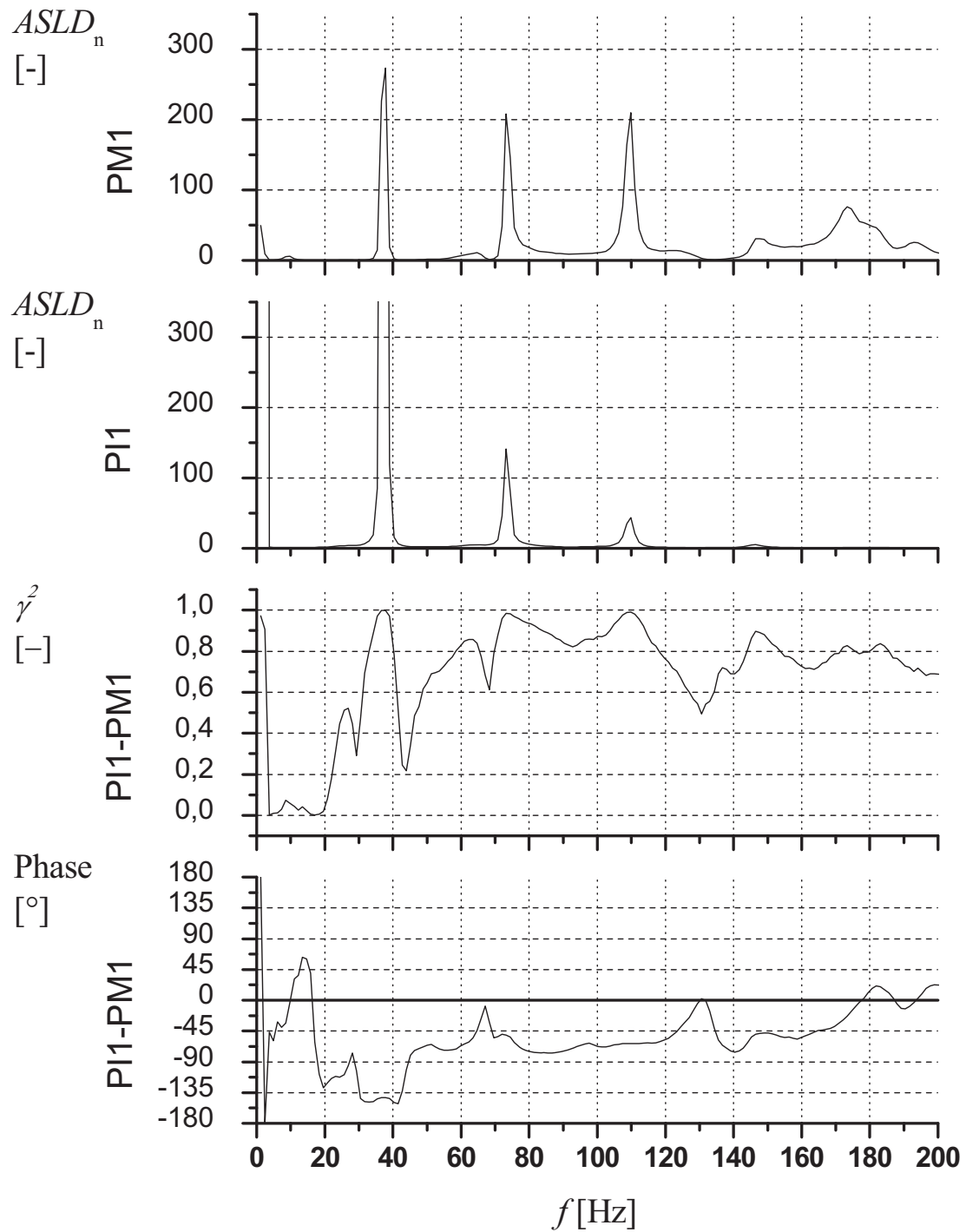


Abbildung A.3.8 Vergleich des Drucksignals an PI1 und des Photomultipliers PM1 bei einer Drallzahl von $S_N = 0,69$ ($\lambda = 1,25$, $P_{therm,i} = 302$ kW)

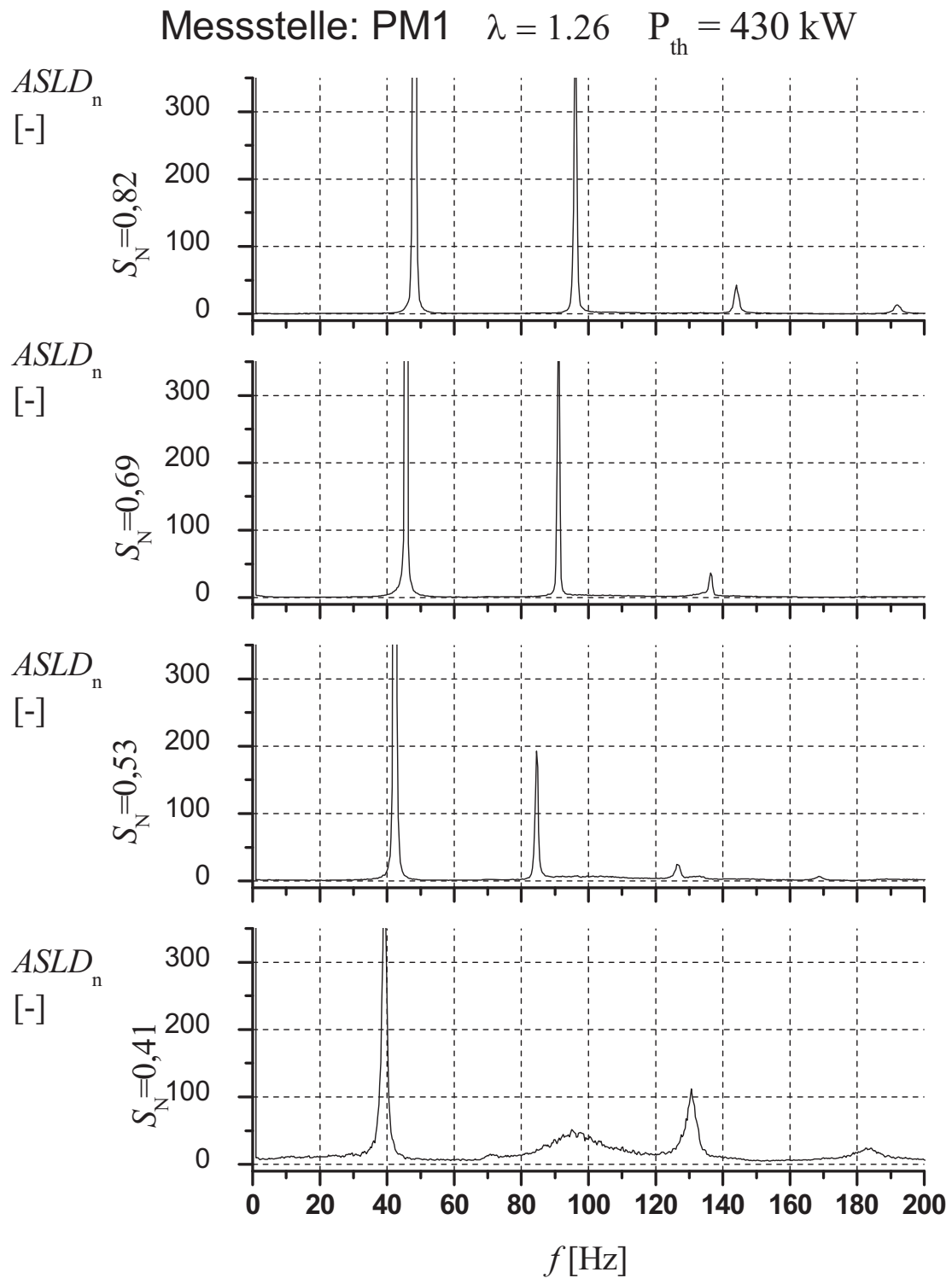


Abbildung A.3.9 Spektren der Wärmefreisetzung der Flamme an der Messstelle PM1 für verschiedene Drallzahlen ($\lambda = 1,26$, $P_{therm,i} = 430$ kW)

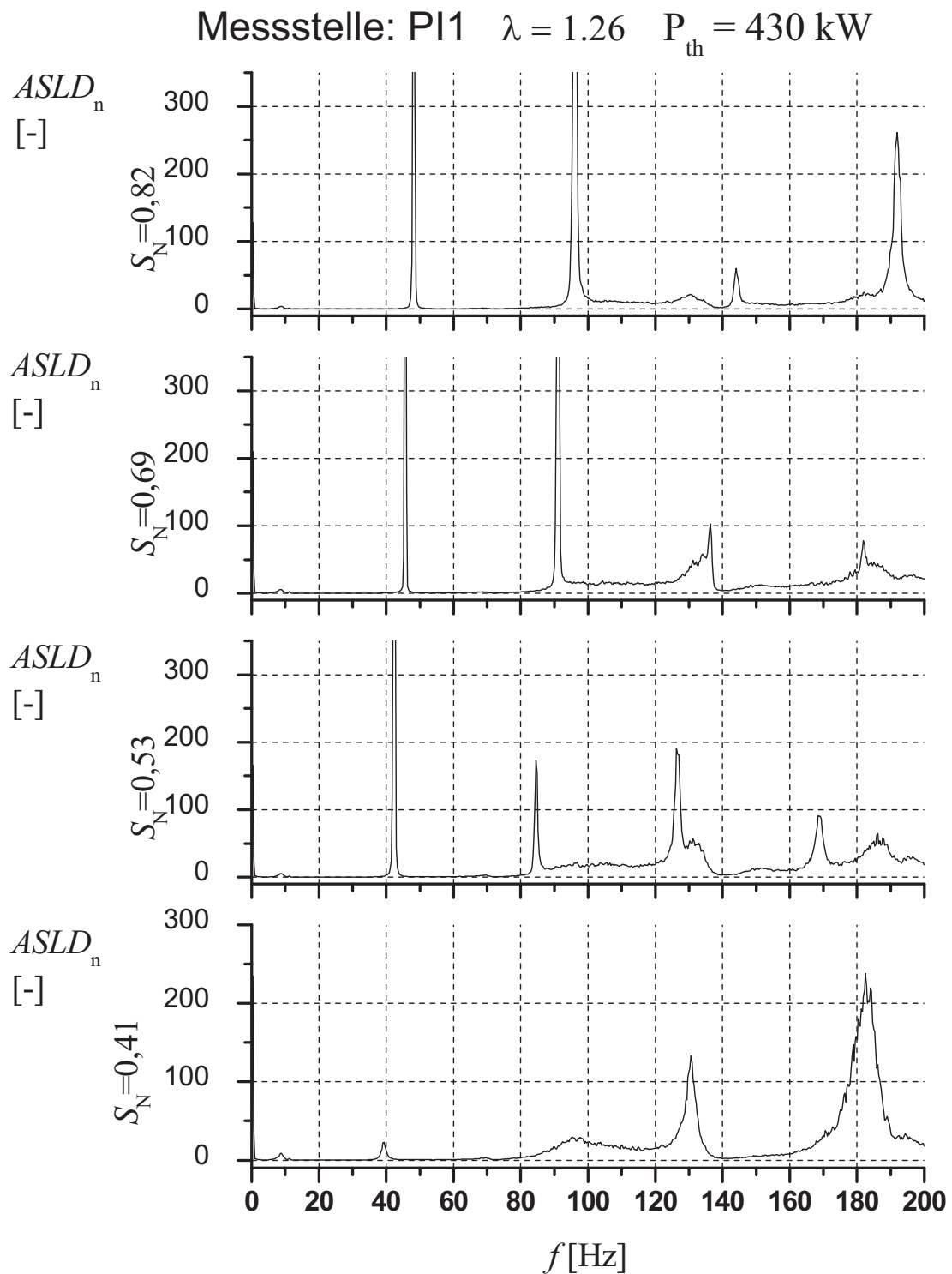


Abbildung A.3.10 Spektren des Brennkammerwechseldrucks an der Messstelle PI1 für verschiedene Drallzahlen ($\lambda = 1,26$, $P_{therm,i} = 430 \text{ kW}$)

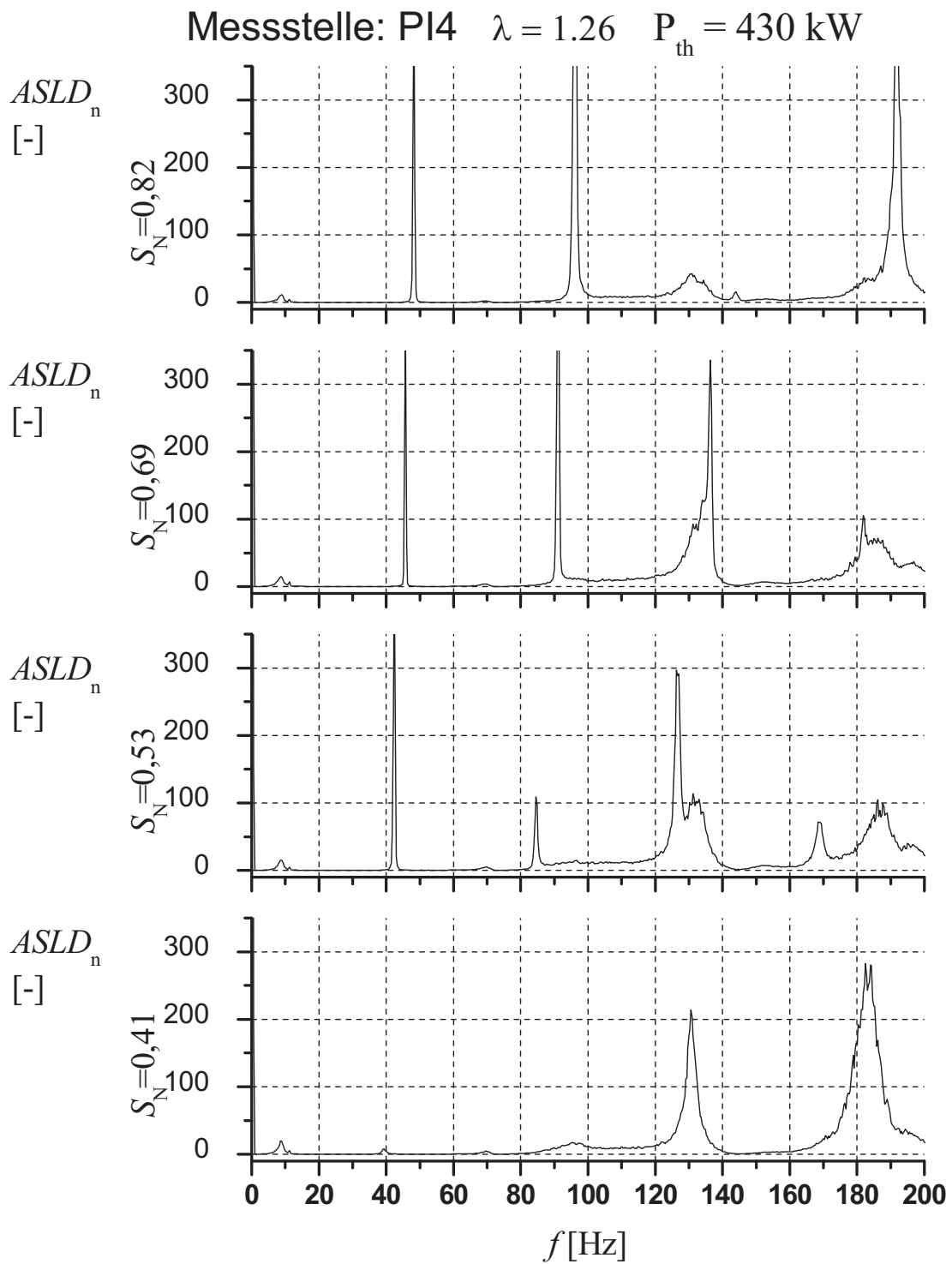


Abbildung A.3.11 Spektren des Brennkammerwechseldrucks an der Messstelle PI4 für verschiedene Drallzahlen ($\lambda = 1,26$, $P_{therm,i} = 430 \text{ kW}$)

Drallzahl $S_N = 0,41$, $\lambda = 1,26$, $P_{th} = 429,4$ kW

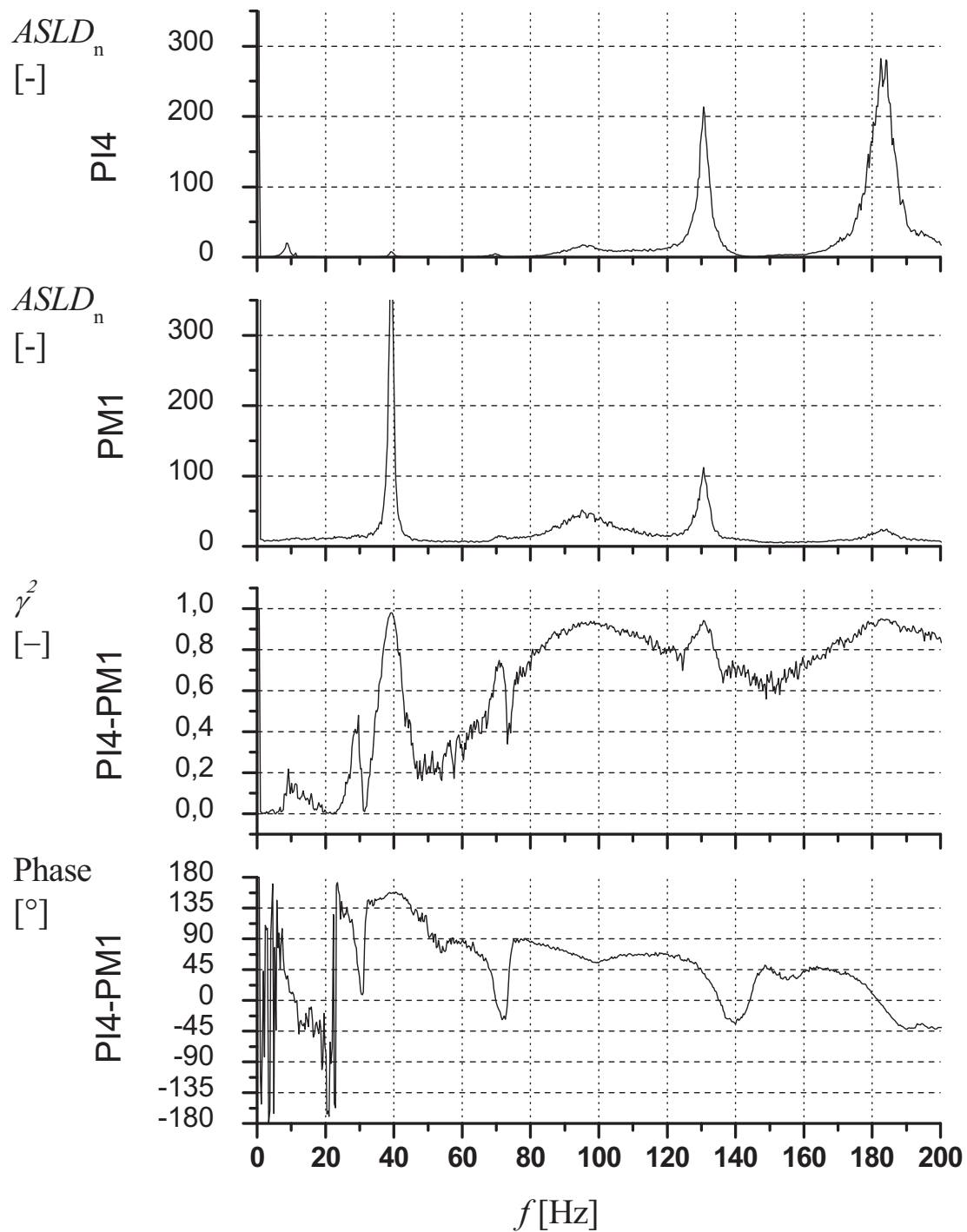


Abbildung A.3.12 Vergleich des Drucksignals an PI1 und des Photomultipliers PM1 bei einer Drallzahl von $S_N = 0,41$ ($\lambda = 1,26$, $P_{therm,i} = 429,4$ kW)

Drallzahl $S_N = 0,53$, $\lambda = 1,26$, $P_{th} = 430,3$ kW

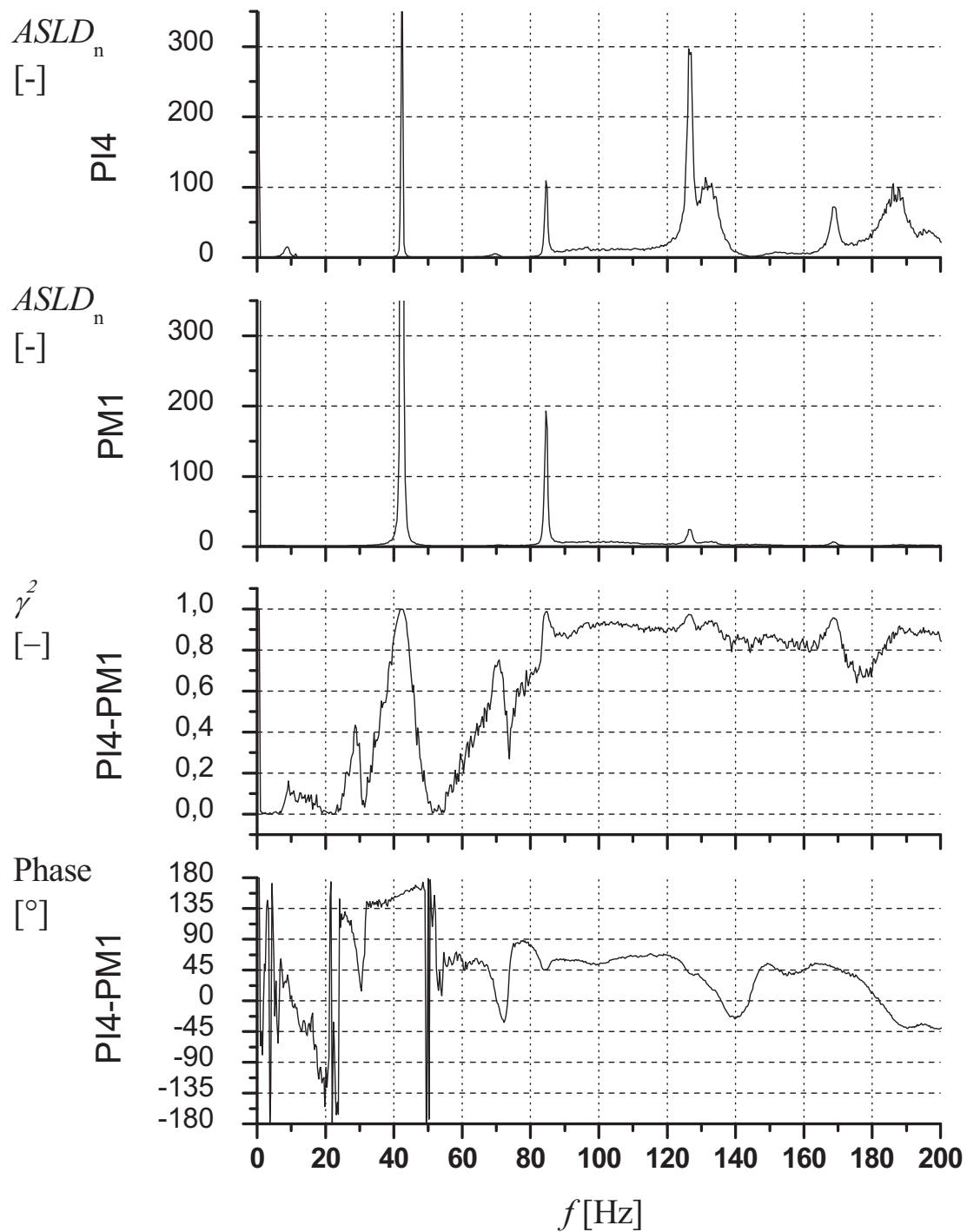


Abbildung A.3.13 Vergleich des Drucksignals an PI1 und des Photomultipliers PM1 bei einer Drallzahl von $S_N = 0,53$ ($\lambda = 1,26$, $P_{therm,i} = 430,3$ kW)

Drallzahl $S_N = 0,69$, $\lambda = 1,26$, $P_{th} = 430$ kW

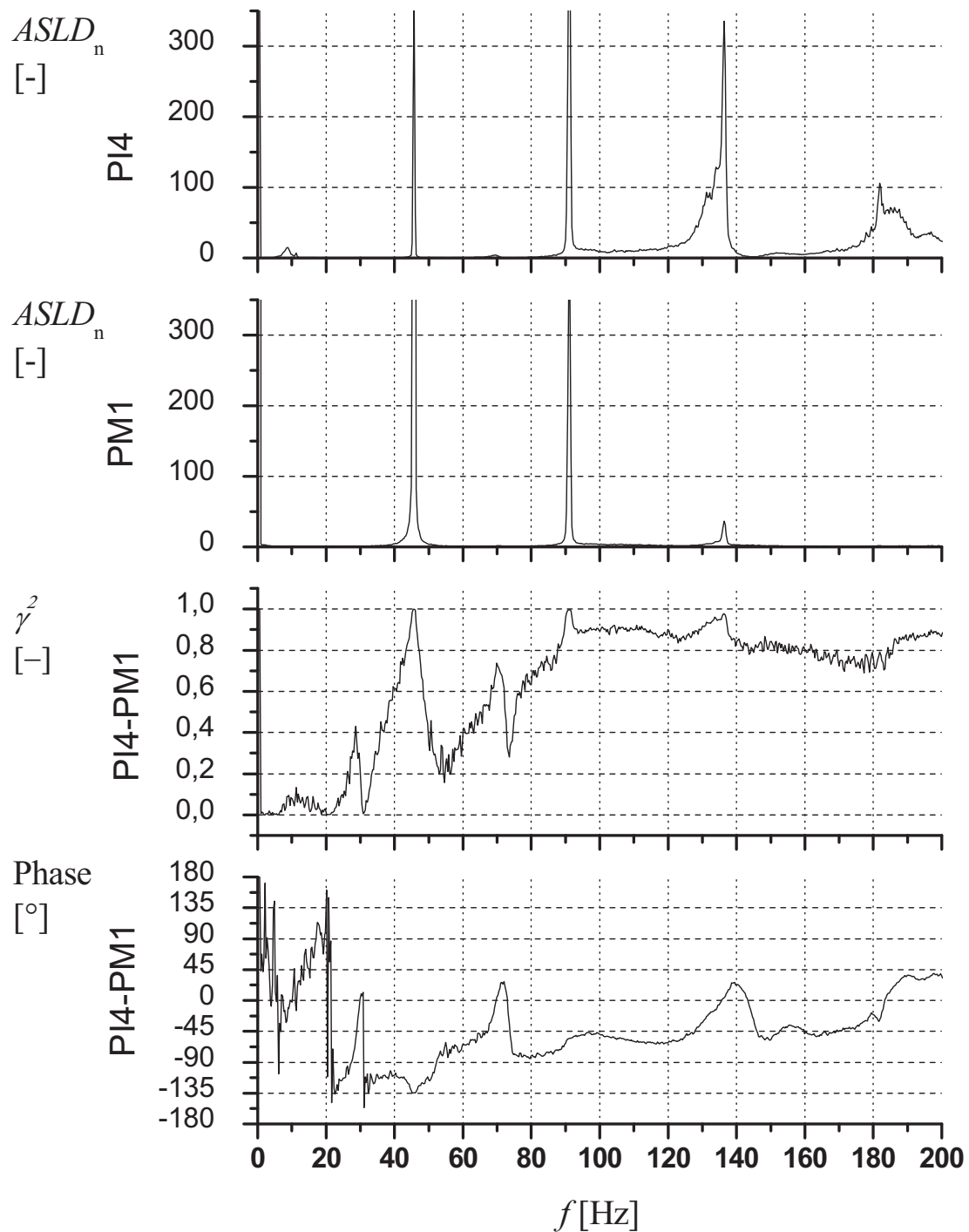


Abbildung A.3.14 Vergleich des Drucksignals an PI1 und des Photomultipliers PM1 bei einer Drallzahl von $S_N = 0,69$ ($\lambda = 1,26$, $P_{therm,i} = 430$ kW)

Drallzahl $S_N = 0,83$, $\lambda = 1,26$, $P_{th} = 429,5$ kW

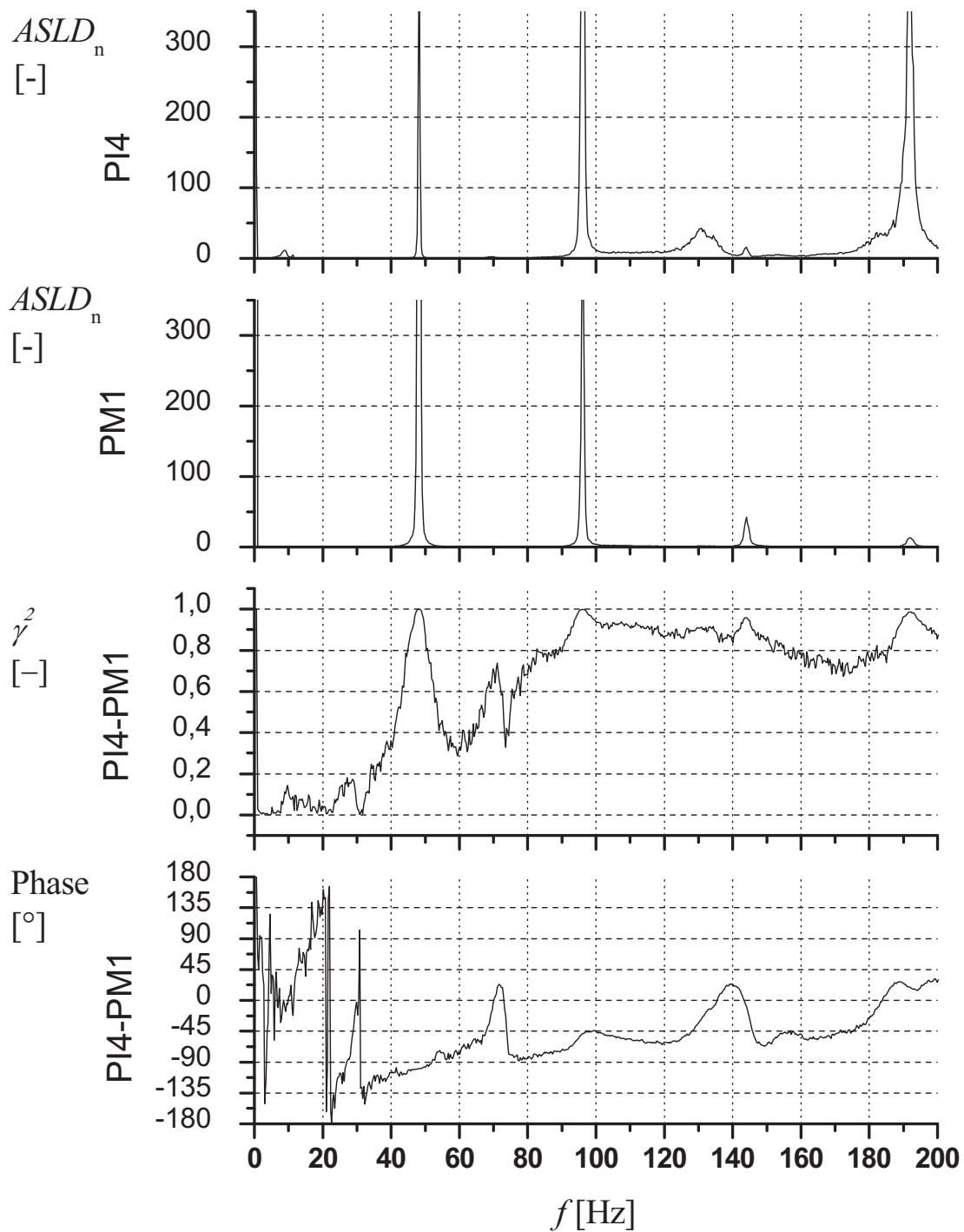


Abbildung A.3.15 Vergleich des Drucksignals an PI1 und des Photomultipliers PM1 bei einer Drallzahl von $S_N = 0,82$ ($\lambda = 1,26$, $P_{therm,i} = 429,5$ kW)

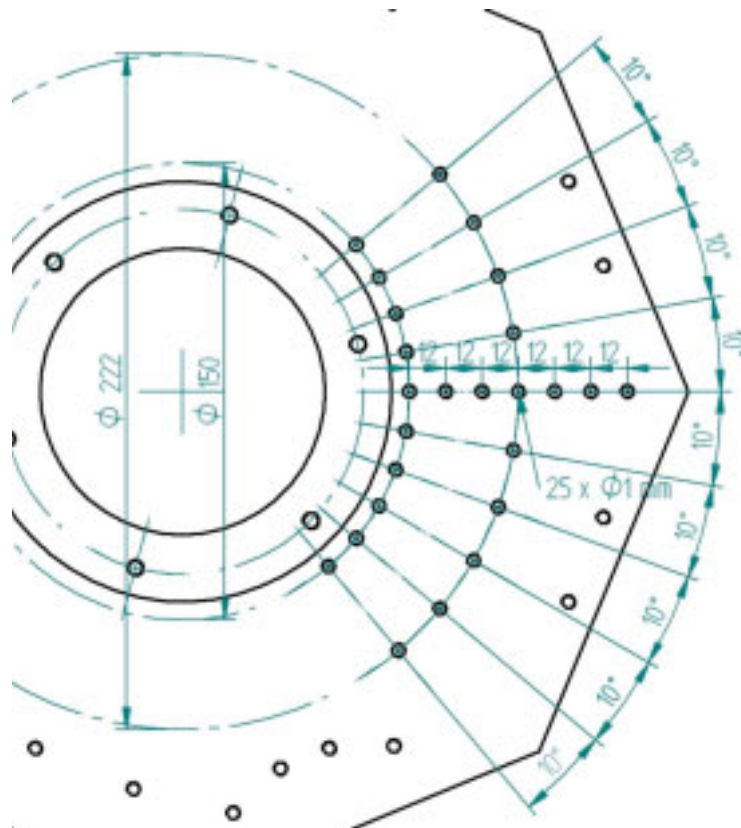
A.4. Messtechnik**A.4.1. Druckmessstellen**

Abbildung A.4.1 Druckmessstellen in der Stirnplatte der Modellbrennkammer

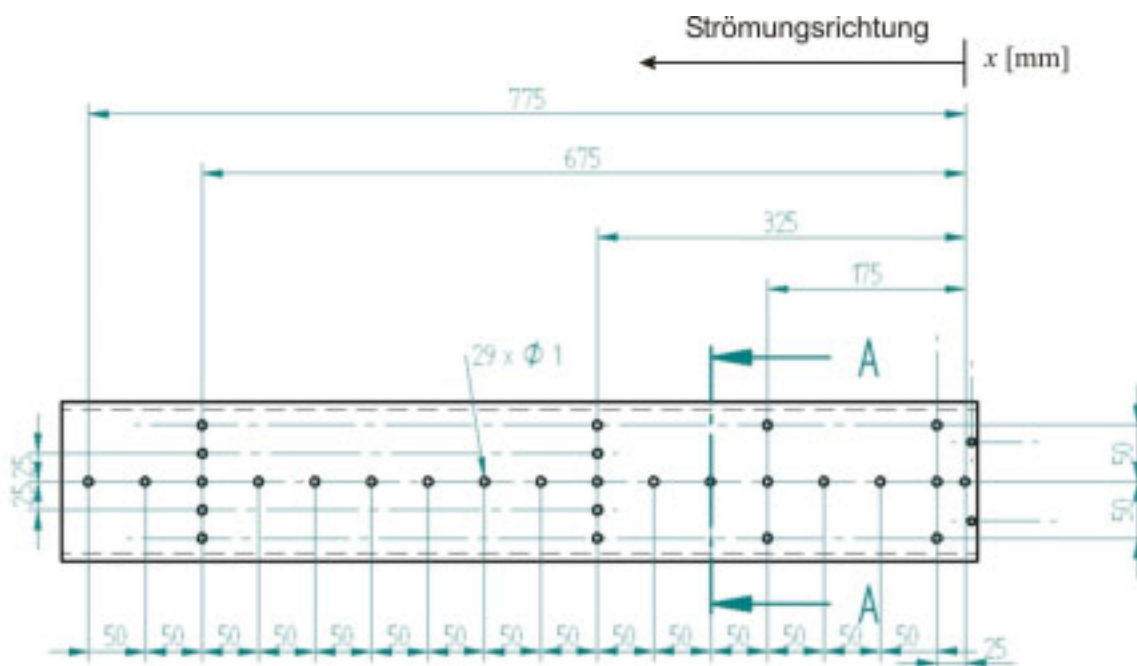


Abbildung A.4.2 Druckmessstellen an der Seitenwand der Modellbrennkammer

A.4.2. Aufbau der Messwerterfassung

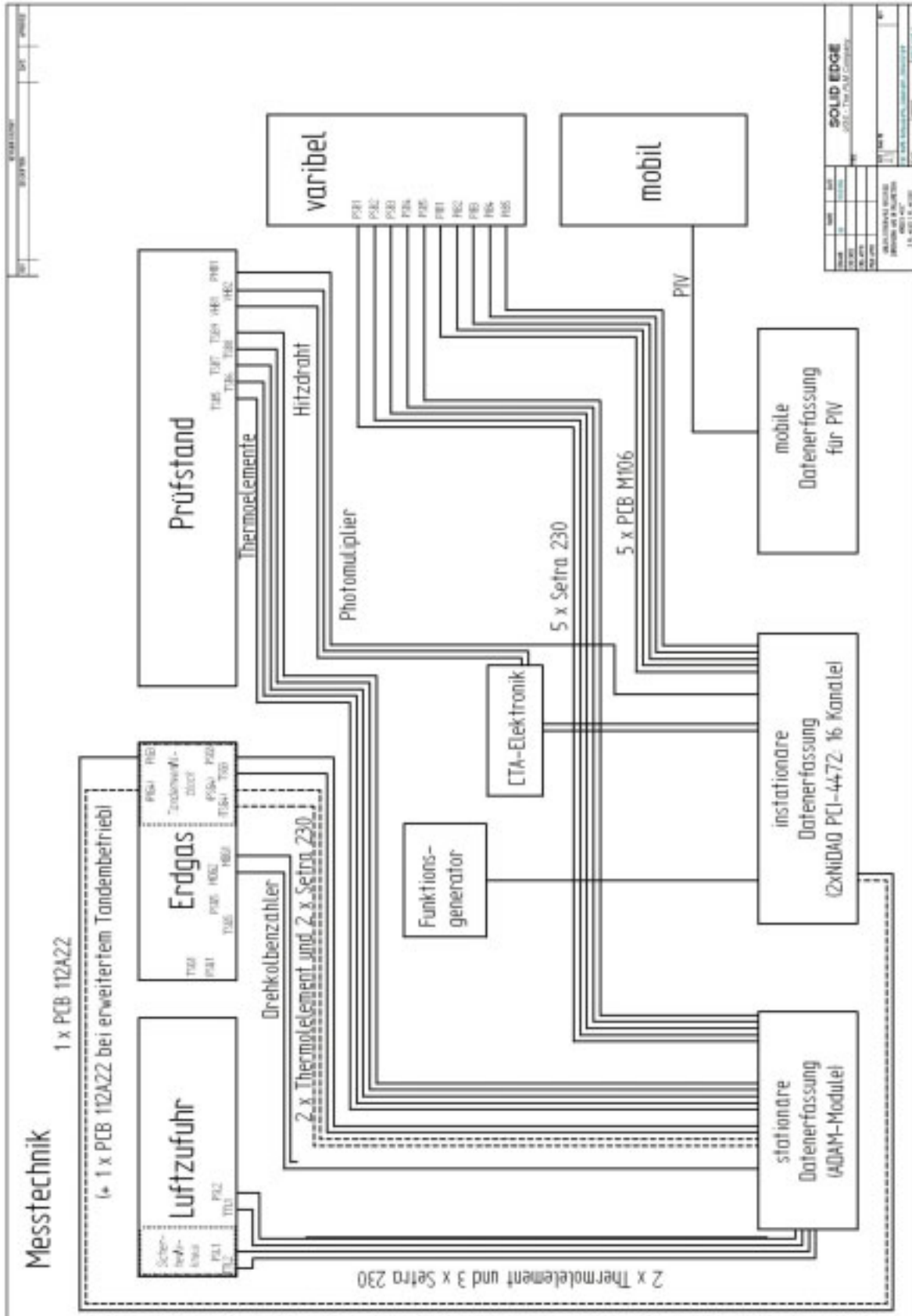


Abbildung A.4.3 Aufbau der Messtechnik

A.4.3. Messwerterfassung

Sensor	Typ	Messbereich [Pa]	ADAM- Modul	Ungenauigkeit Sensor [%] FS ¹²⁾	Messkette [%] FS ¹⁶⁾	Messkette [Pa]
Setra 230	Differenzdruck	± 6894,8	4019	± 0,25	± 0,27	± 18,6
Setra 230	Differenzdruck	0 – 6894,8	4011	± 0,25	± 0,26	± 17,6
Setra 230	Differenzdruck	0 – 13790	4011	± 0,25	± 0,26	± 35,2
Setra 230	Differenzdruck	0 – 68948	4011	± 0,25	± 0,26	± 175,8
Setra 230	Differenzdruck	0 – 172370	4011	± 0,25	± 0,26	± 439,5
JUMO dTrans p02 ATEX	Differenzdruck	± 10000	4019	± 0,1	± 0,14	± 14,1
JUMO dTrans p33 ATEX	Differenzdruck	0 – 600000	4019	± 0,5	± 0,51	± 3059,1

Tabelle A-1 Stationäre Messwerterfassung

Sensor	Typ	Messbereich [Pa]	Ungenauigkeit Sensor [%] FS ¹⁶⁾	Messkette [%] FS ¹⁶⁾	Messkette [Pa]
PCB M106B	Piezoquartz	± 55158	± 0,1	± 0,1	± 582,7
PCB M112A20	Piezoquartz	± 344740	± 0,1	± 0,1	± 3449,2

Tabelle A-2 Instationäre Messwerterfassung

Die Sensoren sind an eine Messkarte vom Typ NiDAQ PCI-4472 der Fa. National Instruments angeschlossen.

¹²⁾ In % vom Messbereichsendwert

A.5. Erdgaszusammensetzung

Erdgastyp: Ruhrgas Erdgas L

Gaszusammensetzung

Methan CH ₄	[Vol. -%]	87,1
Ethan C ₂ H ₆	[Vol. -%]	1,3
Propan C ₃ H ₈	[Vol. -%]	0,1
Höhere Kohlenwasserstoffe C ₄ H ₁₀ +	[Vol. -%]	0,1
Kohlendioxid CO ₂	[Vol. -%]	0,4
Stickstoff N ₂	[Vol. -%]	12,3

Brenntechnische Kennwerte:

Brennwert	$H_{s,n}$	[kWh/m ³]	9,911
Heizwert	$H_{i,n}$	[kWh/m ³]	8,935
Normdichte	ρ_n	[kg/m ³]	0,792
Relative Dichte	d [Luft = 1]	[-]	0,612
Wobbeindex ¹³	$W_{s,n}^*$	[kWh/m ³]	12,669
Zündgeschwindigkeit	λ_{max}	[m/s]	0,41
Zündgrenzen	Z_u, Z_o	[Vol. -%]	4 – 17
Zündtemperatur	t_z	[°C]	615
Betriebsbrennwert	$H_{s,B}$	[kWh/m ³]	9,550
Betriebsheizwert	$H_{i,B}$	[kWh/m ³]	8,610

Tabelle A-3 Kennwerte Erdgas (Enercity [2007])

Mittl. Barometerstand von Hannover = 1 009 mbar

Mittl. Gasdruck = 21 mbar

Mittl. Gastemperatur = 15 °C

¹³ $W_{s,n} = \frac{H_{s,n}}{\sqrt{d}}$

Lebenslauf

Sebastian Kanzer

Geboren am 14. Mai 1974 in Osterode am Harz

Schulbesuch

1980 – 1984 Grundschule Osterberg in Garbsen

1984 – 1986 Orientierungsstufe Garbsen

1986 – 1993 Johannes Kepler Gymnasium Garbsen

Wehrdienst

1993 – 1994 12-monatiger Wehrdienst bei der Bundesmarine

Studium

1994 – 2001 Studium des Maschinenbaus an der Universität Hannover mit dem Schwerpunkt Energie- und Verfahrenstechnik

2001 Abschluss als Diplom-Ingenieur

Beruflicher Werdegang

2001 – 2007 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD) der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover

seit 2007 Ingenieur im Kraftwerksneubau bei E.ON Kraftwerke GmbH in Hannover

