

Diplomarbeit

# **3D-CFD SIMULATION EINER MOTORRAD-ABGASANLAGE**

**Martin Steinbrucker**

**Eingereicht am Institut für Verbrennungskraftmaschinen  
und Thermodynamik der Technischen Universität Graz**

**Vorstand: Univ.-Prof. DI Dr. Helmut Eichlseder**

**Betreuer:**

**Dipl.-Ing. Gernot Mayer**

**Dipl.-Ing. Dr. techn. Stephan Schmidt**

**Oliver Schögl**

**Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Raimund Almbauer**

**Graz, 19.11.2013**



## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen des Forschungsprojektes „ECO-Powerdrive“ am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik an der Technischen Universität Graz.

Ich bedanke mich hiermit beim Institutsvorstand Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichlseder und dem Leiter des Forschungsbereiches für Konstruktion und Auslegung Herrn Ass.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Roland Kirchberger für die Möglichkeit, dass ich meine Diplomarbeit in ihrem Bereich durchführen konnte.

Ein weiterer Dank gilt Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Stephan Schmidt und besonders Herrn Dipl.-Ing. Gernot Mayer für ihre fachliche und immer freundliche Unterstützung und Betreuung bei dieser Diplomarbeit. Es hat alles bestens funktioniert!

Außerdem möchte ich mich bei Herrn Oliver Schögl für die Unterstützung bei der 3D-CFD Simulation und das Korrekturlesen dieser Arbeit bedanken.

Dank gebührt auch Herrn Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Raimund Almbauer für seine Hilfestellungen und Anregungen im Laufe der Arbeit.

Weiters möchte ich mich bei meinen Kollegen des Forschungsbereiches Konstruktion und Auslegung für die gute und freundschaftliche Zusammenarbeit bedanken. Hier neben den bereits genannten im Speziellen bei Herrn Dipl.-Ing. Niko Bretterklierer für viele technische Hilfestellungen.

Weiters möchte ich mich bei meinen Eltern bedanken, die mir während meines Studiums nicht nur finanziell, sondern auch mit vielen studienbezogenen und privaten Ratschlägen zur Seite standen.

Besonderer Dank gilt meiner Freundin Sarah, meiner Schwester Iris und allen Freunden, die mich während meiner Studienzeit begleitet und unterstützt haben und für unvergessliche Momente sorgten. Ich hoffe, das bleibt auch weiterhin so!

Widmen möchte ich diese Arbeit meiner Familie, Iris, Ulrike und Friedrich Steinbrucker, sowie meiner Freundin Sarah Swierkowski. Danke für alles!

*Martin Steinbrucker*



## Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am .....

.....  
(Unterschrift)

## Statutory Declaration

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

Graz, .....

.....  
(Signature)



# INHALT

<b>VORWORT</b> .....	<b>3</b>
<b>EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG</b> .....	<b>5</b>
<b>STATUTORY DECLARATION</b> .....	<b>5</b>
<b>INHALT</b> .....	<b>7</b>
<b>FORMELZEICHEN, INDIZES UND ABKÜRZUNGEN</b> .....	<b>9</b>
<b>ZUSAMMENFASSUNG</b> .....	<b>11</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>12</b>
<b>1 EINLEITUNG UND MOTIVATION</b> .....	<b>13</b>
1.1 MOTIVATION .....	14
1.1.1 <i>Einblick in die Katalysatortechnik</i> .....	14
1.1.2 <i>Rolle des Gesetzgebers</i> .....	15
1.1.3 <i>Aktuelle Systeme</i> .....	15
1.1.4 <i>Nachteile bei „externen“ Hilfen</i> .....	16
1.2 GRUNDIDEE UND AUFGABENSTELLUNG .....	17
1.3 VORGEHENSWEISE UND ÜBERSICHT .....	17
<b>2 GRUNDLAGEN</b> .....	<b>19</b>
2.1 STRÖMUNGSLEHRE [3] [4] .....	19
2.1.1 <i>Allgemeine Erhaltungsgleichung [3]</i> .....	19
2.1.2 <i>Massenerhaltungsgleichung [3]</i> .....	20
2.1.3 <i>Impulserhaltungsgleichung [3] [4]</i> .....	20
2.1.4 <i>Energieerhaltungsgleichung [3] [4]</i> .....	21
2.1.5 <i>Turbulenzmodelle [3]</i> .....	21
2.2 WÄRMEÜBERTRAGUNG [4] [5] .....	22
2.2.1 <i>Wärmeleitung [4] [5]</i> .....	23
2.2.2 <i>Konvektiver Wärmeübergang [5] [6]</i> .....	24
2.2.3 <i>Wärmestrahlung [5]</i> .....	25
<b>3 AUFBAU DES TESTSYSTEMS</b> .....	<b>27</b>
3.1 KONSTRUKTION .....	27
3.2 ANBRINGEN VON MESSELEMENTEN .....	29
3.3 DIE FERTIGE ANLAGE .....	30
3.4 TECHNISCHE DATEN .....	30
3.4.1 <i>BMW F800R [7]</i> .....	30
3.4.2 <i>Testkatalysator [8]</i> .....	30
3.5 VERGLEICH DER MODIFIZIERTEN MIT DER ORIGINALEN AUSPUFFANLAGE .....	31
<b>4 MODELLERSTELLUNG CFD</b> .....	<b>33</b>
4.1 MODELLERSTELLUNG GEOMETRIE .....	33
4.1.1 <i>Grundsätzlicher Ablauf</i> .....	33
4.1.2 <i>Innenströmungsvolumen</i> .....	34
4.1.3 <i>Bereich Katalysator</i> .....	35
4.1.4 <i>Luftspalt um den Katalysator</i> .....	35
4.1.5 <i>Umströmungsvolumen</i> .....	36
4.1.6 <i>Zusammenfügen der Netze und Fertigstellung</i> .....	37
4.1.7 <i>Wandaufbau</i> .....	38
4.2 RANDBEDINGUNGEN FÜR DIE BERECHNUNG (SOLVER STEERING FILE) .....	40
4.2.1 <i>Randbedingungen Einlass / Auslass</i> .....	40
4.2.2 <i>Wandmodell</i> .....	42
4.2.3 <i>Katalysator</i> .....	45
4.2.4 <i>Definition des Strömungsgases</i> .....	49
4.3 ZUSAMMENFASSUNG DER VEREINFACHUNGEN .....	50
<b>5 VERIFIKATION DES BASISMODELLS</b> .....	<b>51</b>
5.1 MESSPUNKTE .....	51
5.2 ABGLEICHKRITERIEN .....	52

5.3	MÖGLICHE ANPASSUNGSPARAMETER .....	52
5.4	DER ABGLEICH.....	53
5.4.1	<i>Abgleich in der Theorie</i> .....	53
5.4.2	<i>Abgleich in der Praxis</i> .....	54
5.5	SONDERFALL „LEERLAUF“ .....	55
5.6	RANDBEDINGUNGEN UND EINGABEDATEN .....	55
5.6.1	<i>Allgemein</i> .....	55
5.6.2	<i>Randbedingungen</i> .....	56
5.6.3	<i>Fluideigenschaften</i> .....	57
5.6.4	<i>Anfangsbedingungen</i> .....	57
5.7	ERGEBNISSE DES MODELLABGLEICHS .....	57
5.7.1	<i>21km/h</i> .....	57
5.7.2	<i>70km/h</i> .....	58
5.7.3	<i>Überprüfung des Aufheizverhaltens</i> .....	58
5.7.4	<i>Diskussion der Ergebnisse des Modellabgleichs</i> .....	60
5.8	GRÜNDE FÜR ABWEICHUNGEN .....	60
<b>6</b>	<b>SIMULATIONSERGEBNISSE STANDARDMODELL.....</b>	<b>63</b>
6.1	STRÖMUNG.....	63
6.2	TEMPERATURVERTEILUNG .....	64
6.3	AUFHEIZEN DER STRÖMUNG.....	64
6.4	WÄRMEÜBERGANG AN DEN ROHRWÄNDEN.....	65
6.5	FESTKÖRPER DES KATALYSATORS .....	65
6.5.1	<i>Stationäre Durchströmung</i> .....	65
6.5.2	<i>Aufheizverhalten</i> .....	66
6.6	UMSTRÖMUNGSVOLUMEN .....	68
<b>7</b>	<b>ANSÄTZE ZUR VERRINGERUNG DER „LIGHT-OFF“ ZEIT.....</b>	<b>69</b>
7.1	PRINZIP QUERSCHNITTSVERENGUNG.....	69
7.2	BLENDE .....	70
7.2.1	<i>Form der Blende</i> .....	70
7.2.2	<i>Aufbau Strömungsmodell</i> .....	71
7.2.3	<i>Simulationsergebnisse</i> .....	71
7.3	AUSFÜHRUNG EINER QUERSCHNITTSVERENGUNG.....	83
7.3.1	<i>Funktion / Grundprinzip</i> .....	83
7.3.2	<i>Simulationsergebnisse der CFD-Simulation</i> .....	84
<b>8</b>	<b>EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN .....</b>	<b>87</b>
8.1	PRÜFSTAND .....	87
8.2	VERGLEICH MIT SERIENAUSPUFFANLAGE.....	90
8.3	MESSUNGEN AM STANDARD-MODELL .....	91
8.3.1	<i>Messungen für Simulation</i> .....	91
8.3.2	<i>Diskussion der gemessenen Temperaturen</i> .....	92
8.4	MESSUNGEN AM MODELL MIT QUERSCHNITTSVERENGUNG (BLENDE) .....	95
<b>9</b>	<b>SCHLUSSFOLGERUNGEN UND AUSBLICK .....</b>	<b>99</b>
<b>10</b>	<b>ABBILDUNGS- UND TABELLENVERZEICHNIS .....</b>	<b>101</b>
<b>11</b>	<b>LITERATURVERZEICHNIS .....</b>	<b>103</b>
<b>12</b>	<b>ANHANG .....</b>	<b>105</b>
12.1	MATERIALDATEN KATALYSATORTRÄGER .....	105
12.2	NUMERISCHE BZW. „SOLVER“ EINGABEN .....	105
12.3	MODELLABGLEICH BETRIEBSPUNKTE „LEERLAUF“ UND 50 KM/H.....	107
12.3.1	<i>Leerlauf</i> .....	107
12.3.2	<i>50km/h</i> .....	107
12.4	ERGÄNZENDE SIMULATIONSERGEBNISSE.....	108
12.4.1	<i>Temperaturprofile bei 21km/h von verschiedenen Blendenvariationen</i> .....	108
12.4.2	<i>3D - Simulationsergebnisse von verschiedenen Blendenvariationen bei 21 km/h</i> .....	109
12.4.3	<i>Temperaturprofile bei 70 km/h von verschiedenen Blendenvariationen</i> .....	110
12.4.4	<i>3D - Simulationsergebnisse von verschiedenen Blendenvariationen bei 70 km/h</i> .....	112
12.5	ABMESSUNGEN DES SYSTEMS.....	114

## Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

### Lateinische Formelzeichen

$a = \lambda / (\rho \cdot c_p)$	$m^2/s$	Temperaturleitfähigkeit
$a_{\text{trans}}$	$m^{-1}$	Geometrische Oberfläche je Einheitsvolumen
A	$m^2$	Fläche, Oberfläche, Querschnittsfläche
$c = dq_{\text{rev}}/dT$	$J/(kg \cdot K)$	spezifische Wärmekapazität
$c_p; c_v$	$J/(kg \cdot K)$	spezifische isobare; isochore Wärmekapazität
C	div	Konstante
d	m	Durchmesser
d	m	Dicke einer Wand
g	$m/s^2$	örtliche Fallbeschleunigung
h	$J/kg$	spezifische Enthalpie
H	J	Enthalpie
k	$m^2/s^2$	turbulente kinetische Energie
k	$W/(m^2 \cdot K)$	Wärmedurchgangskoeffizient
$\bar{K}$	$W/(m \cdot K)$	Anisotrope Wärmeleitungsmatrix
$L_{\text{st}}$	$kg \text{ L}/kg \text{ B}$	Stöchiometrischer Luftbedarf
l	m	Länge
m	kg oder mol	Masse
$\dot{m}$	kg/s	Massenstrom
p	bar, Pa	Druck
P	(k)W	Leistung
q	$J/kg$	spezifische Wärme(menge)
$\dot{q}$	$J/(kg \cdot s)$	Spezifische Wärmestrom
Q	J	Wärme
$\dot{Q}$	J/s	Wärmestrom
R	$\Omega$	Elektrische Widerstand
$R_w$	$K/W$	Wärmewiderstand
S	$W/m^3$	Quelle, Senke
t	s	Zeit
T	K, °C	Temperatur
u	$J/kg$	spezifische innere Energie
u	m/s	Geschwindigkeit
$u_i$	m/s	Geschwindigkeit in Richtung i
U	J	innere Energie
v	$m^3/kg$	spezifisches Volumen
V	$m^3$	Volumen
w	m	halbe Foliendicke (Katalysator)
x	m	Koordinate
y	m	Koordinate
z	m	Koordinate

### Griechische Formelzeichen

$\alpha$	$W/(m^2 \cdot K)$	Wärmeübergangskoeffizient
$\delta$	m	Grenzschichtdicke, Kronecker-Delta
$\varepsilon$	$m^2/s^3$	Dissipation
$\varepsilon$	–	Gesamtemissionsverhältnis
$\zeta$	$m^{-1}$	Trägheitsverlustkoeffizient
$\lambda$	$W/(m \cdot K)$	Wärmeleitfähigkeit
$\lambda = \dot{m}_{\text{tatsächlich}}/\dot{m}_{\text{stöch}}$	–	Luftverhältnis

$\mu$	$\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$	(dynamische) Viskosität
$\mu_i$	–	Masseanteil der Komponente i
$\nu = \mu / \rho$	$\text{m}^2/\text{s}$	kinematische Zähigkeit, Viskosität
$\rho$	$\text{kg}/\text{m}^3$	Dichte
$\sigma$		Stefan-Boltzmann-Konstante
$\sigma$	$\text{N}/\text{m}^2$	Spannung
$\tau$	$\text{N}/\text{m}^2$	Schubspannung
$\vartheta$	$\text{K}, \text{ }^\circ\text{C}$	Temperatur

### Operatoren und Bezeichnungen

d	vollständiges Differential
$\delta$	unvollständiges Differential
$\partial$	partiell Differential
$\Delta$	Differenz zweier Größen; Laplace-Operator
$\nabla$	Nabla Operator
'	turbulente Fluktuation, 1. Ableitung
"	2. Ableitung
.	zeitliche Ableitung
–	Turbulenter Mittelwert

### Weitere Indices und Abkürzungen

$0$	Bezugszustand
$0$	Standardzustand
$1$	Zustand (im Querschnitt, am Punkt) 1
$2$	Zustand (im Querschnitt, am Punkt) 2
s	feste Phase (solid)
g	gasförmige Phase
t	turbulent
3D	dreidimensional
ab	abgeführt(e Wärme)
CFD	Computational Fluid Dynamics
engl	englisch
ges	gesamt
i	Laufvariable (1, 2, ..., k), innere
k	Kilo ( $10^3$ ); Anzahl der Komponenten
kin	kinetisch
konst	konstant
kr, krit	kritisch
max	maximal
min	minimal
NEDC	New European Driving Cycle
$Nu = \alpha l/\lambda$	Nußelt-Zahl, Nu
pot	potentiell
$Pr = \nu/a$	Prandtl-Zahl
$Re = w l/\nu$	Reynolds-Zahl
real	real
rel	relativ
st	stöchiometrisch; Stoff
zu	zugeführt(e) (Wärme)

## Zusammenfassung

Die Aufwärmzeit des Katalysators ist ein entscheidendes Kriterium für das Emissionsverhalten eines Fahrzeugs, da der Katalysator vor dem sogenannten „Light-Off“ (Anspringen des Katalysators) nicht arbeitet und somit die Rohemissionen des Motors ausgestoßen werden. Um diese Aufwärmzeit zu verkürzen, werden verschiedene Maßnahmen getroffen, die aber meist einen zusätzlichen Aufwand, einen schlechteren Wirkungsgrad oder zusätzlichen Bauraum verursachen. Das Ziel dieser Arbeit ist es, den Katalysator durch eine gezielte Anströmung eines kleineren Querschnitts schneller aufzuheizen und somit die Zeit bis zum Light-Off zu verkürzen.

Die Arbeit teilt sich in einen theoretischen Teil (Konstruktion, Simulation) und in einen praktischen Teil (Werkstatt, Prüfstand) auf, die teils auch parallel abliefen.

Dazu wurde die bestehende Auspuffanlage einer BMW F800R modifiziert und neu aufgebaut, sodass sie leichter zugänglich wurde und ein leichtes Auswechseln von einzelnen Elementen ermöglicht wurde. Diese Auspuffanlage wurde mit Messelementen bestückt, mit welchen einzelne Temperaturen bzw. Drücke gemessen werden konnten. Um die Vergleichbarkeit der modifizierten Auspuffanlage zu prüfen, wurde diese erfolgreich mit der ursprünglichen Auspuffanlage verglichen.

Parallel dazu wurde ein 3D-CFD Modell der Abgasanlage im Programm „AVL Fire<sup>®</sup>“ aufgebaut. Dieses wurde zunächst in das 3D-CFD Programm importiert, aufbereitet und vernetzt. Danach wurden sämtliche Daten für die Simulation ermittelt, dazu gehörten speziell alle Randbedingungen, Fluideigenschaften und numerischen Eingaben. Mit diesem Modell konnten nun erste Simulationen durchgeführt und bestimmte Parameter angepasst werden, welche an geeigneten Messstellen (Temperaturen vor und nach dem Katalysator) mit Prüfstandsergebnissen verglichen wurden. Nach dem erfolgreichen Modellabgleich war das 3D-CFD Modell des Standardkatalysators (Standardmodell) bereit, um alternative Anströmungen zu untersuchen.

Zunächst wurden die Simulationsergebnisse dieses Standardmodells gesammelt und analysiert, welche sozusagen die Ausgangsbasis für weitere Untersuchungen darstellten.

Die Idee einer alternativen Anströmung ist, das Volumen des Katalysators, das mit der heißen Luft in Kontakt ist, zu verkleinern. Dies kann im einfachsten Fall durch eine Blende direkt vor dem Katalysator dargestellt werden, die nur einen gewissen Querschnitt des Katalysators freigibt. Mit dieser Blende konnten je nach Betriebspunkt Vorteile beim Aufheizverhalten erzielt werden. Die weiteren Simulationen beschäftigten sich mit dem optimalen Ort und der optimalen Größe dieser Blende, womit vorhin genannte Vorteile maximiert werden konnten.

Mit den Erkenntnissen dieser Simulationen wurde eine Blende ausgewählt, die daraufhin gebaut wurde. Schließlich wurde ein beschichteter Katalysator am Prüfstand mit und ohne dieser Blende getestet und die „Light-Off“ Zeit gemessen. Die Vorteile, die sich bei der Simulation zeigten, konnten hiermit an einem Betriebspunkt bestätigt werden.

Abschließend wurde noch ein Konzept vorgestellt, wie diese Querschnittsverengung in Realität aussehen könnte. Diese Querschnittsverengung wurde auf Grund leicht abweichender Geometrie der Anströmung noch simuliert und die Ergebnisse vorgestellt.

## Abstract

The heating period of the catalyst is the crucial factor for the emission characteristics of an engine because catalysts do not work below a certain temperature. To shorten this so called „Light-Off“ time (time until the catalyst operates) and reduce these emissions after a cold start, various systems are known. However, most of them cause a decrease in efficiency, an additional effort or more installation space. This project was concerned with a specific inflow of the catalyst to generate a „hot-spot“ and as a consequence a decrease in the „Light-Off“ time.

This work includes a theoretical part which is concerned with design and simulation and a practical part which deals with manufacturing of certain parts and the testbench.

The existing exhaust-system of a BMW F800R was modified (CAD) and rebuilt to create a good accessibility and the possibility to fasten all measuring elements. This new exhaust-system was successfully compared with the original one.

At the same time, a 3D-CFD model was built in the program „AVL Fire®“ after importing the geometric data from the CAD program. First, the geometry had to be created („Meshing“). Afterwards, all data for the simulation was determined (e.g. boundary conditions, fluid properties, numerical data) and the model was simulated and verified by comparing appropriate parameters (temperatures before and after the catalyst) with the measurements of the testbench. During this verification some data had to be adapted but after that, a useful model of the existing exhaust system was available and ready for further research.

The results of the simulations with the standard model were collected and analyzed so that this data could be used as a so called „starting position“ for further simulations.

The idea of a faster heating of the catalyst was to minimize the volume which is in contact with the hot air from the engine. This was realized by applying an orifice directly before the catalyst that only opens a certain area of the catalyst inlet. Dependent on the operating point an increase of the temperatures was achieved with this system. By simulating variations of the position and the size of the orifice, the advantages of it were maximized.

With the results of these simulations a specific orifice was selected to be produced. In the end, a coated catalyst with and without this orifice was tested and the „Light-Off“ time was measured. The advantages which were obtained during the simulations, could be confirmed at one operating point this way.

Finally, a concept of such a cross-section reduction, how it could look like in reality, was presented. Because of small differings in geometry the flow of this system was also simulated and the results were presented.

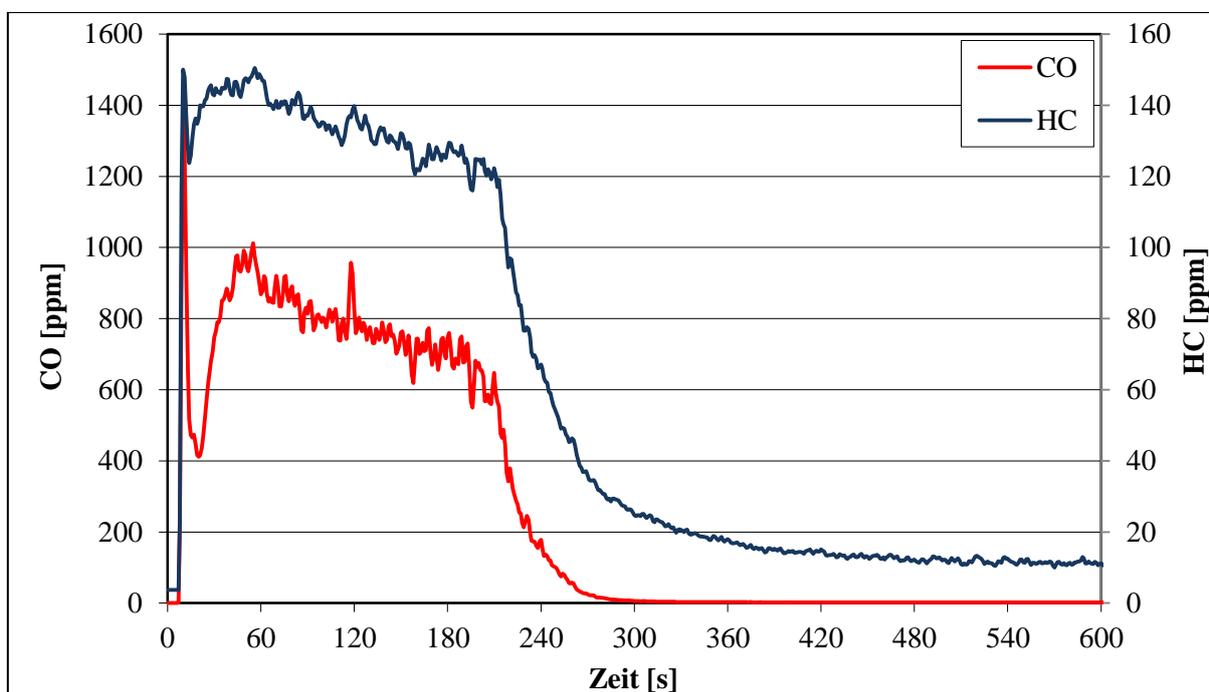
# 1 Einleitung und Motivation

Als Einstieg in diese Arbeit werden in diesem Kapitel die Grundidee und Motivation dieser Arbeit erläutert. Weiters wird die Vorgehensweise in diesem Projekt gezeigt und eine Übersicht über die verschiedenen Kapitel gegeben.

Um die in der Zusammenfassung bereits erwähnte Bedeutsamkeit der Aufwärmzeit des Katalysator zu unterstreichen, sind in folgender Abb. 1-1 die Emissionswerte über die Zeit nach einem Kaltstart aufgetragen (Leerlauf). Es handelt sich um einen 2-Zylinder-Motor eines Motorrades mit dem serienmäßig eingebauten Katalysator. Das Motorrad ist in Kapitel 3 näher beschrieben und wird dieses Projekt begleiten. Diese Abbildung soll jedoch nicht die absoluten Abgaswerte dieses Motors, sondern den Sprung dieser Abgaswerte beim Anspringen des Katalysators verdeutlichen.

Prinzipiell ist zu beachten, dass sich bei Betrachtung der Emissionswerte nach Kaltstart mehrere Mechanismen überlagern. Das Warmlaufen des Motors führt auch unabhängig vom Katalysator zu einer Emissionsminderung. Dies ist im Bild vor dem „Light-Off“ Zeitpunkt auch zu erkennen (vor 200s) und hat nichts mit dem Katalysator zu tun. Ein weiterer Mechanismus nach Kaltstart ist die Kaltstartanreicherung, die die Emissionswerte an bestimmten Betriebspunkten stark beeinflusst und ein Feststellen des „Light-Off“ Zeitpunkts allein durch die Emissionen meist unmöglich macht. Die Kaltstartanreicherung ist jedoch gut an den  $\lambda$ -Werten zu erkennen und hat in Abb. 1-1 keinen Einfluss.

Die Light-Off Zeit ist bei diesem Betriebspunkt (Leerlauf) auf Grund der niedrigen Massenströme und Temperaturen aber am längsten. Man sieht klar, dass sich nach 4 bis 5 Minuten die Emissionen auf einen Bruchteil verringern.



**Abb. 1-1: Abgasemissionen nach dem Katalysator – verdünnt**

Somit legt dieses Diagramm nahe, wie wichtig die Länge der Aufheizzeit des Katalysators in Realität ist und wie sehr die Abgaswerte nach dem Kaltstart dadurch beeinflusst werden. Dies betrifft sowohl die Kaltstart-Emissionen im Betrieb, als auch das Bestehen der immer strenger werdenden Abgastests, die für eine Zulassung eines Fahrzeugs Voraussetzung sind. In folgendem Kapitel "Motivation" wird diese Tatsache noch genauer erklärt, sowie ein kleiner Einblick in die Katalysatortechnik und in die Rolle des Gesetzgebers gegeben.

## 1.1 Motivation

### 1.1.1 Einblick in die Katalysatorstechnik

Beim Ottomotor müssen grundsätzlich drei Haupt-Schadstoffgruppen verringert werden, das sind unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC), Kohlenmonoxid (CO) und Stickoxide (NO<sub>x</sub>).

Mit der Einführung der Katalysatorpflicht in den 1970er Jahren in den USA konnten die Abgasemissionen drastisch gesenkt werden. Dafür wurden zuerst Oxidationskatalysatoren eingesetzt, die unregelmäßig betrieben werden konnten und nur HC und CO mit Umgebungsluft nachoxidieren konnten.

Mit der Einführung des 3-Wege-Katalysators konnten schließlich alle drei Schadstoffgruppen gut konvertiert werden, allerdings muss ein stöchiometrisches Luft-Kraftstoffgemisch eingehalten werden ( $\lambda=1$ ), was nur durch eine genaue Regelung mit einer Lambdasonde möglich ist. Der Effekt des 3-Wege-Katalysators, die sogenannte Konvertierungsrate, kann dabei über 90 % betragen. Diese Konvertierungs- oder Umsatzrate beschreibt die Abnahme der Schadstoffkonzentration durch den Katalysator im Verhältnis zur Konzentration vor dem Katalysator [1].

Zusätzlich zum genau stöchiometrischen Kraftstoff-Luft Verhältnis muss der Katalysator eine bestimmte Temperatur haben, um arbeiten zu können. Diese Temperatur beträgt etwa 250 bis 300 °C. Auf Abb. 1-2 sind die Konvertierungsraten für diese drei Schadstoffe in Abhängigkeit der Eingangstemperatur im stationären Betrieb dargestellt. Das Anspringen des Katalysators wird als „Light-Off“ bezeichnet. Die „Light-Off“ Temperatur ist dabei, wie ersichtlich, auch von der Raumgeschwindigkeit (RG) abhängig. Diese beschreibt den Volumenstrom pro Katalysatorvolumen [1].

Durch den anfangs kalten Motor und die kalte Abgasrohre braucht es nach Kaltstart einige Zeit, bis die für ein „Light-Off“ passende Temperatur beim Katalysator ankommt. Aber auch danach benötigt es Zeit, bis der ganze Träger aufgeheizt wird und somit funktioniert. Diese Aufheizzeit des Festkörpers zu verbessern, soll das Ziel in dieser Arbeit darstellen.

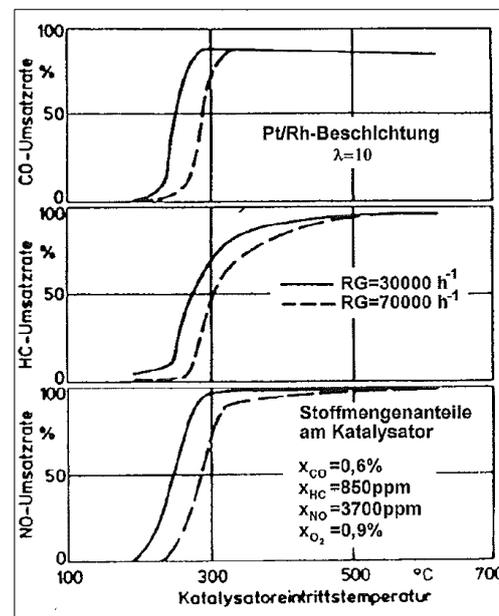


Abb. 1-2: Konvertierungsraten / Temperaturen [1]

Um das Aufheizen des Festkörpers besser zu verstehen, wird hier noch kurz der Aufbau des Katalysators gezeigt. Genauere Spezifikationen zu dem verwendeten Träger finden sich in Kapitel 3.4.2. Der prinzipielle Aufbau ist auf Abb. 1-3 zu erkennen. Der Katalysator besteht aus einem Wabenkörper (Träger), der aus Keramik oder aus Metall bestehen kann. Der Metallträger besteht aus einer meist gewickelten dünnen Folie, auf die daraufhin eine Zwischenschicht, das sogenannte „Washcoat“ aufgebracht wird. Diese Zwischenschicht hat die Aufgabe, die Oberfläche um ein Vielfaches zu vergrößern, um die Reaktionen zu begünstigen. Auf diese Zwischenschicht ist die katalytisch aktive Edelmetall-schicht (z.B. Platin, Rhodium) aufgebracht.

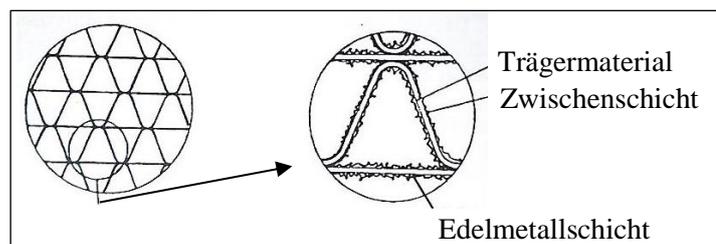


Abb. 1-3: Aufbau eines Metallträger-Katalysators [9]

Durch die hohen Konvertierungsraten ist somit ein klarer Unterschied mit und ohne Katalysator an den Abgasen zu erkennen, der am besten auf Abb. 1-1 ersichtlich ist.

In den Fahrzyklen bedeutet dies, dass vor Anspringen des Katalysators die Abgasemissionen des Motors extrem hoch sind und so oft die Länge dieser „Light-Off“ Zeit über Erfolg oder Misserfolg beim Bestehen eines Abgastests entscheidet. Die „Light-Off“ Zeit beim Fahren des WMTC-Zyklus beträgt mit diesem Motorrad etwa 3 Minuten. Erst zu diesem Zeitpunkt sind hier erste größere exotherme Reaktionen im Katalysator zu beobachten (Kriterium: Temperatur nach Katalysator höher, als vorher). Dies bedeutet, dass die Abgaskonzentrationen in den ersten drei Minuten trotz relativ niedriger Lastpunkte verhältnismäßig hoch sind.

### 1.1.2 Rolle des Gesetzgebers

Der Umweltaspekt gewinnt durch zunehmende Probleme für die Menschen zwar an Wert, ohne die geltenden Abgasgesetzgebungen wären geringere Abgaswerte aber keine Entscheidungsgründe beim Kauf von Fahrzeugen und somit auch kein Anreiz für Firmen, abgasarme Fahrzeuge zu entwickeln. Deswegen hat der Gesetzgeber die entscheidende Rolle bei der langfristigen Senkung von Verkehrsemissionen.

Der Gesetzgeber hat somit auch einen bedeutenden Einfluss auf die Konstruktion von Fahrzeugen. Er kann durch z.B. Abgasgrenzwerte einzelne Technologien verhindern oder zumindest benachteiligen und kann dadurch den Einsatz von „gewünschten“ Technologien vorantreiben. Dies kann durch zusätzliche Förderungen noch verstärkt werden.

Grundsätzlich gibt es drei führende Gesetzgebungen bezüglich der Fahrzeugemissionen auf der Welt. Das sind die amerikanische Gesetzgebung, die japanische Gesetzgebung und die EU-Gesetzgebung. Der „Worldwide Harmonized Motorcycle Test“ (WMTC) entstand durch das Bestreben, weltweit einen einheitlichen Fahrzyklus als Vorgabe festzulegen und ist auch bei Vergleichsfahrten in der Forschung erste Wahl. Der Fahrzyklus hat einen großen Einfluss auf die Abgasemissionen. Speziell die „Light-Off“ Zeit ist stark abhängig vom Lastpunkt und somit von den gefahrenen Geschwindigkeiten nach Kaltstart.

### 1.1.3 Aktuelle Systeme

Auf Grund dieser Schwierigkeiten nach Kaltstart setzen Fahrzeughersteller vermehrt auf Maßnahmen, um den Katalysator schneller auf Temperatur zu bekommen. Folgend werden einige dieser Möglichkeiten vorgestellt.

#### Motornaher (Vor-) Katalysator

Eine Möglichkeit, den Katalysator schneller zu erhitzen, bietet die geeignete Wahl der Position. Ist der Katalysator nahe am Motor positioniert, so erreichen ihn sofort die heißen Abgase aus dem Zylinder und nicht die bereits durch lange kalte Rohrwände abgekühlten Gase. Das setzt voraus, dass der Katalysator hochoberflächentemperturfest ist und auch bei warmem Motor nicht überhitzt. Alternativ kann auch ein zweiter kleinerer Vorkatalysator nahe am Zylinderausgang positioniert sein, der schnell anspringt und die Abgase dahinter und somit den Hauptkatalysator durch exotherme Reaktionen aufheizt. Im normalen Betrieb konvertieren dann Vor- und Hauptkatalysator.

#### Innermotorische Maßnahmen

Eine spätere Verbrennung bewirkt eine Erhöhung der Abgasenthalpie und somit ein rascheres Aufheizen des Abgastrakts. Der veränderte Betriebszustand muss allerdings bezüglich der Laufruhe und der HC-Emissionen akzeptabel sein. Er kann durch eine Verschiebung der

Zündung oder bei direkteinspritzenden Motoren auch durch eine veränderte Einspritzstrategie erreicht werden. [2]

### Sekundärluft

Die Anreicherung des Luft-Kraftstoff-Gemisches bei Kaltstart ( $\lambda < 1$ ) und die somit überschüssigen Kohlenwasserstoffe können in Verbindung mit einer Sekundärlufteinblasung nach dem Auslassventil nachverbrannt werden. Dies führt zu einer schnelleren Erwärmung im Katalysator [1].

### Elektrische Katalysatorheizung

Ein schnelles Aufheizen ist auch durch den sogenannten elektrischen Heizkatalysator möglich, dabei wird mittels elektrischer Heizelemente der Katalysator zusätzlich aufgeheizt. Allerdings ist dafür eine hohe elektrische Leistung notwendig, die vom Bordnetz oder bei Aktivierung vor Motorstart von der Batterie bereitgestellt werden muss. [1]

### Brenner Heizung

Eine von elektrischen Quellen unabhängige Möglichkeit bietet eine Brennerheizung. Dabei wird der Katalysator durch einen eigens davor eingesetzten Brenner aufgeheizt. Für den nötigen Sauerstoff muss zusätzlich ein Sekundärluftsystem verbaut sein. [1]

## 1.1.4 Nachteile bei „externen“ Hilfen

Neben dem Erreichen der viel schnelleren Aufheizung des Abgasstrangs und somit viel niedrigerer Emissionen nach dem Kaltstart, werfen die genannten Maßnahmen aber auch einige Nachteile auf.

Diese sind bei motorinternen Eingriffen vor allem Verschlechterungen der Motorlauf-Eigenschaften und des Kraftstoffverbrauchs in der Startphase. Zusätzlich können schlecht ausgelegte Systeme die Abgasemissionen durch die veränderten Brennverläufe sogar noch erhöhen.

In den Abgasstrang eingesetzte Systeme, wie die Sekundärlufteinblasung oder die elektrische bzw. Brenner-Katalysatorheizung, bedeuten einen großen Konstruktions- sowie einen zusätzlichen Energieaufwand. Die Bereitstellung der nötigen Energie wird vor allem bei der elektrischen Katalysatorheizung relativ aufwendig. Alle eingesetzten Systeme benötigen zusätzlichen Platz und verursachen zusätzliches Gewicht, was gerade bei Motorrädern zu Schwierigkeiten führt.

Auch ein kleiner Vorkatalysator benötigt zusätzlichen Bauraum, der gerade im Zweirad-Segment sehr begrenzt vorhanden ist. Wenn er im warmen Betrieb nicht „weggeschaltet“ werden kann, verursacht er einen zusätzlichen Druckwiderstand. Ein motornaher Vor- oder Hauptkatalysator verschlechtert außerdem die Gasdynamik und ist oft nicht mit den optischen Ansprüchen vereinbar.

Zusätzliche Bauteile, wie ein Vorkatalysator oder auch oben genannte Zusatzheizer bedeuten zudem auch immer einen zusätzlichen finanziellen Aufwand.

Die Anforderungen an ein alternatives Aufheizsystem ist die Verringerung der „Light-Off“ Zeit durch ein schnelleres Aufwärmen des Katalysators sowie die Verringerung oben genannter Nachteile. Das bedeutet wenig (oder kein) zusätzlicher Bauraum oder Gewicht, wenig Aufwand und Kosten sowie eine geringe Wirkungsgradverschlechterung durch schlechtere Motorlaufeigenschaften oder durch zusätzlich benötigte Energien.

## 1.2 Grundidee und Aufgabenstellung

Die grundlegende Idee zu dieser Arbeit ist es, den Katalysator in der Kaltstartphase so anzuströmen, dass sich anfangs weniger Katalysatorvolumen schneller erhitzt und so das „Light-Off“ und somit die exothermen Reaktionen früher einsetzen. Dazu muss die Strömung so gelenkt werden, dass nur ein Teil des Katalysators, ein sogenannter „Hot-Spot“, angeströmt wird.

Dafür soll nach dem Aufbau der Teststrecke zunächst ein 3D-CFD Modell der Abgasanlage erstellt werden, mit welchem unterschiedliche Katalysatoranströmungen zur Generierung dieser „Hot Spots“ untersucht werden können. Die darauffolgenden Simulationen sollen der Grundsatzuntersuchung dienen, ob sich solche „Hot-Spots“ überhaupt generieren lassen und falls ja, welche Auswirkungen diese auf die „Light-Off“ Zeit haben.

Dabei sollen sämtliche simulatorische Untersuchungen unabhängig von chemischen Reaktionen betrachtet werden. Das heißt, es wurden für die Simulation und auch bei Messungen für den Modellabgleich nur unbeschichtete Träger verwendet. Lediglich als Schlusspunkt der Arbeit, wurden zur Überprüfung Prüfstandstests mit einem beschichteten Katalysator gefahren.

## 1.3 Vorgehensweise und Übersicht

Dieses Kapitel soll dazu dienen, die Vorgehensweise bis zum Ziel zu erläutern und eine Übersicht über die Kapitel dieser Arbeit zu geben.

Grundsätzlich teilt sich die Arbeit in einen Simulationsteil und einen Prüfstandteil auf, die in Realität teilweise parallel abliefen. Einen Überblick über diese beiden Teile soll Abb. 1-4 geben.

Die Arbeit enthält neun Kapitel, wobei sechs davon mit der unmittelbaren Arbeit an Simulation und Prüfstand zu tun haben. Diese sechs Kapitel sind auch in der Übersicht (Abb. 1-4) bei den betreffenden Themen eingetragen, allerdings gibt es hier teilweise Überschneidungen. Die kursiv gedruckten Wörter zeigen jeweils charakteristische Schritte der Arbeit.

Es wurde mit der Konstruktion der modifizierten Auspuffanlage begonnen, die daraufhin gebaut wurde (siehe Kapitel 3).

Parallel dazu wurde am virtuellen Modell gearbeitet (siehe Kapitel 4), welches nach Fertigstellen mit Prüfstandsergebnissen verglichen und somit verifiziert wurde (siehe Kapitel 5).

Die Simulationsergebnisse dieses Standardmodells, sozusagen die Ausgangsbasis, wurden danach analysiert (siehe Kapitel 6).

Daraufhin wurde mit dem Ausarbeiten und Simulieren von Querschnittsverengungen (speziell einer einfachen Blende) begonnen (siehe Kapitel 7).

Parallel zu den simulatorischen Untersuchungen beschäftigt sich Kapitel 8 mit den experimentellen Untersuchungen am Prüfstand.

Alle restlichen Simulationsergebnisse und ergänzenden Daten sind im Anhang zu finden.

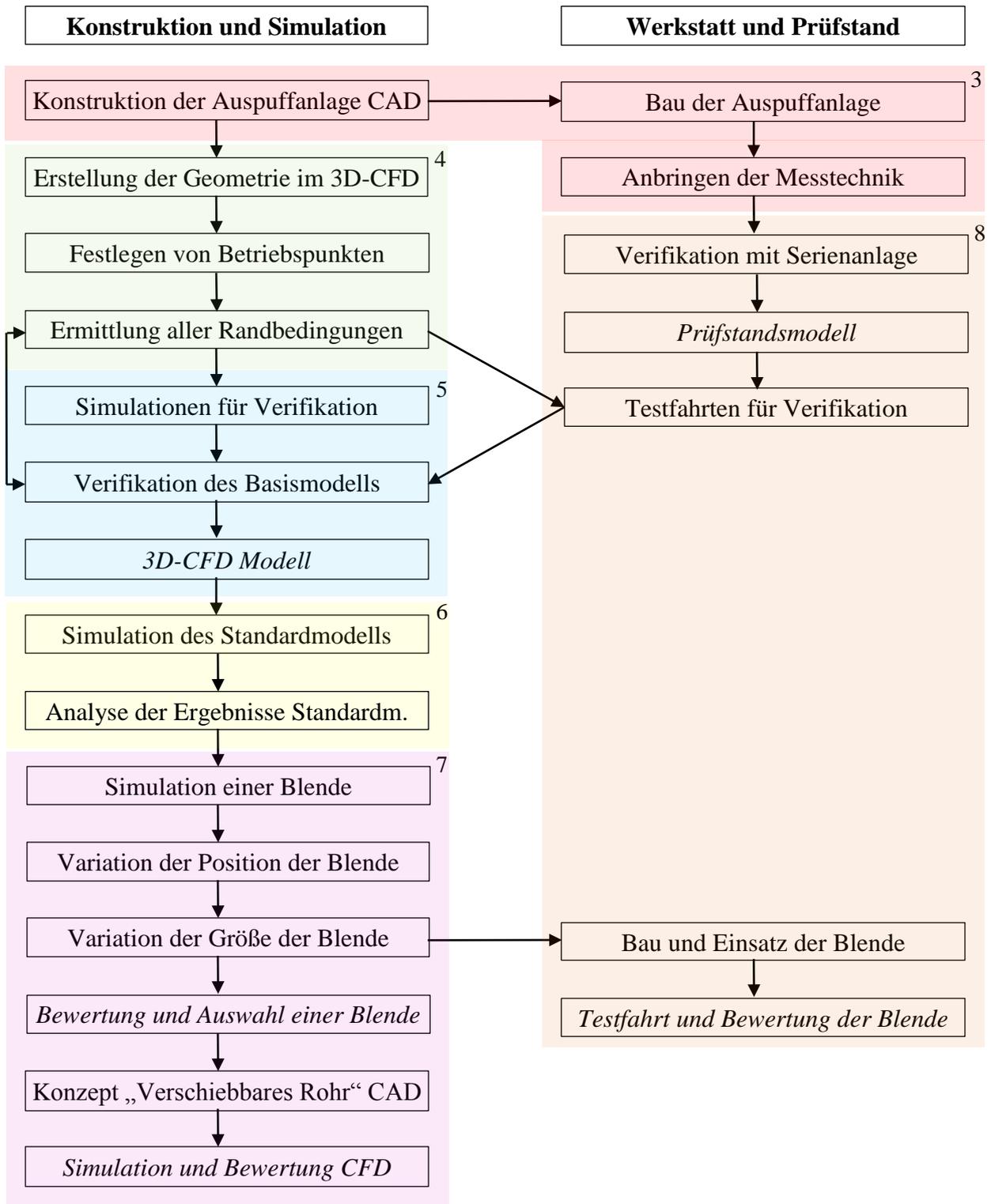


Abb. 1-4: Übersicht Prozessablauf

## 2 Grundlagen

### 2.1 Strömungslehre [3] [4]

In diesem Kapitel werden die Grundgleichungen der Strömungslehre, nämlich die Erhaltungssätze von Masse, Impuls und Energie gezeigt. Diese Gleichungen stellen die Grundlage für eine Strömungsberechnung dar und kommen somit bei jedem 3D-CFD Programm zum Einsatz. Außerdem wird die Modellierung der Turbulenz angesprochen, die auch einen wesentlichen Teil zu den Strömungseigenschaften beiträgt.

#### 2.1.1 Allgemeine Erhaltungsgleichung [3]

Folgende Abb. 2-1 zeigt allgemein den Stoff- und Molekulartransport an einem Volumenelement:

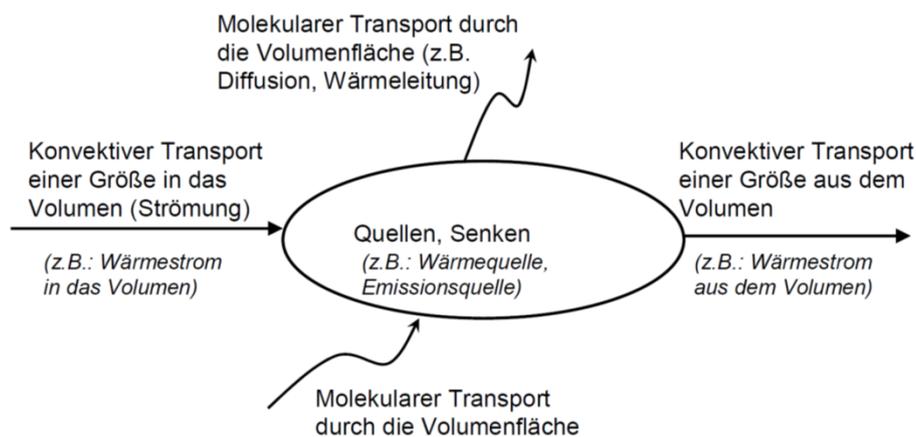


Abb. 2-1: Skizze Stoff- und Molekulartransport [3]

Die Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie können alle auf eine grundlegende Erhaltungsgleichung zurückgeführt werden. Dabei wird ein Volumenelement betrachtet, für welches die Flüsse  $J$  einer beliebigen Größe  $\phi$  an den Rändern betrachtet werden. Folgende Abb. 2-2 zeigt die Änderung von  $J_x$ .

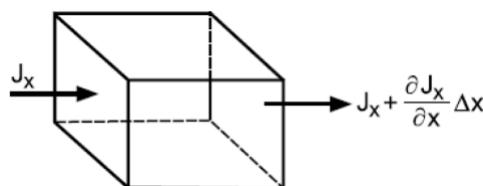


Abb. 2-2: Änderung des Flusses  $J_x$  an einem Volumenelement [3]

$J_x$ : Fluss in x-Richtung = Strom der Größe  $\phi$  pro Flächeneinheit

Der Netto-Fluss für dieses Volumenelement ergibt sich somit zu:

$$\text{Nettofluss} = \left( J_x + \frac{\partial J_x}{\partial x} dx - J_x \right) dy dz = \frac{\partial J_x}{\partial x} dV$$

Pro Volumeneinheit ergibt sich so:

$$1D: \frac{\partial J_x}{\partial x} \quad 3D: \frac{\partial J_x}{\partial x} + \frac{\partial J_y}{\partial y} + \frac{\partial J_z}{\partial z}$$

Der Fluss besteht aus einem Konvektions- und einem Diffusionsteil wobei  $\Gamma_\varphi$  einem allgemeinen Diffusionskoeffizienten entspricht:

$$J_i = (\rho u_i \varphi) + (-\Gamma_\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial x_i})$$

Die vollständige allgemeine Erhaltungsgleichung lautet somit

$$\frac{\partial \rho \varphi}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i \varphi}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \Gamma_\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial x_i} \right) + S_\varphi$$

wobei der Index  $i$  für die 3 Koordinatenrichtungen ( $x, y, z$ ) steht. Der erste Term entspricht der Änderung von  $\varphi$  über die Zeit (Instationärterm), der zweite Term dem konvektiven Transport von  $\varphi$  in das Volumen (Konvektionsterm), der dritte Term dem molekularen Transport durch die Volumenfläche (Diffusionsterm) und der letzte Term einer inneren Quelle bzw. Senke (Quellterm).

### 2.1.2 Massenerhaltungsgleichung [3]

Im Falle der Massenerhaltungsgleichung entspricht  $\varphi$  der Zahl 1. Der Diffusionsterm und der Quellterm werden null gesetzt. Somit ergibt sich durch Einsetzen von 1 in die allgemeine Erhaltungsgleichung:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_x}{\partial x} + \frac{\partial \rho u_y}{\partial y} + \frac{\partial \rho u_z}{\partial z} = 0$$

Diese Gleichung bedeutet nichts anderes als dass die Summen der Massenströme über alle Grenzen des Volumenelements der zeitlichen Änderung der Masse im Volumenelement entsprechen.

### 2.1.3 Impulserhaltungsgleichung [3] [4]

Durch Einsetzen einer Geschwindigkeitskomponente  $u$  für  $\varphi$  entsteht die Impulserhaltungsgleichung. Daraus ergibt sich in  $x$ -Richtung (entsprechend in andere Koordinatenrichtungen):

$$\underbrace{\frac{\partial \rho u_x}{\partial t}}_{\text{zeitliche}} \underbrace{+ \frac{\partial \rho u_x u_x}{\partial x} + \frac{\partial \rho u_y u_x}{\partial y} + \frac{\partial \rho u_z u_x}{\partial z}}_{\text{Impulsflüsse über die Grenzen}} = \underbrace{- \frac{\partial p}{\partial x}}_{\text{Druckkräfte}} \underbrace{+ \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z}}_{\text{Viskose Kräfte}} \underbrace{+ \rho g_x}_{\text{Körperkräfte}}$$

Dabei entsprechen auf der linken Seite der erste Term der Impulsänderung über der Zeit und die folgenden Terme den Trägheitskräften, also dem Impulsfluss über die Grenzen des Volumenelements.

Auf der rechten Seite entsprechen die ersten vier Terme den Kräften auf die Oberfläche des Volumenelements (Druckkräfte und viskose Kräfte) und der dritte Term einer Körperkraft (z.B. Gravitationskraft).

Das Stoke'sche Gesetz setzt Spannungen mit Geschwindigkeitsgradienten in Verbindung:

$$\tau_{xx} = \mu \left[ \frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial x} + \frac{\partial u_z}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_x}{\partial z} \right]$$

$$\tau_{xy} = \mu \left[ \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right]$$

$$\tau_{xz} = \mu \left[ \frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right]$$

Im Falle Newton'scher Flüssigkeiten ergeben diese Stoke'schen Gleichungen eingesetzt in obige Impulserhaltungsgleichung die Navier-Stoke'schen Gleichungen. Diese sind in folgender Gleichung in Tensor-Schreibweise zusammengefasst:

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho g_i$$

x-Richtung:  $i = x, j = x, y, z$ ; y-Richtung:  $i = y, j = x, y, z$ ; z-Richtung:  $i = z, j = x, y, z$

### 2.1.4 Energieerhaltungsgleichung [3] [4]

Durch Einsetzen der spezifischen Enthalpie  $h$  für  $\phi$  entsteht aus der allgemeinen Erhaltungsgleichung die Energieerhaltungsgleichung für inkompressible Fluide konstanter Dichte. Dies bedeutet, dass hier keine Arbeit durch Druckkräfte berücksichtigt wird, außerdem wird die Dissipation vernachlässigt.

$$\underbrace{\rho \frac{\partial h}{\partial t}}_{\text{Zeitliche Änderung der spez. Energie}} + \underbrace{\rho \frac{\partial u_x h}{\partial x} + \rho \frac{\partial u_y h}{\partial y} + \rho \frac{\partial u_z h}{\partial z}}_{\text{Spez. Energieströme über die Grenzen}} = - \underbrace{\left( \frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z} \right)}_{\text{Wärmeleitung}} + \underbrace{S_h}_{\text{Innere Wärmequellen}}$$

Auf der linken Seite befinden sich wieder die Änderung der spezifischen Energie über der Zeit und die spezifischen Enthalpieströme über die Grenzen. Auf der rechten Seite befinden sich der Energietransport durch Wärmeleitung und die Leistung von inneren Energiequellen.

Bei der Annahme von idealem Gas und geringen Druckänderungen gilt:

$$dh = c_p dT$$

Für die Wärmeleitung kann geschrieben werden:

$$q_x = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \quad q_y = -\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \quad q_z = -\lambda \frac{\partial T}{\partial z}$$

Damit ergibt ergibt sich für die Energiegleichung:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u_x \frac{\partial T}{\partial x} + u_y \frac{\partial T}{\partial y} + u_z \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{S_h}{\rho c_p}$$

### 2.1.5 Turbulenzmodelle [3]

Die Navier-Stoke'schen Gleichungen gelten außer für laminare Strömungen auch für turbulente Strömungen. Der Maßstab der turbulenten Bewegungen (Weg und Geschwindigkeit) erfordert aber eine sehr hohe Auflösung, daher sehr kleine Zellgrößen und Zeitschritte. Diese Simulation ist theoretisch möglich (DNS – direkte numerische Simulation), aber extrem aufwendig. Daher ist in der Praxis eine Modellierung der Turbulenz notwendig.

Im Fall einer statistischen Betrachtung der Turbulenz erfolgt diese durch eine Zeitmittelung der turbulent schwankenden Größen. Dabei werden die Größen in einen zeitlichen Mittelwert und eine Schwankungsbewegung aufgeteilt ( $u = \bar{u} + u'$ ). Daraus entstehen die gemittelten Reynoldsgleichungen (RANS – Reynolds Averaged Navier Stokes), die sich von den Navier-Stoke'schen Gleichungen nur durch die Reynolds-Spannungen unterscheiden. Dazu ist folgend die RANS-Gleichung in Tensor-Schreibweise angegeben.

$$\frac{\partial \rho \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\tau}_{ij} - \rho \overline{u_i' u_j'}) + \rho g_i$$

Die RANS-Gleichungen sind wegen des unbekanntem Reynold'schen Spannungstensors (Matrix mit 9 Termen) nicht lösbar, da die Terme  $\overline{\rho u_i' u_j'}$  nicht bekannt sind. Mit Hilfe einer Turbulenzmodellierung sollen diese bestimmt werden und das Gleichungssystem in ein lösbares übergeführt werden.

Beim sogenannten Wirbelviskositätsmodell nach Boussinesq werden diese Reynold'schen Spannungsterme wie eine zusätzliche laminare Viskosität, also eine Erhöhung der Zähigkeit, behandelt. Zusätzlich zur laminaren Spannung  $\tau_{\perp}$  ist so eine turbulente Spannung  $\tau_{\perp t}$  vorhanden, die dem unbekanntem Term entspricht. Für die Berechnung dieser turbulenten Spannung gilt folgende Formel:

$$\tau_{\perp t} = -\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij}$$

Bei diesen Gleichungen entspricht  $k$  der turbulenten kinetischen Energie und  $\mu_t$  der scheinbaren turbulenten Zähigkeit (keine Stoffgröße!).  $\delta_{ij}$  entspricht dem Kronecker-Delta, welches bei  $i = j$  gleich 1 ist, ansonsten 0.

Als Unbekannte steckt in dieser Gleichung noch die scheinbare turbulente Zähigkeit  $\mu_t$ , für welche weitere Modellansätze bestehen. Erwähnt sei das  $k$ - $\epsilon$  Modell, welches in diesem Projekt auch verwendet wurde. Bei diesem Ansatz wird  $\mu_t$  aus der turbulenten kinetischen Energie  $k$  und der Dissipationsrate  $\epsilon$  ermittelt.

## 2.2 Wärmeübertragung [4] [5]

Allgemein ist die Wärmeübertragung ein Energietransport infolge von Temperaturgradienten. Dabei wird unterschieden zwischen Wärmeleitung, konvektivem Wärmeübergang und Wärmestrahlung, wobei der konvektive Wärmeübergang streng genommen ein Sonderfall der Wärmeleitung ist. Folgende Abb. 2-3 soll diese Arten der Wärmeübertragung veranschaulichen.

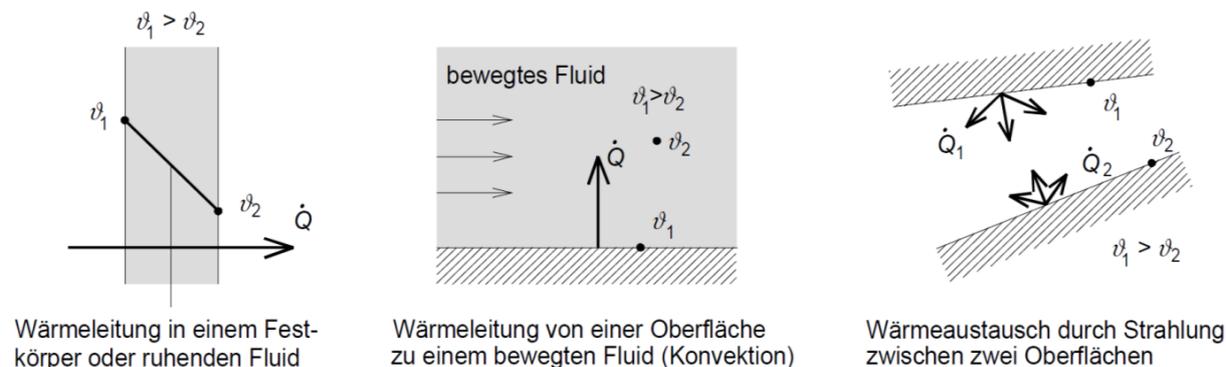


Abb. 2-3: Arten der Wärmeübertragung [5]

Wärmeleitung ist der bedeutende Energietransport in festen Körpern bzw. ruhenden Fluiden. Sie beschreibt den molekularen Wärmetransport. Der Wärmetransport durch Wärmeleitung ist vom Temperaturgradienten und den Stoffeigenschaften abhängig.

Der konvektive Wärmeübergang, also Wärmeleitung von einer Oberfläche zu einem bewegten Fluid, ist zusätzlich noch von der Strömung in der Temperaturgrenzschicht des Fluids abhängig. Zwischen Wand und Fluid erfolgt ein Wärmeaustausch durch Wärmeleitung. Zusätzlich entsteht ein Wärmetransport durch die Bewegung des Fluids (Konvektion).

Wärmestrahlung entsteht durch die Emission elektromagnetischer Wellen an Körperoberflächen. Der Wärmeübergang durch Strahlung findet dabei zwischen Körperoberflächen statt und benötigt keinen Träger (Wärmestrahlung auch im Vakuum!).

Ein gutes Beispiel, bei dem alle drei Arten des Wärmetransports bedeutend sind, ist der Wärmedurchgang an Rohrwänden, zum Beispiel an einem Auspuffrohr. Die strömenden Abgase übertragen Energie durch Konvektion an die Innenseite der Rohrwände. Innerhalb der Rohrwände findet reine Wärmeleitung bis zur Rohraußenseite statt. An der Rohraußenseite wird Wärme wieder durch Konvektion an die umströmende Luft abgegeben. Zusätzlich wird von den Oberflächen der Rohrwände (innen und außen) Wärme durch Wärmestrahlung an die jeweilige Umgebung abgestrahlt.

### 2.2.1 Wärmeleitung [4] [5]

Die Wärmestromdichte durch Leitung wird nach dem Fourier'schen Wärmeleitungsgesetz nach folgender Gleichung definiert:

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \nabla T = -\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial T}{\partial z} \right)$$

Die Wärmeleitung wird somit über die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  beeinflusst. Die Wärmeleitfähigkeit ist eine molekulare Eigenschaft eines Stoffes mit der Dimension W/mK. Eine gute Wärmeleitfähigkeit haben Metalle wie Silber (ca. 400W/mK) oder auch Stähle (ca. 50 W/mK), eine schlechte Wärmeleitfähigkeit haben zum Beispiel Wasser (<1 W/mK), Luft (<0,1 W/mK) oder Isolationswerkstoffe (<0,01 W/mK).

Für den Wärmestrom durch eine ebene Platte mit der Dicke  $d$  ergibt sich so:

$$\dot{q} = -\frac{\lambda}{d} (T_2 - T_1)$$

Aus der Wärmestromdichte folgt der Wärmestrom  $\dot{Q}$ , mit welchem nun eine Analogie zum Ohm'schen Gesetz aus der Elektrotechnik gebildet werden kann. Hierbei entspricht der Strom  $I$  dem Wärmestrom  $\dot{Q}$ , die Potentialdifferenz  $\Delta U$  der Temperaturdifferenz  $\Delta T$  und der Widerstand  $R$  einem thermischen Widerstand  $R_{th}$ . Durch diese Analogie können zum Beispiel Wärmeströme durch mehrere Schichten von Platten wie eine Serienschaltung von elektrischen Widerständen betrachtet werden. Dieses System wurde in dieser Arbeit für die Berechnung der Wärmeleitwiderstände im Katalysator verwendet und ist dort auch genauer erklärt.

Um nun auf eine instationäre Wärmeleitungsgleichung in Temperaturform zu kommen, wird die Wärmestromdichte in die Energieerhaltungsgleichung eingesetzt. Bei Festkörpern und ruhenden Stoffen werden die Geschwindigkeitsterme gleich null. Daraus folgt für folgende Gleichung allgemein:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{\rho c_p} (\Delta T) + \frac{S_h}{\rho c_p}$$

$\Delta T$  bezeichnet den sogenannten Laplace-Operator der Temperatur. In kartesischen Koordinaten ist dieser:

$$\Delta T = \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right)$$

In Zylinderkoordinaten (z.B. Rohrwände) bedeutet dies:

$$\Delta T = \left( \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right)$$

### 2.2.2 Konvektiver Wärmeübergang [5] [6]

Der konvektive Wärmeübergang kann nochmals unterteilt werden in erzwungene Konvektion, bei der eine Strömung unabhängig vom Wärmeübergang vorhanden ist und in freie Konvektion, bei der eine Strömung durch Auf- und Abtriebskräfte entsteht. Besonders interessant für diese Arbeit ist die erzwungene Konvektion, da innerhalb und außerhalb der Abgasrohre eine Strömung herrscht und Auf- und Abtriebskräfte meist vernachlässigbar sind. Eine Ausnahme ist hier der Zustand im Stillstand des Motors (Leerlauf), bei der an der Außenseite ein Wärmeübergang durch freie Konvektion entsteht.

Die Wärmestromdichte des konvektiven Wärmeübergangs wird durch folgende Formel errechnet.

$$\dot{q} = \alpha (T_{\text{Strömung}} - T_{\text{Wand}})$$

Der konvektive Wärmeübergang wird somit über die Wärmeübergangszahl  $\alpha$  mit der Einheit  $\text{W/m}^2\text{K}$  beeinflusst. Prinzipiell kann sie mit Hilfe der Dicke der Temperaturgrenzschicht bestimmt werden. Allerdings kann letztere in der Praxis nicht gemessen werden, somit ist man auf empirische Daten angewiesen. Die Erfahrung zeigt, dass die Wärmeübergangszahl  $\alpha$  bei erzwungener Konvektion von der Reynolds-Zahl, der Prandtl-Zahl, der Geometrie und der Richtung des Wärmestroms abhängt. Die Wärmeübergangszahl selbst steckt in der Nusselt-Zahl. Somit kann allgemein für Rohrum- und Rohrdurchströmung geschrieben werden:

$$\text{Nu} = C \cdot \text{Re}^m \cdot \text{Pr}^n$$

Die Reynolds-Zahl beschreibt die Eigenschaften der Strömung, während die Prandtl-Zahl die Stoffeigenschaften beschreibt. Die Stoffeigenschaften sind hierbei auch von der Temperatur abhängig, womit auch die Richtung des Wärmestroms Einfluss hat.

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \quad \text{Re} = \frac{u \cdot d \cdot \rho}{\mu} \quad \text{Pr} = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda}$$

Hierbei entspricht  $d$  einer charakteristischen Länge (z.B. Rohrdurchmesser bei Durchströmung),  $u$  der mittleren Strömungsgeschwindigkeit,  $\mu$  und  $c_p$  Stoffeigenschaften (Viskosität und spezifische Wärmekapazität) und  $\lambda$  dem Wärmeleitkoeffizienten.

Für verschiedene Anwendungen können so gute Ergebnisse bei der Ermittlung des Wärmeübertragungskoeffizienten erzielt werden.

Der Wärmedurchgang bezeichnet nun den kompletten Vorgang an einer ebenen oder gekrümmten Wand, wo an der einen Seite ein Wärmeübergang an die Wand geschieht, in der Wand Wärmeleitung und an der anderen Seite wieder ein Wärmeübergang. Dies ist zum Beispiel an Abgasrohrwänden der Fall. Der Wärmestrom, der an der Innenseite übertragen wird, muss im stationären Fall der gleiche sein, der durch die Wand geleitet wird und an der Außenseite übertragen wird.

$$\dot{Q}_{\text{Wärmeübergang\_innen}} = A \cdot \alpha_i \cdot (T_{\text{innen}} - T_{\text{Wand\_innen}})$$

$$\dot{Q}_{\text{Leitung}} = A \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot (T_{\text{Wand\_innen}} - T_{\text{Wand\_außen}})$$

$$\dot{Q}_{\text{Wärmeübergang\_außen}} = A \cdot \alpha_a \cdot (T_{\text{Wand\_außen}} - T_{\text{außen}})$$

Nach dem Gleichsetzen dieser drei Wärmeströme kommt man nun auf den gesamten Wärmedurchgang:

$$\dot{Q}_{\text{gesamt}} = A \cdot k \cdot (T_{\text{innen}} - T_{\text{außen}})$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient  $k$  kann an einer ebenen Wand einfach berechnet werden, da alle Flächen gleich groß sind. An einem Rohr muss die unterschiedliche Fläche der Innen- und Außenseite berücksichtigt werden.

$$k_{\text{Wand}}^{-1} = \frac{1}{\alpha_a} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_i} \qquad k_{\text{Rohr}}^{-1} = \frac{d_a}{d_i} \cdot \frac{1}{\alpha_i} + \frac{d_a}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_a}{d_i}\right) + \frac{1}{\alpha_a}$$

Bei der Wärmedurchgangszahl an einem Rohr muss diese auf die Innen- oder Außenfläche bezogen sein. Bei oben angegebener Formel ist sie auf die Außenfläche bezogen.

### 2.2.3 Wärmestrahlung [5]

Die Wärmestromdichte einer Oberfläche durch Strahlung wird durch das Stefan-Boltzmann-Gesetz errechnet.

$$\dot{q} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_W^4$$

Hierbei entspricht  $\sigma$  der Stefan-Boltzmann Konstante ( $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ ),  $\varepsilon$  dem Gesamtemissionsverhältnis der Oberfläche (schwarzer Strahler:  $\varepsilon = 1$ ) und  $T_W$  der Temperatur der strahlenden Oberfläche. Der Wärmestrom ist somit von der vierten Potenz der Temperatur abhängig.

Das Gesamtemissionsverhältnis  $\varepsilon$  beschreibt die Strahlungsintensität eines Körpers mit einer bestimmten Temperatur bezüglich jener eines schwarzen Körpers, wobei letztere bekannt ist. Bei der Ermittlung von  $\varepsilon$  muss auf Messungen zurückgegriffen werden, bei welchen die Oberflächentemperatur und die Strahlungsintensität bestimmt wird. Die Literatur bietet aber einige Werte für Standard-Oberflächen. So werden zum Beispiel für Wasser oder Glas sehr hohe Werte angegeben ( $> 0,9$ ) und für zum Beispiel polierte Metalle sehr niedrige Werte ( $\varepsilon_{\text{Kupfer}}=0,03$  bei  $20^\circ\text{C}$ ). Das Emissionsverhältnis ist abhängig von der Temperatur.

Bei obiger Formel für die Wärmestromdichte muss bedacht werden, dass eine Oberfläche mit anderen Oberflächen in ihrer Umgebung im Strahlungsaustausch steht. Für zwei parallele Platten kann dieser Strahlungsaustausch ohne viel Aufwand ermittelt werden, von einem Bauteil in einer realen Umgebung kann sich hier jedoch ein komplexes System aus Eigenemissionen und Reflexionen ergeben. Für eine exakte Berechnung der Wärmeströme muss daher die ganze Umgebung in die Berechnung einbezogen werden.



### 3 Aufbau des Testsystems

Ausgangspunkt des Projekts war ein Motorrad der Firma BMW (Typ F800R) mit einer Auspuffanlage im Originalzustand. Das Ziel war, die Auspuffanlage umzubauen, sodass sich der ganze Auspufftrakt auf der rechten Seite des Motorrades befindet und einzelne Teile leicht zugänglich und schnell zu wechseln sind. Einige Teile der originalen Auspuffanlage konnten hierbei verwendet werden, der Bereich des Katalysators wurde aber neu konstruiert. Der Aufbau dieser modifizierten Auspuffanlage für die Tests am Prüfstand wird in diesem Kapitel beschrieben.

Als 3D-CAD Programm wurde in dieser Arbeit das Programm CATIA® V5 verwendet.

#### 3.1 Konstruktion

Dazu musste der originale Auspufftrakt vor der Zusammenführung der Rohre aufgeschnitten werden und der Teil bis zum Endtopf neu konstruiert und gefertigt werden.

Auf folgender Abb. 3-1 ist die neue Auspuffanlage und die originale Auspuffanlage in blau zu erkennen. Der grüne Teil stellt außerdem den Bereich des Strömungsmodells für die spätere Simulation dar. Das Auftrennen der originalen Anlage geschah bei der Verbindungsplatte unter dem Motorrad (Schnittstelle grau/grün). Die beiden Verbindungsstücke (erster Teil rechts bis zum Y-Stück), die im Original auf die andere Seite des Motorrades führen, wurden dabei um ihre Achse gedreht. Somit stehen sie in die andere Richtung und die Auspuffanlage kann auf der rechten Seite bleiben. Auch das Y-Stück und das letzte Verbindungsrohr zum Endtopf konnten nach Bearbeitung weiter verwendet werden. Der graue Bereich der Rohre auf der Abbildung wurde original belassen.

In grün ist nun der Bereich des Simulationsmodells ersichtlich, das heißt bei der Verbindungsplatte (Schnittstelle grau/grün) ist der Eingang des Simulationsmodells und nach dem Verbindungsstück zum Endtopf (Schnittstelle grün/grau) der Ausgang.

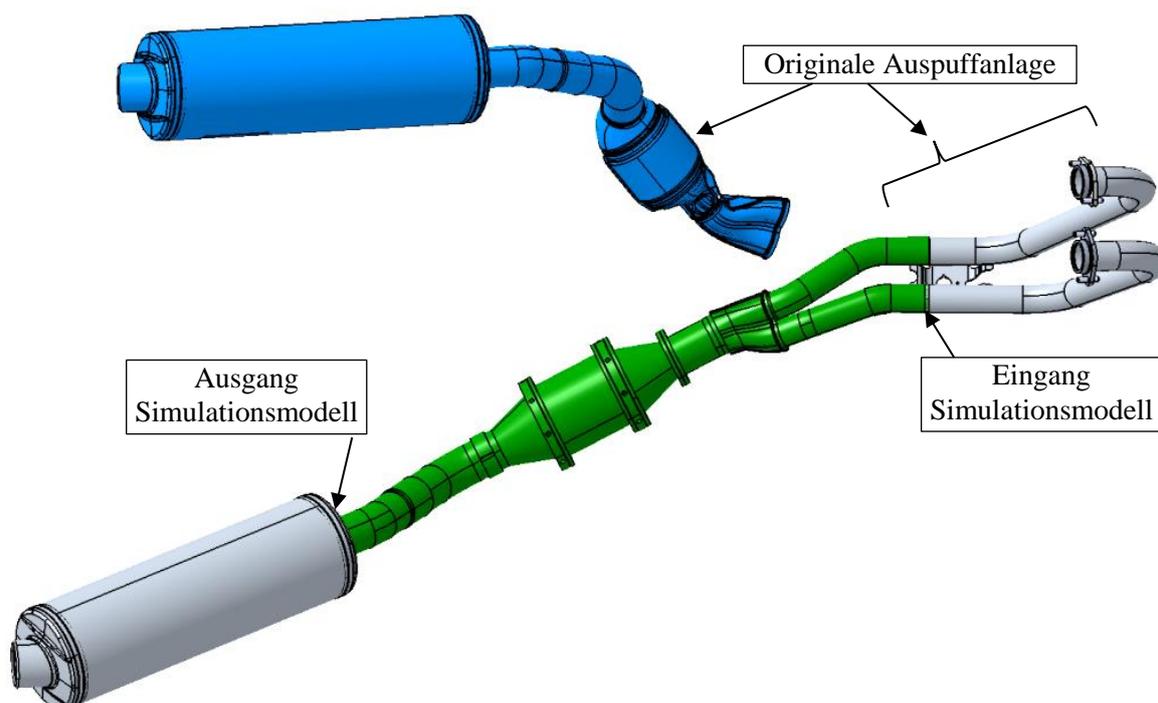
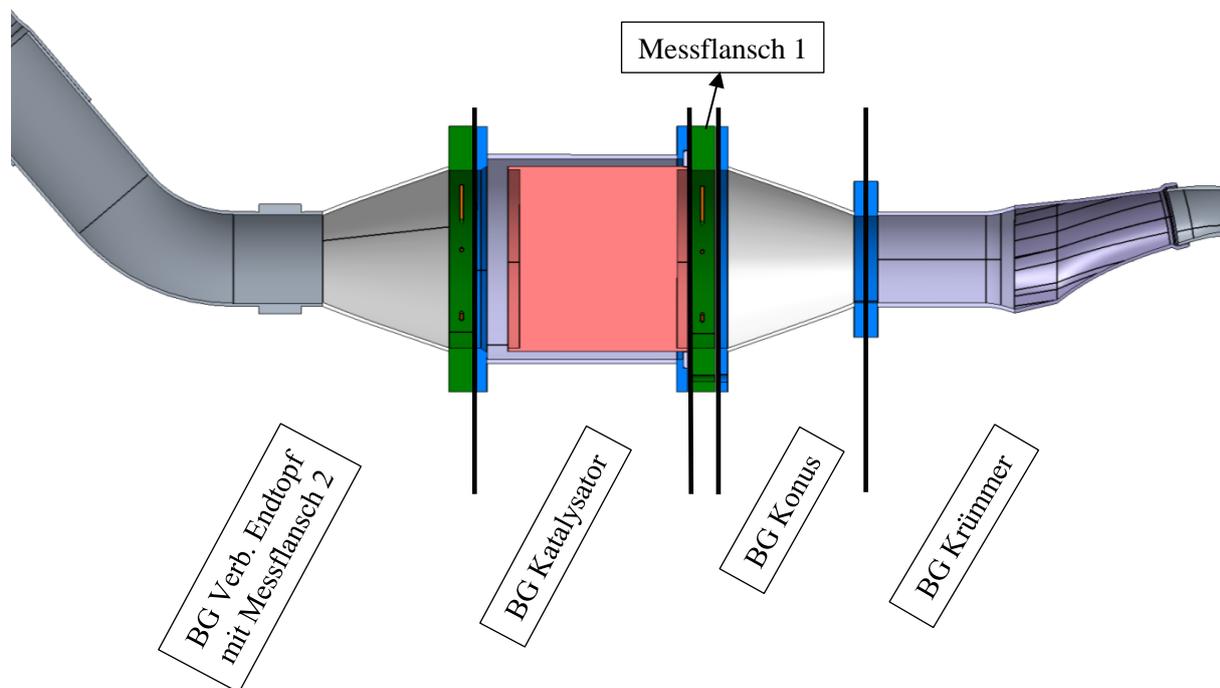


Abb. 3-1: Auspuffanlage Vergleich Serie (blau-grau) – modifiziert (grün-grau)

Dieses System ermöglicht eine gute Zugänglichkeit sowie ein schnelles Auswechseln von einzelnen Modulen. Die verschiedenen Flansche werden verschraubt, zwischen ihnen befinden sich angefertigte Dichtungen.

Eine vollständige Teileliste mit Abmessungen des neu konstruierten Abgassystems befindet sich im Anhang.

Folgende Abb. 3-2 soll diese modulare Bauweise mit der Bezeichnung der verschiedenen Baugruppen (BG) verdeutlichen.



**Abb. 3-2: Modularer Aufbau des Testsystems**

Auf der Abbildung sind im Prinzip alle Teile der neu konstruierten Abgasanlage ersichtlich. Nach den gedrehten Anfangsstücken (von rechts kommend) kommt die Zusammenführung im Y-Stück mit dem Verbindungsrohr zum Endflansch der Baugruppe „Krümmer“. Die Baugruppe „Konus“ besteht aus dem Konus und zwei Flanschen. Sie stellt die Anströmung zum Katalysator dar und kann bei späteren Untersuchungen auch leicht ausgewechselt werden. Nach dem Konus sitzt der erste Messflansch, der auch die Aufgabe hat, den Katalysator bzw. dessen Halterung zu verkleben. Der Messflansch drückt hierbei den Haltering des Katalysators und somit den Katalysator in eine Ausnehmung am Gegenflansch. Die Baugruppe „Katalysator“ besteht aus dem Hüllrohr, zwei Flanschen zur Verschraubung und dem Katalysator mit seiner Halterung. Der zweite Messflansch sitzt fest am Gegenkonus und den Verbindungsrohren zum Endtopf und stellt mit diesen die letzte Baugruppe „Verbindung Endtopf“ dar. Der Endtopf selbst wird, wie in der Originalversion, aufgesteckt und mit Federn gesichert.

Die Teile, die sich in der selben Baugruppe befinden, wurden verschweißt, sodass jede Baugruppe eine Einheit darstellt.

### 3.2 Anbringen von Messelementen

Das Auspuffsystem wurde mit Messstellen bestückt, dazu zählen Temperaturmessfühler, Druckmessdosen und eine zusätzliche Breitband-Lambdasonde. Die Messelemente wurden den Erfordernissen der Simulation entsprechend angepasst. Das heißt, dass vor allem die Eingangstemperatur T3 als Randbedingung und die Temperaturen an den Messflanschen eine entscheidende Rolle in der Simulation haben.

In folgender Abb. 3-3 sind die Messstellen des Testsystems dargestellt.

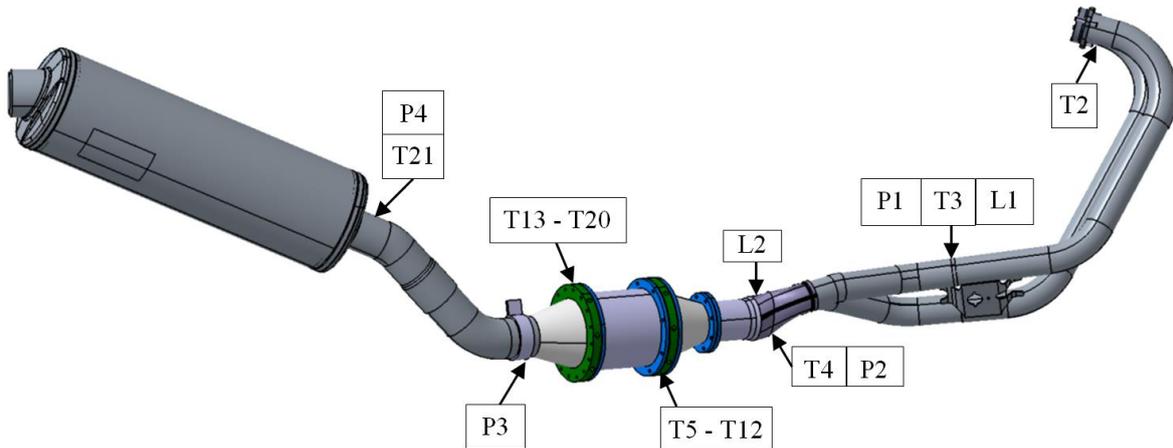


Abb. 3-3: Messstellen an der Auspuffanlage

Dafür wurden 8 Bohrungen vorgesehen, die individuell bestückt werden können. Um den Querschnitt gut abzudecken, wurden die Messflansche vorerst mit 5 Messelementen mit unterschiedlichen Einbautiefen versehen. Davon sind, bis auf das mittige Messelement, jeweils zwei mit der gleichen Einbautiefe eingebaut, um auch Informationen über die Symmetrie der Strömung bzw. der Temperaturen zu erhalten. Auf folgender Abb. 3-4 ist ein Messflansch in der Konstruktion, sowie einer im einbaufertigen Zustand zu sehen. Die Bezeichnungen T5-T14 entsprechen dabei den Nummern der Messkanäle am Prüfstand. Da nicht alle Messstellen verwendet wurden, weichen diese von den Nummern in Abb. 3-3 ab.

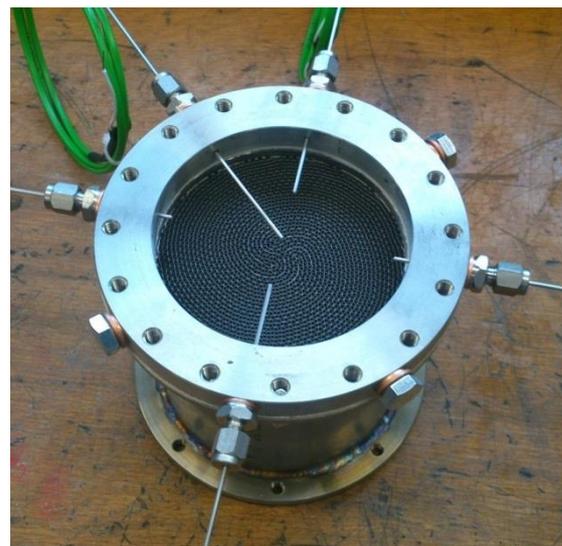
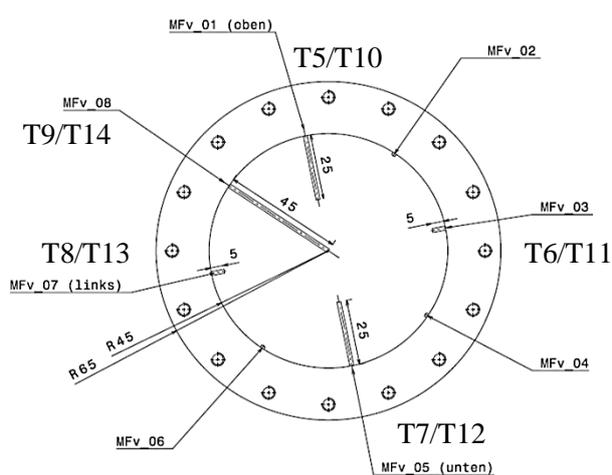
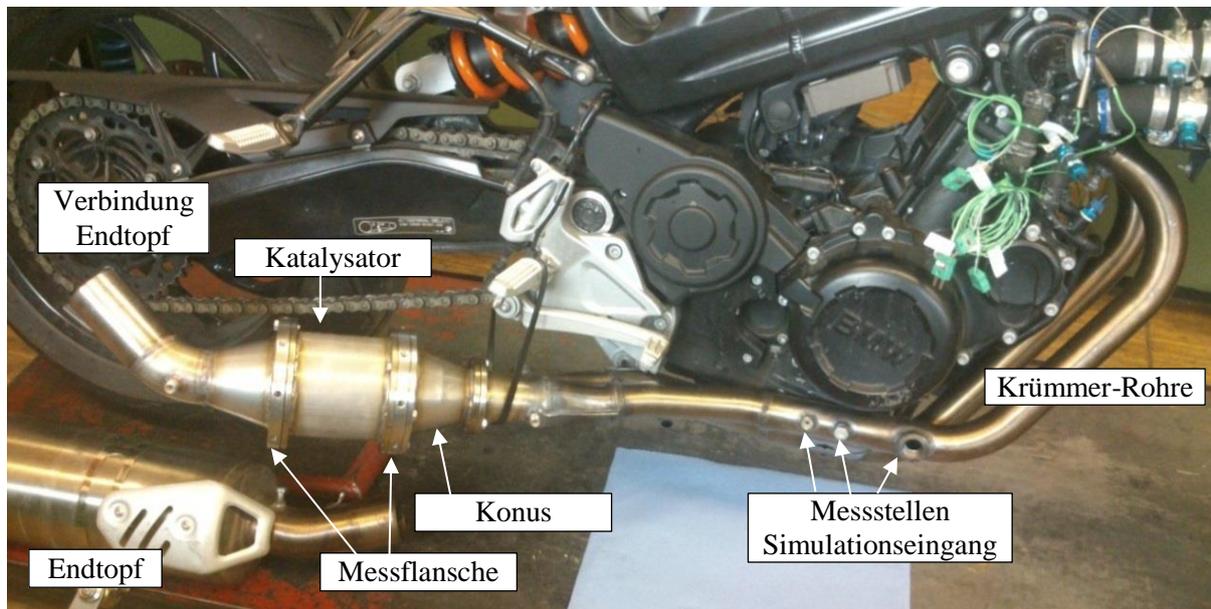


Abb. 3-4: Messflansche

Die beiden Messflansche wurden mit der gleichen Verteilung der Messelemente verbaut. Dabei wurde darauf Wert gelegt, dass die beiden Messflansche vor und nach dem Katalysator so eingebaut wurden, dass die Messpunkte genau fluchten.

### 3.3 Die fertige Anlage

Die fertig umgebaute und am Motorrad montierte Anlage ist auf folgender Abb. 3-5 zu erkennen. Hier ist die Schweißnaht am Simulationseingang gut zu erkennen. Sie befindet sich links von den Messstellen der Eingangsrandbedingungen. Auch ist die gute Zugänglichkeit der Auspuffanlage zu erkennen, was sehr wichtig für die Messelemente und für einen schnellen Austausch ist. Die mittlere Auspuffhalterung wurde mit Metall-Schellen aufgebaut. Am hinteren Ende wurde noch eine Halterung für den schweren Endtopf verbaut.



**Abb. 3-5: Montierte Auspuffanlage**

In Kapitel 8 ist das Motorrad mit angebrachter Messtechnik am Prüfstand zu sehen.

### 3.4 Technische Daten

#### 3.4.1 BMW F800R [7]

Das Motorrad gehört zur „Naked-Bike“-Klasse und hat fahrbereit ein Leergewicht von etwa 200kg. Bei dem Motor handelt es sich um einen Zweizylinder-Viertakt-Reihenmotor mit Wasserkühlung. Mit einem Hubraum von  $798\text{cm}^3$  erreicht der Motor ein Drehmoment von 86 Nm und eine Leistung von 64 kW. Die Kraftstoffaufbereitung erfolgt durch eine elektronische Einspritzung. Bezüglich der serienmäßigen Abgasreinigung besitzt das Motorrad einen geregelten 3-Wege-Katalysator und erfüllt die Abgasnorm EU3.

#### 3.4.2 Testkatalysator [8]

Als Testkatalysator wurde ein zunächst unbeschichteter Metall-Träger der Firma Emitec verwendet. Die Daten zu diesem Katalysator wurden von Emitec geliefert (siehe Tabelle 3-1: Katalysatordaten) und bildeten den Grundstein zur Abbildung eines Modells des Katalysators. Als Schlusspunkt dieser Arbeit wurden die Ergebnisse der Simulation mit einem beschichteten Katalysator getestet. Dieser hat den gleichen geometrischen Aufbau, wie der unbeschichtete Katalysator und eine Standard-Beschichtung.

Durchmesser: 90 mm	
Trägerlänge: 74,5 mm	
Wandstärke: 0,05 mm	
Material: X8CrAl20-5 <sup>(1)</sup>	
Volumen: 0,474 l	
Hydr. Durchmesser Kanäle: 1,247 mm	
Porosität: 91,602 %	
Geometrische Oberfläche: 2,938 m <sup>2</sup> /l	

**Tabelle 3-1: Katalysatordaten**

<sup>(1)</sup> Genauere Daten im Anhang

### 3.5 Vergleich der modifizierten mit der originalen Auspuffanlage

Mit dem Umbau der Auspuffanlage wurde das Abgassystem der Original-Auspuffanlage stark verändert. Zusätzlich zur geometrischen Veränderung der Rohre und somit der gasdynamischen Effekte wurde auch die Position der serienmäßigen Lambda-Sonde verändert, die eine entscheidende Rolle zum Betrieb des Motors beiträgt.

Um zu überprüfen, ob die veränderte Auspuffanlage den Motor beeinflusst, wurden Vergleichstests (ECE- und WMTC-Zyklen) gefahren. Diese konnten mit bereits gefahrenen ECE- und WMTC-Zyklen mit der Originalauspuffanlage verglichen werden.

Die Ergebnisse dieser Messungen befinden sich im Kapitel „Experimentelle Untersuchungen“ (siehe Unterkapitel 8.2).



## 4 Modellerstellung CFD

Die Modellerstellung des kompletten CFD-Modells war einer der wichtigsten Teile dieser Arbeit und ist die Voraussetzung für alle weiteren Arbeiten bzw. Simulationen. Der Erstellung des Simulationsmodells wurde in dieser Arbeit daher besondere Aufmerksamkeit geschenkt. Die Qualität der Modellerstellung wurde im Rahmen der Verifikation (siehe Kapitel 5) mit den Tests am Prüfstand überprüft und somit bestätigt.

Ein virtuelles Modell eines realen Systems ist immer mit zahlreichen Vereinfachungen verbunden. Diese entstehen nicht nur zwangsläufig durch die gegebenen Möglichkeiten der Simulation, sondern sind auch durchaus erwünscht, um Rechenzeiten zu verringern. Diese Vereinfachungen werden in diesem Kapitel genauso erklärt, wie der grundsätzliche Weg der Modellerstellung.

Dieses Kapitel ist in zwei verschiedene Bereiche der Modellerstellung unterteilt. Der erste Teil, die Erstellung der Geometrie beschreibt den dreidimensionalen Aufbau des Strömungsmodells, sodass es im 3D-CFD Programm als Geometrie verfügbar ist. Dieses einfache Volumen muss aber erst mit Informationen versorgt werden, damit es zur Strömungssimulation verwendet werden kann. Dies wird im zweiten Teil, der Modellerstellung der Randbedingungen, gezeigt.

Als 3D-CFD Software wurde das Programm „AVL Fire<sup>®</sup>“ verwendet. Sämtliche Simulationen in dieser Arbeit wurden mit diesem Programm durchgeführt.

### 4.1 Modellerstellung Geometrie

Der grundlegende Aufbau des geometrischen Strömungsmodells soll hier erklärt werden. Prinzipiell teilt sich das gesamte Strömungsmodell in mehrere Einzelmodelle auf, die gesondert aufgebaut wurden und hier auch extra gezeigt werden. Das gesamte Modell entstand dann durch geeignete Verbindungen zwischen den Einzelteilen.

#### 4.1.1 Grundsätzlicher Ablauf

Grundsätzlich wird ein Strömungsmodell in einem 3D-CAD Programm konstruiert und danach in das CFD-Programm importiert. Die Aufgabe im CFD-Programm ist nun die Vernetzung dieses Modells (Aufteilung in finite Volumen), sowie die Definition von Bereichen (Selektionen) mit speziellen Aufgaben für die spätere Simulation.

Alternativ können einfache dreidimensionale Geometrien (wie z.B. Zylinder) auch direkt im Strömungsprogramm erstellt werden.

Die Vernetzung des dreidimensionalen Volumens erfolgt durch das Strömungsprogramm automatisch, wenn ein Oberflächennetz aus dem 3D-CAD, ein „Kanten-Netz“ („Edge-Mesh“) dieses Volumens und eventuelle Selektionen zur Definition verschiedener Bereiche vorhanden sind.

Das Kanten-Netz wird mit der Funktion „Auto-Edge“ vom Programm erzeugt. Dabei findet das Programm Ecken an einem importierten Oberflächennetz je nach ausgewählten Parametern.

Bei der Auswahl von Selektionen werden Bereiche festgelegt, die eine gewisse Aufgabe haben, bzw. extra behandelt werden müssen. Für die Vernetzung sind zum Beispiel Bereiche zu markieren, die ein feineres Netz benötigen. Weiters werden für die spätere Simulation die Flächen der Randbedingungen (z.B. Eingang, Ausgang, Wände,...) definiert. Im Rahmen der geometrischen Modellerstellung werden für die Selektionen jedoch nur Bereiche (Zellen,

Flächen) markiert und einfache Namen vergeben. Die tatsächliche Aufgabe dieser Bereiche (z.B. dass die Selektion „X“ eine Wand darstellt oder dass an der Selektion „Y“ ein feineres Volumennetz entstehen soll) wird erst später bei der jeweiligen Verwendung der Selektionen definiert.

Bei der Vernetzung ist die Wahl einer guten Basisnetzgröße und weiterführend einer Netzgröße der verfeinerten Stellen wichtig. Je feiner das Volumennetz aufgebaut ist, desto feiner aufgelöst wird die Berechnung für den betroffenen Bereich. Dies ist wichtig für Bereiche, in denen die berechneten Größen sich räumlich stark ändern. Außerdem können bestimmte Geometrien mit einer zu großen Zellgröße gar nicht aufgelöst werden. Um die gesamte Zellenanzahl und somit den Rechenaufwand in Grenzen zu halten, darf die Zellgröße auch nicht zu klein werden. Um eine Idee zu bekommen, wie fein das Volumennetz dieser Auspuffanlage aufgelöst wurde, sind bei folgender Erklärung des Aufbaus des Innenströmungsvolumens die Zellgrößen angegeben.

#### 4.1.2 Innenströmungsvolumen

Mit dem Innenströmungsvolumen sind hier die Auspuffrohre gemeint, durch die die heißen Abgase strömen. Allerdings ist hier der Katalysator ausgenommen, dessen Modell anders aufgebaut wurde. Im Weiteren wird das ganze Innenströmungsmodell (mit Katalysator) als „Strömungsmodell“ bezeichnet, die ganze Außenströmung als „Umströmungsmodell“.

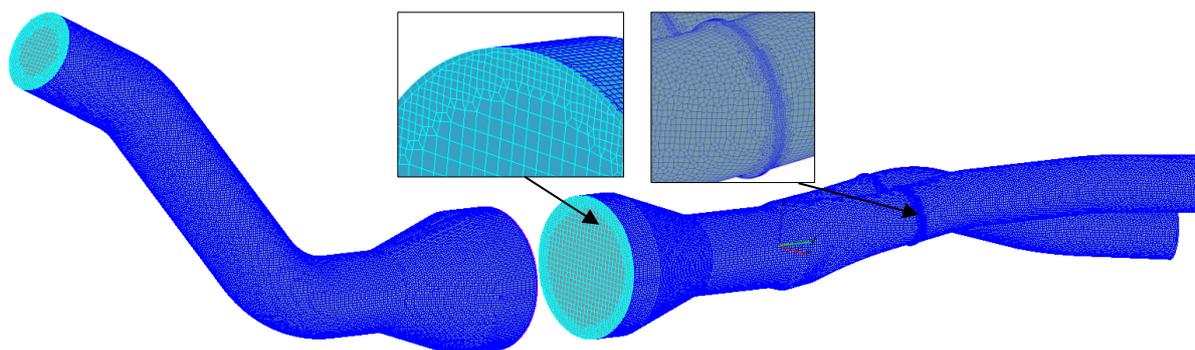
Wie im vorangegangenen Kapitel erklärt, wird aus dem 3D-CAD Konstruktionsprogramm ein Oberflächen-Modell („Surface Mesh“) importiert, das die Ausgangslage für das Volumennetz bildet. Dieses Oberflächen-Modell wurde im 3D-CAD Konstruktionsprogramm durch Auskleiden der Innenwände des Abgassystems erstellt. Nach dem Import dieses Oberflächenmodells (\*.stl-Datei) konnte mit dem CFD-Programm automatisch ein Kanten-Netz erzeugt werden. Mit diesen beiden Basisnetzen und den Selektionen zur Verfeinerung kann das Programm ein Volumennetz produzieren.

Ein gutes Netz wurde in diesem Fall mit folgenden Netzgröße-Eigenschaften erreicht:

Als Basisnetzgröße reichte eine Zellgröße von 3,2 mm völlig aus, wobei diese an der ganzen Außenwand des Strömungsvolumens auf 1,6 mm verfeinert wurde. Dies ist notwendig, da an den Wänden eine Grenzschichtströmung mit großen Gradienten herrscht, für welche eine feinere Zellgröße von Vorteil ist. Ein weiterer Bereich zur Verfeinerung war der Eingang in das Y-Stück, wo die Verfeinerung aber hauptsächlich geometrische Ursachen hat, da der Übergang mit der Basisnetzgröße nicht dargestellt werden konnte.

Die Qualität des erzeugten Volumennetzes ist immer erst frühestens nach einer geometrischen Begutachtung, spätestens nach den ersten Berechnungen ersichtlich. Die Netzerzeugung läuft daher nach einem iterativen Prozess ab.

Auf folgender Abb. 4-1 ist das fertig gestellte Volumennetz zu sehen. Hervorgehoben ist dabei die Verfeinerung der Rohrwände, sowie die des Eingangs zum Y-Stück.



**Abb. 4-1: Strömungsmodell (Innenströmung)**

Nach der Erstellung des Netzes konnten alle fehlenden Selektionen für Randbedingungen und andere Bereiche, die im Laufe der Simulation noch benötigt wurden, ausgewählt werden.

#### 4.1.3 Bereich Katalysator

Der Katalysator wurde später mit dem Modul „Aftertreatment“ spezifiziert und musste geometrisch nur als Volumen vorhanden sein. Das bedeutet, dass die Vernetzung nicht den tatsächlichen Katalysatorkanälen entspricht, sondern lediglich der Berechnung dient. Dabei ist eine strukturierte Zellauflösung in Hauptströmungsrichtung erforderlich, welche direkt im Strömungsprogramm erstellt wurde. Dafür war ein Kreis mit dem Durchmesser des Katalysators notwendig, der vernetzt und danach extrudiert wurde.

Dabei wird intern jede Zelle je nach späterer Spezifikation auf einen Teil Festkörper und einen Teil Gasphase aufgeteilt und bekommt spezielle Eigenschaften zugeteilt (z.B. Materialdaten des Festkörpers).

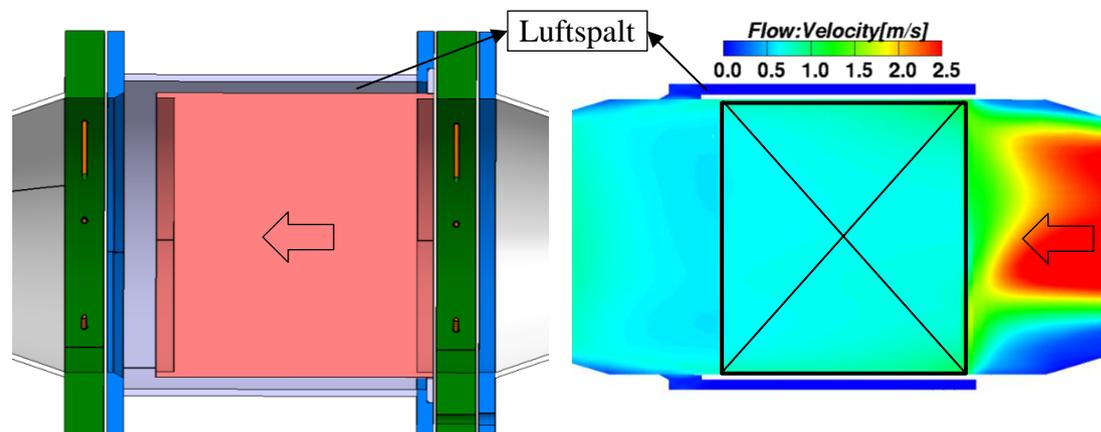
Nähere Informationen zum Aufbau des Katalysators finden sich in Kapitel 4.2.3.

Die tatsächliche Abbildung der realen Kanäle ist theoretisch auch geometrisch möglich, hätte aber einen immensen Konstruktions- und vor allem Rechenaufwand bedeutet.

#### 4.1.4 Luftspalt um den Katalysator

Die Wand des Katalysators grenzt an der Außenseite nicht direkt an die Umgebungsluft bzw. an die Rohrwände, sondern wird von einem Luftspalt umhüllt. Dieser Spalt resultiert daraus, dass der etwas kleinere Katalysator im etwas größeren Rohr verbaut wird.

Die Konstruktion mit dem Luftspalt ist auf folgender Abb. 4-2 links, das vorläufige Modell der Strömung auf der rechten Seite ersichtlich.



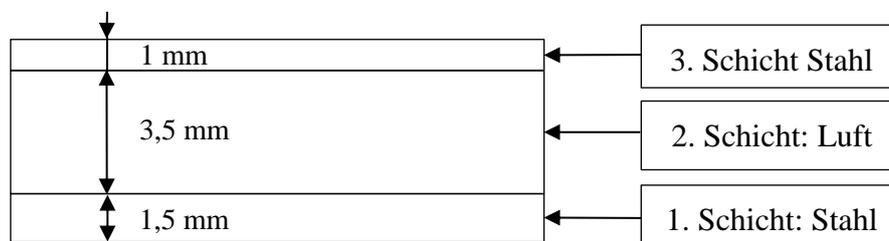
**Abb. 4-2: Luftspalt mit Strömungsprofil**

Dieses Hüllvolumen ist deswegen wichtig für die Simulation, weil das Strömungsgas darin auf Grund der Konstruktion als „Sackgasse“ praktisch nicht fließen kann und deswegen eine Isolierschicht darstellt. Aus dem beinahe stillstehenden Medium resultiert nämlich vorwiegend Wärmetransport durch Wärmeleitung, der Wärmeleitkoeffizient des Gases  $\lambda_{\text{Gas}}$  ist dabei sehr gering.

Somit wurde die Katalysatoraußenwand vorerst mit der Funktion „2-sided Thin Walls“ („zweiseitige Wand“; siehe Kapitel 4.1.5) mit der Innenwand des Hüllvolumens verbunden.

Nachdem sich im Lauf des Modellabgleichs aber herausstellte, dass das Katalysator-Modul nicht mit dem Modul „2-sided Thin Walls“ an der Außenseite anwendbar ist, wurde dieses Hüllvolumen als einfache Wandschicht mit entsprechendem Wärmeleitwiderstand des Gases dargestellt. Der Wärmeübergang an der Außenseite musste damit auch selbst eingegeben werden.

Wie in Abb. 4-2 rechts erkennbar, zeigt auch die Simulation, dass die Luft in diesem Hüllvolumen stillsteht. Damit ist eine Modellierung als einfache Wand zulässig. Diese Wand ist aufgebaut aus 1,5 mm Stahl (Grenzfläche zwischen Katalysator und Hüllvolumen), 3,5 mm Gas (Hüllvolumen) und 1 mm Stahl an der Außenseite (siehe Abb. 4-3).



**Abb. 4-3: Aufbau der Wand um den Katalysator**

Diese Vereinfachung der Wärmeübertragung wurde nur um den Katalysator angewandt. Die Wärmeübertragung um den restlichen Teil ist im folgenden Kapitel beschrieben.

#### 4.1.5 Umströmungsvolumen

Das Umströmungsvolumen simuliert die Anströmung der Auspuffanlage durch den Fahrtwind. Prinzipiell kann ein einfacher Wärmeübergangskoeffizient an der Außenseite des inneren Strömungsvolumens mit einer einseitigen Wand (Strömungssimulation nur an einer Seite der Wand) angegeben werden. Dies führt allerdings zu groben Ungenauigkeiten beim Wärmeübergang, da in der Realität je nach Lage und Ausrichtung des betrachteten Ortes komplett verschiedene Wärmeübergänge stattfinden.

Aus diesen Überlegungen schien es erforderlich, das gesamte Umströmungsvolumen mitzumodellieren und das Strömungsprogramm selbst den Wärmeübergang berechnen zu lassen. Nach Erstellen des Umströmungsvolumens musste so das Innenvolumen mit dem Umströmungsvolumen verbunden werden („Boundary Connection“) und die Grenzfläche als 2-seitige Wand („2-sided Thin Wall“) definiert werden. Das heißt, die Wand stellt die Grenzfläche zwischen zwei simulierten Strömungen dar und der Wärmedurchgang wird bei der Simulation (je nach unter „Thin Walls“ definiertem Wärmeleitkoeffizienten) berechnet.

Der Fahrtwind wurde somit durch eine separate Außenströmung simuliert. Für die Erstellung der Geometrie dieser Außenströmung musste im 3D-CAD ein Quader aufgebaut werden, von dem das innere Strömungsvolumen abgezogen wurde. Dieser Quader wurde in das CFD-Programm importiert und vernetzt. Dabei konnte für die Strömung prinzipiell eine relativ große Zellgröße verwendet werden, nur nahe der Grenzfläche zum inneren Strömungsvolumen wurde die Zellgröße verfeinert.

Dieses Umströmungsvolumen kann mit eigenen Randbedingungen beaufschlagt werden und berechnet eine separate Strömung, die an der Grenze zum inneren Strömungsvolumen mit einer „Boundary Connection“ gekoppelt wird. Somit berechnet das Programm selbst je nach Ort und Außenströmung einen Wärmeübergang aus.

#### 4.1.6 Zusammenfügen der Netze und Fertigstellung

Nach dem Erstellen der verschiedenen Teilbereiche müssen diese geometrisch zu einem Volumennetz zusammengefügt werden und es muss spezifiziert werden, was an den Verbindungsflächen geschehen soll.

Diese Spezifikation kann einerseits einen Übergang darstellen, der zwei Grenzflächen so verbindet, dass die Strömung ungehindert durch diese fließen kann. Dabei werden zwei Teilstücke so verbunden, als ob sie ein ganzes Strömungsvolumen wären (allgemeine Verbindung – „Arbitrary Connection“). Zu beachten ist hier eine ähnliche Zellauflösung an den Verbindungsflächen, da ja sämtliche Berechnungsergebnisse am einen Teilstück auf das andere übergeben werden sollen. Solche Verbindungsflächen finden sich hier am Katalysatoreingang und -ausgang.

Andererseits können Verbindungen spezifiziert werden, die Randbedingungen wie zum Beispiel die Temperatur an die andere Verbindungsfläche übergeben bzw. mit Zusatzdefinitionen einen Wärmeübergang berechnen. Diese Verbindung („Boundary Connection“) wird hier für den Wärmeübergang an den Rohrwänden verwendet, die Grenzfläche zwischen Strömungsvolumen und Umströmungsvolumen. Eine genauere Erklärung, wie dieser Übergang hier funktioniert, findet sich im vorigen Kapitel "Umströmungsmodell".

Auf Abb. 4-4 ist das komplette Simulationsmodell abgebildet. Das quaderförmige Umströmungsmodell ist hier transparent dargestellt, um das Innenströmungsmodell besser zu erkennen. Das Innenströmungsmodell ist in den vorderen und hinteren Teil der Abgasrohre aufgeteilt (grün), in der Mitte befindet sich der Bereich des Katalysators (blau).

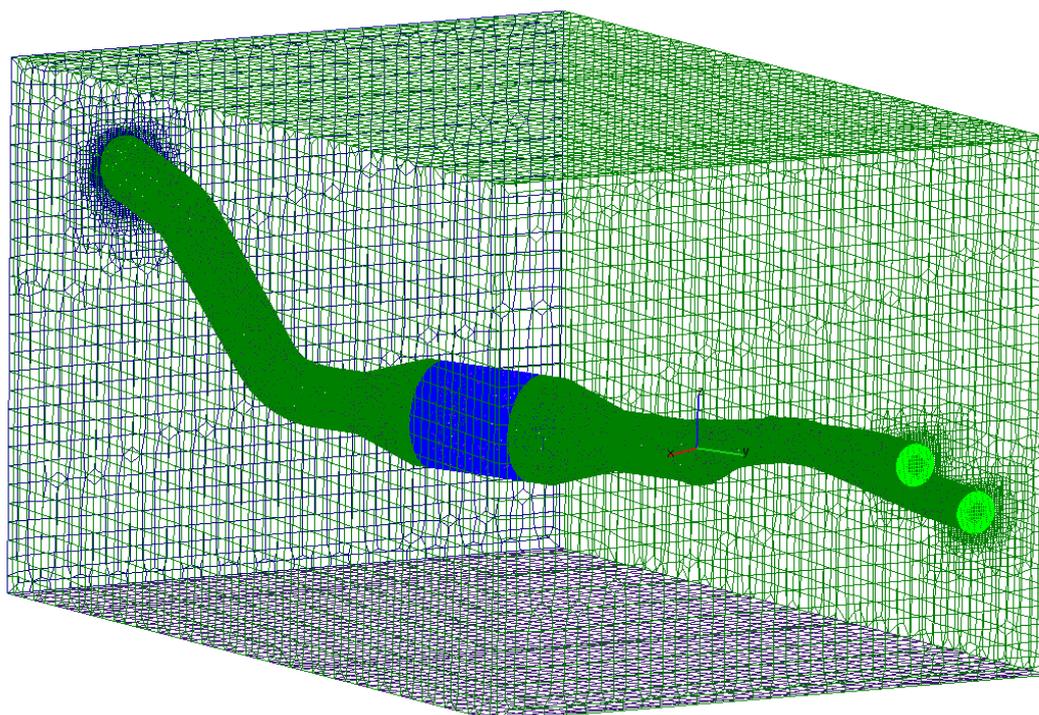


Abb. 4-4: Simulationsmodell gesamt

#### 4.1.7 Wandaufbau

Das Wandmodell mit der Theorie dahinter wird in Kapitel 4.2.2 näher beschrieben, hier wird nur gezeigt, wie die Wand geometrisch aufgebaut ist. Außerdem werden auch zwei alternative Wandmodelle kurz vorgestellt.

##### 4.1.7.1 Gewähltes Modell

Auf Grund der Einfachheit und der guten Ergebnisse wurde ein Wandmodell gewählt, bei dem die Innenwand des Umströmungsmodells direkt an die Außenwand des Strömungsmodells grenzt. Das bedeutet, dass die Wand keine geometrische Ausdehnung hat, sondern nur die Auswirkung von dieser mit dem Modul „Thin Walls“ berücksichtigt wird.

Somit werden mit diesem Modell kleine Fehler bezüglich der Geometrie der Außenoberfläche der Rohrwände gemacht. Diese ist im Modell geringer, als in der Realität. Das ergibt sich einerseits aus der Verringerung der Außenoberfläche der Rohrwände (1 mm im Durchmesser), da bei diesem Modell die Dicke der Rohrwände nicht berücksichtigt wird und die Außenwand direkt an die Innenwand grenzt. Andererseits ergibt sich dies auch aus der Vereinfachung an den Flanschen, wo die Rohrwände im Modell einfach weitergezogen wurden und so eine geringere Außenoberfläche haben, als die hinausstehenden Flansche.

Um den Fehler einschätzen zu können, werden die reale Außenfläche und jene in der Simulation folgend angegeben.

$$A_{\text{real}} = 0,2381 \text{ m}^2 \qquad A_{\text{Modell}} = 0,2015 \text{ m}^2$$

Dieser Fehler schlägt sich im Wärmeübergang an der Außenseite nieder, da die Fläche in der Formel für den Wärmestrom steckt (siehe Grundlagen). Damit werden sich etwas andere Wandtemperaturen einstellen und der Wärmeübergang wird im Modell insgesamt etwas geringer ausfallen. Dies betrifft allerdings besonders den stationären Betrieb und ist im instationären Betrieb vernachlässigbar.

Um diesen Fehler trotzdem zu vermeiden, wurde versucht, diesen mit anderen geometrischen Modellen zu verringern, welche im nächsten Punkt „Alternative Strömungsmodelle“ erklärt werden. Diese wurden aber nicht verwendet, weil sie zu anderen Problemen führten und sehr viel komplizierter aufgebaut sind.

Ein weiterer Nachteil des gewählten Modells ist, dass die Wand nicht geometrisch zur Verfügung steht, sondern nur ihre Auswirkungen. Das bedeutet, dass für diese „Thin Wall“ keine dreidimensionalen Daten ausgegeben werden können (z.B. Temperaturverteilung in der Wand).

##### 4.1.7.2 Alternative Strömungsmodelle bezüglich des Wandbereichs

Im Rahmen des Modellabgleichs wurde auch versucht, mit anderen Modellen bzw. Modulen im Strömungsprogramm zu arbeiten, um Nachteile des gewählten Modells (siehe oben) zu verringern bzw. jenes Modell zu wählen, das der Realität am nächsten ist.

###### 4.1.7.2.1 Berücksichtigung der Dicke der Zwischenschicht und Modul „Thin Walls“

Zuerst wurde ein Strömungsmodell getestet, mit welchem das Umströmungsvolumen an allen Stellen einen Millimeter Abstand zum Strömungsvolumen hatte und wo damit die Ausdehnung der Rohrwände berücksichtigt wurde. Die Rohrwände selbst wurden, gleich wie beim gewählten Modell, mit dem Modul „Thin Walls“ modelliert.

Die Vorteile dieses Modells sind die richtigen Abmessungen der Außenwände der Rohre (ausgenommen der hervorstehenden Flansche), allerdings ist das Modell viel komplizierter aufgebaut. Speziell die Verbindung zwischen Strömungs- und Umströmungsvolumen weist einige Unregelmäßigkeiten auf, da das Programm bei der Verbindung nicht immer erkennt, welcher Zelle es die Randbedingung nach außen übergeben muss (bei direkt angrenzenden Zellen ist das klar). Nachdem mit diesem Modell keine Verbesserungen erreicht wurden, wurde mit diesem nicht weitergearbeitet.

#### 4.1.7.2.2 3 Teilvolumen und Modul „Multi Material“

Eine weitere interessante Möglichkeit bietet das Modul „Multi Material“ bei dem alle drei Strömungsvolumen (Innenströmung, Zwischenschicht, Umströmung) als geometrische Modelle berücksichtigt werden.

Dabei werden das Strömungsvolumen sowie das Umströmungsvolumen als Fluid definiert, die Rohrwände als festes Material (Stahl).

Hier gestaltete sich die Erzeugung des Volumennetzes im CFD-Programm schwierig, da für die dünnen Wände sehr kleine Zellgrößen definiert werden mussten. Alternativ konnte die Oberfläche des Strömungsvolumens auch im Strömungsprogramm extrudiert werden, was etwas weniger Zellen erzeugte, aber auch Unregelmäßigkeiten entstehen ließ.

Allgemein besteht dieses Volumennetz deswegen aus verhältnismäßig vielen Zellen und Unregelmäßigkeiten in der Zwischenschicht (siehe auch Abb. 4-5 rechts). Außerdem konnte auch nach langem Versuchen keine Simulation gestartet werden bzw. gab es auch Unstimmigkeiten beim Modellaufbau. Das Grundprinzip des „Multi Material“-Aufbaus wäre (bei vollem Funktionsumfang) und einer kleinen Zellgröße aber die realitätsnächste Abbildung der Rohrwände.

Abb. 4-5 zeigt nun die beiden alternativen Modelle, wobei auf der linken Seite das „Thin Walls“ Modell mit dem Spalt zu sehen ist und auf der rechten Seite das „Multi-Material“ Modell mit der Zwischenschicht. Zur besseren Darstellung der Ungenauigkeiten, speziell von letzterem, wird hier ein Absatz dargestellt.

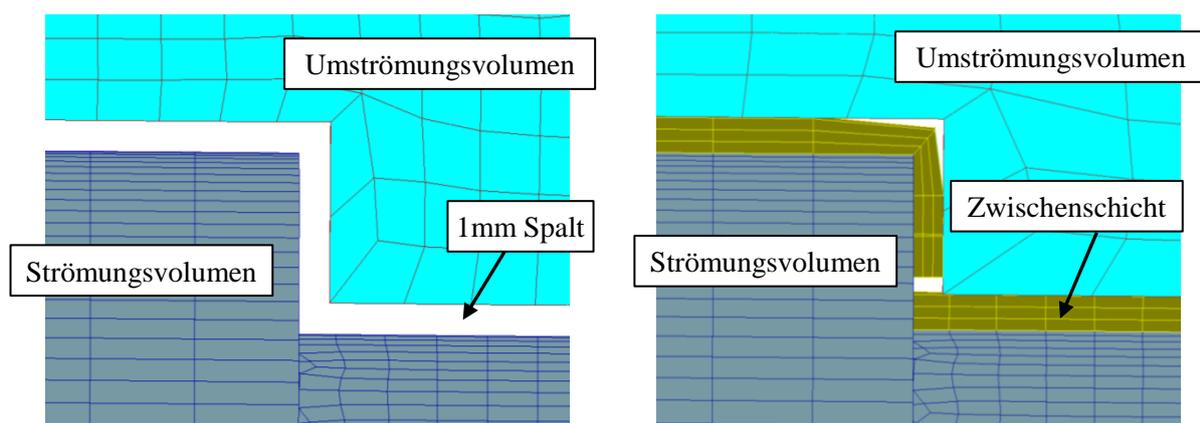


Abb. 4-5: Alternative Modelle

## 4.2 Randbedingungen für die Berechnung (Solver Steering File)

Das „Solver Steering File“ bereitet das bereits erstellte geometrische Modell auf die Simulation vor, indem alle für die Simulation benötigten Daten eingegeben werden. Damit gemeint ist die Definition von Randbedingungen, von Anfangsbedingungen, von Einstellungen der numerischen Berechnung und von der Ausgabe der Ergebnisse. Außerdem werden hier auch der Katalysator und das Wandmodell „Thin Walls“ definiert.

In diesem Kapitel wird der Weg zu diesen Eingabedaten gezeigt und erklärt. Dies betrifft hier vor allem die Innenströmung. Bei der Definition der Außenströmung wird der Quader des Umströmungsvolumens mit der Fahrtgeschwindigkeit des Motorrads von Luft (Umgebungstemperatur) durchströmt.

Bei der Simulation wurde auf eine über den Kurbelwinkel aufgelöste Berechnung auf Grund des enormen Rechenaufwands verzichtet und stattdessen eine stationäre Durchströmung des Abgaskranks angenommen. Diese Vereinfachung betrifft vor allem die in Realität stark schwankenden Randbedingungen, wie den Massenstrom und den Druck.

### 4.2.1 Randbedingungen Einlass / Auslass

#### 4.2.1.1 Massenströme

Die Luftmassenströme im Motor wurden aus einem bereits bekannten Kennfeld übernommen. Dieses Luftmassenstrom-Kennfeld wurde aus vorhandenen Prüfstandsdaten erstellt, dabei wurden für verschiedene Drehzahl- und Lastpunkte die Massenströme ermittelt. Somit entstand ein 3-dimensionales Kennfeld, das in Abb. 4-6 ersichtlich ist.

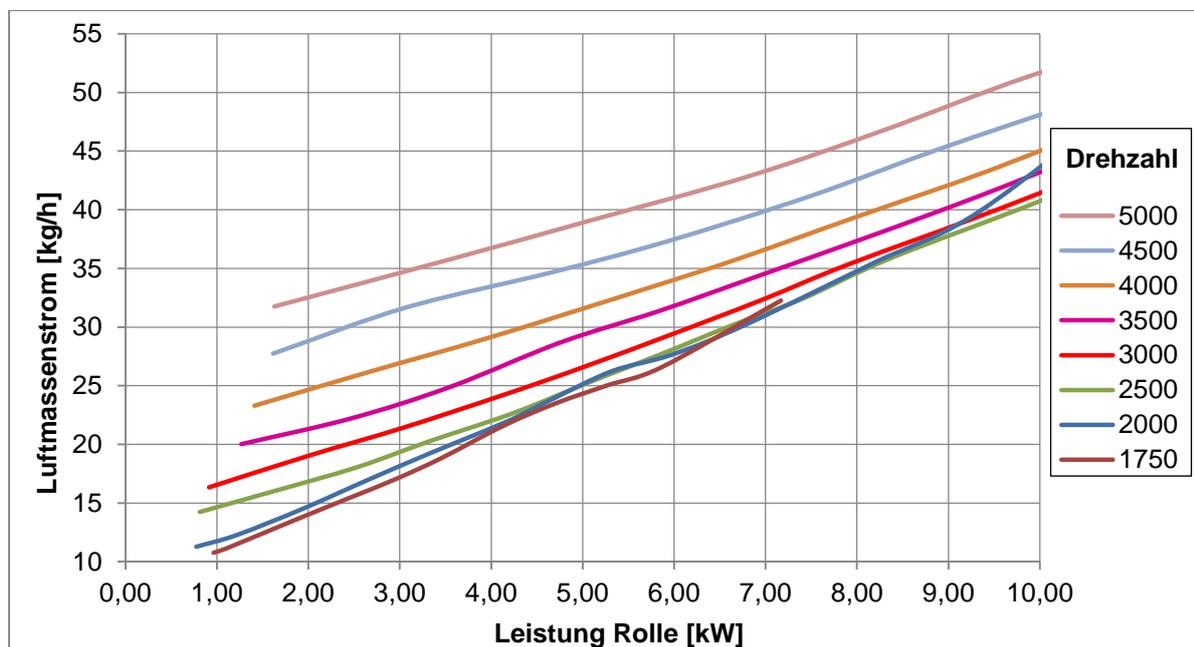


Abb. 4-6: Luftmassenstrom-Kennfeld

Die tatsächlichen benötigten Werte der Luftmassenströme konnten nun aus dem Diagramm ermittelt oder genauer von Excel interpoliert werden (Funktion: 3D-Interpolation). Dazu müssen von den benötigten Betriebspunkten Drehzahl und Last gemessen werden.

Mit den so ermittelten Luftmassenströmen und den aufgezeichneten Lambda-Daten konnten so die gesamten Massenströme berechnet werden. Das stöchiometrische Luftverhältnis  $L_{st}$  ist definiert als Luftmassenstrom pro Kraftstoffmassenstrom bei stöchiometrischer Verbrennung und wurde hier mit 14,5 festgelegt. [9]

$$\dot{m}_{\text{gesamt}} = \dot{m}_{\text{Luft}} \cdot \left(1 + \frac{1}{\lambda \cdot L_{\text{st}}}\right)$$

Für den stark schwankenden Betriebspunkt „Leerlauf“ wurde in diesen Messungen ein fester Luftmassenstrom von 7,9 kg/h festgelegt.

Um beim Kaltstart den Startvorgang und das Beschleunigen zu berücksichtigen und außerdem die Stabilität der Simulation zu erhöhen, wurden bei den instationären Simulationen für die Massenströme zu Beginn Rampen festgelegt. Diese Rampen haben die Eckpunkte aus den Messungen, wurden aber linear interpoliert bzw. vereinfacht. Dadurch konnte in der Simulation ein gleichmäßiger Anstieg der Randbedingungen erreicht werden, was die Stabilität der instationären Berechnung erhöht und die Auswertung des simulierten Aufheizverhaltens erleichtert.

#### 4.2.1.2 Temperaturen

Die Temperaturwerte für die Randbedingungen wurden von den Messungen am Prüfstand übernommen. Im Wesentlichen trifft das nur die Eingangstemperatur in das Strömungsvolumen und die Umgebungstemperatur. Alle anderen Temperaturmessungen dienten nur zum Abgleich bzw. zur Kontrolle.

Vereinfachend wurde dabei am Eingang die in der Mitte gemessene Temperatur über den ganzen Querschnitt angenommen. In Realität sinkt diese zum Rand hin und ist über den ganzen Querschnitt gemittelt etwas geringer.

Dabei wurden bei den stationären Simulationen Mittelwerte von charakteristischen Messbereichen genommen, welche sich am eingependelten Ende befanden.

Bei den instationären Messungen wurden, ähnlich wie bei den Massenströmen, am Beginn einfache lineare Temperaturrampen festgelegt, die den Temperaturrampen in den Messungen sehr nahe kamen.

#### 4.2.1.3 Drücke

Aus Druckmessungen am Prüfstand sollten durch Mittelung die Daten für „stationäre“ Eingangsdrücke gewonnen werden. Die durch die Motorpulsationen stark schwankenden Drücke ergaben in den Messungen gemittelt etwa den Umgebungsdruck.

Für eine exakte Feststellung der Drücke im Abgassystem war jedoch die Messfrequenz viel zu gering. Um alle Druckspitzen und -täler zu erfassen, hätte der Druck kurbelwinkelaufgelöst gemessen werden müssen, was im Vergleich zum benötigten großen Messaufwand nicht angemessen war.

Als Randbedingung am Auslass des Strömungsmodells (Messpunkt vor Endtopf) wurde deswegen Umgebungsdruck bzw. ein Druck von 1 bar angenommen. Um den daraus entstehenden Fehler einschätzen zu können, wurden im Rahmen des späteren Modellabgleichs Vergleichs-Simulationen mit 1,1 bar (entspricht etwa dem Druck aus einem 1D-CFD Modell an der gleichen Stelle) bzw. 1,2 bar gestartet. Die Temperaturunterschiede an den Messflanschen blieben verschwindend klein.

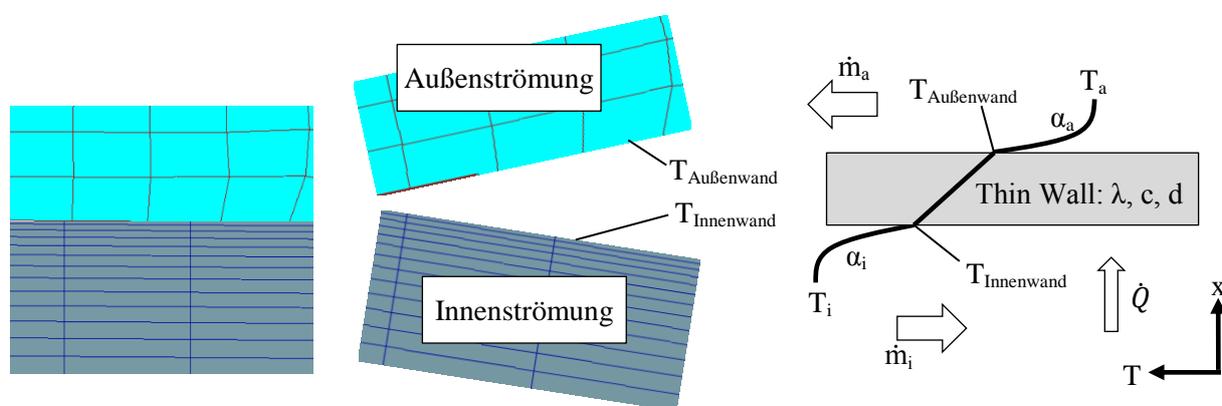
### 4.2.2 Wandmodell

Der Wärmedurchgang ist durch Wärmeübergang an der Innenseite, Wärmeleitung durch die Rohrwände und Wärmeübergang an der Außenseite definiert (siehe Kapitel 2 – Grundlagen).

Zusätzlich kann die abgegebene Wärmestrahlung an der Außenseite bedeutenden Einfluss haben (je nach Oberflächenbeschaffenheit und -temperatur).

Als Modell für den Wärmedurchgang wird, wie bei der geometrischen Modellerstellung bereits erwähnt, das Modul „Thin Walls“ verwendet. Hierbei wird der Außenwand der Innenströmung eine Schicht mit Wärmeleitungswiderstand, aber ohne geometrische Ausdehnung, aufgetragen.

Die Funktion „Thin Walls“ (speziell: „2-sided Thin Walls“) berücksichtigt, wie in Abb. 4-7 ersichtlich den Wärmeübergang innen und außen sowie die Wärmeleitung durch das Material. In folgender Abb. 4-7 soll ausgehend vom geometrischen Aufbau die Funktion der „Thin Wall“ gezeigt werden.



**Abb. 4-7: Funktion der „Thin Wall“**

Dabei wird der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  innen und außen vom CFD-Programm berechnet. Daraus ergibt sich eine  $T_{\text{Innenwand}}$ , die dem Modul „Thin Walls“ übergeben wird. Das Programm berechnet nun die Wärmeleitung in der Wand und übergibt die Außentemperatur  $T_{\text{Außenwand}}$  an die Wand des äußeren Strömungsvolumens. Sämtliche Temperaturen sind aber beim Modul „2-sided Thin Walls“ nicht nur von der Innenseite abhängig, sondern auch vom Wärmeübergang außen und der Umgebungstemperatur.

Dabei gilt, dass die Temperatur in Richtung des Wärmestroms immer kleiner wird (hier:  $T_a < T_{\text{Außenwand}} < T_{\text{Innenwand}} < T_i$ ).

Um den Katalysator wurden, wie beim Modellaufbau erwähnt, mehrere „Thin Walls“ mit unterschiedlichen Eigenschaften aufgebaut. Sie verhalten sich nach dem gleichen Prinzip, wie eine einfache „Thin Wall“, dabei sind einfach mehrere „Thin Walls“ in Serie geschaltet.

#### 4.2.2.1 Wärmeübergang innen/außen

Der Wärmeübergang, welcher unter anderem von den Strömungsgeschwindigkeiten und Fluideigenschaften abhängt, wird vom CFD-Programm innen sowie außen berechnet. Nur an der Katalysatoraußenseite, wo die Möglichkeit der Simulation der 2-seitigen Wand nicht gegeben ist, muss ein Wärmeübergangskoeffizient eingegeben werden. Dieser ist abhängig vom Betriebspunkt und konnte aus ersten Simulationen ausgewertet werden. Dabei wurde angenommen, dass der mittlere Wärmeübergangskoeffizient des ganzen Modells dem um den Katalysator sehr ähnlich ist. Folgende Tabelle zeigt diese mittleren Wärmeübergangskoeffizienten.

Betriebspunkt <sup>(1)</sup>	Mittlerer Wärmeübergangskoeffizient [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ]
Leerlauf	44
21 km/h	63
50 km/h	84
70 km/h	166

**Tabelle 4-1: Mittlere Wärmeübergangskoeffizienten an den Rohr-Außenwänden**

<sup>(1)</sup> Die hier angegebenen Betriebspunkte entsprechen den bei der Verifikation gewählten Betriebspunkten (siehe 5.1).

Nach ursprünglicher Idee sollte der Wärmeübergang an der ganzen Außenseite mittels eines konstanten Wärmeübergangskoeffizienten eingegeben werden und somit das Umströmungsvolumen komplett weggelassen werden. Um diesen Wärmeübergangskoeffizienten zu berechnen, wurden mehrere Ansätze getestet. Einerseits wurde versucht, aus Temperaturmessungen zwischen zwei Stellen mit bekannter Oberfläche die dazwischen abgegebene Wärme zu berechnen und somit auf den Wärmeübergangskoeffizienten zu schließen. Andererseits wurde versucht, einen allgemeinen Ansatz der Rohrumströmung mit der Reynolds- und Prandtl-Zahl zu verwenden. Beide Ansätze funktionieren, würden aber sehr große Ungenauigkeiten aufweisen, da der Wärmeübergang an jeder Stelle der Abgasanlage ein anderer ist und eine allgemeine Berechnung von Wärmeübergangskoeffizienten auf vielen Annahmen basiert.

#### 4.2.2.2 Wärmeleitung

Die Wärmeleitung durch die Rohrwände bzw. der Wärmeleitungswiderstand wird durch das Modul „Thin Walls“ vorgegeben. Dafür muss ein Material mit vorhandenen Materialeigenschaften sowie die Dicke der Wand eingegeben werden.

Um den Katalysator, wo mehrere „Thin Walls“ simuliert werden, wurde für die Zwischenschicht (nach Messergebnissen von Probesimulationen) je nach Betriebspunkt Luft mit 100 bis 200 °C angenommen. Da weder die exakte Gastemperatur bekannt ist, noch der Druck in diesem Hüllvolumen, beruhen diese Daten auf Annahmen.

Daraus resultieren je nach Betriebspunkt vorerst folgende Materialeigenschaften:

	Einheit	Stahl <sup>1</sup>	Gas (Luft) [10]
<b>Dichte</b>	$\text{kg}/\text{m}^3$	7830	0,93 - 0,74
<b>Wärmeleitfähigkeit</b> <sup>2</sup>	$\text{W}/\text{mK}$	52	0,031 - 0,038
<b>Spezifische Wärme</b>	$\text{J}/\text{kgK}$	470	1012 - 1026

**Tabelle 4-2: Eigenschaften der "Thin Wall" um den Katalysator**

<sup>1</sup> Die Wärmeleitung im Stahl hat auf Grund der geringen Dicke der Schicht und der relativ hohen Wärmeleitfähigkeit von Stahl einen sehr geringen Einfluss auf den gesamten Wärmedurchgang. Das heißt, eine genauere Analyse der Materialdaten sowie eine Anpassung an die Temperatur war hier nicht notwendig und es konnten die im CFD-Programm vordefinierten Materialdaten von Stahl verwendet werden.

<sup>2</sup> Auf Grund zu geringer Wärmeströme wurde der Wärmeleitungskoeffizient im Laufe des Modellabgleichs später verdoppelt.

Im CFD-Programm wird innerhalb der „Thin Wall“ Schicht die Wärmeleitungsgleichung, wie in Kapitel 2.2.1 gezeigt, gelöst.

### 4.2.2.3 Strahlung

Das CFD-Programm bietet auch die Möglichkeit, Strahlung an 2-seitigen Wänden zu berechnen. Auf Grund des zusätzlichen Rechenaufwands und fehlender Eingabedaten (zum Beispiel bezüglich des Emissionsverhältnisses  $\varepsilon$  oder der Umgebungsstrahlung) wurde darauf aber verzichtet.

Die Strahlungsabgabe von einer Oberfläche an die Umgebung ist, wie in Kapitel 2 gezeigt, durch das Stefan-Boltzmann Gesetz definiert [5]. In folgender Formel wird auch die Strahlung der Umgebung auf die Rohroberfläche vereinfacht angegeben.

$$\dot{Q}_U = \varepsilon \cdot A \cdot \sigma \cdot (T_W^4 - T_U^4)$$

$\sigma$ .....Stefan-Boltzmann Konstante  $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$  [5]

$A$ .....Fläche der strahlenden Oberfläche (hier bis Messflansch 1)  $A \sim 0,2\text{m}^2$

$T_W$ ....Mittl. Temperatur der strahlenden Oberfläche <sup>(1)</sup>

$T_U$ .....Umgebungstemperatur <sup>(2)</sup>

$\varepsilon$ .....Gesamtemissionsverhältnis der Oberfläche  $\varepsilon_{\text{Stahl}} = 0,1$  bis  $0,5$  [5], [11], [12]

<sup>(1)</sup> Die mittlere Temperatur der strahlenden Oberfläche ist unter anderem abhängig vom Strahlungs-Wärmestrom.

<sup>(2)</sup> Wenn die Umgebung, wie in obiger Formel, als eine Einheit betrachtet wird, muss eine mittlere Umgebungstemperatur ermittelt werden. Gerade die Temperatur der nahen Umgebung, die ja miterwärmt wird, ist unbekannt.

Somit wird durch die Strahlung ein Wärmestrom  $\dot{Q}_U$  an die Umgebung abgegeben, welcher zu einer zusätzlichen Abnahme der Temperatur im Abgas führt. Angenommen, der Wärmestrom durch Strahlung betrifft die Strömung direkt und ist unabhängig vom Wärmedurchgang, ergibt sich folgende Gleichung :

$$\dot{Q}_U = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T$$

$$\Delta T = \frac{\dot{Q}_U}{\dot{m} \cdot c_p}$$

$\Delta T$ .....hier: Temperaturunterschied, der durch abgegebene Wärmestrahlung erzeugt wird

$c_p$ ..... Wärmekapazität für mittlere Temperatur bis zum ersten Messflansch <sup>(3)</sup>

$\dot{m}$ ..... Massenstrom des Strömungsgases ( $\dot{m}=8,4 \text{ kg/h}$ ..... $26,2 \text{ kg/h}$ )

Im Leerlauf wirkt sich der Temperaturunterschied  $\Delta T$  durch die geringen Massenströme und die geringeren Temperaturen (Wärmekapazität!) am meisten aus.

<sup>(3)</sup> Die mittlere Temperatur variiert je nach Betriebspunkt, die Wärmekapazität wird sich aber um  $1 \text{ kJ/kgK}$  bewegen.

Somit entsteht durch die Nichtberücksichtigung der Strahlung ein Fehler, dessen Anteil von verschiedenen Parametern abhängt. Auf Grund vieler fehlender Werte wurde die Berechnung hier nicht genauer ausgeführt.

In der instationären Kaltstartphase ist dieser Fehler jedoch viel kleiner, da die Temperaturen der äußeren Rohrwände je nach Zeitpunkt viel geringer sind. Da die Kaltstartphase die interessante Phase bei diesen Untersuchungen sein wird, ist ein Vernachlässigen der Strahlung zulässig.

### 4.2.3 Katalysator

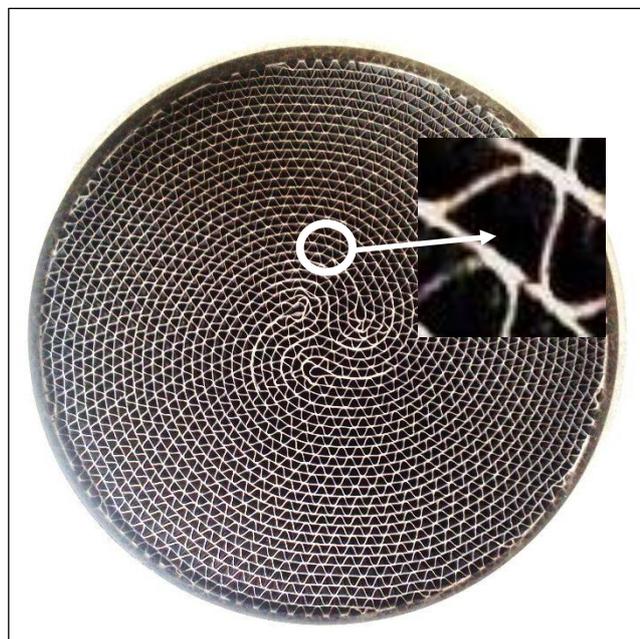
Das „Aftertreatment“-Modul eignet sich gut zur Simulation eines Katalysators (Strömung, Druckverlust, Wärmeverteilung) sowie zur Simulation sämtlicher im Katalysator stattfindender Reaktionen. Wichtig in diesen Untersuchungen ist vorerst nur ersteres und zwar vor allem, was die Wärmeleitung im Katalysatorträger betrifft. Im Gegensatz zum „Porosity“-Modul, aus dem als Simulationsergebnis nur die Auswirkungen des Trägers auf Strömung und Druck erhalten werden, werden mit dem „Aftertreatment“-Modul auch die Wärmeströme im Festkörper simuliert und ausgegeben.

Wie der Katalysator mit diesem Modul modelliert wird und wie die Wärmeleitung bzw. der Druckverlust berechnet wird, wird in diesem Kapitel vorgestellt.

#### 4.2.3.1 Allgemeine Spezifikationen

Nach der geometrischen Erstellung eines einfachen Volumens (siehe „Modellerstellung Geometrie“), muss der Ein- und Ausgang sowie der Zellbereich des Katalysators angegeben werden. Daraufhin wird die tatsächliche Geometrie des Katalysators angegeben, sowie das Material definiert.

Bei der Angabe der Geometrie steht die Einstellung „rechteckige Zellen“ („Square Cell Catalyst“) oder „allgemeine Zellen“ („General Catalyst“) zur Verfügung, wobei hier auf Grund der allgemeinen Form der Kanäle zweitens gewählt wurde. Das Programm erstellt dann mithilfe von Eingabedaten wie der Porosität („Open Frontal Area“) und dem hydraulischen Durchmesser der Kanäle das Katalysatorprofil für die Berechnung.



**Abb. 4-8: Katalysator**

Weitere wichtige Daten sind die Materialdaten, dazu gehören die spezifische Wärme, die Dichte und der Wärmeleitkoeffizient des Materials (siehe Anhang).

Zwei weitere wichtige Spezifikationen des Katalysators sind der Druckverlust und der radiale Wärmeleitfaktor, welche in den nächsten Unterpunkten näher erklärt werden.

Die Eingabedaten hierzu stammen vom Katalysatorhersteller [8] bzw. einem Stahlhersteller [13] und sind in Kapitel 3 bzw. im Anhang ersichtlich.

Auf oben gezeigter Abb. 4-8 ist der Träger in Strömungsrichtung ersichtlich. Hier sind die aus Wellblech gewickelten Kanäle zu erkennen, die unter „Wärmeleitung im Festkörper“ noch genauer betrachtet werden.

Es soll hier auch noch einmal erwähnt werden, dass sämtliche Berechnungen in diesem Projekt mit unbeschichteten Trägern simuliert wurden und im Katalysator daher keine Reaktionen stattfanden. Eine Berücksichtigung der Reaktionen ist mit dem Modul „Aftertreatment“ jedoch prinzipiell möglich.

#### 4.2.3.2 Druckverlust

Der Druckverlust im Katalysator kann durch verschiedene Ansätze eingegeben werden, gewählt wurde in diesem Fall das Modell nach Darcy-Forchheimer.

Hierbei wird der Druckverlust durch folgende Gleichung [14] berechnet:

$$\frac{\partial p}{\partial x_i} = -\alpha_i \cdot \mu \cdot u_i - \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot |u| \cdot u_i$$

$\partial p/\partial x$ ... Druckgradient

$\mu$ ..... dynamische Viskosität

$u_i$  ..... lokale Geschwindigkeitskomp.

$\alpha_i$  ..... viskoser Verlustkoeffizient

$\zeta$  ..... Trägheitsverlustkoeffizient

Der lineare Term berücksichtigt die linearen viskosen Verluste und der zweite quadratische Term die Trägheitsverluste der Strömung in den Strömungskanälen [14].

Um auf die beiden Koeffizienten  $\alpha_i$  und  $\zeta$  zu kommen, mussten zuerst die Druckverlustdaten für gegebene Betriebspunkte bekannt sein. Diese Daten wurden vom Katalysatorhersteller [8] geliefert. Aus diesen Druckverlustdaten und dem dazugehörigen Verlauf konnten nun die Koeffizienten der Gleichung so angepasst werden, dass die Linien in einem Diagramm übereinstimmten. Auf Abb. 4-9 ist der Druckverlust-Verlauf über den Massenstrom aufgetragen. Die vom Katalysatorhersteller gemessene (blau) und die mit obiger Formel berechnete Linie (rot) überdecken sich dabei vollständig.

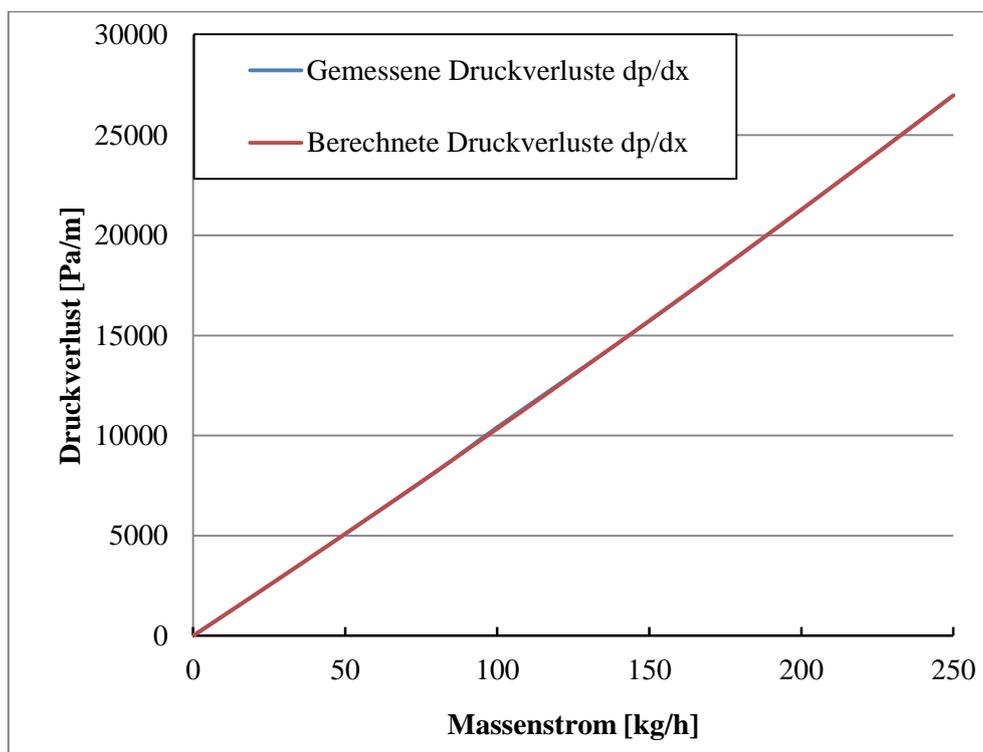


Abb. 4-9: Druckverlust des Katalysators

Diese Anpassung der roten Linie mittels der Parameter  $\alpha$  und  $\zeta$  führte zu folgenden Werten:

$$\alpha = 20500000 \text{ m}^{-2}$$

$$\zeta = 12 \text{ m}^{-1}$$

#### 4.2.3.3 Wärmeleitung im Festkörper

Die Wärmeleitung im Festkörper des Katalysators trägt einen entscheidenden Anteil zu den Untersuchungen in diesem Projekt bei, da eine Querschnittsverengung vor dem Katalysator nur dann Sinn macht, wenn die Wärmeleitung in radialer Richtung nicht zu groß ist.

Im Festkörper wird bei der Simulation folgende Bilanzgleichung gelöst [14]:

$$\int_{V_s} \rho_s \cdot \frac{\partial(c_{p,s} \cdot T_s)}{\partial t} \cdot dV = \int_{A_s} (\overline{\overline{\mathbf{K}} \cdot \nabla T_s}) \cdot \vec{n} \cdot ds + \alpha \cdot a_{\text{trans}} \cdot V \cdot (T_g - T_s) + S$$

$\overline{\overline{\mathbf{K}}}$  ..... Anisotrope Wärmeleitungsmatrix

$T_s$  ..... Temperatur Festkörper,  $T_G$  ..... Temperatur Gas

$\alpha$  ..... Wärmeübergangskoeffizient

$a_{\text{trans}}$  ..... geometrische Oberfläche je Einheitsvolumen

$V$  ..... Zellvolumen,  $V_s$  ..... Anteil des Festkörpers am Zellvolumen

$S$  ..... Wärmequelle

Hier beschreibt der Term auf der linken Seite die Wärmeänderung des Volumens über der Zeit. Der erste Term auf der rechten Seite beschreibt die für diese Arbeit bedeutende Wärmeleitung im Träger und der zweite Term den Wärmeübergang vom Gas auf den Festkörper. Der dritte Term beschreibt eine Wärmequelle auf Grund chemischer Reaktionen, die hier vorerst aber nebensächlich ist. Diese Gleichung entspricht prinzipiell der Energieerhaltungsgleichung, die in Kapitel 2 behandelt wurde.

In der Gleichung steckt hier noch der Faktor  $\overline{\overline{\mathbf{K}}}$ , der als Matrix die unterschiedliche Wärmeleitung in axialer und radialer Richtung beschreibt. Diese Matrix sagt aus, dass dem radialen Wärmeleitungskoeffizienten ein Faktor vorgesetzt wird.

In radialer Richtung wird die Wärmeleitung durch die vielen Strömungskanäle „behindert“ und ist daher viel kleiner, als in axialer Richtung. Dies wird im Strömungsprogramm mit einem Faktor berücksichtigt, dem „Anisotropic Conductivity Coefficient“ (anisotroper Wärmeleitungskoeffizient). [14]

$$\lambda_{\text{axial}} = \lambda_s$$

$$\lambda_{\text{radial}} = G \cdot \lambda_s$$

Dieser Faktor muss angegeben bzw. berechnet werden. Dazu wird in Analogie zur Elektrotechnik auf ein Wärmeleitungsmodell mit „Wärmeleitwiderständen“ zurückgegriffen. Unter Annahme eines über der Temperatur konstanten Wärmeleitungskoeffizienten gilt [5]:

$$\dot{Q} = \frac{\lambda}{d} \cdot A \cdot (T_1 - T_2)$$

Das Ohm'sche Gesetz lautet:

$$I = \frac{1}{R} \cdot U$$

Somit entspricht der Wärmewiderstand  $R_w$ :

$$R_w = \frac{d}{\lambda \cdot A}$$

Ausschlaggebend für den Wert des Faktors sind die Form bzw. die Abmessungen der Kanäle, siehe Querschnitt des Katalysators (Abb. 4-8). In diesem Fall sind diese annähernd dreieckig (gleichseitige Dreiecke mit Seitenlänge 1~2mm) und haben eine Wandstärke von  $2w = 0,05$  mm, siehe Abb. 4-10. Für den Faktor  $G$  muss nun dieses Dreieck (Einheitsdreieck mit der Ausdehnung 1 in Bildebene) mit einem gleich großen Rechteck verglichen werden.

Das elektrische Ersatzschaltbild ist auf Abb. 4-11 zu sehen.

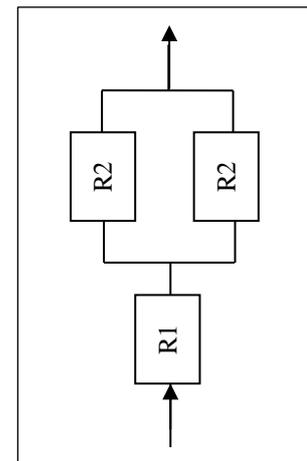
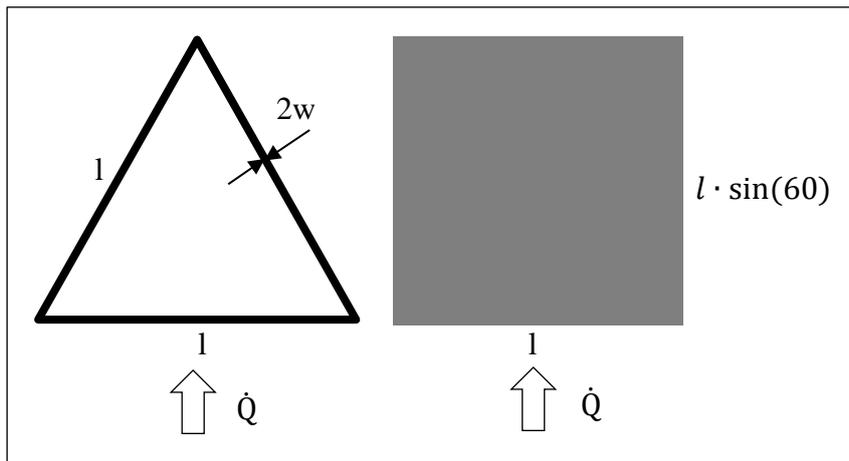


Abb. 4-10: Form der Strömungskanäle und Vergleich mit Quader

Abb. 4-11: Ersatzschaltbild

Basisbalken:

$$R_1 = \frac{2w}{\lambda \cdot l}$$

Schenkel:

$$R_2 = \frac{l \cdot \sin(60)}{\lambda \cdot 2w} \rightarrow R_{2 \text{ gesamt}} = \frac{R_2}{2}$$

Gesamtwiderstand Dreieck:

$$R_{\text{ges\_Dreieck}} = R_1 + R_{2 \text{ gesamt}} = \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{8w^2 + l^2 \cdot \sin(60)}{4w \cdot l}$$

Gesamtwiderstand Rechteck:

$$R_{\text{ges\_Rechteck}} = \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{d}{A} = \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{l \cdot \sin(60)}{1} = \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{l \cdot \sqrt{3}}{2 \cdot 1} = \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{\sqrt{3}}{2}$$

Der ganze Faktor wird nun in einem veränderten Wärmeleitkoeffizienten  $\lambda_{\text{radial}}$  berücksichtigt:

$$\frac{R_{\text{ges\_Rechteck}}}{R_{\text{ges\_Dreieck}}} = \frac{\frac{1}{\lambda} \cdot \frac{\sqrt{3}}{2}}{\frac{1}{\lambda} \cdot \frac{8w^2 + l^2 \cdot \sin(60)}{4w \cdot l}} = \frac{\frac{1}{\lambda} \cdot \frac{d}{A}}{\frac{1}{\lambda_{\text{radial}}} \cdot \frac{d}{A}} = \frac{\lambda_{\text{radial}}}{\lambda} = \text{ACF} = 0,0499 \dots \sim 0,05$$

Für eine dreieckige Form der Kanäle wurde in einem 1996 erschienen Artikel von Groppi und Tronconi ohne Herleitung folgende Formel angegeben [15]:

$$\frac{\lambda_{\text{radial}}}{\lambda} = \frac{\cos(\alpha) + \frac{1}{4w} \cdot \sin(\alpha)}{\cos(\alpha) + \frac{1}{4w} + \left(\frac{1}{4w}\right)^2 \cdot \sin(\alpha)} = 0,048569$$

Das Ergebnis entspricht etwa dem Ergebnis der vorhin gezeigten Berechnung.

#### 4.2.4 Definition des Strömungsgases

Das reale Strömungsgas besteht aus sämtlichen Abgasen, die aus dem Motor kommen, dazu zählen die Abgase vollständiger Verbrennung ( $N_2$ ,  $CO_2$ ,  $H_2O$ , sowie  $O_2$  bei Luftüberschuss), sowie Gase unvollständiger Verbrennung ( $CO$ ,  $HC$ ,...) und Stickoxide ( $NO$ ,  $NO_2$ ).

Abb. 4-12 zeigt die Abgaszusammensetzung konventioneller Ottomotoren [2]:

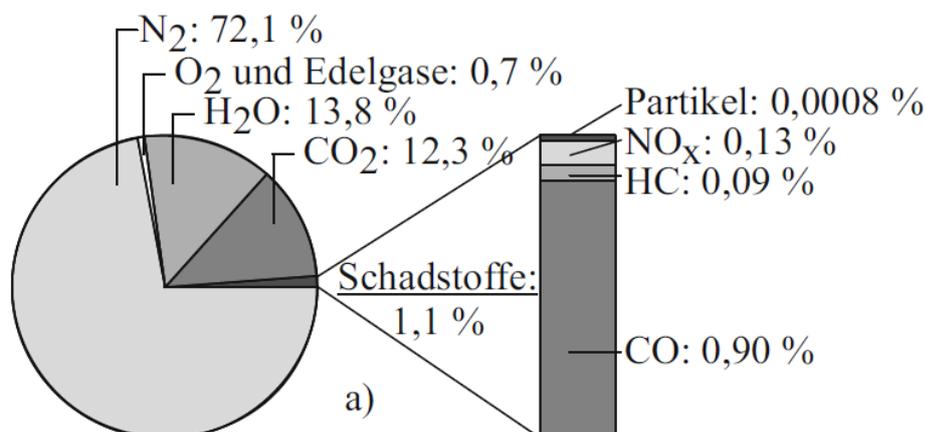


Abb. 4-12: Rohemissionen in Volumsprozents [2]

Für die Definition des Strömungsgases in der Simulation wurden nun die Abgase vollständiger stöchiometrischer Verbrennung ohne Luftüberschuss gewählt, da die Schadstoffe nur einen kleinen Teil (~1%) ausmachen. Somit besteht das Strömungsgas der Simulation aus 73% Stickstoff, 13% Kohlendioxid und 14% Wasserdampf.

Das Strömungsgas der Außenströmung ist ca. der realen Umgebung entsprechend Umgebungsluft mit 79% Stickstoff und 21% Sauerstoff.

Sämtliche Fluideigenschaften stammen aus einer programminternen Datenbank und werden so automatisiert berechnet. Das ist ein großer Vorteil, da so die vielen Fluideigenschaften, die wiederum von anderen Eigenschaften abhängig sind, nicht eingegeben werden müssen.

Von den Fluideigenschaften muss lediglich die turbulente Prandtl-Zahl und die turbulente Schmidt-Zahl eingegeben werden, wobei erstere großen Einfluss auf den Wärmeübergang hat und deswegen genauer betrachtet werden muss.

Bei Turbulenz wird anstatt der molekularen Prandtl-Zahl die turbulente Prandtl-Zahl mit den turbulenten Größen  $\mu_t$  (scheinbare Viskosität-Wirbelviskosität) und  $\lambda_t$  (scheinbarer Wärmeleitkoeffizient) verwendet. [16]

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda} = \frac{v}{a} \quad Pr_t = \frac{\mu_t \cdot c_p}{\lambda_t} = \frac{v_t}{a_t}$$

### 4.3 Zusammenfassung der Vereinfachungen

Das Kernstück des Modellaufbaus bildete der Katalysator, da dieser in Realität komplex aufgebaut ist und auch das Kernstück der zukünftigen Betrachtungen war. Deswegen wurde der Ermittlung aller Daten des Katalysators auch besondere Aufmerksamkeit geschenkt.

Wichtig für den kompletten Wärmeübergang an den Rohrwänden ist auch das Wandmodell, welches hier vereinfacht mit dem Modul "Thin Walls" modelliert ist. Der gezeigte Aufbau scheint jedoch einen guten Kompromiss zwischen Abbildungsaufwand und Realität darzustellen.

Für die Ermittlung des Wärmeübergangs an der Rohraußenseite musste das Umströmungsvolumen mitaufgebaut werden, wodurch die Genauigkeit der Berechnung, aber auch der Rechenaufwand, stieg.

Das Volumen, welches den Katalysator umhüllt, wurde vereinfacht mit mehreren Wandschichten aufgebaut.

Nach der Eingabe aller hier erklärten Randbedingungen war das Modell bereit für die Verifikation, die im nächsten Kapitel geschildert wird. Bei der Verifikation wird überprüft, ob die Ermittlung der Randbedingungen und sämtliche Vereinfachungen so zulässig sind.

## 5 Verifikation des Basismodells

Die Verifikation des aufgebauten Modells bzw. der Modellabgleich dient zur Überprüfung und Anpassung des virtuellen Modells. Dabei wird die Testanlage am Prüfstand betrieben und das Simulationsmodell mit den selben Randbedingungen simuliert. Die erhaltenen Ergebnisse werden danach an den Messpunkten verglichen.

Mit diesem Modellabgleich kann gesagt werden, ob das Simulationsmodell bzw. die Simulationsergebnisse der Realität entsprechen und ob das Modell so weiter für simulatorische Experimente genutzt werden kann. Außerdem können bei Abweichungen in der Simulation bestimmte Parameter adaptiert werden, um das Simulationsmodell noch zu verbessern.

Dieses Kapitel soll zeigen, wie dieser Vergleich des Modells mit den Messergebnissen vom Prüfstand ablief. In Kapitel 8 sind die Messergebnisse der Prüfstandsfahrten ersichtlich.

Zuerst soll erwähnt werden, dass keine vollkommene Übereinstimmung der Simulation mit der Realität zu erwarten ist und auch nicht benötigt wird. Der Modellabgleich soll dazu dienen, zu erkennen, ob die Ergebnisse der Simulation sich im gleichen Größenbereich wie die Messwerte befinden und somit grobe Fehler bei der Modellerstellung und den Randbedingungen ausgeschlossen werden können.

### 5.1 Messpunkte

Für den Abgleich wurden vier Betriebspunkte ausgesucht, die unterschiedliche Randbedingungen (wie Temperaturen, Massenströme,...) aufweisen. Diese Betriebspunkte sind in folgender Tabelle angegeben:

		Stat. Punkt 1	Stat. Punkt 2	Stat. Punkt 3	Stat. Punkt 4
<b>Geschwindigkeit</b>	km/h	0	21	50	70
<b>Motordrehzahl</b> <sup>(1)</sup>	min-1	Leerlauf (1224)	1995	3386	3746
<b>Leistung Rolle</b>	kW	0	0.21	1.19	2.79
<b>Massenströme</b>	kg/h	8,4	10,7	20,6	26,2

**Tabelle 5-1: Gewählte Betriebspunkte**

<sup>(1)</sup>Die Motordrehzahlen schwanken an jedem Betriebspunkt und sind daher gemittelte Größen.

Diese vier Punkte decken die interessanten Bereiche betreffend die Temperaturen und die Massenströme gut ab.

Stationärpunkt 1 stellt den Leerlauf dar, wobei Randbedingungen, wie zum Beispiel die Drehzahl, bei diesem stark schwankenden Betriebspunkt Durchschnittswerten entsprechen.

Stationärpunkt 2 wurde aus dem WMTC ermittelt. Er stellt die mittlere Geschwindigkeit in diesem Zyklus in der Zeit von Kaltstart bis „Light-Off“ dar. Diese „Light-Off“ Zeit ergab bei vorangegangenen Messungen (mit der originalen Abgasanlage) etwa 155 Sekunden.

Die Stationärpunkte 3 und 4 entsprechen zwei weiteren Betriebspunkten mit höheren Massenströmen und Temperaturen und sind außerdem im ECE-Zyklus als Konstantfahrten zu finden.

Mit diesen vier Betriebspunkten kann ein geeignetes Gebiet bezüglich der Massenströme, Temperaturen und der Anströmgeschwindigkeiten abgedeckt werden.

Die vier Betriebspunkte wurden am Prüfstand je für 15 Minuten vermessen und sämtliche Daten aufgezeichnet. Die Messergebnisse werden im Kapitel „Experimentelle

Untersuchungen“ (siehe Unterkapitel 8.3) gezeigt. Im Rahmen dieser ersten Messungen für die Verifikation konnten auch weitere Erkenntnisse, zum Beispiel die Temperaturverläufe an den verschiedenen Temperaturmessstellen, gewonnen werden.

## 5.2 Abgleichkriterien

Mit den Messwerten vom Prüfstand kann man in den Modellabgleich starten. Dazu wurden die Messwerte an den Messflanschen als Kriterium für den Vergleich gewählt. Das heißt, die Messwerte an Ein- und Ausgang (Massenstrom, Temperatur, Druck) dienen als Randbedingungen für die Simulation und an den Messflanschen sollten sich in der Simulation ähnliche Temperaturen, wie am Prüfstand ergeben.

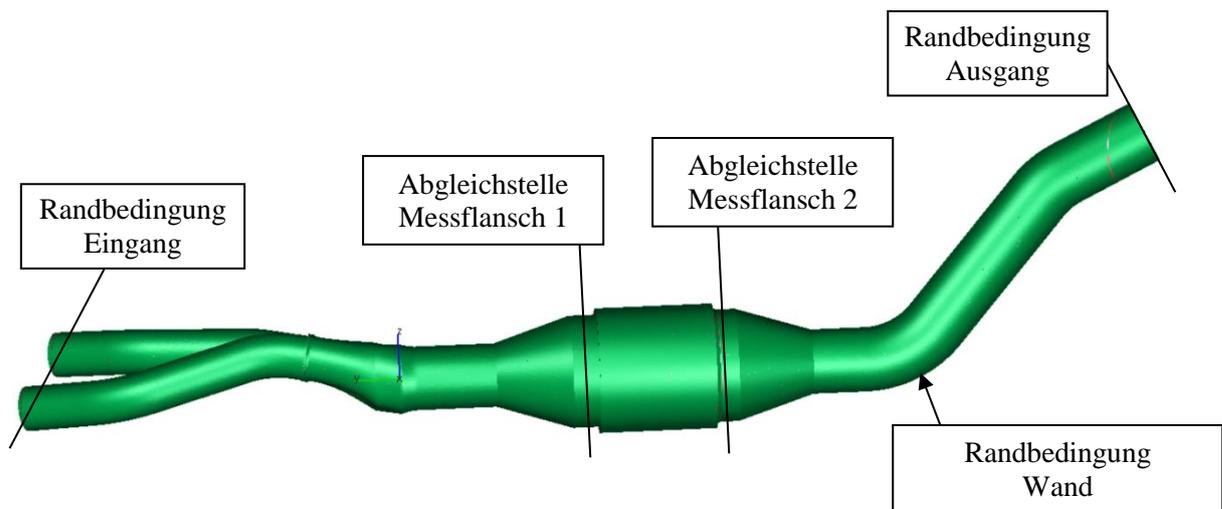


Abb. 5-1: Orte der Randbedingungen und der Abgleichstellen

## 5.3 Mögliche Anpassungsparameter

Stimmen die Werte von Simulation und Messung nicht überein, müssen mögliche Fehler bzw. Ungenauigkeiten bei der Modellerstellung gesucht und verbessert werden. Folgend sind einige Parameter aufgelistet, welche die Ursache für Abweichungen sein können und mit welchen die Simulationsergebnisse prinzipiell angepasst werden können.

- Turbulenzdaten (Turbulenzmodelle, Zustand Turbulenz am Eingang,..)
- Fluideigenschaften
- Wandbereich
  - Wandaufbau („Thin Wall“)
  - Wandmodelle bezüglich der Strömung (Grenzschicht)
  - Wandwärmeübergangsmodelle
- Katalysatorspezifikationen
- Geometrische Modelle
- Gemessene Randbedingungen
- Errechnete Randbedingungen

Neben den gemessenen Randbedingungen können auch die Parameter der errechneten Randbedingungen (wie Massenströme, Druckverluste,...) Ungenauigkeiten aufweisen. Da sowohl die gemessenen, als auch die errechneten Daten sorgfältig ermittelt wurden, wurden diese hier für den Abgleich nicht mehr verändert.

## 5.4 Der Abgleich

Nach der Simulation der Stationärpunkte wurden nun die Ergebnisse mit den Prüfstandsergebnissen verglichen. Dazu wurden, wie schon erwähnt, die Temperaturen an den beiden Messflanschen zum Vergleich verwendet.

Grundsätzlich wurden von Anfang an plausible, aber zu verbessernde Simulationsergebnisse erreicht. Während des Versuchs, verschiedene Parameter anzupassen, konnten auch die Funktionen des Modells überprüft werden. So wurde die Erkenntnis gewonnen, dass die Funktion „2-sided Thin Walls“ nicht an der Katalysatoraußenseite funktioniert (siehe Kapitel 4.1.4). Somit diente der Modellabgleich nicht nur der Anpassung des vorhandenen Modells, sondern auch dem Test des Modells selbst bzw. seiner Funktionen.

Durch das Abgleichkriterium „Temperatur“ ist der Wärmeübergang an den Wänden die wichtigste „Stellschraube“, siehe folgendes Unterkapitel 5.4.1. Es wurden von Beginn an eher zu hohe Temperaturen erreicht, vor allem an den Rohrwänden, was auf einen zu geringen Wärmeübergang oder falsche Strömungseigenschaften hinweist.

Dazu wird folgend zuerst theoretisch, dann praktisch gezeigt, wie beim Modellabgleich vorgegangen worden ist.

### 5.4.1 Abgleich in der Theorie

In das Strömungsmodell geht ein Enthalpiestrom  $\dot{H}_{\text{ein}}$  hinein und ein Enthalpiestrom  $\dot{H}_{\text{aus}}$  am Ende bzw. am Ende des betrachteten Querschnitts hinaus. Im stationären Zustand ändert sich die innere Energie nicht über die Zeit. Über die Wand geht der Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{Wand}}$  in die Umgebung. Der Enthalpiestrom am Ausgang  $\dot{H}_{\text{aus}}$  oder am Ende des betrachteten Kontrollvolumens hängt damit vom Eingangs-Enthalpiestrom und dem Wandwärmestrom ab.

$$\dot{H}_{\text{aus}} = \dot{H}_{\text{ein}} - \dot{Q}_{\text{Wand}}$$

Da die Randbedingungen am Eingang bereits fixiert wurden, bleibt für die Bilanz nur der Wandwärmestrom [5] an der Innenseite übrig:

$$\dot{Q}_{\text{Wand, innen}} = \alpha_i \cdot A_i \cdot (T_{\text{Strömung}} - T_{\text{Wand, innen}})$$

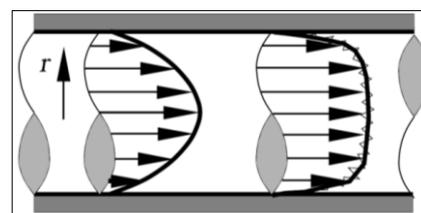
Nun können die Ungenauigkeiten an der Wärmeübertragungszahl, der Oberfläche oder dem Temperaturunterschied liegen.

Wie im Kapitel Grundlagen gezeigt, steckt die Wärmeübergangszahl  $\alpha$  in der Nusselt-Zahl und diese ist wiederum von der Reynolds- und Prandtl-Zahl abhängig [6].

$$\text{Nu} = C \cdot \text{Re}^m \cdot \text{Pr}^n \quad \text{Re} = \frac{u \cdot d \cdot \rho}{\mu}$$

Mögliche Fehler in der Reynolds-Zahl können somit an der Geschwindigkeit  $u$  (Massenstrom) oder an den Stoffdaten Viskosität  $\mu$  und Dichte  $\rho$  liegen, die unter anderem von Temperatur und Druck abhängen. Die Prandtl-Zahl ist eine Stoffgröße und hängt somit ebenso von Druck und Temperatur ab.

Die Temperaturdifferenz  $\Delta T$  wird einerseits von der Temperatur des Gases bestimmt, andererseits ändert sich der Temperaturgradient auch mit der Turbulenz oder allgemein einem gesteigerten Wärmedurchgang durch die Wand. Eine Strömung mit mehr Turbulenz bedeutet ein „bauchigeres“ Strömungsprofil und somit auch einen höheren Temperaturgradienten am Rand (siehe Abb. 5-2).



**Abb. 5-2: Strömungsprofil laminar – turbulent [17]**

An der Außenseite kommt es ebenso zu einem Wärmeübergang, bei welchem mit der Oberfläche  $A$  der Rohr-Außenwände definitiv ein kleiner Fehler gemacht wird. Dieser wurde in Kapitel 4.1.7.1 näher beschrieben.

Die in der Simulation nicht berücksichtigte Strahlung führt bei diesem Wandwärmestrom zu einem bereits diskutierten Fehler an der Außenseite (siehe 4.2.2.3).

Die Erhöhung der Wärmeleitung durch die Wand mittels einer Erhöhung des Wärmeleitkoeffizienten ist nebensächlich, da durch die geringe Dicke der Wand der Wärmeleitkoeffizient einen verschwindend kleinen Beitrag leistet. In folgenden Formeln [6] ist der Wärmedurchgang durch die Wand angegeben, wo dieser kleine Beitrag des Wärmeleitkoeffizienten ersichtlich ist. Eine Veränderung der Wanddicke hat auf Grund des sehr hohen Wärmeleitkoeffizienten von Stahl auch sehr wenig Einfluss.

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot (T_{\text{innen}} - T_{\text{außen}})$$

$$k_{\text{Rohr}}^{-1} = \frac{d_a}{d_i} \cdot \frac{1}{\alpha_i} + \frac{d_a}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_a}{d_i}\right) + \frac{1}{\alpha_a}$$

$$\frac{d_a}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_a}{d_i}\right) \ll \frac{d_a}{d_i} \cdot \frac{1}{\alpha_i} ; \frac{1}{\alpha_a}$$

#### 5.4.2 Abgleich in der Praxis

Ausgehend von einem Grundmodell, wo alle bekannten Randbedingungen und Einstellungen eingegeben wurden, wurde nun versucht, den Wärmeübergang anzupassen.

Gute Ergebnisse wurden dabei mit dem „k-ε“ Turbulenzmodell, sowie mit dem Wandwärmübergangsmodell „Standard Wall Treatment“ erreicht. Einen großen Einfluss zeigte auch die turbulente Prandtl-Zahl, die verringert wurde, um den Wandwärmestrom zu erhöhen.

Eine Senkung der Temperaturen an den Messflanschen wurde auch mit der Erhöhung der Turbulenz (Erhöhung der turbulenten kinetischen Energie und der „turbulenten Längenskala“ am Eingang) erreicht. Damit wurde, wie schon im vorigen Kapitel gezeigt, der Wärmeübergang an der Wand erhöht.

Keine Veränderungen lieferte, wie zu erwarten, die Änderung der Wanddicke oder des Wärmeleitkoeffizienten sowie die Wandbeschaffenheit (Rauigkeit).

Die Fluideigenschaften können bei der Simulation aus einer programminternen Datenbank übernommen werden, die diese auch nach der Temperatur anpasst. Die Datenbank wurde auch hier übernommen, wobei diese einen großen Einfluss auf die Strömung bzw. die Wärmeübertragung hat.

Schließlich wurden auch noch andere Strömungsmodelle ausprobiert, die in Kapitel 4.1.7.2 beschrieben sind. Eine große Rolle spielt auch die Anzahl der Iterationen, wobei je nach Betriebspunkt auf stationäre Ergebnisse geachtet werden muss.

## 5.5 Sonderfall „Leerlauf“

Einen Sonderfall liefert der Stationärpunkt „Leerlauf“. Hier wurde zuerst versucht, die Geschwindigkeit am Eingang des Umströmungsvolumens gleich „0“ zu setzen und die Auftriebskraft (Funktion „Body Force“) zu aktivieren. Das Programm sollte so die Strömungsgeschwindigkeit, die durch die natürliche Konvektion entsteht, selbst errechnen. Grundsätzlich ist das mit diesem Strömungsprogramm auch möglich.

Durch diese Definition erwärmt sich die Luft in diesem räumlich begrenzten Volumen aber mit der Zeit immer mehr, was nicht der Realität entspricht. Aktiviert man nur die Auftriebskraft und definiert gar keinen Ein- und Ausgang, so kommt man zu dem gleichen Ergebnis.

Gibt man eine Geschwindigkeit am Eingang vor, so ist eine reine Auftriebsströmung wieder nicht gegeben. Versuche, diese Eingangsrandbedingungen zu umgehen, resultierten in einem numerisch instabilen Modell und lieferten damit auch keine brauchbaren Ergebnisse.

Für eine Simulation, bei der im Umströmungsvolumen nur die natürliche Konvektion zum Tragen kommt und die Erwärmung der Umgebung vernachlässigbar wird, muss das geometrische Modell dieses Umströmungsvolumens also sehr viel größer sein. Darauf wurde auf Grund des entsprechend höheren Rechenaufwandes verzichtet.

Gute Ergebnisse lieferte hier die Annahme einer langsamen Geschwindigkeit in vertikaler Richtung (1 m/s), die somit die Geschwindigkeit der natürlichen Konvektion ersetzte (die Auftriebskraft blieb deaktiviert).

## 5.6 Randbedingungen und Eingabedaten

Nach der Ermittlung aller Randbedingungen durch Messungen und Berechnungen und anschließender Anpassung verschiedenster Parameter während des Modellabgleichs wurden schließlich folgende Eingabedaten verwendet.

Sämtliche numerische Eingabedaten (Eingabedaten unter „Solver“) sind zusammengefasst im Anhang ersichtlich.

### 5.6.1 Allgemein

Zuerst muss ausgewählt werden, ob es sich um eine stationäre oder instationäre Berechnung handelt. Bei der instationären Berechnung muss der gewählte Zeitschritt und die Endzeit (bis zu welcher Zeit gerechnet werden soll) eingegeben werden.

Der Zeitschritt der instationären Berechnung bewegte sich zwischen anfangs 0,1 Sekunden und stieg mit der Zeit auf bis zu 5 Sekunden. Der geringe Zeitschritt zu Beginn war notwendig, da es sonst durch das starke Ansteigen des Massenstroms und der Temperatur zu numerischen Problemen kam.

Zur Aktivierung sämtlicher benötigter Zusatzbereiche wurden folgende Module aktiviert: „Aftertreatment“ (damit automatisch Modul „Species Transport“), „Thin Walls“.

### 5.6.2 Randbedingungen

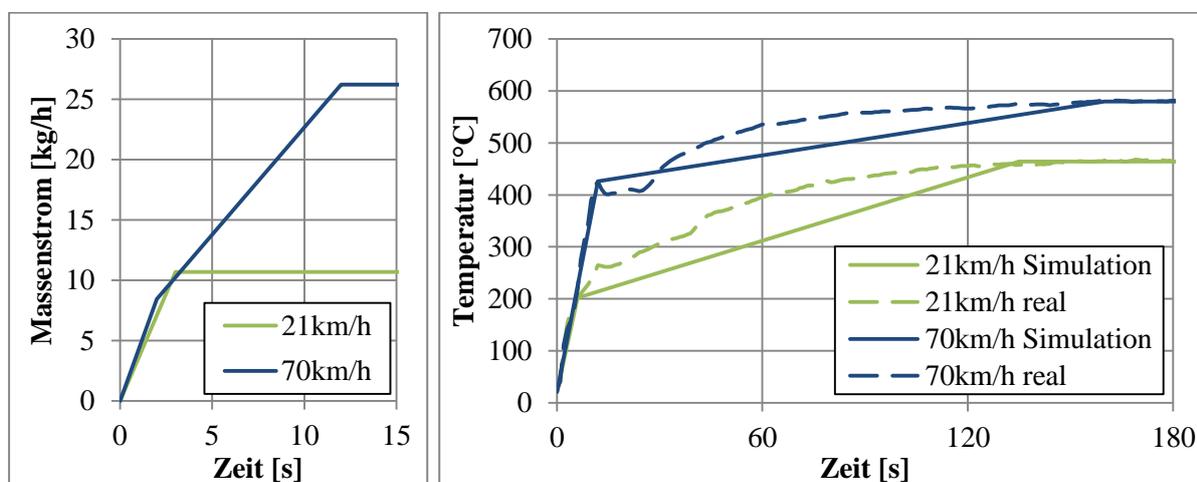
Bereich und Name der Randbedingung		Einheit	Betriebspunkte			
		km/h	0	21	50	70
<b>Innenströmung</b> <b>Eingang</b>	Massenfluss	kg/h	8,4	10,7	20,6	26,2
	Strömungsrichtung		"Normal to Boundary"			
	Temperatur	°C	367	464	551	586
	Turbulenz Referenzgeschw.	m/s	2,1	2,93	6,6	8,8
	% der mittl. Geschwindigkeit	%	40	40	40	40
	% des hydr. Durchmessers	%	10	10	10	10
<b>Innenströmung</b> <b>Ausgang</b>	Druck	Pa	100000			
<b>Außenströmung</b> <b>Eingang</b>	Normalgeschwindigkeit	m/s	1 <sup>(1)</sup>	5,8	13,9	19,4
	Temperatur	°C	21			
	Turbulenz Referenzgeschw.	m/s	1	5,8	13,9	19,4
	% der mittl. Geschwindigkeit	%	10			
	% des hydr. Durchmessers	%	10			
<b>Außenströmung</b> <b>Ausgang</b>	Druck	Pa	100000			

**Tabelle 5-2: Gewählte Randbedingungen**

<sup>(1)</sup> Entspricht der vertikalen Strömungsgeschwindigkeit

Die Massenanteile des Strömungsgases für die Eingänge der Innen- und Außenströmung wurden gemäß der Definition in Kapitel 4.2.4 eingegeben.

Bei der instationären Simulation wurden abgesehen von anderen Parametern auch die veränderlichen Massenströme (Startvorgang) und die veränderlichen Temperaturen durch das langsame Aufheizen der Rohre vor Strömungseingang berücksichtigt. Das hat neben der genaueren Abbildung der Prüfstandssituation auch numerische Gründe. Die Anfangs-„Rampen“ wurden dabei vereinfacht (linearisiert). Die Rampen für die Massenströme und für die Temperaturen sind folgend in den beiden Abb. 5-3 links und rechts für die zwei Betriebspunkte 21 und 70 km/h dargestellt. Im Temperaturdiagramm sind zusätzlich zu den eingegeben Rampen auch die tatsächlichen gemessenen Rampen zum Vergleich angegeben.



**Abb. 5-3: Randbedingungen am Start der instationären Simulation**

### 5.6.3 Fluideigenschaften

Die Fluideigenschaften wurden aus der programminternen Datenbank übernommen. Lediglich die turbulente Prandtl-Zahl (0,5) und die turbulente Schmidt-Zahl (0,9) wurden eingegeben.

### 5.6.4 Anfangsbedingungen

Als Anfangsbedingungen wurden Standardwerte angenommen. Das bedeutet, dass die Geschwindigkeiten gleich 0 gesetzt wurden und ansonsten Umgebungsbedingungen eingegeben wurden (1 bar, 21 °C). Die Anfangsbedingungen sind wichtig für die Initialisierung der Berechnung.

## 5.7 Ergebnisse des Modellabgleichs

In diesem Kapitel werden nun die Endergebnisse des Vergleichs der Simulation mit der Realität vorgestellt. Dazu werden zuerst in folgenden Tabellen die Messflansche aus der Simulation dargestellt sowie die Messdaten als Vergleich angegeben. Die Abweichungen sollen Aufschluss über die Genauigkeit der Simulation geben. Dargestellt werden die Betriebspunkte 21 km/h und 70 km/h, verifiziert wurden aber auch die beiden anderen Betriebspunkte (siehe Anhang).

### 5.7.1 21km/h

		Temperaturen Messflansch 1 [°C]					Temperaturen Messflansch 2 [°C]				
Kanäle		T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13	T14
Tiefe <sup>(1)</sup>	mm	25	5	25	5	45	25	5	25	5	45
Prüfstand	°C	305	224	303	206	309	282	181	279	174	296
Simulation	°C	273	244	300	234	307	259	192	279	189	285
Abweichung	°C	-32	+20	-3	+28	-2	-23	+11	+0	+15	-11
	%	-11	+9	-1	+14	-1	-8	+6	+0	+9	-4

The figure shows two circular cross-sections of a component with temperature distribution. The left circle represents Messflansch 1 with sensors T5, T6, T7, T8, and T9. The right circle represents Messflansch 2 with sensors T10, T11, T12, T13, and T14. A vertical color scale on the left indicates temperature in °C, ranging from 108 (blue) to 313 (red). The temperature distribution is non-uniform, with higher temperatures (red/orange) in the center and lower temperatures (blue) at the periphery.

Tabelle 5-3: Ergebnis Modellabgleich bei 21 km/h

<sup>(1)</sup> Eine Darstellung der Messelemente ist in Kapitel 3.2 ersichtlich.

### 5.7.2 70km/h

		Temperaturen Messflansch 1 [°C]					Temperaturen Messflansch 2 [°C]				
Kanäle		T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13	T14
Tiefe	mm	25	5	25	5	45	25	5	25	5	45
Prüfstand	°C	399	309	401	277	403	384	250	383	231	394
Simulation	°C	375	345	410	355	428	384	298	411	318	421
Abweichung	°C	-24	+36	+9	+78	+24	+0	+48	+28	+87	+27
Abweichung	%	-6	+12	+2	+28	+6	+0	+19	+7	+38	+7

Tabelle 5-4: Ergebnis Modellabgleich bei 70 km/h

### 5.7.3 Überprüfung des Aufheizverhaltens

Zur Abklärung ob auch das instationäre Aufheizverhalten der Simulation plausibel ist, wurden die zeitaufgelösten Temperaturen der Simulation (Mitte) vor und nach dem Katalysator mit der Realität verglichen.

Die Aufheizverhalten bei 21 km/h und bei 70 km/h sind in Abb. 5-4 und Abb. 5-5 dargestellt. Dabei ist zu beachten, dass die stationären Temperaturen bei Messung und Simulation nicht exakt übereinstimmen (siehe Abweichungen beim stationären Modellabgleich).

Für die Temperatur am Eingang des Strömungsvolumens wurde ein vereinfachter Verlauf eingegeben (siehe Randbedingungen), der sich auch bei der Temperatur vor dem Katalysator widerspiegelt (2 Knicke bei T9 in der Simulation). Es ist bei beiden Betriebspunkten (21 und 70 km/h) erkennbar, dass das Aufheizverhalten vor dem Katalysator (T9) trotz der vereinfachten Form der Eingangsrandbedingungen etwa der Realität entspricht. Bei 70 km/h führt diese Vereinfachung aber zu deutlicheren Abweichungen zwischen Messung und Simulation.

Die Temperatur nach dem Katalysator T14 folgt in der Simulation dem Temperaturanstieg von T9. Kurz nach dem Motorstart weicht die Form des Aufheizverhaltens jedoch bei beiden Betriebspunkten von der Realität ab. Am Prüfstand wurde zu Beginn ein relativ steiler Anstieg von T14 gemessen, danach blieb die Temperatur etwa am gleichen Niveau (eventuell Verdampfungsvorgänge). Diese gemessene Stufe am Beginn des Temperaturanstiegs erscheint in den Simulationsergebnissen nicht.

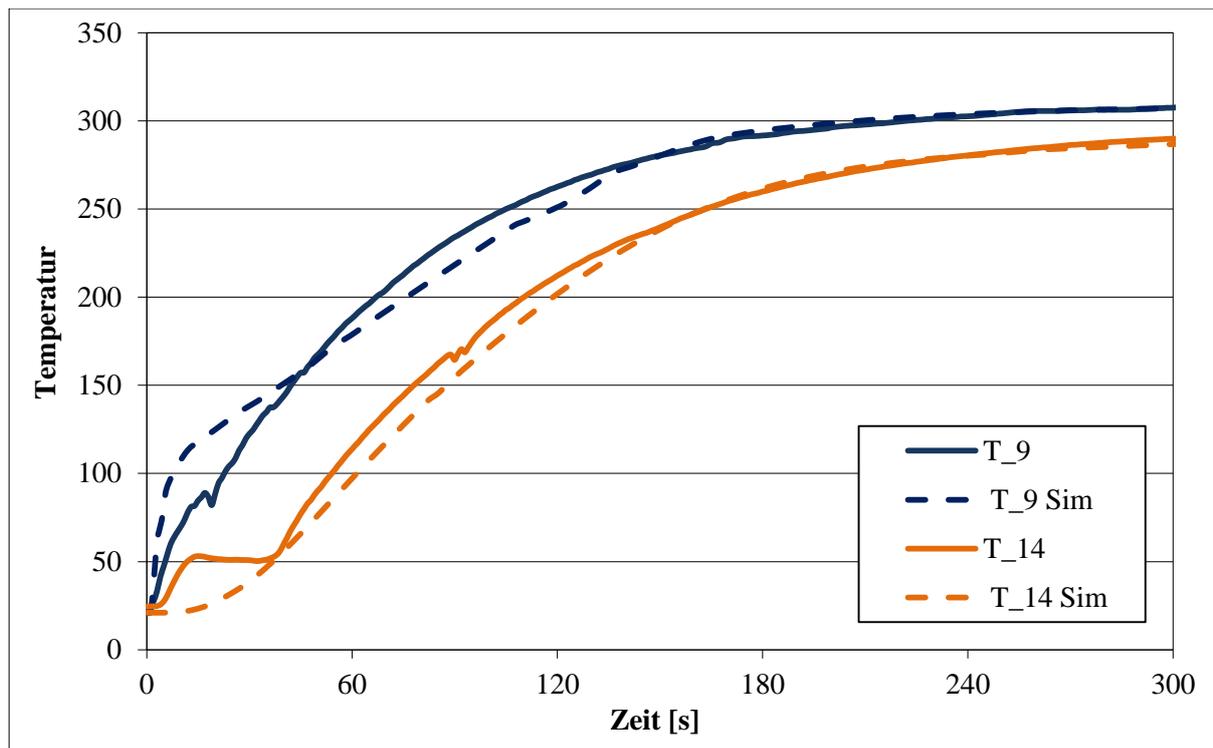


Abb. 5-4: Vergleich der Simulation mit den Prüfstandsdaten bei 21 km/h

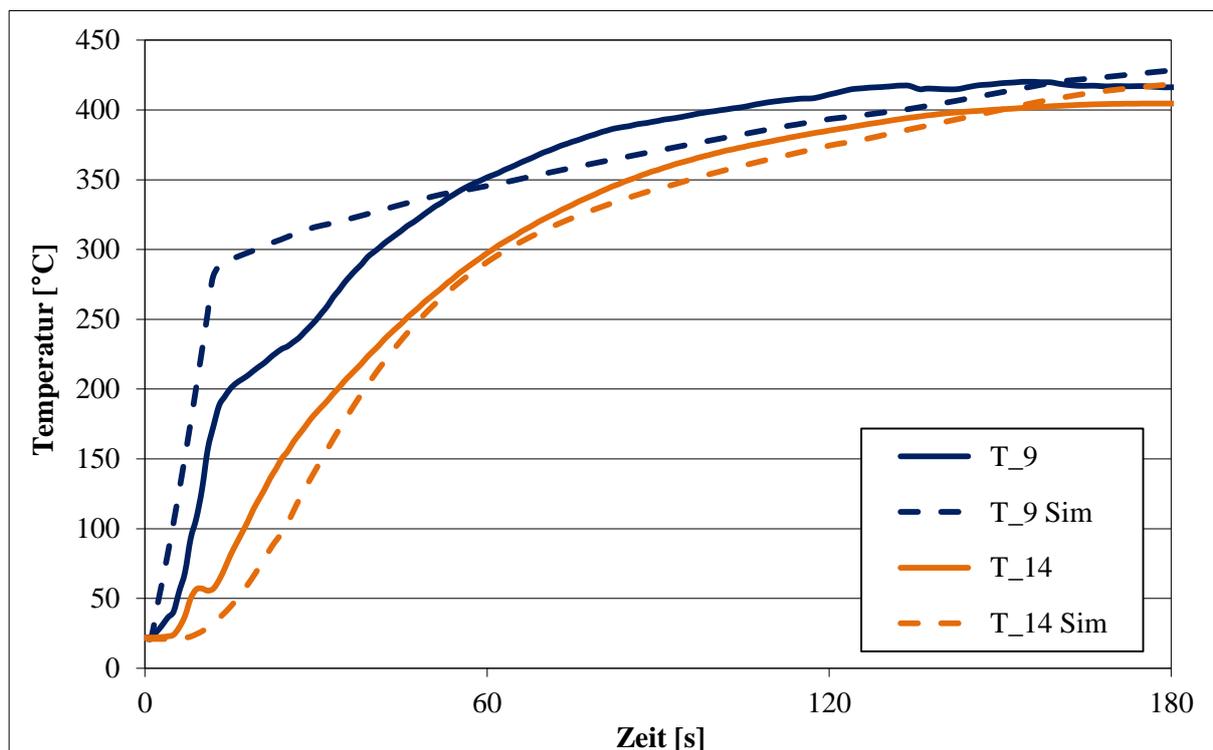


Abb. 5-5: Vergleich der Simulation mit den Prüfstandsdaten bei 70 km/h

Abschließend zu diesem Kapitel ist zu sagen, dass auch der instationäre Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Prüfstandsergebnissen plausible Ergebnisse lieferte. Es kann aber festgestellt werden, dass beim Vergleich der Temperatur an einzelnen Zeitpunkten teilweise starke Abweichungen auftreten, die sich aus der abweichenden Form der Temperaturverläufe ergeben.

### 5.7.4 Diskussion der Ergebnisse des Modellabgleichs

Wie in Tabelle 5-3 und Tabelle 5-4 erkennbar, konnten nach einigen Anpassungen plausible Ergebnisse des Simulationsmodells erreicht werden. Ein Trend zu erhöhten Randtemperaturen bei höheren Massenströmen ist in der Simulation aber erkennbar.

In den folgenden Diagrammen (Abb. 5-6) sind die Temperaturprofile über den Querschnitt an den Messflanschen zu erkennen. Da am Prüfstand nur fünf Messpunkte über den Durchmesser gemessen wurden, wurde der Verlauf der gemessenen Temperaturprofile hier ergänzt. Dabei wurden die Wandtemperaturen mit denen der Simulation gleichgesetzt sowie ein symmetrischer Verlauf über den Querschnitt angenommen.

Strömungstemperatur vor dem Katalysator: — Messung MF1 — Simulation MF1  
 Strömungstemperatur nach dem Katalysator: — Messung MF2 — Simulation MF2

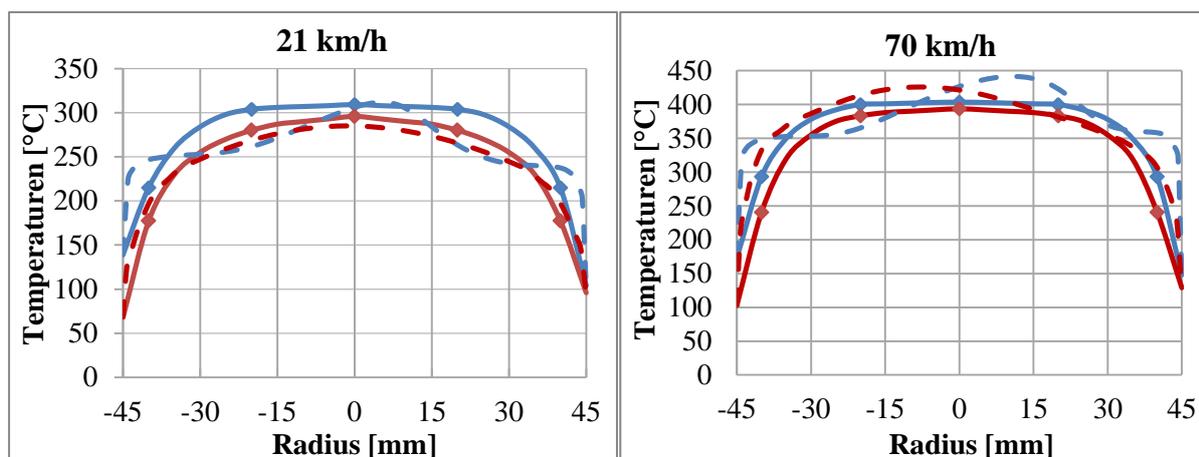


Abb. 5-6: Stationäre Temperaturprofile – Vergleich Simulation mit Prüfstand

Beim 21km/h-Betriebspunkt stimmen die Temperaturen mittig soweit überein, an den Rändern gibt es Abweichungen. In der Simulation fallen die Temperaturen am Messflansch 1 an den Rändern viel steiler ab, als am Prüfstand. Nach dem Katalysator hat sich der Temperaturverlauf in der Simulation gut dem realen angepasst. Beim 70km/h-Betriebspunkt sind ähnliche Verhalten ersichtlich. Zusätzlich sind noch die Abweichungen in der Mitte der Rohre erkennbar.

## 5.8 Gründe für Abweichungen

Der steile Temperaturgradient in der Simulation an den Rändern (siehe Abb. 5-6) ist auch die Ursache für die starken Abweichungen der Temperaturen in der Simulation an den Rändern (siehe T6, T8, T11, T13 in Tab. 5-3 und 5-4). Wenn man Abb. 5-7 betrachtet, wird klar, dass sich der Messflansch 1 an einer kritischen Stelle befindet. Man kann erkennen, dass die Strömungsgeschwindigkeit ganz am Rand beinahe 0 ist, was in der Simulation zu einem Problem beim Wärmeübergang an dieser Stelle und somit zu diesem steilen Temperaturabfall am Rand führt. Es ist anzunehmen, dass dieses Totgebiet in Realität an dieser Stelle nicht in diesem Ausmaß auftritt. Es ist jedoch zu

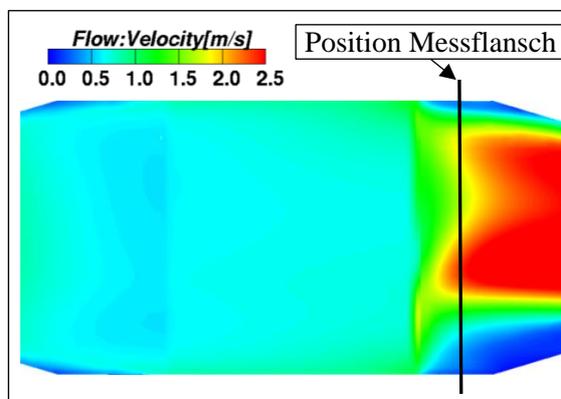


Abb. 5-7: Strömungsprofil Messflansch 1

erwähnen, dass die Messwerte auch stark von der Position der Messelemente abhängen und

bereits geringe Veränderungen der Einbautiefe der Messelemente zu starken Veränderungen der Temperaturen führen können.

Zu Abweichungen kam es auch an der Stelle des Messelements T5. Betrachtet man die Position dieses Messelements in den Abbildungen (siehe Tab. 5-3 und 5-4), so erkennt man, dass sich auch diese Messstelle an einer kritischen Stelle am Rand des warmen Kerns der Strömung befindet. Der Querschnitt dieses warmen Kerns der Strömung ist in der Simulation somit kleiner, als in der Realität (siehe auch Abb. 5-6). Außerdem kann es auch hier sein, dass die Position der Messelemente nicht exakt ist.

Durch die Mittelung von sehr vielen Werten sind zufällige Messabweichungen der Thermoelemente auszuschließen.

Weitere Abweichungen sind auch bei diesem Modell bei den Vereinfachungen und eventuellen Messfehlern zu suchen (siehe Kapitel 4).

Bezüglich der Modellierung der Wände spielen hier vor allem die nicht berücksichtigte Strahlung bzw. die durch das gewählte geometrische Modell bedingte verminderte Oberfläche der Rohr-Außenwände eine Rolle. Wie groß diese Abweichungen etwa sind, ist in Kapitel 4 beschrieben.

Wahrscheinlicher hierbei sind Fehler bei der Ermittlung der Randbedingungen, wie z.B. den Massenströmen, die aus einem Kennfeld interpoliert wurden. Trotzdem wurden die Massenströme so belassen, da es für eine Veränderung der Werte keine Anhaltspunkte gab. Weitere errechnete Randbedingungen, wie z.B. der Druckverlust, wurden relativ gut abgebildet und sind daher eher keine Fehlerquellen.

Die Fluid- bzw. Materialdaten wurden aus dem Strömungsprogramm übernommen. Als Material der Rohrwände wurde Stahl angenommen, wobei die Materialdaten der Rohrwände eine untergeordnete Rolle spielen (siehe Kapitel 5.4.1). Kritischer sind hierbei die Eigenschaften des strömenden Fluides. Die Zusammensetzung wurde nach einer vollständigen Verbrennung, also ohne Schadstoffe angenommen. Die restlichen Daten des Fluides wurden aus der Datenbank übernommen.

Die Abweichungen im Aufheizverhalten kommen zum Teil auch von den vereinfachten Temperaturanstiegen. Nach dem Katalysator sind diese auch bedingt durch die getroffenen Vereinfachungen bei der Erstellung des Katalysatormodells.

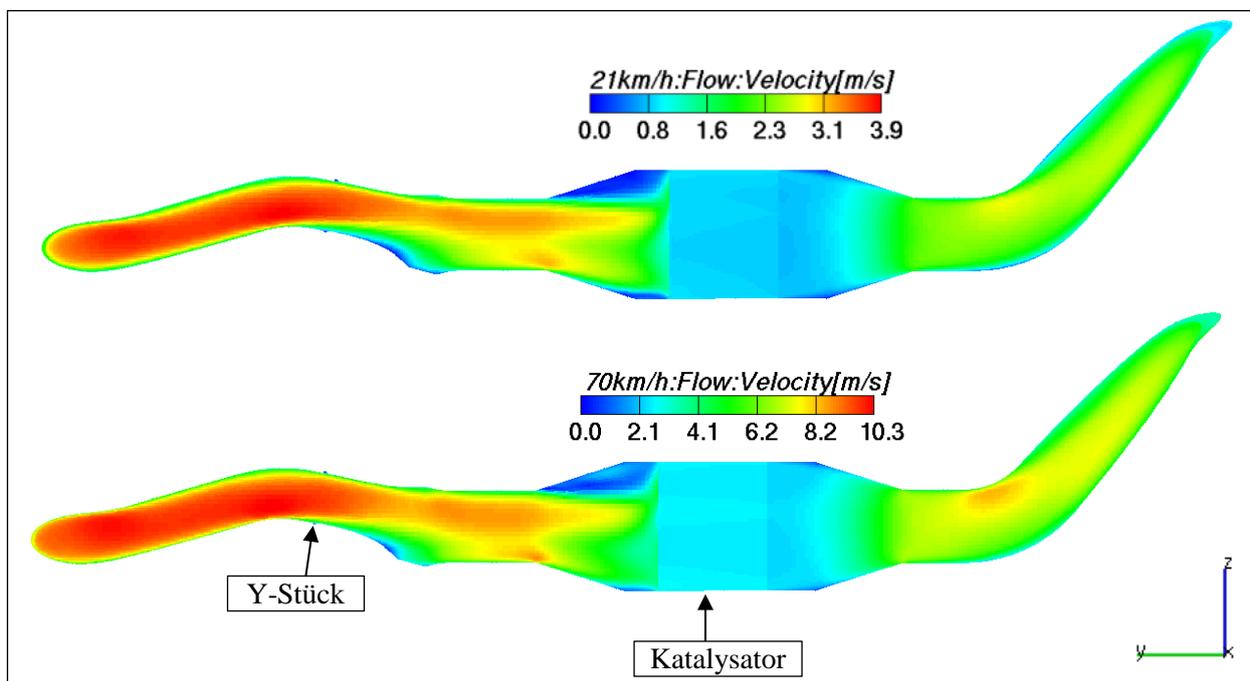


## 6 Simulationsergebnisse Standardmodell

Nach dem Vergleich des Modells mit der Realität steht ein Simulationsmodell bereit, das plausible Ergebnisse liefert und mit dem weitergearbeitet werden kann. Die Simulationsergebnisse des Standardmodells werden in diesem Kapitel vorgestellt. Dazu zählen die Eigenschaften der Strömung (wie Strömungsgeschwindigkeiten, Temperaturverteilung etc.) sowie die Auswirkungen dieser Strömung (z.B. auf das Aufheizverhalten des Katalysators). Dieses Standardmodell stellt sozusagen die Ausgangssituation für weitere Untersuchungen dar und dient damit auch als Vergleichsbasis.

### 6.1 Strömung

In Abb. 6-1 ist die Strömung durch das Strömungsvolumen im Querschnitt dargestellt. Dabei ist der Betriebspunkt 21 km/h angegeben sowie zum Vergleich die Strömung bei 70 km/h.



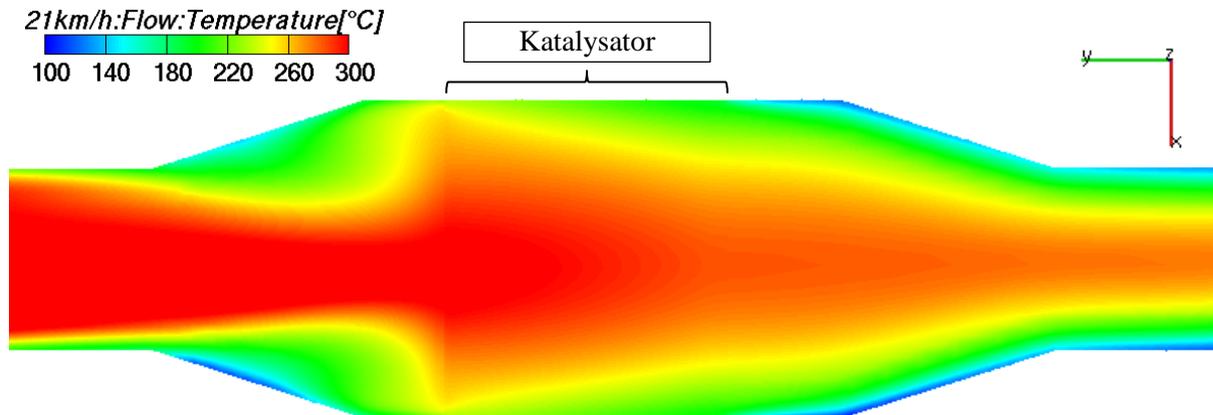
**Abb. 6-1: Strömung bei 21 km/h und 70 km/h**

Dabei ist vom Simulationseingang weg eine Grenzschichtströmung zu sehen, erst beim Y-Stück entstehen Wirbel. Im Konus ist zu erkennen, dass die Strömung nicht mehr ganz symmetrisch ist, sondern sich etwas in negative z-Richtung verschiebt. Dieser Effekt ist bei 70 km/h eine Spur stärker ausgebildet. Im Großen und Ganzen ist die beobachtete Strömung aber bei beiden Betriebspunkten ident, sie ist bei 70 km/h nur auf einem höheren Geschwindigkeitsniveau (siehe Skalierung).

Die Länge des Konus reicht für ein Aufweiten der Strömung nicht aus, die Strömung wird jedoch auf Grund des Gegendrucks des Katalysators über den ganzen Querschnitt verteilt. Der Katalysator wird deswegen relativ gleichmäßig angeströmt und durchströmt. Nach dem Katalysator ist die Strömungsgeschwindigkeit wieder etwas geringer, da der Träger eine Querschnittsverengung für die Strömung darstellt. Das Ende des Katalysators ist dadurch auf Abb. 6-1 klar zu sehen. Der Katalysator richtet die Strömung auf Grund seiner parallelen Kanäle in y-Richtung aus. Dies ist am besten am Vergleich der Temperaturprofile vor und nach dem Katalysator zu sehen (siehe Abb. 5-6). Durch die parallelen Kanäle kommt es zu einer fast sinusförmigen Temperaturverteilung nach dem Katalysator.

## 6.2 Temperaturverteilung

Die Messflansche an den verschiedenen Betriebspunkten wurden bereits im Rahmen der Verifikation gezeigt (siehe Tabelle 5-3 und Tabelle 5-4). Die Temperaturverteilung im Bereich des Katalysators ist in folgender Abb. 6-2 zu sehen. Die Strömung hat bei 21 km/h am Eingang in das Strömungsvolumen etwa 460 °C, in der Abbildung wurde die Skalierung dem Ausschnitt angepasst. In dieser Ansicht ist eine bezüglich der Temperatur symmetrische Anströmung des Katalysators zu erkennen.



**Abb. 6-2: Temperaturverteilung im Katalysator-Bereich bei 21 km/h**

Es wird hier noch einmal darauf hingewiesen, dass das verwendete Katalysatormodell einem unbeschichteten Katalysatorträger entspricht, also ohne Reaktionen gerechnet wird.

Gut zu sehen sind die gleichmäßige Anströmung und der „heiße“ Kegel im Bereich des Katalysators. Dieser Kegel entsteht durch die stärkere Abkühlung der Strömung an den kühleren Außenwänden. Die Rohrwände haben an diesem Betriebspunkt beim Katalysator innen ca. 200°C, außen etwa 60°C. Der große Unterschied dieser mittleren Wandtemperaturen um den Katalysator resultiert aus der schlechten Wärmeleitung der isolierenden Luftschicht.

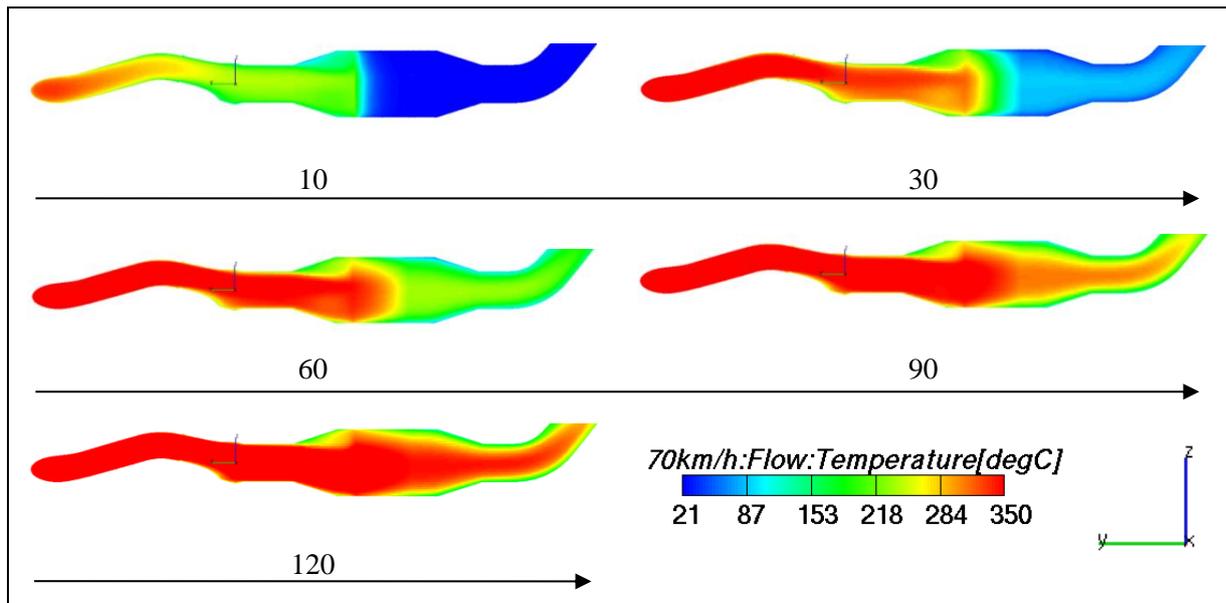
Das Temperaturprofil ist bei 70 km/h das gleiche, nur verschoben auf ein höheres Temperaturniveau.

## 6.3 Aufheizen der Strömung

Die Dauer des Aufheizens des Strömungsgases an den Temperaturmessstellen ist am besten an den Messergebnissen im Kapitel „Experimentelle Untersuchungen“ zu sehen (siehe Abb. 8-5 und Abb. 8-6). Wie dieses Aufheizen in der dreidimensionalen Strömungssimulation im Detail aussieht, wird in folgender Abb. 6-3 für den 70km/h-Betriebspunkt gezeigt.

Es zeigt sich, dass die thermische Energie der Strömung gut auf den Katalysator übertragen wird, da das Gas viel Wärme abgibt. Dies deutet auf einen guten Wärmeübergang in den Katalysatorkanälen hin. Erst nach 120 Sekunden scheint der Katalysator aufgewärmt, man kann beim Gas keine deutliche Wärmeabgabe mehr erkennen.

Weiters ist zu erkennen, dass auch in der Simulation erst nach frühestens 30 Sekunden ein für einen Reaktionsstart genügend heißes Strömungsgas (250-300 °C) den Katalysator erreicht (vergleiche Kapitel 8.3.2) Davor ist der Wärmeübergang an den Rohrwänden vor dem Katalysator zu groß (kalte Rohrwände).



**Abb. 6-3: Aufheizen des Strömungsvolumens**

Die Ausbildung des Profils bezüglich der Strömungsgeschwindigkeiten vom ruhenden Abgassystem weg dauert nur wenige Sekunden. Dieses kurze Anlaufen der Strömung ist in diesem Fall jedoch wenig aussagekräftig, da es in Realität auf Grund der Pulsation des Massenstroms so nicht abläuft und wird daher nicht näher untersucht.

## 6.4 Wärmeübergang an den Rohrwänden

Der Wärmeübergang an den Rohrwänden ist je nach betrachtetem Ort sehr unterschiedlich. Es gibt einzelne Bereiche, wo der Wärmeübergang einige hundert  $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$  beträgt. Dies trifft auf Kanten zu, zum Beispiel beim Übergang zum Y-Stück. Diese Spitzen sind auf lokale Verwirbelungen und Geschwindigkeitsspitzen zurückzuführen und werden hier nicht weiter beachtet. Im Schnitt beträgt der Wärmeübertragungskoeffizient bei 21 km/h innen  $76 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$ , außen ist er etwas niedriger ( $63 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$ ). Mit höheren Massenströmen wird der Wärmeübertragungskoeffizient höher und beträgt bei 70 km/h innen  $89 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$  und außen  $166 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$ . Der Wärmeübergangskoeffizient wird daher bei höheren Fahrgeschwindigkeiten außen sehr viel, innen aber nur wenig höher.

## 6.5 Festkörper des Katalysators

### 6.5.1 Stationäre Durchströmung

Für die „Light-Off“ Zeit interessant ist die Temperatur des Katalysatorträgers. In folgenden Abb. 6-4 sind diese Temperaturen für die vier simulierten Betriebspunkte dargestellt. Dabei sind ähnliche Bilder bei allen Betriebspunkten zu sehen. Die Temperaturen steigern sich jedoch bei 70 km/h im Vergleich zum Leerlauf um bis zu  $150 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Dabei wird eine relativ gleichmäßige Temperaturverteilung erreicht. Das bedeutet, dass der Katalysator bis auf die kühleren Wände gut und gleichmäßig auf Temperatur kommt, was auch beim Aufheizverhalten (Abb. 6-5) zu beobachten ist. Das bietet auch Potential für eine gezieltere Anströmung.

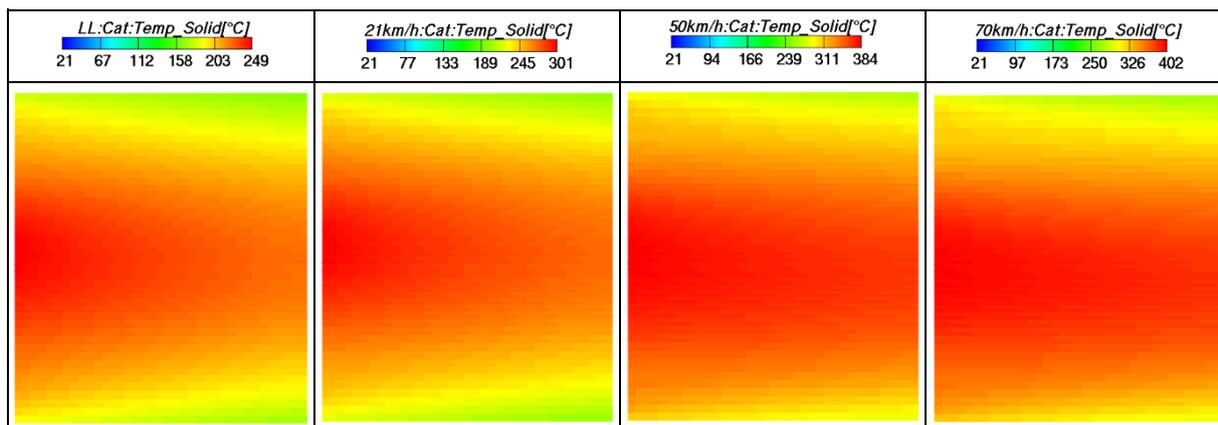


Abb. 6-4: Katalysortemperatur bei verschiedenen Massenströmen



### 6.5.2 Aufheizverhalten

Das Aufheizverhalten des unbeschichteten Festkörpers ist in Abb. 6-5 erkennbar. Unter den Abbildungen ist die vergangene Zeit seit dem Kaltstart dargestellt. Dabei sind die ersten 2 Minuten aufgetragen, der Betriebspunkt ist wieder 70 km/h. Die Skalierung bis 350 °C wurde gewählt, da bis zu dieser Temperatur auf jeden Fall ein Light-Off der drei Hauptreaktionen stattgefunden haben sollte.

Zu erkennen ist die über den Eingangsquerschnitt gleichmäßige Erwärmung des Trägers bis ca. Sekunde 30. Bis dahin ist eine gleichmäßige warme Front zu erkennen, die im Katalysator axial fortschreitet. Ab diesem Zeitpunkt bildet sich jedoch ein heißerer Kern in Form eines Kegels, der allmählich immer weiter fortschreitet. Schließlich wird der Zustand laut Abb. 6-4 erreicht, wo die Wärme schon weit an den Rand geleitet wurde.

Bei der Betrachtung dieser Bilder muss darauf geachtet werden, dass etwa bis zu Sekunde 160 die Eingangstemperaturen in das Strömungsvolumen und somit auch die Katalysatoreingangstemperaturen ansteigen.

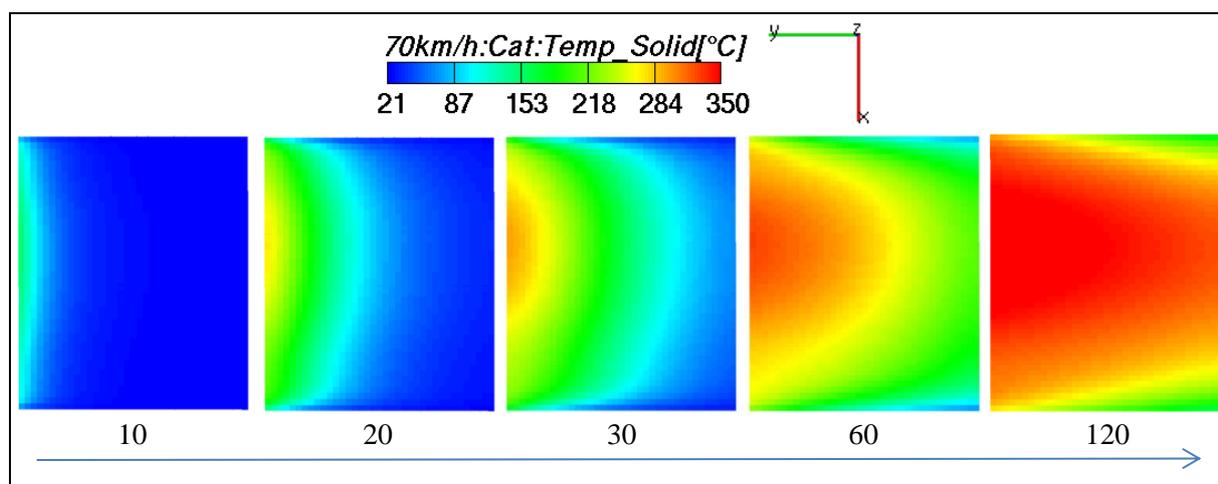


Abb. 6-5: Aufheizverhalten des Katalysators bei 70 km/h

Das Aufheizen bis zu einer stationären Temperatur ist in Abb. 6-6 noch einmal mit der gemittelten Temperatur des gesamten Festkörpers dargestellt. Hier ist zu erkennen, dass eine konstante mittlere Temperatur erst nach 6-7 Minuten bei 21 km/h bzw. 4-5 Minuten bei 70 km/h erreicht wird. Über die Aktivität des Katalysators sagt die gemittelte Temperatur wenig aus, weil nicht bekannt ist, ob heiße bereits aktive Zonen herrschen oder die Temperatur gleichverteilt ist. Die mittlere Temperatur sagt jedoch aus, wann ein stationärer Zustand des Katalysators erreicht wird.

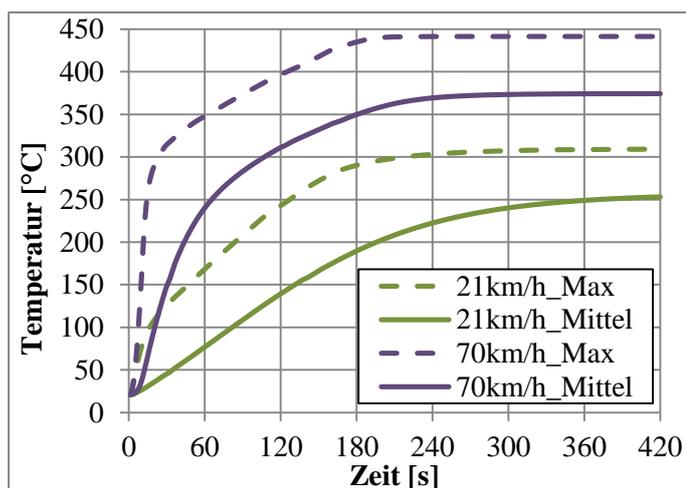


Abb. 6-6: Temperaturen im Katalysator über die Zeit

Die maximale Temperatur im Festkörper ist ebenfalls eingezeichnet. Die Knicke in den Linien entstehen, wie bereits erwähnt, durch den vereinfachten Anstieg der Eingangsrandbedingungen (Eingangstemperatur, Massenstrom) zu Beginn.

Über die Länge des Katalysators verringern sich die (Maximal-) Temperaturen des Festkörpers. Dies trifft vor allem beim Aufheizen zu, da der Katalysator dem durchströmenden Gas Wärme entzieht und das Gas so über die Katalysatorlänge immer kühler wird. Im stationären Zustand trifft dieses Abkühlen des Gases nur mehr am Rand zu, wo ein ständiger Wärmeübergang nach außen hin stattfindet.

Die Temperaturen über den Querschnitt an verschiedenen Orten im Katalysator an zwei verschiedenen Zeitpunkten sind in Abb. 6-7 dargestellt (70 km/h). Hier ist neben dem relativ symmetrischen Temperaturprofil auch der starke Anstieg der Temperaturen mittig und am Ausgang in der ersten Minute zu erkennen. Dabei ändert sich die Form der Temperaturverläufe nur sehr wenig, sie wird nur nach oben verschoben. Die Randtemperaturen ändern sich jedoch nur wenig, sie werden nicht verschoben.

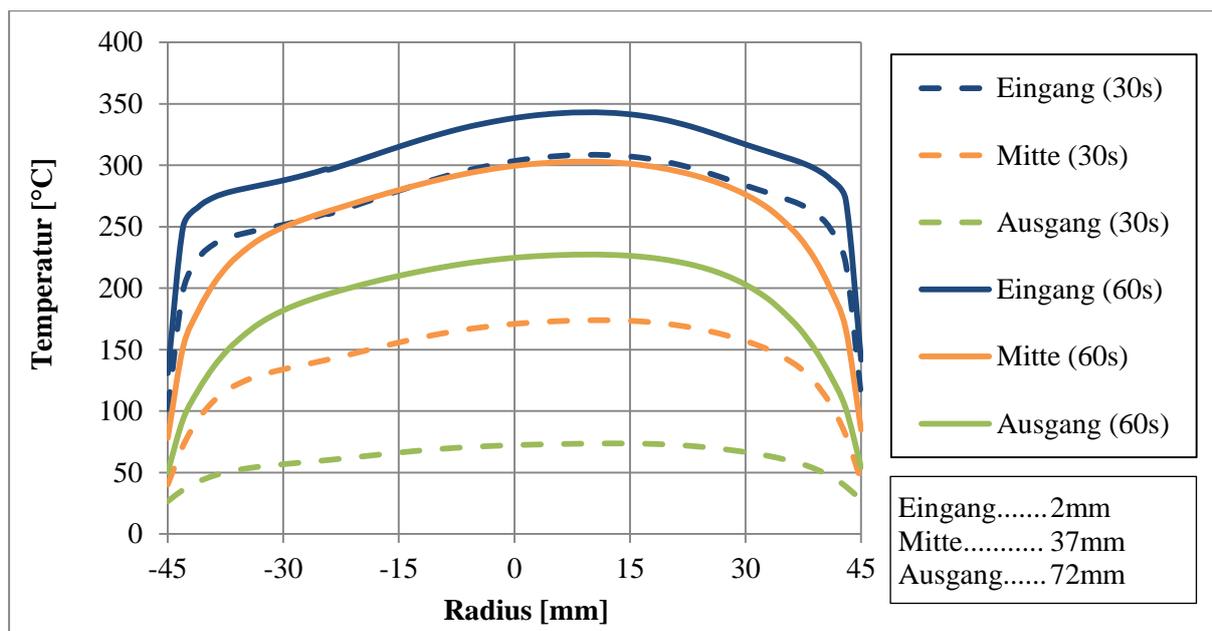


Abb. 6-7: Aufheizverhalten Träger - verschiedene Querschnitte (70km/h)

## 6.6 Umströmungsvolumen

Das Umströmungsvolumen wird in diesem Modell gleichmäßig von vorne angeströmt und trifft leicht seitlich auf die Abgasanlage. Dadurch herrschen im größten Teil des Umströmungsmodells die eingegebene Geschwindigkeit (Fahrtgeschwindigkeit) und die Umgebungstemperatur. Dort wo die Außenströmung auf die Abgasanlage auftrifft, wird diese abgelenkt und erwärmt. Ausschlaggebend für den Wärmeübergang an der Außenseite sind vor allem die Strömungsgeschwindigkeit (Fahrtgeschwindigkeit) und die Umgebungstemperatur.

In Abb. 6-8 ist ein Grundriss durch dieses Umströmungsmedium zu sehen, wobei die Stromlinien eingezeichnet sind. Die kühlende Strömung kommt hier von der Unterseite des Bildes. Beeinflusst wird die Umströmung nur direkt an der Abgasanlage (siehe Stromlinien). Heiße Zonen (bis  $87^{\circ}\text{C}$ ) entstehen zum Teil an den Rohrwänden.

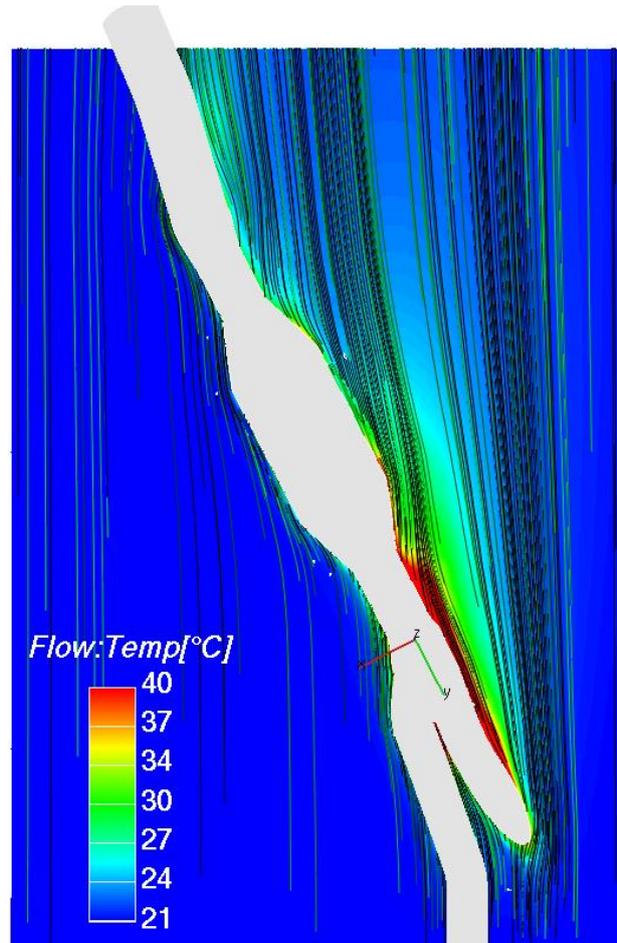


Abb. 6-8: Strömungsprofil Umströmungsvolumen

## 7 Ansätze zur Verringerung der „Light-Off“ Zeit

Das in der Einleitung genannte Ziel, die Verringerung der „Light-Off“ Zeit, wird in diesem Kapitel im Rahmen von Simulationen näher untersucht, wobei dies mit einer Verkleinerung des Anströmquerschnitts versucht wird. Voriges Kapitel zeigte dazu die Ausgangssituation, welche für die Bewertung des Erfolgs wesentlich ist.

In diesem Kapitel wird zuerst eine Querschnittsverengung prinzipiell und danach eine Blende als einfachste Form der Querschnittsverengung vorgestellt. Schließlich wird noch ein Konzept gezeigt, wie diese in Realität aussehen könnte.

### 7.1 Prinzip Querschnittsverengung

Dieses Unterkapitel soll zeigen, warum überhaupt eine Querschnittsverengung in Betracht gezogen wurde. Dazu wird ein Kontrollvolumen betrachtet und zwar ist dies hier der durchströmte Teil des Trägers, der hier mit einem Drittel des ganzen Durchmessers angenommen wird.

Die Verringerung des Durchmessers auf ein Drittel führt zu einer Verringerung des durchströmten Querschnitts auf ein Neuntel sowie zu einer Verneunfachung der Geschwindigkeit der Strömung durch den Träger (angenommen, der Massenstrom durch den Motor bleibt gleich).

$$\begin{aligned}\dot{m} &= A_1 v_1 \rho = D_1^2 \pi \cdot 0,25 \cdot v_1 \rho \\ \dot{m} &= A_2 v_2 \rho = D_2^2 \pi \cdot 0,25 \cdot v_2 \rho \\ \frac{v_1}{v_2} &= \frac{D_2^2}{D_1^2} = \frac{A_2}{A_1} = \frac{1}{9} \rightarrow v_2 = 9 \cdot v_1 ; A_1 = 9 \cdot A_2\end{aligned}$$

Setzt man für den Träger den ersten Hauptsatz an, so sieht man, dass die zugeführte Wärme der Änderung der inneren Energie entspricht [17].

$$\begin{aligned}dQ &= dU \\ \Delta Q &= Q_{zu} - Q_{ab} = m \cdot c \cdot \Delta T\end{aligned}$$

Hier wird klar, dass die abgegebene Wärme (Wärmeleitung nach außen) gleich wichtig, wie die zugeführte Wärme durch das Abgas ist. Somit gilt es, die zugeführte Wärme durch Wärmeübergang von der Strömung ( $Q_{zu}$ ) maximal zu halten, sowie die abgegebene Wärme durch Wärmeleitung des betrachteten Volumens nach außen ( $Q_{ab}$ ) möglichst gering zu halten.

Im Idealfall würde  $Q_{ab}$  gleich Null sein und somit die ganze zugeführte Wärme in die innere Energie fließen. Dies wäre ein Sonderfall und würde einer idealen Isolierung des Betrachtungsvolumens nach außen entsprechen. Dies könnte man in Realität mit einem sehr schlecht leitenden Material oder einer Isolierschicht (kleinerer Katalysator mit Außenwand im Katalysator) ausführen.

Die Drittelung des Durchmessers führt zu einer Verkleinerung der Masse auf ein Neuntel, wodurch sich bei gleicher Energiebilanz der Temperaturunterschied um das 9-fache steigert oder bei gleichem Temperaturunterschied nur ein Neuntel der Energie zugeführt werden muss.

$$\begin{aligned}\Delta Q_1 &= m_1 \cdot c \cdot \Delta T_1 ; \Delta Q_2 = \frac{m_1}{9} \cdot c \cdot \Delta T_2 \\ \Delta Q_1 &= \Delta Q_2 \rightarrow \Delta T_2 = 9 \cdot \Delta T_1 \\ \Delta T_1 &= \Delta T_2 \rightarrow \Delta Q_2 = \frac{\Delta Q_1}{9}\end{aligned}$$

Bei Miteinbeziehen der Zeit ergäbe sich bei gleichen Wärmeströmen und gleichem Temperaturunterschied eine Reduktion der benötigten Aufwärmzeit auf ein Neuntel!

Hier muss allerdings erwähnt werden, dass diese Betrachtung einem Idealfall entspricht und eine gleiche Energiebilanz in Realität nicht möglich sein wird. Wie sich die Energiebilanzen des Trägers mit und ohne Blende verhalten, wird in der Theorie nicht näher untersucht. Es wird durch die gezeigten klaren Vorteile im Idealfall dennoch die Annahme getroffen, dass eine Querschnittsverengung auch in der Realität Vorteile bezüglich der eingebrachten volumenbezogenen Wärme bringt.

## 7.2 Blende

Als einfachste Form der Querschnittsverengung wurde eine Blende ausgewählt. Eine Blende ist zwar nicht die beste Lösung für einen realen Betrieb (großer Druckwiderstand, Probleme beim Zu- und Wegschalten), jedoch sagt sie hier als Grundsatzuntersuchung viel über die Auswirkungen einer Querschnittsverengung aus. Dabei wurde die Form sowie die Position und die Größe der Blendenöffnung untersucht. Mit den erhaltenen Erkenntnissen wurde ein Modell ausgewählt, das daraufhin auch am Prüfstand untersucht wurde. Somit konnte objektiv die „Light-Off“ Zeit gemessen werden und eine Aussage gemacht werden, ob und wie viel die getestete Querschnittsverengung durch eine Blende tatsächlich bringt. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen am Prüfstand befinden sich im Kapitel „Experimentelle Untersuchungen“ (siehe Unterkapitel 8.4).

Die erhofften Ergebnisse sind, wie in vorigem „Theorie“-Kapitel gezeigt, eine Erhöhung der eingebrachten volumenbezogenen Wärme und somit höhere Maximaltemperaturen im Festkörper oder eine für ein „Light-Off“ geeignetere Wärmeverteilung.

### 7.2.1 Form der Blende

Für eine einfache Querschnittsverengung kommen folgende Formen in Frage. Erste Möglichkeit wäre eine Blende mit einer kreisförmigen mittigen Öffnung zur Durchströmung, wie sie in Abb. 7-1 links dargestellt ist. Diese Form hätte den Vorteil der zentralen Durchströmung des Trägers, womit die mittige Anströmung nicht umgelenkt werden müsste. Außerdem wäre die kühlere Randschicht vom Strömungsquerschnitt möglichst weit entfernt.

Die zweite Möglichkeit wäre eine Blende mit einer Öffnung am Rand, wie sie an einem Flachschieber ausgeführt ist (siehe Abb. 7-1 rechts). Damit hätte der Querschnitt der Öffnung keine kreisrunde Form mehr und wäre auch im Betrieb verstellbar (Ein- und Ausschleiben der Blende). Die Anordnung am kühleren Rand hätte aber eine größere Wärmeabgabe zur Folge (höherer Temperaturgradient). Außerdem würde sich die dezentrale Öffnung in einem höheren Druckwiderstand durch die Umlenkung der mittigen Anströmung niederschlagen.

In dieser Arbeit wurde die Wahl auf die Blende in Form des kreisrunden Öffnungsquerschnitts (Möglichkeit 1) getroffen, welche nun folgend simuliert und näher untersucht wird.

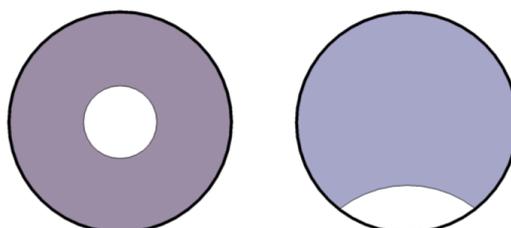


Abb. 7-1: Formen der Blende

### 7.2.2 Aufbau Strömungsmodell

Für den Aufbau des Strömungsmodells mit Blende konnte das Basismodell verwendet und modifiziert werden. Dies war möglich durch den modulartigen Aufbau dieses Modells.

Die Blende wurde zwischen dem Katalysator und dem vorderen Teil des Strömungsvolumens eingebaut, was in folgender Abb. 7-2 ersichtlich ist. Dabei konnte der vordere Teil des Strömungsvolumens bzw. der Katalysator jeweils so abgeschnitten oder vergrößert werden, dass die Position der Blende ohne größeren Aufwand variierbar war. Zu beachten war hierbei ein guter Übergang zwischen den verschiedenen Teilen, was durch ähnliche Zellgrößen und Zellverteilungen an den Kontaktflächen erreicht werden konnte. Dafür mussten auch die Zellbereiche vor und nach der Blende etwas verfeinert werden. Die Blende ist 1 mm tief und entstand durch Extrudieren eines einfachen Flächennetzes. Die Dicke von 1 mm entspricht etwa den Blechstärken in diesem Abgassystem (z.B. der Rohrwände).

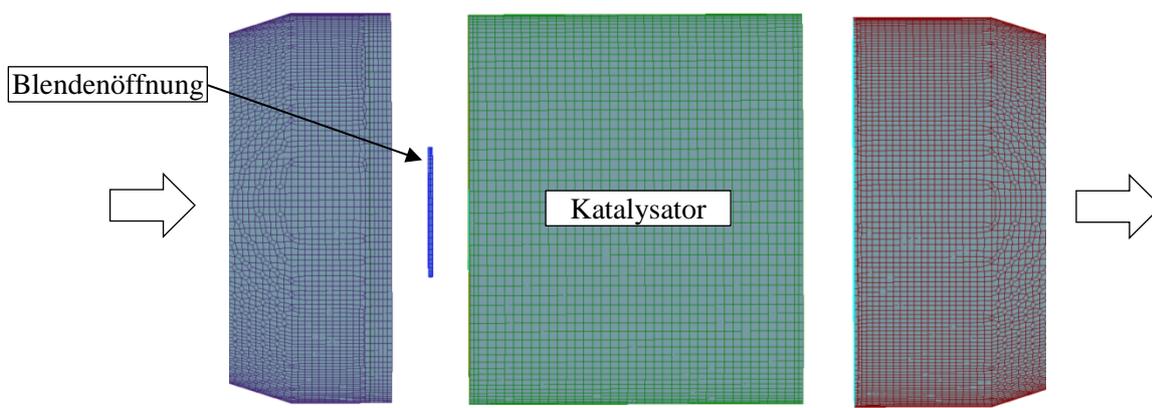


Abb. 7-2: Aufbau Strömungsmodell mit Blende

### 7.2.3 Simulationsergebnisse

Die ersten Simulationen wurden stationär gerechnet, was den Vorteil hat, dass diese relativ rasch ablaufen. Mit stationären Simulationen kann abgeklärt werden, ob diese mit den gewählten Einstellungen überhaupt ordnungsgemäß ablaufen und ob die Ergebnisse plausibel sind.

Ist die Plausibilität abgeklärt, können vor der instationären Simulation noch Grundeigenschaften der Strömung ausgelesen werden. Dazu zählt zum Beispiel das Verhalten der Strömung an der Blende. Mit dieser Information können bereits Variationen der Blende bewertet werden, da man erkennt, wo die Strömung auf den Katalysator auftrifft.

Ein weiteres wichtiges Kriterium zur Bewertung einer Blende ist der Druckwiderstand. Trotz fehlender Informationen, welche Druckwiderstände zu welchem Verhalten des Motors führen bzw. welche für einen Betrieb des Motors überhaupt möglich sind, kann man prinzipiell verschiedene Ausführungen bezüglich der Höhe des Druckwiderstands bewerten.

Weiters kann man die Temperaturen im stationären Betrieb betrachten, auf Temperaturverteilungen während des Aufheizens kann man dadurch aber nur bedingt schließen.

Für eine Bewertung des Aufheizverhaltens müssen die Simulationen daher trotz der langen Rechenzeit (mehrere Tage) jedenfalls instationär gerechnet werden.

Dabei wurde so vorgegangen, dass zuerst die passendste Position der Blende ermittelt wurde (siehe 7.2.3.1) und danach eine ideale Größe der Blendenöffnung gesucht wurde (siehe 7.2.3.2).

### 7.2.3.1 Einfluss der Position der Blende

Der Grundgedanke war, die Blende relativ nahe am Katalysator anzubringen, sodass der Raum dahinter nicht für ein Aufweiten der Strömung ausreichte. Dafür kam aus praktischen Gründen vor allem eine Verschraubung mit dem Messflansch in Frage.

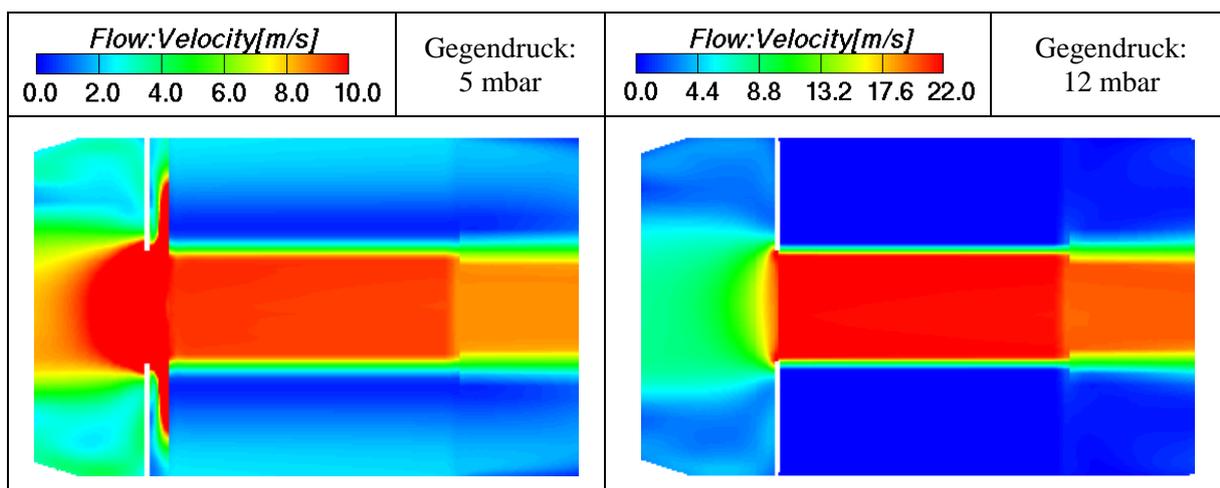
Dafür werden zuerst die Ergebnisse der stationären Simulation gezeigt, die in diesem Fall auch schon unerwartete Ergebnisse zum Vorschein brachten.

Es wurde bereits erwähnt, dass die Blende nahe am Katalysator liegen sollte, damit der Strömungsquerschnitt dahinter nicht wieder größer werden kann. Dass dieser Effekt aber sehr groß ist, zeigen folgende Ergebnisse. Dabei wurde zuerst eine Blende mit einer Öffnung von 30 mm simuliert.

Auf folgender Abb. 7-3 links ist das Strömungsprofil bei 70 km/h bei stationärer Simulation zu sehen. Wie zu sehen, weicht die Strömung auf Grund des Gegendruckes des Katalysators auf die Seite aus und prallt daraufhin am Rand auf. Der Katalysator wird somit auch seitlich, wenn dort auch mit einer geringeren Strömungsgeschwindigkeit, durchströmt. Die Querschnittsverengung zeigt somit nicht ihre volle Wirkung.

Auf Grund dieser Erkenntnis wurde eine weitere Position der Blende simuliert, an der sich die Blende direkt am Katalysator befindet. Liegt die Blende direkt am Katalysator, hat die Strömung keine Möglichkeit auszuweichen. Der ganze Massenstrom muss hiermit durch den offenen Querschnitt in der Mitte gehen. Die Simulationsergebnisse dieser Version sind in Abb. 7-3 rechts zu sehen. Wie viel diese Veränderung der Blende ausmacht, ist auch alleine an der maximalen Strömungsgeschwindigkeit zu erkennen, die im Fall rechts mehr als das Doppelte beträgt. Es baut sich hier bei 70 km/h mit 12 mbar auch ein viel höherer Gegendruck auf, als bei der Version mit dem Zwischenraum mit 5 mbar (zum Vergleich Standardversion ohne Blende: 1,5 mbar).

Die Skalierung wurde bei beiden Bildern auf die Strömungsgeschwindigkeiten im Katalysator ausgelegt und nicht auf die verhältnismäßig hohen lokalen Spitzengeschwindigkeiten um die Blende.



**Abb. 7-3: Einfluss der Position der Blende bei 70 km/h**

Man kann mit diesen Strömungsergebnissen wenig über das instationäre Aufheizverhalten aussagen. Es ist jedoch naheliegend, dass die Auswirkungen der Querschnittsverengung im Fall rechts stärker zur Geltung kommen werden. Das zeigen auch folgende Abb. 7-4, die sich nun mit den instationären Ergebnissen beschäftigen.

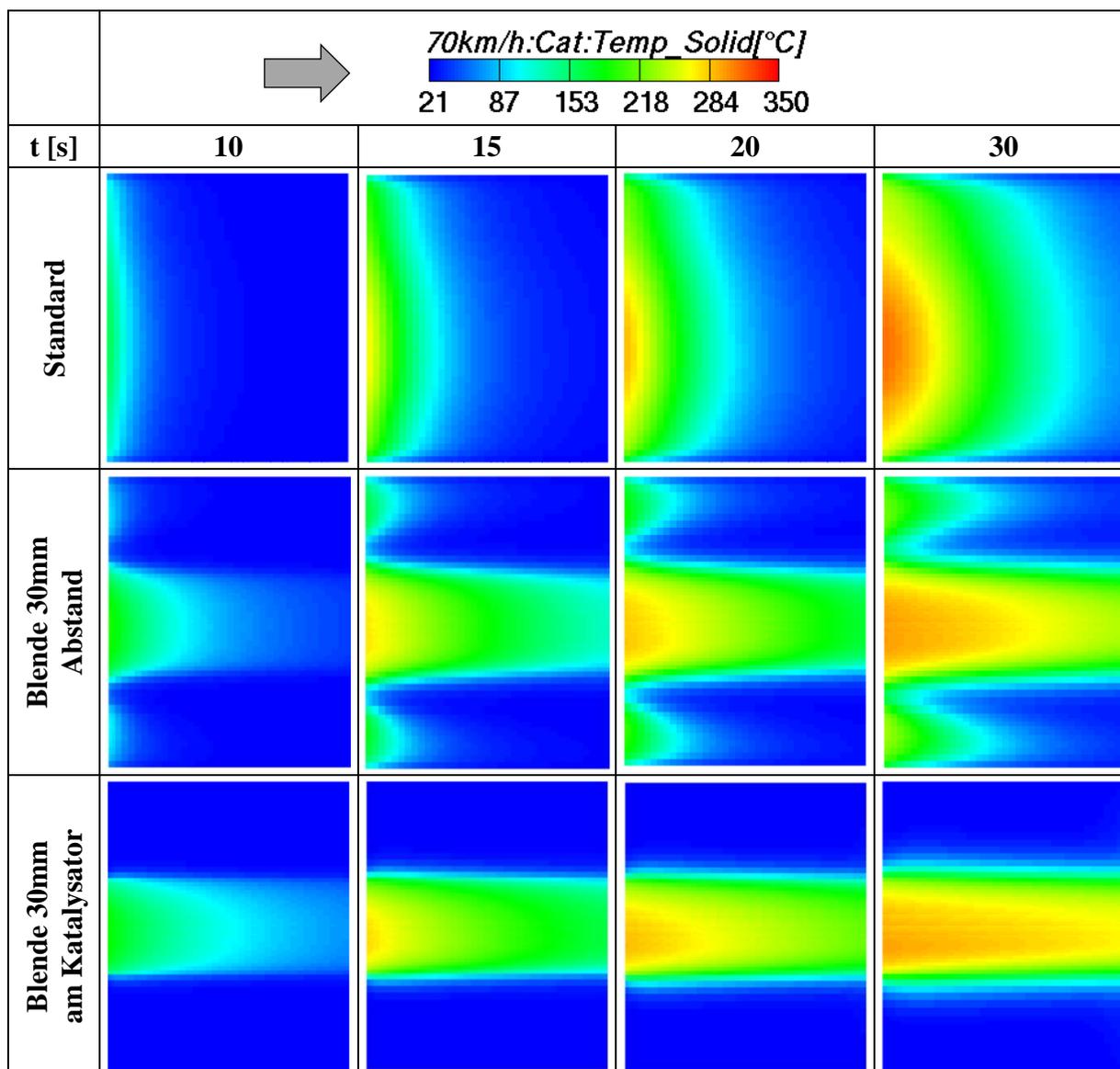


Abb. 7-4: Festkörpertemperaturen über der Zeit - Variation der Position (70 km/h)

Bei dieser Aufstellung wurde eine Skalierung bis 350 °C gewählt, eine Temperatur, bei der das „Light-Off“ für die Hauptreaktionen mit einem beschichteten Katalysator bereits stattgefunden hat.

Durch die Querschnittsverengung mit der Blende ergeben sich zwei deutlich zur Standard-Version abweichende Charakteristiken.

Erstens ist ein schnelleres Aufheizen des durchströmten Kanales über die Länge bis zum Austritt zu beobachten. Es ist zu erkennen, dass es mit der Blende bereits nach etwa 10 Sekunden am Austritt warm wird und bereits nach 30 Sekunden so heiß ist, dass das „Light-Off“ über die ganze Länge stattfinden könnte (roter Temperaturbereich). Bei der Blende mit dem Abstand findet dies in etwas abgeschwächter Form statt, die deutlich schnellere Erwärmung nach hinten im Vergleich zur Standard-Version ist aber auch hier ersichtlich.

Im Vergleich zur Standard-Version ist allerdings auch ersichtlich, dass die „warme“ Zone von der Größe (Volumen) her ähnliche Ausmaße annimmt. Dadurch stellt sich die Frage, welche Wärmeverteilung eher einen Start der Reaktionen begünstigen würde. Dazu gibt es verschiedene Ansätze, die folgend noch genauer diskutiert werden.

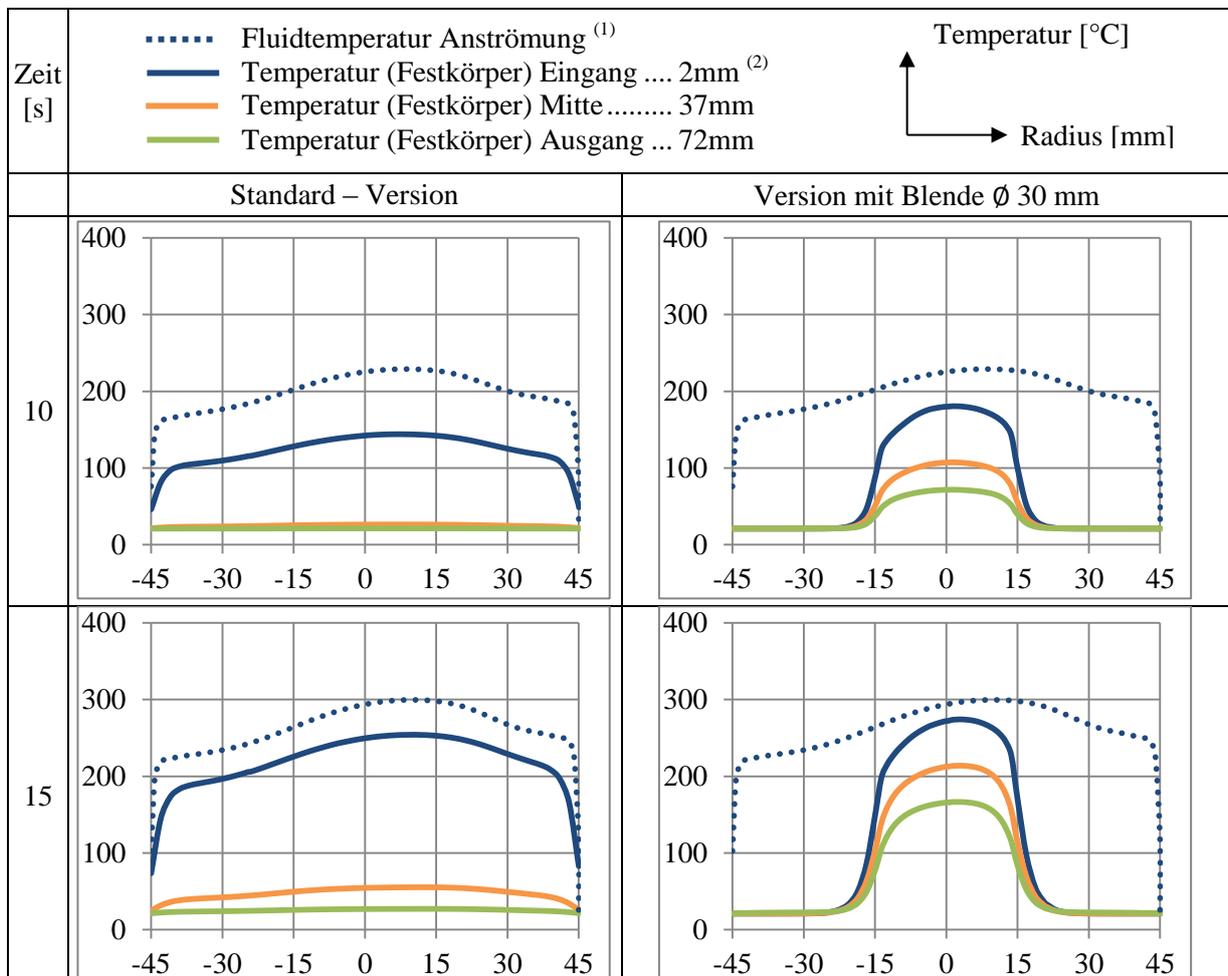
Einerseits kann man bei der Betrachtung eines Strömungspartikels zu einem bestimmten Zeitpunkt (z.B. nach 30s) sagen, dass dieses bei der Version mit Blende an mehr heißer

Oberfläche vorüberzieht, als bei der Standard-Version. Gemeint ist damit die Oberfläche an der Innenseite eines Strömungskanals. Jedoch wird die Verweilzeit dieses Strömungspartikels im Katalysator kürzer, da die Strömung mit der Blende viel schneller fließt.

Anders sieht es aus, wenn man den Katalysator mit seinen chemischen Reaktionen betrachtet. Der Beginn von exothermen Reaktionen heizt dann nämlich den Katalysator nach hinten auf. Dadurch kann es sein, dass hier das Modell ohne Blende im Vorteil ist, da hier am Eintritt in den Katalysator ein größerer Durchmesser aufgeheizt wird.

Das zweite zum Standardmodell abweichende Verhalten, das jedoch einen klaren Vorteil darstellt, ist die Temperaturerhöhung in den ersten 15 Sekunden am Eintritt in den Katalysator.

Da die Effekte der Querschnittsverengung beim Modell mit der Blende direkt am Katalysator stärker ausgeprägt sind, wurde dieses Modell näher untersucht. Dazu sind auf Abb. 7-5 Temperaturprofile über den Katalysatorquerschnitt zu verschiedenen Zeiten aufgetragen. Die Schnitte wurden dabei am Anfang (2 mm), in der Mitte (37 mm) und am Ende (72 mm) durch den Festkörper gelegt.



**Abb. 7-5: Temperaturen über den Katalysatorquerschnitt bei 70 km/h**

<sup>(1)</sup> Die Fluidtemperatur der Anströmung entspricht der Temperatur kurz vor dem Eingang in den Katalysator (beim Standardmodell) und stellt die maximal erreichbare Temperatur im Festkörper dar (das Temperatur-Potential).

(2) Beim Eingang, also bei 0 mm kann die Temperatur des Festkörpers prinzipiell nicht ausgegeben werden, da bei der 3D-CFD Simulation immer Zellen berechnet werden, die eine volumetrische Ausdehnung haben und so nur die Temperatur der ersten Zellschicht ermittelt werden kann. Bei der Ausgabe in zweidimensionalen Diagrammen (wie in Abb. 7-5) würde dadurch bei 0 mm zwischen der letzten Zellschicht vor und der ersten im Katalysator interpoliert werden, was zu falschen Deutungen führen könnte. Deswegen wird hier und in weiterer Folge immer die Temperatur nach 2 mm als Temperatur am Eingang bezeichnet.

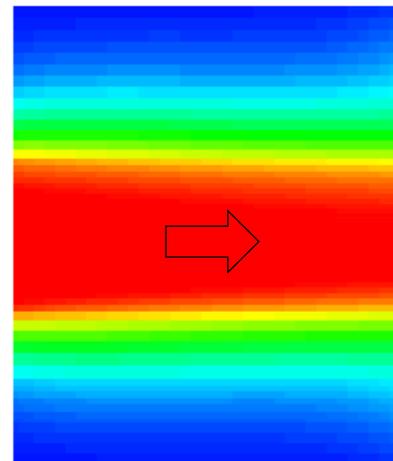
Auf den Diagrammen in Abb. 7-5 ist zu sehen, dass gerade in der Anfangszeit durch die Blende eine deutliche Temperaturerhöhung am Eintritt in den Katalysator auftritt. Dabei wird das erwähnte Potential viel stärker ausgenutzt.

So treten nach 10 Sekunden mit Blende am Eingang bis zu 35 °C höhere Temperaturen auf, als ohne Blende. Nach 15 Sekunden ist dieser Temperaturvorteil mit 20 °C immer noch markant. Hier werden bereits Temperaturbereiche erreicht (ca. 270 °C), in denen durchaus Reaktionen beginnen können.

Erst nach etwa 20 - 30 Sekunden nähern sich die Temperaturverläufe an und bleiben dann zunächst etwa am gleichen Niveau. Danach wird die Temperatur am Eintritt ohne Blende sogar etwas höher.

Weiters kann eine Aussage über die Wärmeleitung im Katalysator gemacht werden. Die Ergebnisse in Abb. 7-4 zeigen, dass der Katalysator eine so schlechte radiale Wärmeleitung besitzt, dass er die mit der Blende nur in der Mitte eingebrachte Wärme nur langsam nach außen weiterleitet.

Dies abzuklären war ein wichtiger Aspekt, denn bei einer zu großen radialen Wärmeleitung bestände die Möglichkeit, dass eine Querschnittsverengung der Anströmung keine geeignete Wärmeverteilung im Katalysator erzeugen würde. Die schlechte Wärmeleitung ist auch in Abb. 7-6 zu erkennen, die den Zustand bei gleicher Skalierung wie in Abb. 7-4 nach zwei Minuten zeigt. Selbst zu diesem Zeitpunkt ist die durch Wärmeleitung nach außen transportierte Wärme erst bei der Hälfte des Radius angelangt und wird gut in der Kernströmung gehalten.



**Abb. 7-6: Temperatur Träger nach 2 Minuten bei 70 km/h**

Diese Erkenntnis setzt voraus, dass das Katalysatormodell die Realität gut widerspiegelt, worauf bei der Modellerstellung auch besonders Wert gelegt wurde.

Wenn die Blende direkt am Katalysator anliegt, kommt es allerdings zu einer Wärmeleitung über die Blende in den Katalysator. Um dies zu verhindern, kann eine Blende mit schlechter Wärmeleitung montiert werden oder der Wärmeverlust für den Mittelkanal in Kauf genommen werden.

### 7.2.3.2 Einfluss der Größe der Blendenöffnung

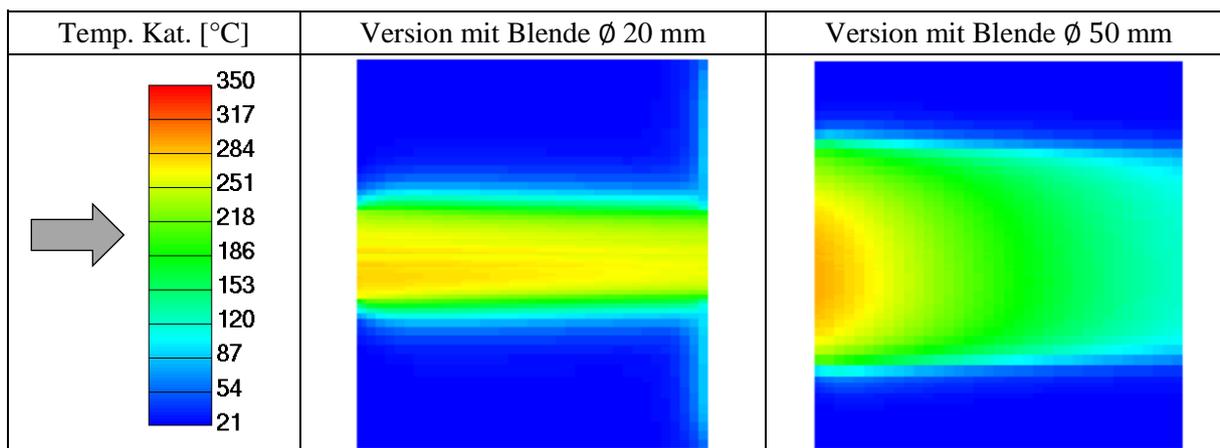
Mit diesen Erkenntnissen wurden nun die Größen der Blendenöffnungen variiert, um mögliche Trends bei verschiedenen Größen zu erhalten. Hier spielt auch stark der Gedanke an den Druckwiderstand mit, der sich mit dem Größerwerden des Blendendurchmessers stark verringert.

Zur Abklärung des Verhaltens wurden zunächst eine kleinere Blende (20 mm) und eine größere Blende (50 mm) simuliert. Erstere erzeugt hier bereits einen Gegendruck von ca. 30 mbar, der 20-fache Wert im Vergleich zum Modell ohne Blende. Zweitere schlägt sich mit einem Wert von ca. 4 mbar nieder, was einen durchaus vertretbaren Wert darstellt. Die Simulation der 20mm-Blende diente dazu, einen Trend zu erkennen, was bei noch kleineren Querschnitten mit den Temperaturen geschieht.

Bei den Simulationsergebnissen wurden interessante Trends beobachtet. Es zeigte sich nämlich, dass es eine Blende mit einem idealen Durchmesser der Blendenöffnung zu geben scheint.

Beim Aufheizverhalten zeigte sich mit der kleinen Blende, dass im durchströmten Kanal bereits nach weniger als 10 Sekunden die ganze Länge des Katalysators warm wird. Danach scheint dieser schmale Querschnitt aber Probleme zu haben, sich weiter in dieser Geschwindigkeit aufzuheizen. So verursacht die 20mm-Blende gegenüber der 50mm-Blende nach 10 Sekunden noch eine klar höhere Temperatur im Katalysator, danach heizt sich der kleine Querschnitt aber immer langsamer auf. Bereits nach 20 Sekunden weist das Modell mit der größeren Blende höhere Maximaltemperaturen auf und nach 30 Sekunden herrschen auch beim Standardmodell schon höhere Maximaltemperaturen. Dieses Verhalten wird etwas später noch genauer untersucht.

Auf der anderen Seite zeigen die Ergebnisse mit der größeren Blende, dass der Katalysator auf die Länge bezogen zwar etwas länger benötigt, um warm zu werden, das aufgeheizte Volumen aber gleich groß oder sogar größer ist, da es vom Durchmesser her viel breiter ist. Auf den Farbbildern ist dies als Größe der warmen (roten) Zonen zu erkennen (siehe Abb. 7-7).

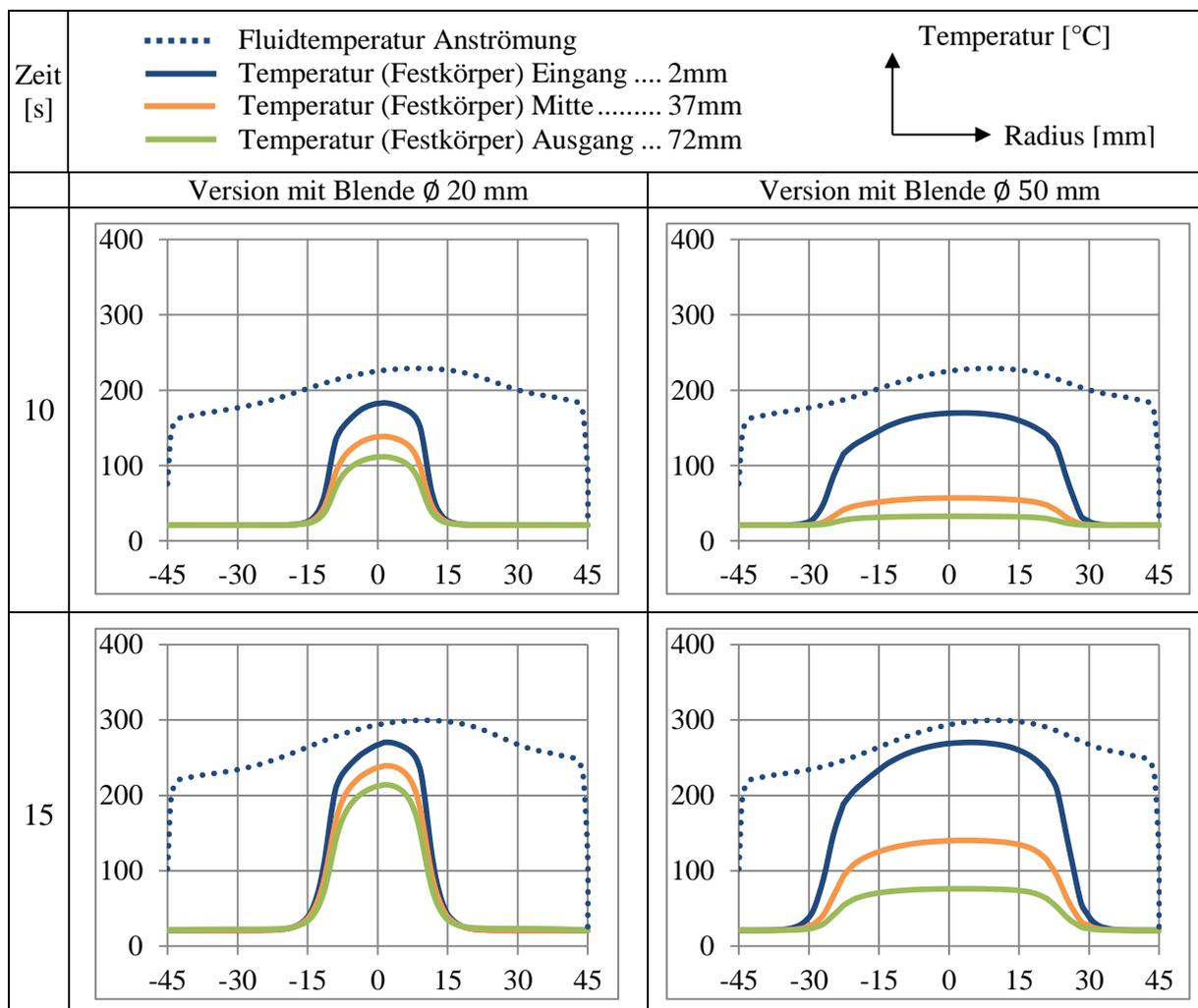


**Abb. 7-7: Temperaturverteilung im Träger bei 70km/h nach 20 Sekunden**

Somit darf die Blendenöffnung offensichtlich weder zu klein, noch zu groß sein. Wenn man auch noch den Druckwiderstand berücksichtigt, kann man sagen, dass eine möglichst große Blendenöffnung gefunden werden muss, die trotzdem noch deutliche Vorteile bezüglich der Maximaltemperaturen zu Beginn bewirkt.

Dies ist jedoch unabhängig vom Aspekt des schnelleren Aufheizens über die Länge, bei welchem gilt: je kleiner der Blendendurchmesser, desto schneller wird es am Ausgang im Vergleich zum Eingang warm.

Zur Visualisierung dieser Feststellungen sind folgend wieder Temperaturverteilungen an zwei Zeitpunkten für zwei verschiedene Blendendurchmesser (20 und 50 mm) dargestellt (siehe Abb. 7-8). Auf diesen ist klar zu erkennen, wie schnell es mit der 20mm-Blende am Ausgang warm wird. Außerdem ist mit dieser Blende eine geringe Temperaturerhöhung zu Beginn (bei 10 Sekunden bereits minimal) feststellbar, aber auch die niedrigere Maximaltemperatur nach bereits 15 Sekunden.



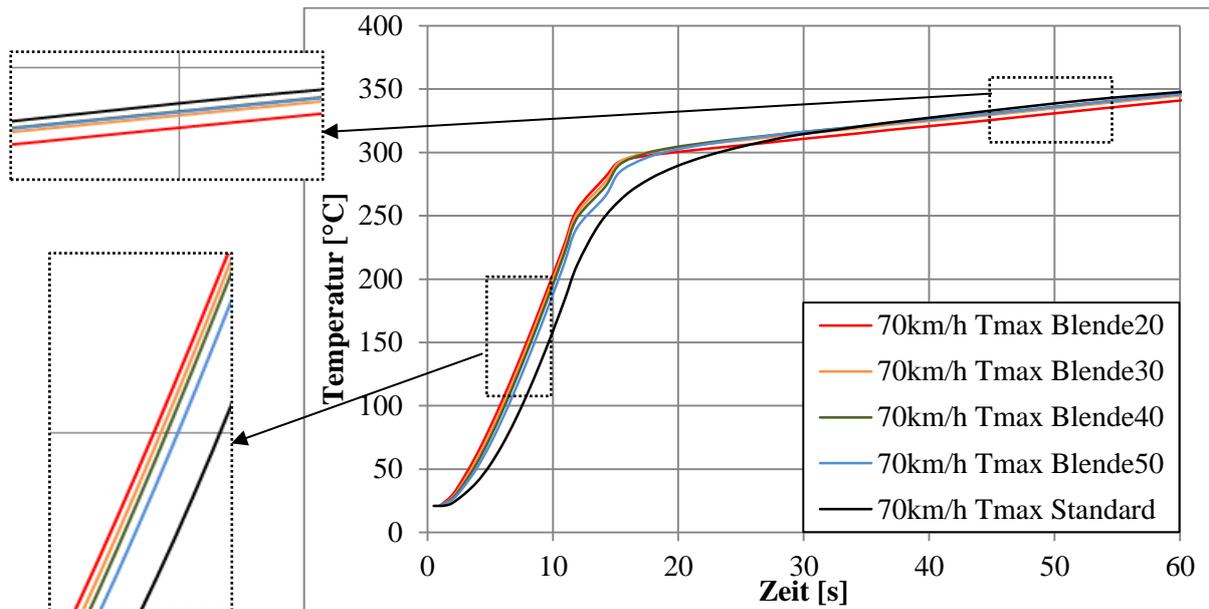
**Abb. 7-8: Einfluss der Größe der Blendenöffnung bei 70 km/h**

Auch in folgender Abb. 7-9 ist gut ersichtlich, dass mit kleineren Blendenöffnungen die Maximaltemperaturen des unbeschichteten Katalysatorträgers zu Beginn höher sind, danach aber schnell niedriger werden. Hier sind die Maximaltemperaturen im ganzen Katalysator über die Zeit bis nach 60 Sekunden aufgetragen. Dabei ist dieses Verhalten mittels zwei Detailzeichnungen genauer dargestellt. Von rot (kleine Blendenöffnung) bis blau (große Blendenöffnung) sind hier die Verläufe zu sehen.

Auf der Detailzeichnung in Abb. 7-9 links unten ist die Situation kurz nach Kaltstart dargestellt, hier schön zu sehen: Je kleiner die Blendenöffnung, desto höher die Temperatur. Allerdings sind hier die Unterschiede zwischen den Blenden verschiedener Größen gering. Die Version ohne Blende weist aber schon einen relativ großen Abstand mit niedrigeren Temperaturen auf.

Die Abbildung links oben zeigt die Situation nach etwa 50 Sekunden im Detail. Hier ist das umgekehrte Verhalten ersichtlich: Je größer die Blendenöffnung, desto höher die Temperatur. Hier liegt das Modell mit der 20mm-Blende etwas abseits. Bereits nach 15 bis 20 Sekunden fällt die Maximaltemperatur der Version mit der kleinsten Blendenöffnung unter die der

größeren. Dieser Effekt ist daher nicht unbedeutend und wird weiter unten noch genauer diskutiert.



**Abb. 7-9: Verlauf der Maximaltemperaturen im Katalysator bei 70 km/h**

Abschließend zu diesem Kapitel ist zu sagen, dass die Größe der Blendenöffnung einen starken Einfluss hat und neben dem Ort der Blende die Hauptaufgabe beim Auslegen einer Blende ist.

#### Mögliche Gründe für geringere Maximaltemperaturen mit Blende nach etwa 30 Sekunden

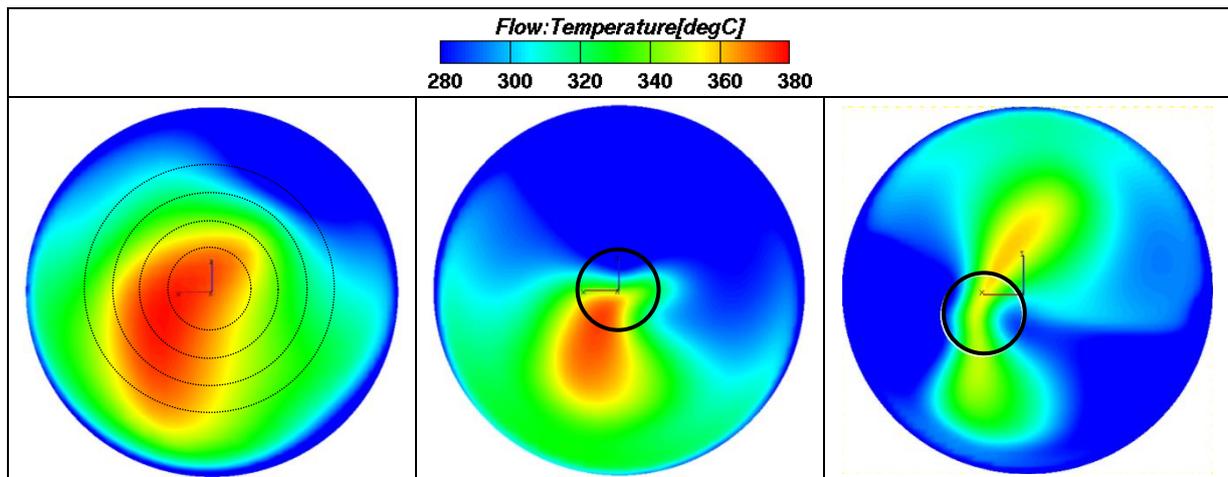
Ein möglicher Grund für dieses Verhalten nach ca. 30 Sekunden ist die bezüglich des Temperaturprofils etwas dezentrale Anströmung. Dadurch kann es zur Situation kommen, dass das heiße Temperaturzentrum der Anströmung die kleine zentrale Blende nicht mehr gut trifft. Diese Vermutung ist auf Abb. 7-10 links zurückzuführen, wo die Fluidtemperatur der Standardversion kurz vor dem Katalysator mit den geometrischen Umrissen der verschiedenen Blendengrößen aufgetragen ist (nach 90 Sekunden). Noch deutlicher wird das bei Betrachtung der Fluidtemperatur an der selben Stelle bei Einsatz der zentralen 20mm-Blende. Hierbei wurde eine spezielle Skalierung gewählt, um dies besser darzustellen.

Um dieses Problem auszuschließen, müsste die Blendenöffnung auch dezentral gebaut werden oder die heiße Strömung bis zum Katalysator geleitet werden (siehe Kapitel 7.3 „Verschiebbares Rohr“).

Um diese Vermutung zu bestätigen wurden für die 20mm-Blende Simulationen mit dezentraler Blendenöffnung durchgeführt. Dabei stellte sich heraus, dass es beinahe unmöglich ist, die „richtige“ Position der Blende zu finden, da sich die Anströmung je nach Position der Blende verändert. Diese Veränderung der Anströmung ist bereits beim Vergleich der zentralen Blende mit der Standardversion zu sehen (siehe Abb. 7-10 Mitte und links).

Abb. 7-10 rechts zeigt die Simulationsergebnisse mit einer dezentralen Blendenöffnung. Hier wurde der Ort der Blendenöffnung entsprechend dem heißen Kern in der Standardversion ausgelegt (Abb. 7-10 links). Hier fällt auf, dass die heiße Anströmung dieser kleinen Blende sozusagen auszuweichen versucht, was auch bei anderen Positionen der Blendenöffnung zu beobachten war. Die Vermutung liegt nahe, dass es sich in kleinen Öffnungen „staut“, je kleiner die Öffnung, desto größer ist dieser Effekt. Außerdem ist zu beobachten, dass unbeachtet vom heißen Zentrum der Anströmung die maximalen und mittleren Fluidtemperaturen je nach Ort und Größe der Blendenöffnung unterschiedlich sind. Dies lässt darauf schließen, dass durch veränderte Strömungseigenschaften (Verwirbelungen, höhere

Drücke) höhere Wärmeverluste vor dem Katalysator vorhanden sein können, die eventuell auch eine niedrigere Temperatur im Festkörper verursachen.



**Abb. 7-10: Temperaturen der Anströmung kurz vor dem Katalysator nach 90 Sekunden (links Standard-Version, Mitte zentrale Blende, rechts dezentrale Blende) bei 70 km/h**

Das Problem, dass die heiße Strömung die Blendenöffnung nicht ideal „trifft“ bzw. dass Verwirbelungen vor dem Katalysator auftreten, ist somit durch Positionieren der Blendenöffnung nicht zu verhindern. Der interessante Zeitraum kurz nach Kaltstart ist hiervon aber ohnehin nicht betroffen, da zu Beginn die Vorteile je nach Blendengröße dominieren und diese Nachteile nicht so stark zur Geltung kommen.

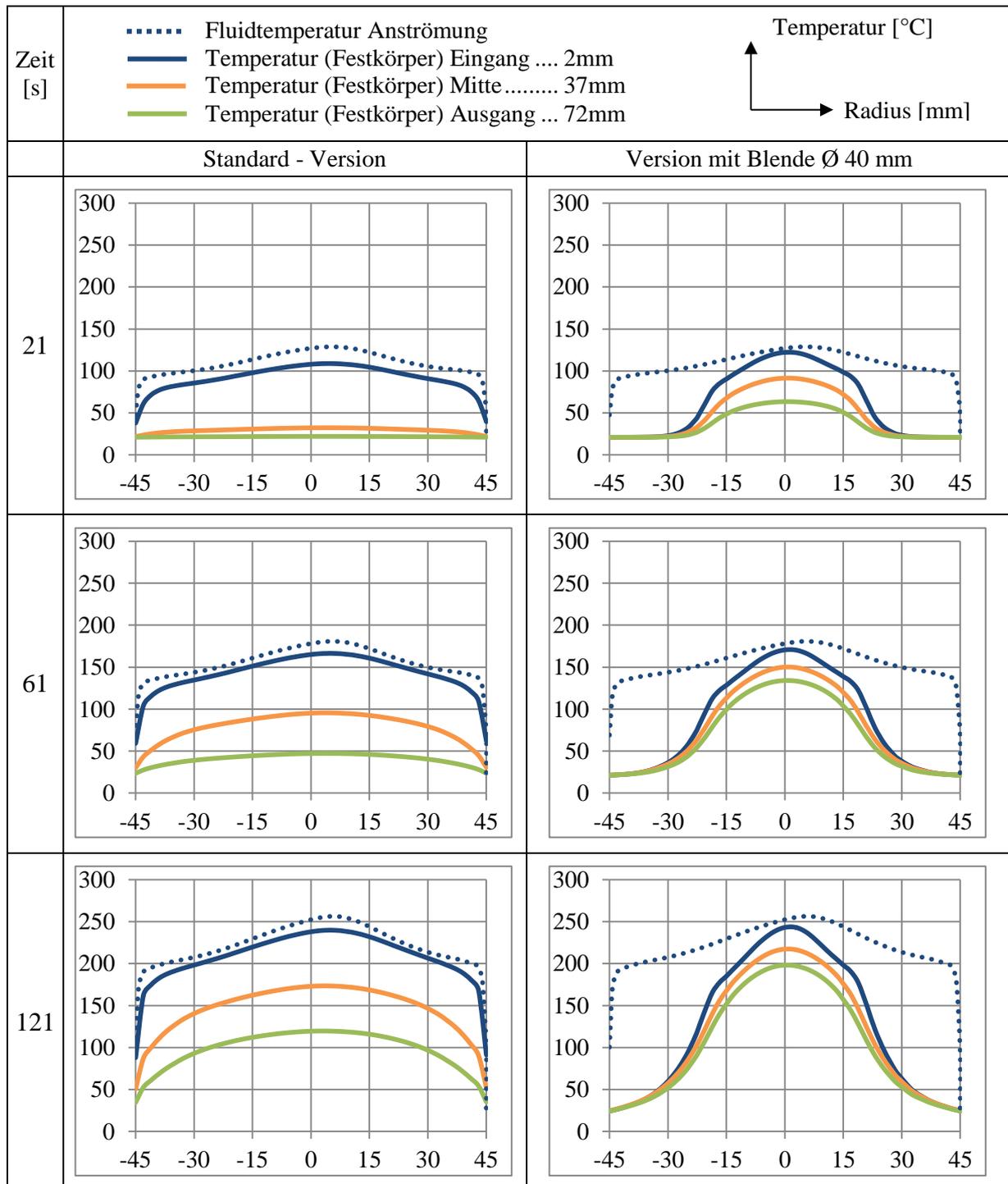
Eine Verbesserung dieser Probleme lieferte der Aufbau mit dem verschiebbaren Rohr, bei der die Strömung bis zum Katalysator geleitet wird. Das Verhalten hiervon ist in Kapitel 7.3 zu sehen. Außerdem wurde dieser Effekt der niedrigeren Temperaturen in den Simulationen beim 21km/h-Betriebspunkt nicht beobachtet (siehe Kapitel 7.2.3.3), was auf weniger Verwirbelungen auf Grund geringerer Strömungsgeschwindigkeiten deutet.

### 7.2.3.3 Auswirkungen im Betriebspunkt 21 km/h

Bis jetzt wurden hauptsächlich Ergebnisse für den 70km/h-Betriebspunkt betrachtet, da an diesem Punkt die Fluidtemperatur und die Strömungsgeschwindigkeit am höchsten sind und so die Auswirkungen einer Blende am deutlichsten werden. Die Vorteile der Blende zeigten sich dabei auch in Bereichen, in denen bereits „Light-Off“-Temperaturen herrschten.

Dies wird durch den viel niedrigeren Massenstrom beim 21km/h-Betriebspunkt nicht in dieser Weise möglich sein. Hier ist klar, dass die Anströmtemperaturen in der ersten Zeit nach dem Kaltstart ohne zusätzliche Maßnahmen nicht zu einem „Light-Off“ führen werden. So erreicht die Anströmtemperatur  $T_9$  erst nach knapp zwei Minuten etwa 250 °C (zum Vergleich 70 km/h: nach 30 Sekunden - siehe Abb. 8-6). Dennoch führten auch an diesem Betriebspunkt die verschiedenen Blenden am Beginn zu Vorteilen in der Höhe der Temperatur, wenn man sie mit dem Standardmodell ohne Blende vergleicht.

Dies sollen folgende Diagramme (Abb. 7-11) verdeutlichen, bei welchen die Version mit der 40mm-Blende mit der Standardversion ohne Blende verglichen wird. Die Zeitskalierung ist hier auf Grund unterschiedlicher Zeitschritte und vor allem unterschiedlicher Aufheizverhalten eine andere, als bei 70 km/h. Hier ist deutlich der Temperaturvorteil kurz nach dem Kaltstart zu sehen, die Maximaltemperaturen sind bei der Version mit Blende nach 21 Sekunden um etwa 20 °C höher. Dieser Vorteil hält sich bei diesem Betriebspunkt deutlich länger, auch nach zwei Minuten ist die Maximaltemperatur mit der Blende noch geringfügig höher. Dabei wird das Potential der Anströmung relativ gut ausgenutzt (punktierte Linie wird beinahe erreicht).



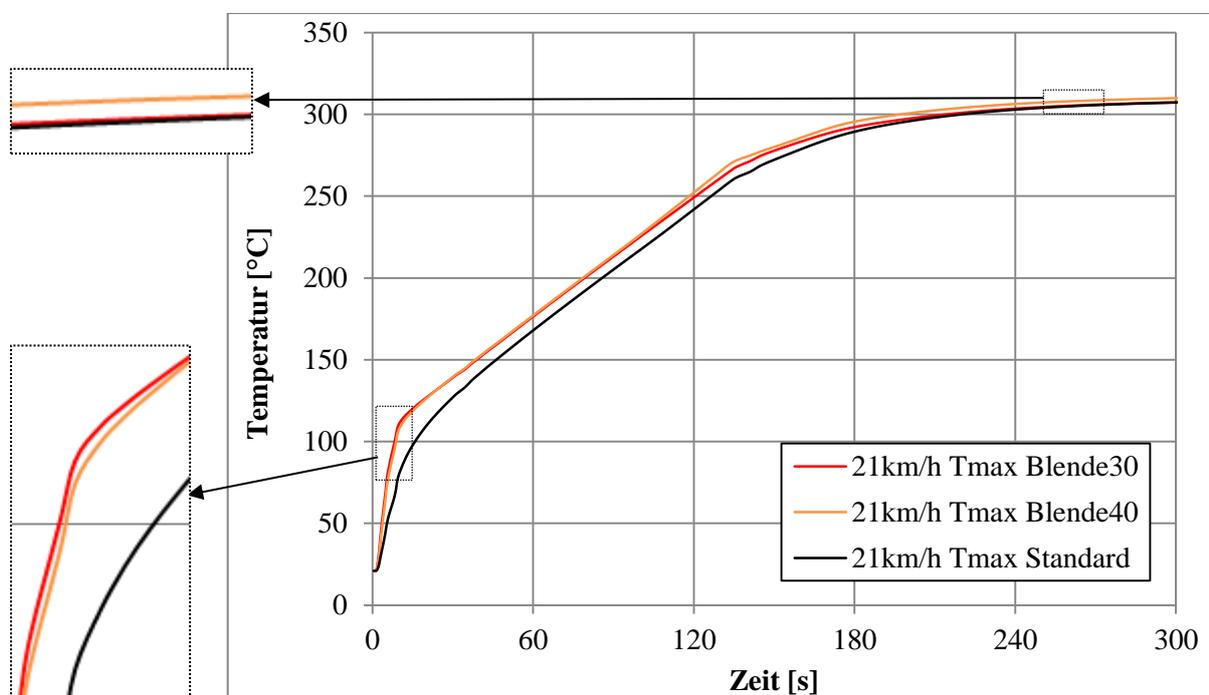
**Abb. 7-11: Temperaturprofile bei 21 km/h**

Als grafische Darstellung wird neben den Temperaturprofilen über den Querschnitt auch wieder der Verlauf der Maximaltemperaturen über die Zeit dargestellt (siehe Abb. 7-12). In den Ausschnitten links, sind hier wiederum die Situationen zu Beginn und nach etwa vier Minuten dargestellt.

Wie zu sehen, bringt der Einsatz einer kleineren Blendenöffnung (30mm) auch hier wenig Vorteile im Vergleich zur 40mm-Blende. Es zeigt sich, dass bei der 30mm-Blende die Spitzentemperaturen anfangs noch etwas höher sind, danach aber bald geringer werden (siehe Abb. 7-12), als mit der größeren Öffnung. Dies entspricht etwa dem Verhalten beim 70km/h-Betriebspunkt.

Was hingegen nicht dem Verhalten bei 70 km/h entspricht, ist der Zustand nach dem ersten steilen Anstieg der Temperaturen. Bei 70 km/h waren bereits nach 30 Sekunden die Maximaltemperaturen aller Blendengrößen geringer, als beim Standardmodell, was in vorigem Kapitel ausführlich diskutiert wurde. Beim 21km/h-Punkt sind laut Abb. 7-12 die Maximaltemperaturen nach etwa 4 Minuten mit der 40mm-Blende sogar etwas höher, als beim Standardmodell und mit der 30mm-Blende etwa gleich.

Dies bestätigt die Vermutungen aus vorigem Kapitel, dass Verwirbelungen bei kleinen Durchmessern der Blendenöffnung zur Senkung der Maximaltemperaturen beitragen. Die Verwirbelungen sind bei 21 km/h auf Grund der geringeren Strömungsgeschwindigkeit geringer und der Effekt kommt daher weniger zum Tragen. Trotzdem ist auch hier zu beobachten, dass eine kleinere Blendenöffnung abgesehen von der steil ansteigenden Anfangsphase zu geringeren Maximaltemperaturen führt. Die größere 40mm-Blende führt hier somit auch nach dem ersten Anstieg noch zu geringfügigen Temperaturvorteilen im Vergleich zum Standardmodell (2-3 °C), die selbst nach Simulationsende (420s) noch nicht abgeklungen sind, im Betrieb aber vernachlässigbar sein werden.



**Abb. 7-12: Verlauf der Maximaltemperaturen im Katalysator bei 21 km/h**

Somit konnten auch an diesem Betriebspunkt mit der sehr geringen Last und Drehzahl zwar klare Vorteile bezüglich der Maximaltemperatur erzielt werden, diese befinden sich jedoch nicht in Temperaturbereichen, wo ein „Light-Off“ auftreten könnte (deutliche Temperaturvorteile nur in erster Minute - siehe Abb. 7-12). Dies ist hier weniger auf das Verhalten der Blende bei geringeren Massenströmen, als auf die zu geringen Anströmtemperaturen zurückzuführen, die abhängig von der ganzen Anlage und den Verbrennungstemperaturen sind und nicht Teil der Untersuchungen waren.

Da es sich um eine Grundsatzuntersuchung handeln soll, muss erwähnt werden, dass es laut der Simulationsergebnisse bei höheren Anströmtemperaturen sehr wohl zu Vorteilen kommen kann, welche ausschlaggebend für ein „Light-Off“ sein können. Diese höheren Anströmtemperaturen können einerseits durch wärmere Verbrennungsgase bzw. andererseits durch eine geringere Wärmeabgabe an die Rohrwände vor dem Katalysator (Position des Katalysators, Wärmedämmmaterial) erreicht werden.

#### 7.2.3.4 Zusammenfassung Blende

Mit diesen Grundsatzuntersuchungen einer einfachen Querschnittsverengung wurden somit positive Ergebnisse erzielt, die hier in diesem Kapitel zusammengefasst werden.

Es wurde die Wahl auf eine zentrale Blende getroffen, die direkt am Katalysator sitzt. Damit konnten unerwünschte Strömungen hinter der Blende vermieden und die Auswirkungen einer ringförmigen Querschnittsverengung untersucht werden. Die Auswirkungen der Querschnittsverengung waren mit der Blende beim Messflansch nicht so deutlich zu sehen, da die Strömung hinter der Blende nach außen ausweichen kann und sich so erst wieder über den ganzen Querschnitt verteilt.

Bezüglich der untersuchten Blende zeigten sich zwei abweichende Verhalten im Gegensatz zum Standardmodell.

- Es werden höhere Maximaltemperaturen am Beginn der Aufheizzeit erreicht oder in anderen Worten, die gleichen Temperaturen werden in kürzerer Zeit nach Kaltstart erreicht. Nach einer bestimmten Zeit gleichen sich die Maximaltemperaturen aber an und werden teilweise (z.B. bei 70 km/h) bei der Version mit Blende sogar etwas geringer, als beim Standardmodell.
- Das Aufheizen eines Kanals bis zum Katalysatorausgang geht viel schneller von statten. Hier ist allerdings unklar ob ein in die Länge aufgeheizter Kanal Vorteile gegenüber einem in die Breite aufgeheizten gleichen Volumen bringt.

Eine weitere Untersuchung befasste sich mit der Suche nach der idealen Größe der Blendenöffnung und ob es diese überhaupt gibt. Die Auswertungen zeigten, dass die Größe der Blendenöffnung einen großen Einfluss auf das Aufheizverhalten hat. Bei der Auswahl des Durchmessers zeigte sich, dass ein Kompromiss zu finden ist zwischen hohen Maximaltemperaturen zu Beginn bzw. sehr schnellem Aufheizen über die Länge des Katalysators auf der einen Seite (kleine Blendenöffnung) und höheren Temperaturen nach dem ersten starken Anstieg bzw. geringerem Druckwiderstand auf der anderen Seite (größere Blendenöffnung). Außerdem zeigte sich, dass bei kleineren Blendenöffnungen trotz des schnellen Aufheizens über die ganze Länge das erhitzte Volumen auch geringer werden kann, als bei größeren Blendenöffnungen (je nach Zeitpunkt und Temperatur der warmen Zonen).

Ein wichtiges Detail bei dieser Auswahl war auch der Druckverlust, der bei kleineren Blendenöffnungen stark ansteigt. Die Auswirkungen auf das Fahrverhalten wurden hier aber nicht untersucht.

Schließlich wurden noch die Konsequenzen einer Querschnittsverengung bei einem anderen Betriebspunkt mit sehr geringer Last und Drehzahl, 21 km/h, untersucht. Auch hier zeigten sich die oben genannten Vorteile, allerdings ist man hier auf einem viel geringeren Temperaturniveau, mit welchem kein „Light-Off“ möglich sein wird. In „Light-Off“ Temperaturbereichen haben sich die Temperaturen mit und ohne Blende bereits angeglichen. Zurückzuführen sind diese geringen Temperaturen besonders auf die Temperaturen der Anströmung, die bei der untersuchten Auspuffanlage bei diesem Betriebspunkt zu gering sind.

Mit diesen Erkenntnissen wurde eine Blendenöffnung mit 40 mm Durchmesser für den Testlauf mit einem beschichteten Katalysator ausgewählt. Die Ergebnisse wurden dabei mit dem Standardmodell verglichen und befinden sich in Kapitel 8 (siehe Unterkapitel 8.4).

## 7.3 Ausführung einer Querschnittsverengung

Im vorigen Kapitel wurde gezeigt, dass eine Querschnittsverengung in bestimmten Bereichen Vorteile im Aufheizverhalten bringt. Dies wurde anhand der einfachsten Querschnittsverengung, einer Blende, gezeigt.

In diesem Kapitel wird zum Prinzip "Querschnittsverengung" ein Ansatz gezeigt, wie diese Querschnittsverengung in Realität aussehen könnte. Dies betrifft eine Idee zur Realisierung einer variablen Blende, welche nach dem Anspringen des Katalysators weggeschaltet werden kann. Dieses Wegschalten der Blende müsste dabei kurz nach dem Erreichen der „Light-Off“-Temperaturen geschehen. Ein Wegschalten der Querschnittsverengung nach dem Aufheizen ist Voraussetzung für jede Realisierung, da ansonsten schlechtere Konvertierungsraten erreicht werden und jede permanente Querschnittsverengung auch einfacher als Einsatz eines kleineren Katalysators realisiert werden kann. Alle Untersuchungen von permanenten Querschnittsverengungen in diesem Projekt sind Grundsatzuntersuchungen, die die grundlegenden Verhalten der Temperaturen im Katalysator mit einer Blende klären sollen.

Bei diesem Ansatz wird mittels eines verschiebbaren Rohres, das zum Katalysator geführt werden kann, eine Querschnittsverengung realisiert. Dazu wird zunächst die Grundidee dieses Modells erklärt, danach werden wegen kleiner strömungstechnischer Veränderungen die CFD-Ergebnisse dieses Modells gezeigt.

### 7.3.1 Funktion / Grundprinzip

Als zusätzliches Element muss lediglich ein 70 mm langes Element vor dem Konus eingebaut werden, sonst bedarf es keiner zusätzlichen Anpassungen. In diesem Fall wurde der Messflansch vor dem Katalysator aber weggelassen.

Das Grundprinzip dieses verschiebbaren Rohres zeigt Abb. 7-13. Dabei ist auf der oberen Abbildung das System im Normalzustand dargestellt. Hierbei wird der Katalysator unbehindert angeströmt. Die Strömung unterscheidet sich lediglich in einem etwas längeren Stück vor dem Konus.

Beim Kaltstart kann das Rohr mit einem Verstellmechanismus bis zum Katalysator verschoben werden, dort trifft das Rohr auf ein Element, welches am Katalysator befestigt ist und das Rohr aufnehmen kann. Somit kann die Strömung am Rohrende nur in den Katalysator fließen und nicht mehr ausweichen. Ist der Katalysator angesprungen, kann das Rohr wieder zurück in die Ausgangsposition gefahren werden.

Bei der Auslegung der beweglichen Teile müssen die kritischen Umgebungsbedingungen (hohe Temperaturen, große Temperaturspannen) bedacht werden, um ein Funktionieren in allen Zuständen zu gewährleisten.

Der Durchmesser des Rohres und somit die Größe der Querschnittsverengung wurde in diesem Fall dem Rohrdurchmesser vor dem Konus angepasst und beträgt innen 46 mm. Dieser Rohrdurchmesser entspricht etwa dem Rohrdurchmesser bei der Serien-Auspuffanlage und sollte so keinen zusätzlichen Widerstand darstellen.

Will man einen größeren Durchmesser der Anströmung realisieren, so ist dies leicht mit einem größeren Rohrdurchmesser zu bewerkstelligen. Alternativ könnte ein sich öffnender Konus am linken Rohrende sitzen, der sich bei Normalzustand an den bestehenden Konus anlegt und im Kaltstart-Zustand die Öffnung zum Katalysator vergrößert.

Beim Wunsch eines kleineren Durchmessers muss man beachten, dass dieser auch im Normalzustand bestehen bleibt. So ist es zwar kein Problem den Rohrdurchmesser zu verkleinern oder am verschiebbaren Rohr am Ende eine Verengung zu verbauen, dies führt jedoch auch im Normalbetrieb zu einem höheren Druckwiderstand.

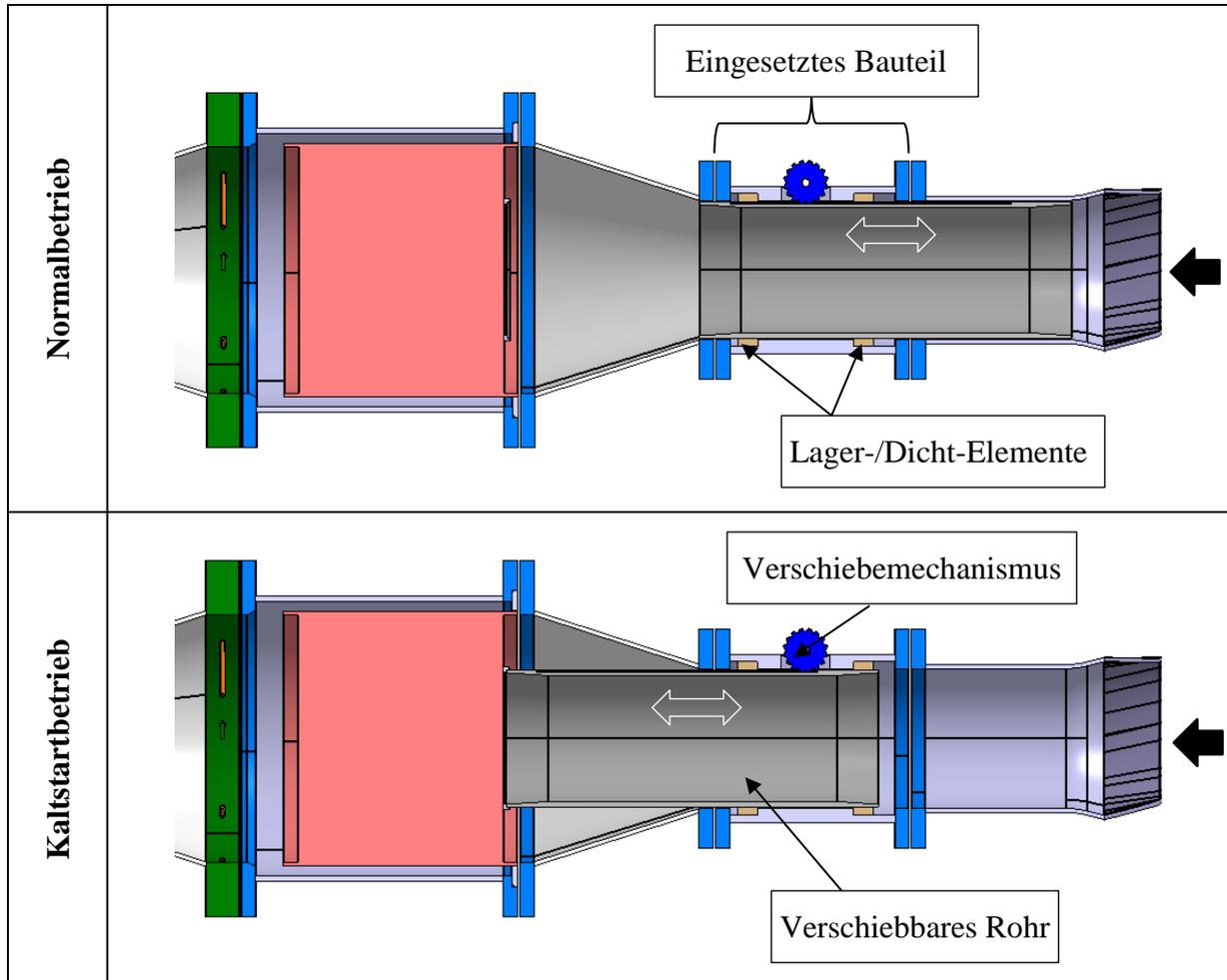


Abb. 7-13: Grundprinzip "Verschiebbares Rohr"

### 7.3.2 Simulationsergebnisse der CFD-Simulation

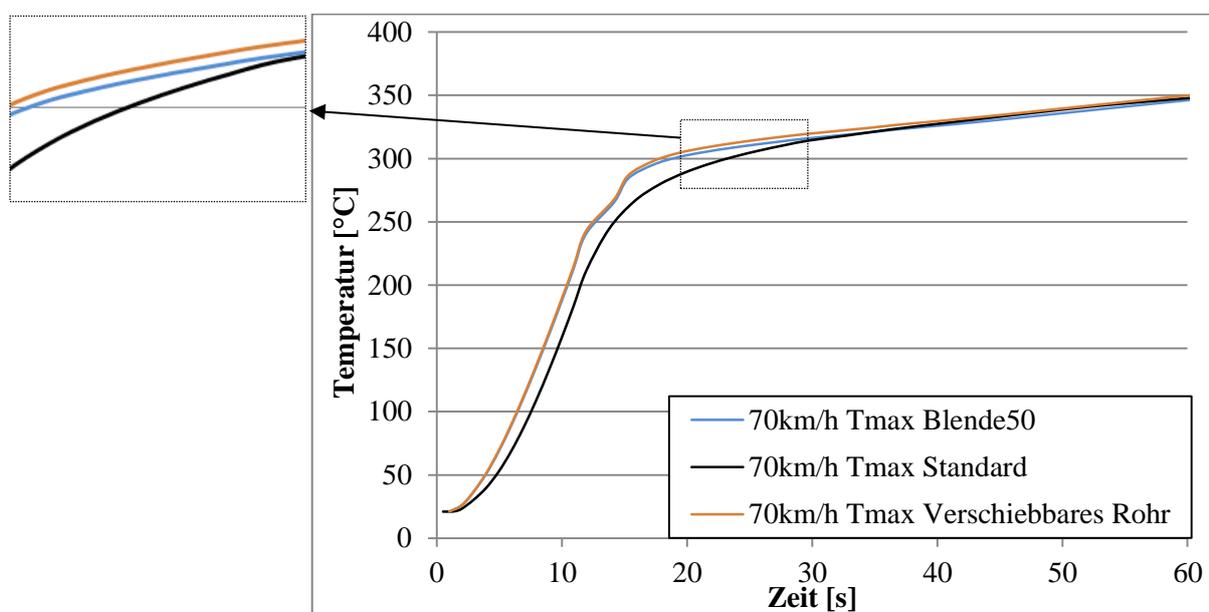
Strömungstechnisch ändert sich für dieses System im Normalbetrieb wenig. Im Betrieb mit ausgefahrenem Rohr ändert sich aber die Anströmung zum Katalysator. So wird die Strömung direkt zum Katalysator geleitet und nicht vor einer Blende verwirbelt oder gestaut. Dadurch wird der Druckwiderstand der Blende verkleinert und es entfällt auch der Nachteil der dezentralen Anströmung (siehe 7.2.3.2).

Ein weiterer Vorteil ergibt sich durch den geringeren Wärmeübergang an der Außenseite des Rohres. Außerhalb des ausgefahrenen Rohres entsteht wieder ein wenig bewegter Luftpolster mit einer schlechten Wärmeleitung. Dadurch wird ein großer Teil der Wärme, der sonst an der Außenseite des Konus in die Umgebung abgegeben wird, dem Katalysator zugeführt.

In der Simulation wurden nun Vereinfachungen getroffen, um diese besser mit den bereits bestehenden Simulationen vergleichen zu können. Das bedeutet, dass die zusätzliche Länge des Bauteils sowie der geringfügige kleinere Durchmesser des verschiebbaren Rohres nicht berücksichtigt wurden. Diese Vereinfachungen verändern die Strömung nicht wesentlich und

machen das System im Normalbetrieb nun mit dem Standardmodell (Modell ohne Blende) vergleichbar. Im Kaltstartbetrieb wurde das Volumen zwischen dem verschiebbaren Rohr und dem Konus (ähnlich wie beim Luftspalt um den Katalysator) als Luftpolster mittels „Thin Walls“ modelliert.

Die Ergebnisse der Simulation dieses Systems können nun im Kaltstartbetrieb mit der 50mm-Blende sowie im Normalbetrieb mit dem Standardmodell verglichen werden. Dazu zeigt folgende Abb. 7-14 wieder die Maximaltemperaturen im Träger.



**Abb. 7-14: Maximaltemperaturen "Verschiebbares Rohr"**

Zu Beginn überdeckt sich die Linie des neuen Systems mit der einfachen 50mm-Blende. Nach etwa 20 Sekunden bzw. dort wo sich die Linien aller Blenden bereits unter das Standardmodell senken, bleiben die Maximaltemperaturen des neuen Systems aber oberhalb des Standardmodells. Somit wird mit dem Leiten des Luftstroms bis zum Katalysator tatsächlich dieser Nachteil (niedrigere Maximaltemperaturen nach spätestens 30 Sekunden) vermieden und es können sogar höhere Maximaltemperaturen erreicht werden, was auf den niedrigeren Wärmeübergang durch den Luftpolster im Trichter zu schließen ist.

Somit wurden mit diesem Konzept nicht nur eine mögliche Realisierung einer Querschnittsverengung gezeigt, sondern im Vergleich zur flachen 50mm-Blende auch geringe Temperaturvorteile in den Effekten dieser alternativen Anströmung erzielt.



## 8 Experimentelle Untersuchungen

### 8.1 Prüfstand

Sämtliche Messungen für dieses Projekt wurden auf einem Rollenprüfstand vorgenommen, der in Abb. 8-1 anhand einer Prinzipskizze dargestellt ist. Das Motorrad steht dabei mit dem Hinterrad auf einer Rolle, welche durch das Motorrad angetrieben wird. Das Vorderrad ist fix eingespannt. Die Rolle wird gebremst und simuliert den Fahrwiderstand des Fahrzeuges, welcher je nach Fahrzustand vorgegeben werden kann. Für den kühlenden Fahrtwind sorgt ein Gebläse, welches je nach Fahrgeschwindigkeit gesteuert wird.

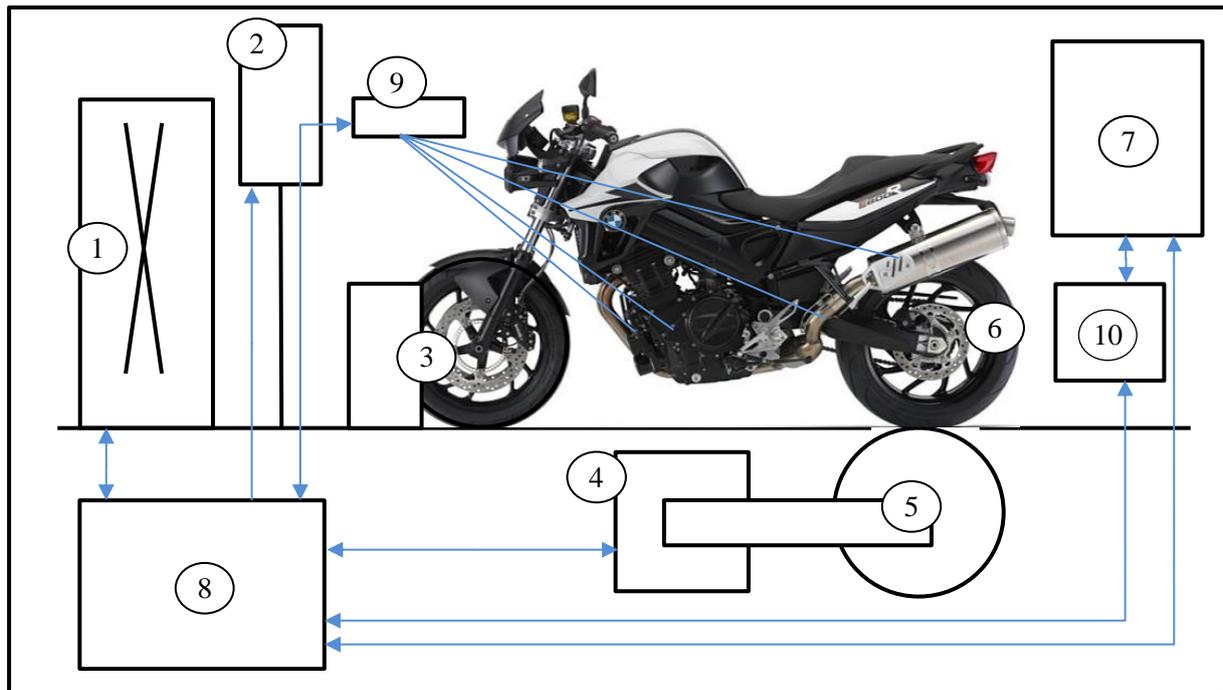


Abb. 8-1: Prinzipskizze Rollenprüfstand (Bild Motorrad: [7])

- |                              |                                 |
|------------------------------|---------------------------------|
| 1.... Gebläse                | 6... Hinterrad                  |
| 2.... Fahrerleitsystem       | 7... Abgasabsaugung, CVS-Anlage |
| 3.... Vorderrad mit Klemmung | 8... Prüfstandsrechner          |
| 4.... Bremse                 | 9... Messgeräte                 |
| 5.... Rolle                  | 10.. Abgasanalyse               |

In Tabelle 8-1 und Tabelle 8-2 sind die wichtigsten technischen Daten des Rollenprüfstands und des Gebläses aufgelistet.

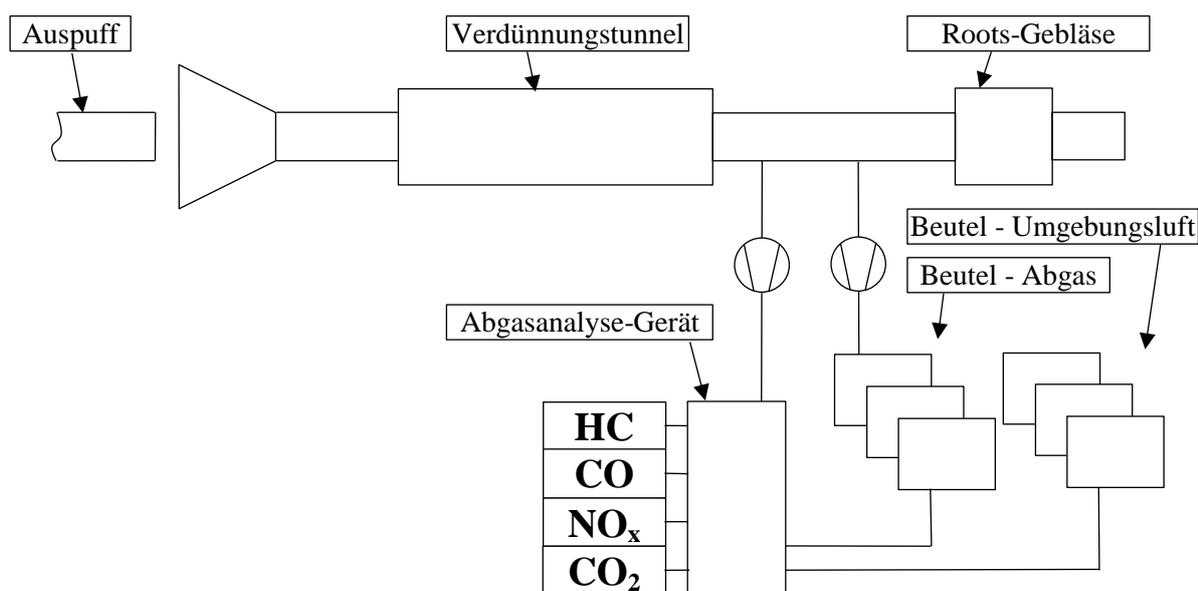
Hersteller/Typenbezeichnung:	AVL Zöllner TS PR 0274
Type:	elektromechanisch
Maximale Tragkraft:	350 kg
Rollendurchmesser:	20"
Leistung:	42 kW bei 90 km/h
Maximale Geschwindigkeit	160 km/h

Tabelle 8-1: Technische Daten Rollenprüfstand

Hersteller:	Witt & Son
Typenbezeichnung:	Typ P-N8L5/V1.5/900/GD/4
Leistung:	18,75 kW
Maximaler Luftdurchsatz:	48000 m <sup>3</sup> /h
Luftgeschwindigkeit:	+/- 10% der Rollengeschwindigkeit

**Tabelle 8-2: Technische Daten Gebläse**

Der Vollständigkeit halber wird folgend kurz das Prinzip der Abgasabsaugung, der sogenannten CVS-Anlage (CVS...Constant Volume Sampling) erklärt, Abgasmessungen waren in diesem Projekt jedoch nebensächlich. Die CVS-Anlage saugt mit einem Roots-Gebläse Abgase und eine entsprechende Menge an Umgebungsluft an, sodass ein konstanter Volumenstrom entsteht. Dabei wird ein Teil des Volumenstroms zu einem Abgasanalysegerät abgezweigt und ein Teil in verschiedene Abgasbeutel. Für einen Testzyklus entsprechend der Abgasgesetzgebung werden die Abgasbeutel nach der Prüfstandsfahrt mit dem Abgasanalysegerät ausgewertet. Die Konzentration der Abgase in dem verdünnten Luftstrom kann jedoch auch direkt während der Prüfstandsfahrt aufgezeichnet werden. Abb. 8-2 zeigt dieses Prinzip schematisch.



**Abb. 8-2: Schema der CVS-Anlage**

Der Prüfstands Aufbau bei einer der Testfahrten ist auf Abb. 8-3 zu erkennen. Dabei wurden die Temperaturmessenelemente, wie in Kapitel 3 beschrieben, eingesetzt. Auf den Abbildungen gut zu erkennen ist die umgebaute Auspuffanlage und die daran angeschlossenen Temperaturmessenelemente (grüne Verkabelung). Der Prüfraum und das Motorrad hatten vor allen Messungen 21°C. Dies wird durch die Klimatisierung des Raumes ermöglicht und ist sehr wichtig bei Kaltstartmessungen.

Sämtliche Messwerte wurden bei Prüfstandsfahrten vom Prüfstands-Programm aufgezeichnet und konnten danach ausgewertet werden.

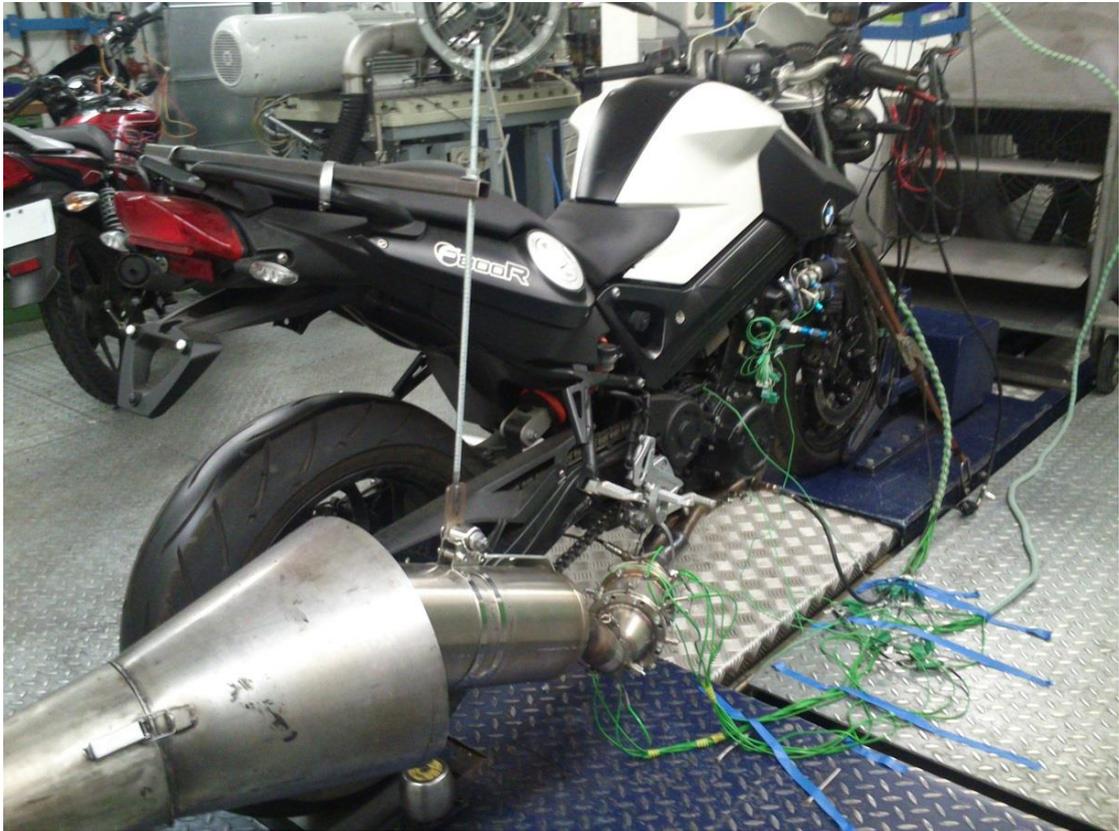
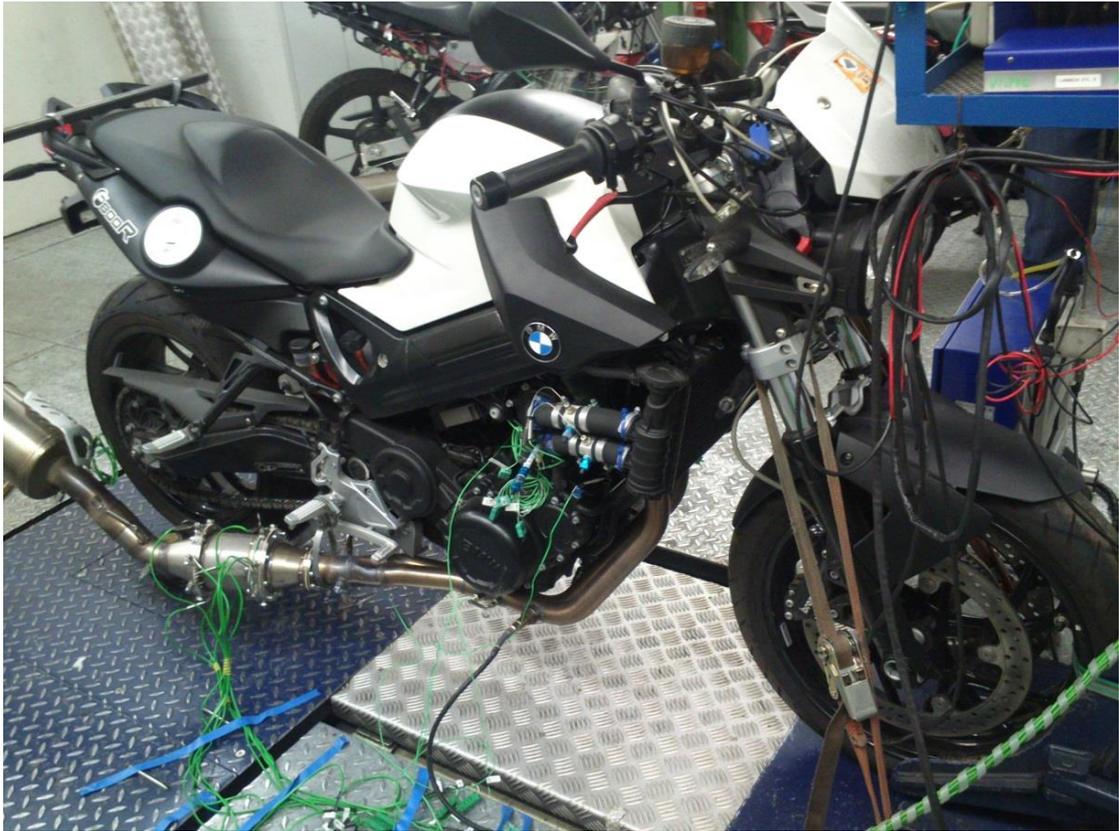


Abb. 8-3: Prüfstands Aufbau

## 8.2 Vergleich mit Serienauspuffanlage

Die Auspuffanlage wurde im Vergleich zur originalen Anlage stark verändert (siehe Kapitel 3). Um Auswirkungen auf den Motor auszuschließen, wurden mit der neuen Anlage Vergleichstests gefahren. In diesem Kapitel befinden sich die Ergebnisse dieser Tests, die mit bereits vorhandenen Daten verglichen wurden.

Als Vergleichskriterien dienen dazu die Motoröltemperatur, die Temperatur direkt beim Zylinderauslass und das Signal der Breitbandlambdasonde.

In Abb. 8-4 ist die Temperatur nach dem Zylinderauslass (T2) abgebildet, die direkt von der Verbrennung beeinflusst wird. Geringe Abweichungen zwischen den beiden Testläufen sind dabei üblich, da Messgrößen, wie die Temperatur, stark vom Fahrer beeinflusst werden. Wie auf der Abbildung erkenntlich, stimmen die Temperaturen etwa überein und der Motor wird offensichtlich durch den Umbau nicht beeinflusst.

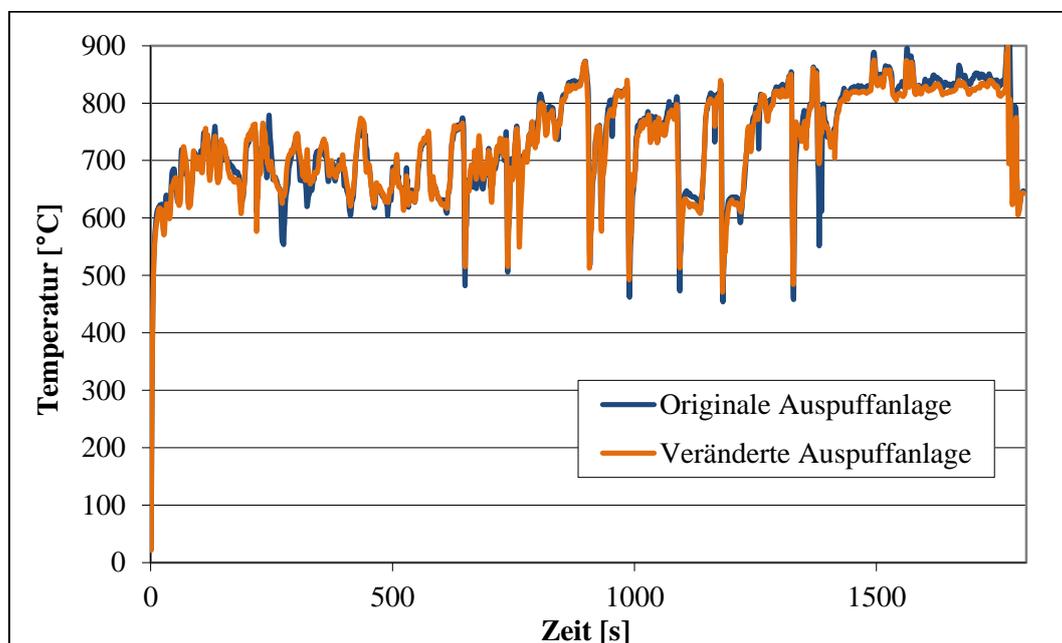


Abb. 8-4: Temperatur am Zylinderauslass - WMTC-Zyklus

Das Signal der Breitbandlambdasonde lieferte zwar auch plausible Ergebnisse für die umgebaute Auspuffanlage, jedoch wurden geringe Abweichungen in Richtung stöchiometrischer Verbrennung beobachtet. Dies war vor allem in Bereichen mit höheren Geschwindigkeiten der Fall. Da die beiden Lambda-Signale in Bereichen geringerer Geschwindigkeiten aber übereinstimmten und die „Light-Off“ Untersuchungen in diesen Bereichen stattfanden, wurden diese Abweichungen nicht näher untersucht.

Somit wurde festgestellt, dass die modifizierte Auspuffanlage die Gasdynamik im Abgastrakt nur wenig beeinflusst und auf den Motor nur minimale Auswirkungen hat.

## 8.3 Messungen am Standard-Modell

Am Prüfstand wurden die vier Stationärpunkte (in Kapitel 5 näher beschrieben) für je 15 Minuten vermessen und sämtliche Daten aufgezeichnet. Dazu zählten die Temperaturen, die Drücke, das Signal der Lambdasonde und die Rollenleistung. Die Temperaturen wurden einerseits für die Ermittlung der Randbedingungen benötigt (T3 als Eingangstemperatur), andererseits an den Messflanschen (T5-T14) für die Verifikation.

Dabei wurde das Motorrad an jedem Betriebspunkt im kalten Zustand (21°C) gestartet, um eine Aussage über das Aufheizverhalten der Abgasanlage zu erhalten. Neben der Überprüfung des Aufheizverhaltens waren für die Verifikation vorerst die stationären Temperaturen an den Messflanschen interessant, die je nach Betriebspunkt früher oder später erreicht wurden (siehe Abb. 8-5 und Abb. 8-6).

In diesem Kapitel sind die Messwerte für die Randbedingungen angegeben, die Messwerte für den Vergleich mit dem Simulationsmodell (T5...T14) sind in Kapitel 5 zu finden. Außerdem werden in diesem Kapitel die Ergebnisse der Prüfstandstests kurz analysiert.

### 8.3.1 Messungen für Simulation

Aus der vorgegebenen Fahrgeschwindigkeit ergaben sich je nach Betriebspunkt ein bestimmtes Drehmoment, eine bestimmte Drehzahl und somit auch eine bestimmte Leistung. Mit den gemessenen Leistungs- und Drehzahldaten konnten die verschiedenen Massenströme mit einem Kennfeld ermittelt werden (siehe Kapitel 4.2.1.1).

Die Druckmessungen wurden, wie in Kapitel 4.2.1.3 erklärt, nicht weiter untersucht. Die Lambda-Werte sind konstant und bewegten sich auf Grund des lambda-geregelten Motors um den Wert 1. Nur in der Zeit nach dem Kaltstart muss je nach Betriebspunkt die Kaltstartanreicherung beachtet werden.

Die Messdaten entsprechend der stationären Simulation sind aus folgender Tabelle ersichtlich.

Geschwindigkeit	km/h	0	21	50	70
Motordrehzahl	min-1	Leerlauf <sup>(1)</sup>	1995	3386	3746
Leistung Rolle	kW	0	0.21	1.19	2.79
Eingangstemp.	°C	367,3	464,3	550,8	586,3

**Tabelle 8-3: Messergebnisse für Simulation**

<sup>(1)</sup> Die Leerlaufdrehzahl schwankt stark (Richtwert: ca. 1200 min<sup>-1</sup>)

Für das instationäre Aufwärmverhalten wurden die Messdaten des Startverhaltens sowohl für die Massenströme (Startvorgang – 2 Sekunden), als auch für die Eingangstemperaturen (bis zu 160 Sekunden bei 70 km/h) gemessen und später für die Simulation vereinfacht (linearisiert). In Kapitel 5.6 sind die tatsächlichen und die für die Simulation vereinfachten Anstiege der Randbedingungen ersichtlich.

Nach diesem in der Simulation linearen Anstieg wurden konstante Werte für die Massenströme und Eingangstemperaturen festgelegt, welche auch bei der stationären Simulation verwendet wurden. Diese stationären Werte wurden durch Mittelung eines charakteristischen Bereiches erhalten.

### 8.3.2 Diskussion der gemessenen Temperaturen

Folgend werden kurz die gemessenen Temperaturen analysiert.

Aus den mitgeschriebenen Messergebnissen der Prüfstandsfahrten konnten nun die Temperaturverläufe über die Zeit gewonnen werden. Für den Modellabgleich waren vorerst stationäre Daten von Bedeutung, welche z.B. bei 21 km/h (siehe Abb. 8-5) nach 15 Minuten auf jeden Fall eingeschwungen waren. Bei 70 km/h traten stationäre Temperaturen wesentlich früher (nach 5 bis 10 Minuten) auf. Dabei musste auf die Temperaturen am Rand der Abgasrohre geachtet werden, die relativ langsam stiegen (siehe T6, T11). Die Öltemperaturen erreichten nach 15 Minuten nur annähernd einen stationären Zustand, was in diesem Fall aber ausreichend war.

Es wurden am Prüfstand alle Daten der angebrachten Messelemente aufgezeichnet, in den folgenden Diagrammen sind zur besseren Übersichtlichkeit die wichtigsten Temperaturdaten ersichtlich. Auf Grund der relativ symmetrischen Strömung werden an den Messflanschen drei Temperaturmessstellen über den Querschnitt angezeigt. Die Orte der jeweiligen Messstellen sind in Kapitel 3.2 ersichtlich.

In Abb. 8-5 sind die Temperaturen von verschiedenen Messorten nach Kaltstart aufgetragen. Dabei entspricht die Sekunde 0 dem Motorstart, wonach sofort auf den Betriebspunkt (hier 21 km/h) beschleunigt wurde.

An den Messflanschen sind die Temperaturen in der Mitte (T9/T14) am höchsten, wobei die Temperaturen am halben Radius (T5/T10) ähnliche Werte erreichen. Am Rand (T6/T11) sind die Temperaturen auf Grund des Wärmeübergangs nach außen deutlich geringer.

Während kurz nach dem Auslassventil die vollen Temperaturen kurz nach dem Start herrschen, dauert es am Einlass in das Simulationsmodell (T3) bei 21 km/h bereits gute 100 Sekunden. Diese 100 Sekunden bezeichnen sozusagen die Aufheizzeit der Krümmer von Ventilauslass bis T3.

Nach dem Temperaturmaximum sinken die Temperaturen wieder etwas und das über längere Zeit. Dieser Effekt ist am stärksten am Einlass bzw. an den Messflanschen mittig und bei höheren Massenströmen (siehe Abb. 8-6) erkennbar.

An den Rändern (T6/T11) ist dieser Effekt nicht zu erkennen, diese heizen sich nach einem sprunghaften Anstieg langsam auf und erreichen einen stationären Zustand auch erst nach frühestens 15 Minuten.

Im Unterschied zum Messflansch vor dem Katalysator weisen die Temperaturen nach dem Katalysator am Beginn eine Stufe auf (eventuell Verdampfungsvorgänge) und beginnen erst „verspätet“ zu steigen. Dieser langsamere Anstieg ist auf die Wärmekapazität (die „Trägheit“) des Katalysators zurückzuführen.

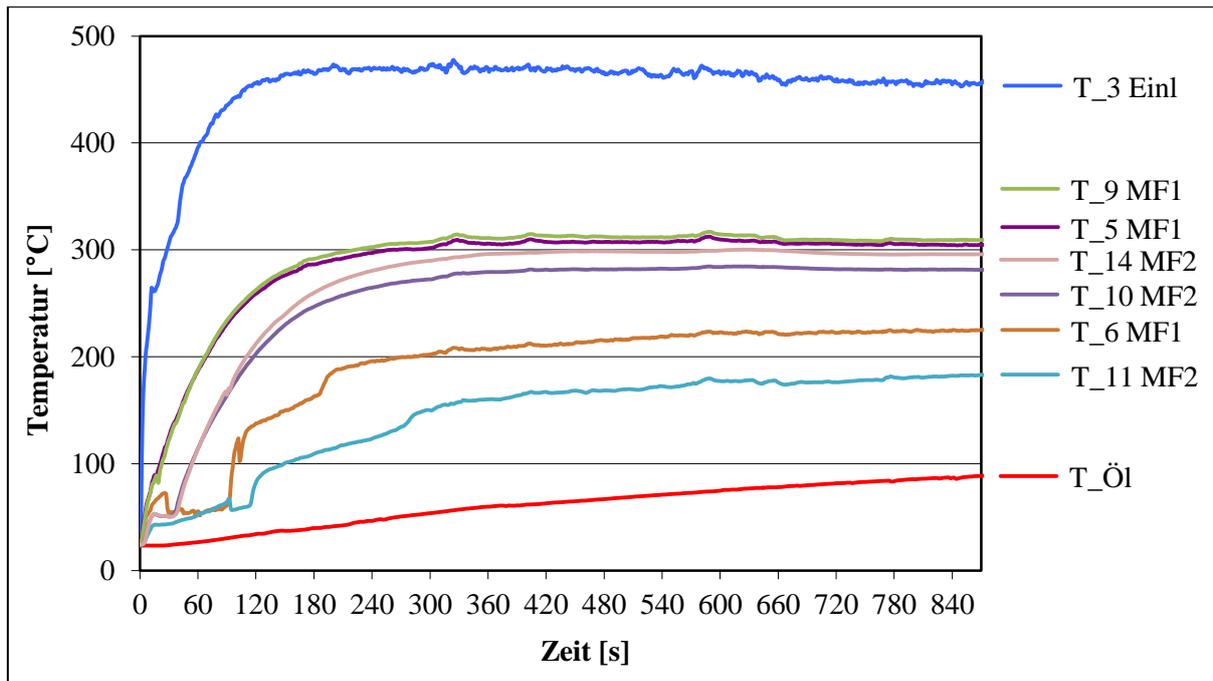


Abb. 8-5: Temperaturen nach Kaltstart bei 21km/h

In Abb. 8-6 ist das Aufheizverhalten der verschiedenen Betriebspunkte für die mittigen Messstellen vor und nach dem Katalysator zu erkennen. Dabei sind gut die unterschiedlichen Steigungen zu Beginn zu sehen. Auch der Unterschied zu den Temperaturen nach dem Katalysator wird bei steigenden Massenströmen kleiner. Die Trägheit des Katalysators wirkt sich hier weniger aus.

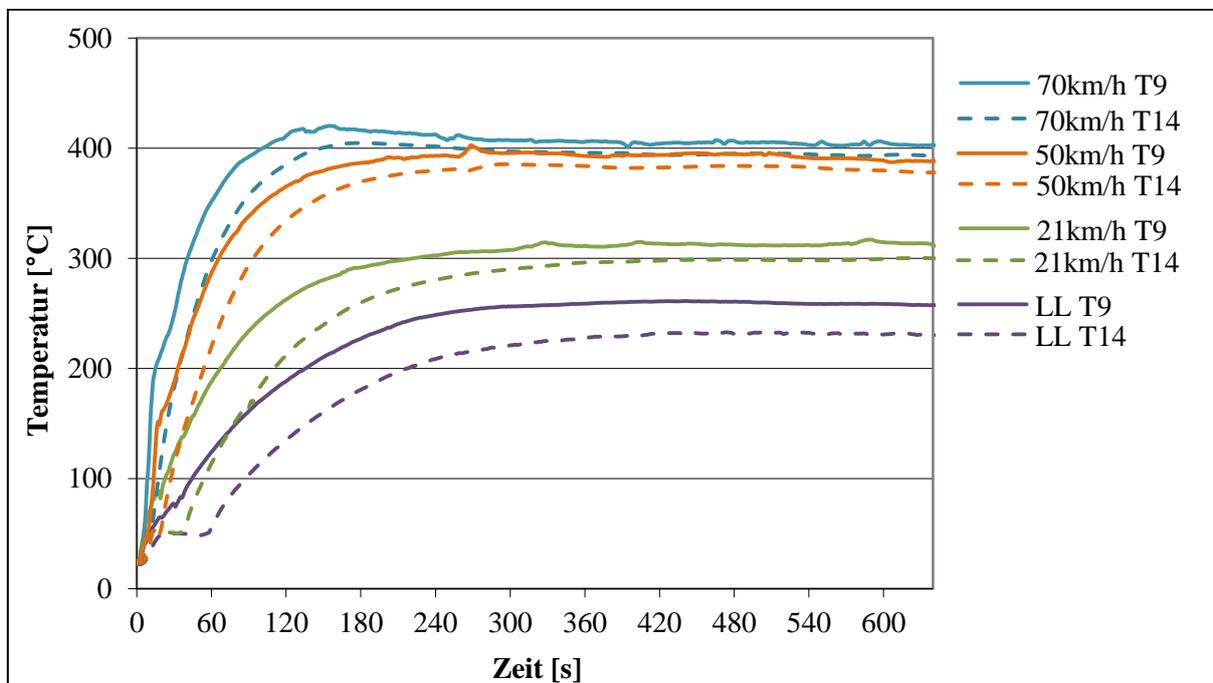


Abb. 8-6: Aufheizverhalten der verschiedenen Betriebspunkte

### 8.3.2.1 Bedeutung für die Konvertierungsraten

Was bedeuten die gemessenen Temperaturen vor und nach dem Katalysator nun für die Konvertierungsraten des Katalysators? Dazu wird auf Abb. 1-2 zurückgegriffen, die bereits in Kapitel 1 gezeigt wurde. Sie zeigt Konvertierungsraten über die Eintrittstemperaturen im stationären Fall.

Folglich dieser Grafik ist erkennbar, dass im stationären Fall mit 21 km/h ein vollständiges Arbeiten des Katalysators (maximale Konvertierungsrate) gerade erreicht wird ( $T_9$ : ca. 310 °C), darunter (z.B. Leerlauf  $T_9$ : ca. 260 °C) aber nicht möglich ist.

Hier ist aber zu erwähnen, dass die Mindesttemperaturen stark von der Beschichtung des Katalysators abhängen.

Wenn nun folglich Abb. 1-2 die Temperaturen für ein „Light-Off“ (Definition hier: 50% Konvertierungsrate) etwa 250 °C betragen, so ist in Abb. 8-6 erkennbar, dass dies bei 21 km/h frühestens nach etwa 100 Sekunden zutrifft.

Durch das langsame Ansteigen der Temperaturen vor dem Katalysator bei geringen Massenströmen wird auch klar, dass das Potential zur Verminderung der „Light-Off“ Zeit nur durch strömungstechnische Maßnahmen (z.B. im Leerlauf) relativ gering ist. Je höher die Massenströme werden, desto größer wird dieses Potential jedoch.

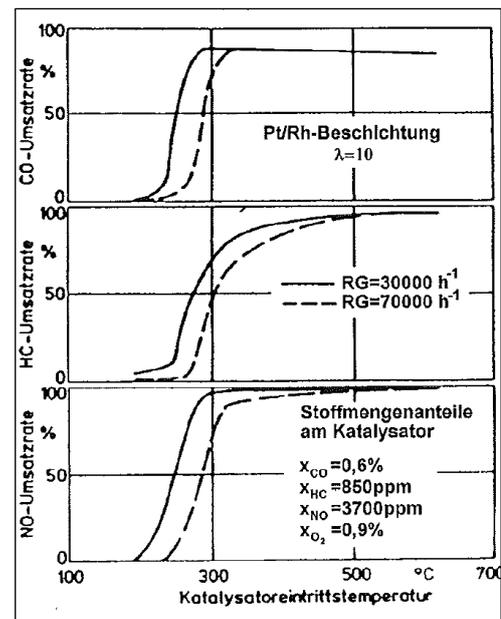


Abb. 1-2: Konvertierungsraten / Temperaturen [1]

## 8.4 Messungen am Modell mit Querschnittsverengung (Blende)

Die Querschnittsverengung wurde nach den Simulationen (siehe Kapitel 7) auch am echten Modell getestet, um die Vorteile in der Realität zu beweisen.

Dazu wurde die Blende mit der 40mm-Öffnung mittels Wasserstrahlschneiden gefertigt und danach in den Katalysator eingesetzt. Um sie auch wieder entfernen zu können, wurde sie dabei nicht eingeschweißt, sondern mit einem Kleber am Katalysator befestigt. Auf folgenden Abb. 8-7 ist dieser Einbau ersichtlich. Links ist die Blende im Katalysator vor dem Einkleben ersichtlich, rechts im einbaufertigen Zustand (eingeklebt und mit Messflansch verschraubt).

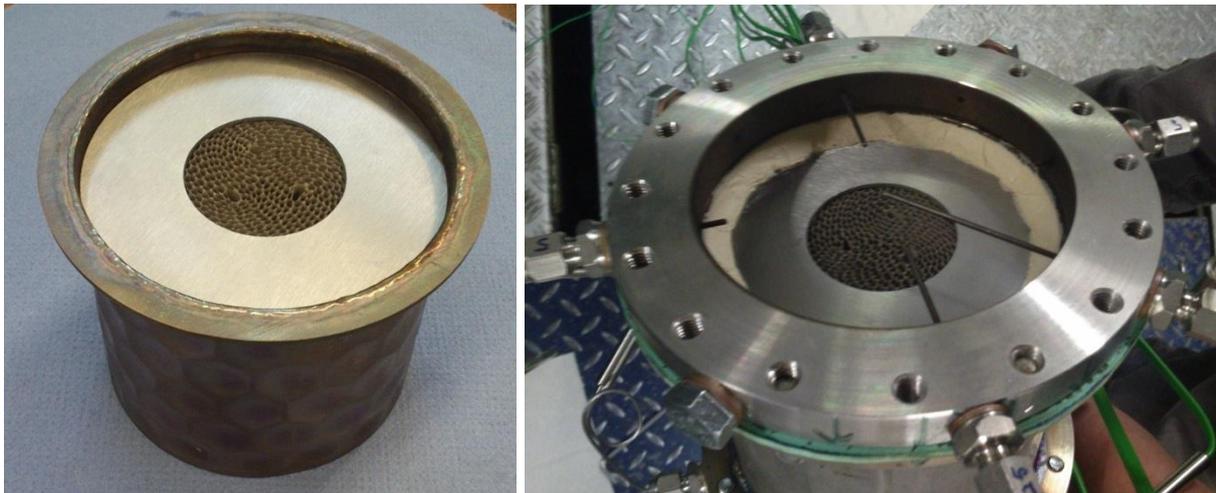


Abb. 8-7: Einbau der Blende

### 8.4.1.1 Kriterium für „Light-Off“-Zeitpunkt

In der Kaltstartphase sind den Effekten des Katalysators die Kaltlauf-Eigenschaften des Motors überlagert. Dies trifft vor allem die Kaltstartanreicherung des Gemisches, die eine völlige Veränderung der Rohemissionen zur Folge hat. Abbildungen wie in der Einleitung (Abb. 1-1), mit welcher mithilfe der Abgasemissionen der Zeitpunkt des Anspringen des Katalysators sehr gut festgestellt werden kann, sind daher eher die Ausnahme. Außerdem ist auch trotz dieses deutlichen Abgassprungs nur ein Zeitbereich feststellbar, in welcher der Katalysator zu arbeiten beginnt und kein exakter Zeitpunkt.

Zur Ermittlung des „Light-Off“-Zeitpunkts wurde daher auf die Temperaturen vor und nach dem Katalysator zurückgegriffen, mit denen exotherme Reaktionen im Katalysator festgestellt werden können. Beginnen diese Reaktionen, so wird im Katalysator Wärme erzeugt und die Temperaturen dahinter beginnen zu steigen. Als vergleichbarer Zeitpunkt des Anspringen des Katalysators wurde nun jener Punkt gewählt, in dem es nach dem Katalysator wärmer wird, als davor. Dieser Zeitpunkt ist auf Abb. 8-8 gut ersichtlich (Differenz von T14-T9 wird positiv).

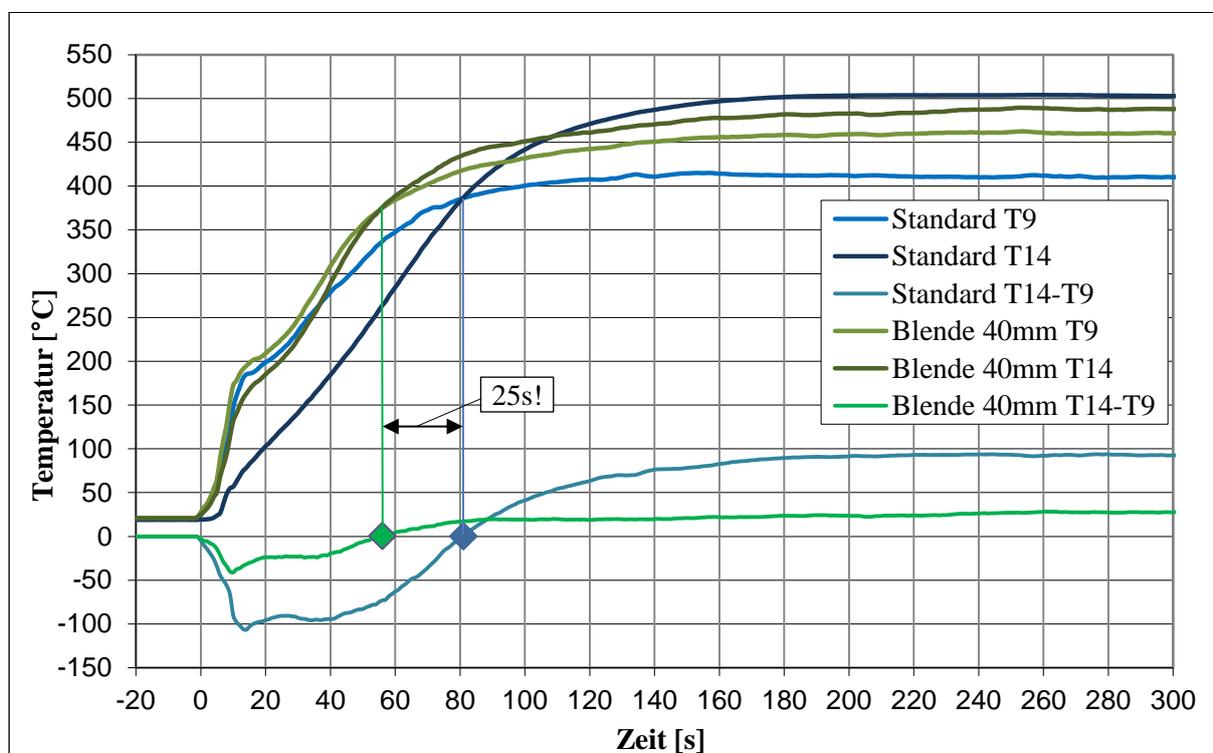
### 8.4.1.2 Test am Prüfstand und Ergebnisse

Für die Tests am Prüfstand war vor allem der Betriebspunkt mit 70 km/h interessant. Dazu muss wiederholt werden, dass die deutlichen Vorteile der Blende sich nur kurz nach Kaltstart zeigten und danach teilweise sogar zu Verschlechterungen in den Maximaltemperaturen führten. Bei Betriebspunkten mit geringeren Massenströmen und Temperaturen (wie dem 21km/h-Punkt) konnten in der Simulation zwar auch Temperaturerhöhungen mit der Blende zu Beginn festgestellt werden, allerdings herrschen in diesen Bereichen keine Temperaturen

vor, die ein „Light-Off“ hervorrufen können. Die Vorteile bei geringeren Massenströmen sind daher, wie in Kapitel 7 erklärt, bei der getesteten Auspuffanlage ohne zusätzliche Maßnahmen nicht abrufbar. Bei 70 km/h herrschen bereits in Bereichen, wo die Blende noch deutliche Vorteile hat, Temperaturen, welche ein „Light-Off“ hervorrufen können.

Um die Prüfstandsfahrten mit der Blende mit denen ohne der Blende vergleichen zu können, wurden beide Aufbauten vorerst mit 70 km/h für 15 Minuten vermessen. Für die Messungen diente derselbe Aufbau, der bereits beim Modellabgleich verwendet wurde. Interessant waren hier nun vor allem die Temperaturen in der Mitte der Strömung an den beiden Messflanschen T9 und T14.

In folgender Abb. 8-8 sind die Temperaturverläufe von T9 und T14, sowie die Differenz der beiden aufgetragen. Dabei sind die Temperaturverläufe des Tests mit Blende in grün gehalten und die des Standardmodells ohne Blende in blau. Wie zu erkennen ist, wird das Anspringen des Katalysators mit der Blende bei diesem Test um 25 Sekunden früher erreicht. Die Vorteile der Blende aus der Simulation konnten mit 70 km/h somit auch im Test gezeigt werden.



**Abb. 8-8: Temperaturverläufe mit beschichtetem Katalysator mit und ohne Blende**

Es können hier auch noch weitere Verhalten analysiert werden. So ist zu erkennen, dass die Temperatur der Messstelle T9 mit der Blende deutlich höher ist, als beim Standardmodell. Interessant ist hier vor allem, dass die Linien der Temperatur T9 mit und ohne Blende bis nach etwa 30 Sekunden nur mit geringem Abstand verlaufen. Erst danach wird T9 mit Blende allmählich deutlich höher. Die Ursache für eine Erhöhung von T9 könnte daher eine zusätzlich mitgemessene Wärmestrahlung sein, da sich das Messelement sehr nahe an der Blende befindet.

Betrachtet man allerdings alle mitgemessenen Temperaturen T2, T3 und T4 mit und ohne Blende (siehe Abb. 8-9), so fällt auf, dass sich das Niveau der Temperaturverläufe mit Blende auf dem Weg durch die Abgasrohre im Vergleich zur Standardversion immer mehr erhöht. Sind am Zylinderauslass (T2) die Temperaturen mit Blende noch etwas niedriger, so sind sie bei T3 bereits höher. Bei T4 und T9 erhöht sich diese Differenz weiterhin. Rechts von den Temperaturverläufen sind die mittleren stationären Temperaturdifferenzen ( $\Delta T = T_{\text{Blende}} - T_{\text{Standard}}$ ) aufgetragen.

Diese Vergrößerung des Abstands lässt auf einen kleineren Wärmeübergang an die Rohrwände bei der Version mit Blende schließen, welcher mehrere Ursachen haben kann. Wovon der Wärmeübergang abhängt, wurde in Kapitel 5.4.1 „Abgleich in der Theorie“ gezeigt.

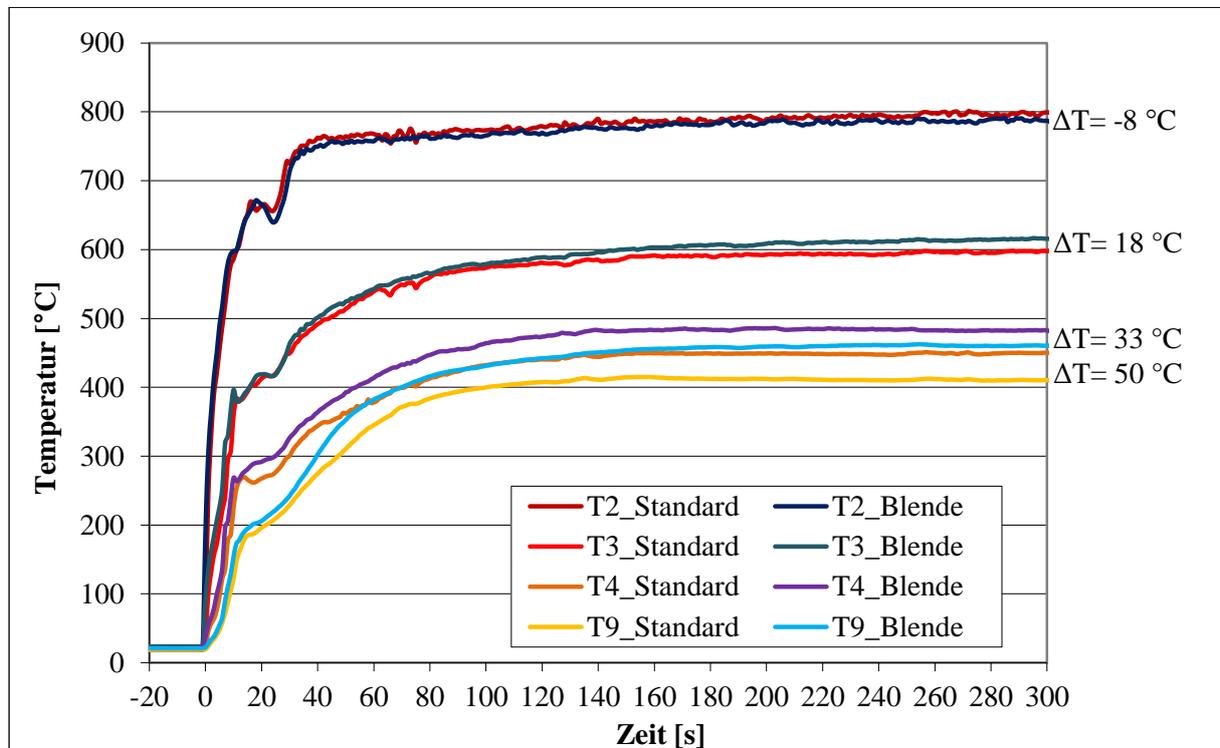


Abb. 8-9: Vergleich der Temperaturen mit und ohne Blende bei 70 km/h

Ein weiterer Effekt, der in Abb. 8-8 ersichtlich ist, ist die im Vergleich zum Standardmodell deutlich kleinere Temperaturdifferenz ( $T_{14}-T_9$ ) bei der Version mit Blende, welche vor und nach dem „Light-Off“ auftritt. Vor dem „Light-Off“ resultiert dies besonders aus den viel höheren Temperaturen nach dem Katalysator, welche von dem viel schnelleren Aufheizen des Kanales in der Mitte verursacht werden.

Nach dem „Light-Off“ resultiert die Verminderung der Temperaturdifferenz hauptsächlich aus der geringeren Aktivität des Katalysators. Die exothermen Reaktionen beginnen durch die in der Simulation gezeigten Vorteile zwar früher, danach finden diese jedoch im Gegensatz zu den Tests ohne Blende nur im durchströmten Kanal in der Mitte statt. Durch die viel kleinere aktive Oberfläche treten die Katalysatorreaktionen mit der Blende daher stark vermindert auf. Dieser Effekt ist so stark, dass trotz der im Vergleich zum Standardmodell höheren Eingangstemperatur  $T_9$  eine Verminderung der Ausgangstemperatur  $T_{14}$  entsteht. Ein zusätzlicher Effekt, der aus der Simulationen bekannt wurde, sind die geringfügig verminderten Festkörpertemperaturen, die ebenfalls zu einer Hemmung der Reaktionen führen können.

Zur Absicherung der Messergebnisse wurden mehrere Messungen pro Betriebspunkt aufgezeichnet und die Ergebnisse verglichen. Die Temperaturverläufe waren in allen Messungen etwa ident.

Im Rahmen der Prüfstandtests wurde auch der 21km/h-Betriebspunkt vermessen. Wie bereits aus der Simulation zu erwarten war, konnten mit dieser Konfiguration keine Verbesserungen der „Light-Off“-Zeit gemessen werden. Stattdessen wurde eine Verschlechterung festgestellt, sodass gar kein Anspringen des Katalysators mit der gewählten Definition beobachtet wurde. Die Gründe dafür können, wie beim 70km/h-Punkt, in der zu geringen Aktivität des

Katalysators in diesem Mittelkanal liegen, sodass die exothermen Reaktionen nicht ausreichen, um die Differenz  $T_{14}-T_9$  positiv werden zu lassen. Trotzdem werden laut Simulation in der Anfangsphase durch die Blende höhere Temperaturen im Katalysator generiert.

Abschließend muss noch einmal erwähnt werden, dass die Definition des „Light-Off“ Zeitpunktes nur ein Vergleichsmaß ist und mit der verwendeten Messtechnik die bestmögliche Methode darstellt, ein „Light-Off“ zu erkennen. Der exakte Beginn der Reaktionen im Katalysator kann mit den erhaltenen Ergebnissen nicht detektiert werden. Es kann weder an den Emissionsverläufen, denen die Kaltstartanreicherung überlagert ist, noch an den Temperaturverläufen ein eindeutiges Anspringen des Katalysators festgestellt werden. An den Temperaturverläufen sind jedoch Charakteristiken zu erkennen, die mit der gewählten Definition ( $T_{14} = T_9$ ) als Vergleichsmaß vereinbar sind. So ist zum Beispiel zu erkennen, dass die Nulllinie beiden Temperaturverläufen ( $T_{14}-T_9$ ) etwa symmetrisch ist. Weiters ist zu erkennen, dass ein charakteristischer Anstieg der Temperaturdifferenz bei der Version mit Blende etwa nach 35s, beim Standardmodell etwa nach 55s beginnt. Dieser Abstand (20s) entspricht etwa dem Abstand zwischen den „Light-Off“ Zeitpunkten nach der gewählten Definition (25s).

Zusammenfassend zu den abschließenden Prüfstandstests kann gesagt werden, dass diese für den 70km/h-Betriebspunkt erfolgreich verliefen und die Vorteile aus der Simulation sich bei der gewählten Definition tatsächlich in einer kürzeren „Light-Off“ Zeit äußerten.

## 9 Schlussfolgerungen und Ausblick

In dieser Arbeit wurden die Auswirkungen von Querschnittsverengungen in der Katalysatoranströmung an einer BMW F800R untersucht. Die gewonnenen Erkenntnisse sollen hier noch einmal kurz zusammengefasst werden.

Als Grundlage für alle Messungen wurde eine modifizierte Auspuffanlage aufgebaut, mit der sämtliche Messungen durchgeführt wurden und die sich im Lauf des Projekts sehr bewährt hat. Besonders der modulartige Aufbau sei hervorzuheben, der z.B. beim Einbau der Blende die Umbauzeiten stark reduzierte.

Die Auspuffanlage wurde in einem 3D-CFD Programm aufgebaut, um aufwendige Testfahrten zu minimieren und verschiedene Modelle simulatorisch zu untersuchen. Die Randbedingungen für diese Simulationen wurden zum Teil am Prüfstand gemessen, zum Teil aus gegebenen Daten ermittelt. Auf die Erstellung des geometrischen Modells und die Ermittlung der Randbedingungen wurde besonders Wert gelegt, da dies die Grundlage für die erfolgreichen Simulationen bildete. Mit der Verifikation konnte das Modell schließlich erfolgreich überprüft werden. Diese Verifikation bzw. der Modellabgleich gestaltete sich jedoch relativ zeitaufwendig, da erst im Laufe von diesem Problemstellen am Modell deutlich wurden und alle Änderungen bzw. erneuten Simulationen sehr viel Zeit brauchten. Schließlich wurde aber ein Modell fertiggestellt, das bis zum Ende dieser Arbeit funktionierte.

Die Untersuchungen von Querschnittsverengungen zeigten relativ bald wichtige Ergebnisse. So wurde festgestellt, dass sich die Strömung an einer Blende mit kleinem Abstand zum Katalysator komplett anders verhält, als wenn die Blende direkt am Katalysator anliegt. Außerdem konnte festgestellt werden, dass die radiale Wärmeleitung gering genug ist, sodass die in den Katalysator eingebrachte Wärme nicht sofort nach außen geleitet wird. Bezüglich des Aufheizverhaltens zeigten sich zwei unterschiedliche Verhalten im Vergleich zur Version ohne Blende. Einerseits wurden im Festkörper des Katalysators höhere Maximaltemperaturen zu Beginn festgestellt, andererseits wurde beobachtet, dass sich der aufgewärmte Kanal sehr schnell nach hinten aufheizt. Vor allem die höheren Maximaltemperaturen zu Beginn deuteten darauf hin, dass eine Blende definitiv Vorteile im „Light-Off“ Verhalten aufweisen kann. Mit weiteren Untersuchungen wurde festgestellt, dass es eine ideale Größe der Blendenöffnung gibt. Die Blendenöffnung, die in der Simulation am besten abschnitt, wurde für den Test am Prüfstand ausgewählt.

Die abschließenden Prüfstandstests konnten die Simulationsergebnisse zumindest für einen Betriebspunkt (70 km/h) bestätigen.

Das in der Einleitung genannte Ziel, Erkenntnisse über die Auswirkungen einer Querschnittsverengung auf die „Light-Off“-Zeit zu gewinnen, wurde in dieser Arbeit jedenfalls erreicht. Auch das „Wunsch“-Ziel, die tatsächliche Verkürzung der „Light-Off“-Zeit wurde zumindest an einem getesteten Betriebspunkt bewältigt. Dies ist aber speziell an anderen Betriebspunkten mit geringeren Massenströmen noch ausbaufähig.

Hier sei auch noch einmal erwähnt, dass auch bei geringeren Massenströmen mit einem Anheben des Temperaturniveaus die Vorteile bezüglich der höheren Maximaltemperaturen abgerufen werden könnten. Dazu müsste sich das Katalysatorsystem näher am Zylinderauslass befinden oder es müssten zusätzliche Heizmaßnahmen getroffen werden.

Diese Arbeit bildet als Grundsatzuntersuchung eine Basis für weiterführende Untersuchungen. Dabei sollten vor allem weitere Anströmungen untersucht werden, die eine Querschnittsverengung der Katalysatordurchströmung erwirken. Dazu kann die in dieser Arbeit erwähnte Variante mit dem Flachschieber getestet werden. Außerdem kann versucht werden, mit trichterähnlichen Anströmkörpern diese „Hot Spots“ im Katalysator zu erzeugen und so zu untersuchen, ob andere Formen der Anströmung mehr Erfolg haben.

Dies betrifft vor allem die Relevanz im Zyklus, da gerade bei zyklusrelevanten geringen Massenströmen (21 km/h) mit dieser Auspuffanlage keine markanten Vorteile in „Light-Off“-Temperaturbereichen auftraten.

Abgesehen von den Verbesserungen in der Simulation müssen für den 21km/h-Betriebspunkt auch die tatsächlichen Vorgänge im Katalysator genauer untersucht werden, um abzuklären, warum in Testläufen am Prüfstand keine signifikanten Temperaturerhöhungen durch Reaktionen stattfanden. Außerdem können am Prüfstand auch noch die Einflüsse einer Querschnittsverengung auf das Fahrverhalten untersucht werden.

Der Schwerpunkt wird bei den zukünftigen Untersuchungen weiterhin in der Simulation liegen, um die Anzahl aufwendiger Prüfstandstests zu verringern und die vielfältigen Möglichkeiten der Simulation zu nutzen.

## 10 Abbildungs- und Tabellenverzeichnis

Abb. 1-1: Abgasemissionen nach dem Katalysator – verdünnt .....	13
Abb. 1-2: Konvertierungsraten / Temperaturen [1] .....	14
Abb. 1-3: Aufbau eines Metallträger-Katalysators [9].....	14
Abb. 1-4: Übersicht Prozessablauf.....	18
Abb. 2-1: Skizze Stoff- und Molekulartransport [3] .....	19
Abb. 2-2: Änderung des Flusses $J_x$ an einem Volumenelement [3].....	19
Abb. 2-3: Arten der Wärmeübertragung [5].....	22
Abb. 3-1: Auspuffanlage Vergleich Serie (blau-grau) – modifiziert (grün-grau).....	27
Abb. 3-2: Modularer Aufbau des Testsystems .....	28
Abb. 3-3: Messstellen an der Auspuffanlage .....	29
Abb. 3-4: Messflansche.....	29
Abb. 3-5: Montierte Auspuffanlage .....	30
Abb. 4-1: Strömungsmodell (Innenströmung) .....	35
Abb. 4-2: Luftspalt mit Strömungsprofil.....	35
Abb. 4-3: Aufbau der Wand um den Katalysator.....	36
Abb. 4-4: Simulationsmodell gesamt .....	37
Abb. 4-5: Alternative Modelle .....	39
Abb. 4-6: Luftmassenstrom-Kennfeld.....	40
Abb. 4-7: Funktion der „Thin Wall“ .....	42
Abb. 4-8: Katalysator .....	45
Abb. 4-9: Druckverlust des Katalysators .....	46
Abb. 4-10: Form der Strömungskanäle und Vergleich mit Quader... ..	47
Abb. 4-11: Ersatzschaltbild.....	48
Abb. 4-12: Rohemissionen in Volumsprozent [2] .....	49
Abb. 5-1: Orte der Randbedingungen und der Abgleichstellen .....	52
Abb. 5-2: Strömungsprofil laminar – turbulent [17] .....	53
Abb. 5-3: Randbedingungen am Start der instationären Simulation.....	56
Abb. 5-4: Vergleich der Simulation mit den Prüfstandsdaten bei 21 km/h .....	59
Abb. 5-5: Vergleich der Simulation mit den Prüfstandsdaten bei 70 km/h .....	59
Abb. 5-6: Stationäre Temperaturprofile – Vergleich Simulation mit Prüfstand .....	60
Abb. 5-7: Strömungsprofil Messflansch 1 .....	60
Abb. 6-1: Strömung bei 21 km/h und 70 km/h .....	63
Abb. 6-2: Temperaturverteilung im Katalysator-Bereich bei 21 km/h .....	64
Abb. 6-3: Aufheizen des Strömungsvolumens.....	65
Abb. 6-4: Katalysatortemperatur bei verschiedenen Massenströmen .....	66
Abb. 6-5: Aufheizverhalten des Katalysators bei 70 km/h .....	66
Abb. 6-6: Temperaturen im Katalysator über die Zeit .....	67
Abb. 6-7: Aufheizverhalten Träger - verschiedene Querschnitte (70km/h).....	67
Abb. 6-9: Strömungsprofil Umströmungsvolumen.....	68
Abb. 7-1: Formen der Blende.....	70
Abb. 7-2: Aufbau Strömungsmodell mit Blende .....	71
Abb. 7-3: Einfluss der Position der Blende bei 70 km/h.....	72
Abb. 7-4: Festkörpertemperaturen über der Zeit - Variation der Position (70 km/h) .....	73
Abb. 7-5: Temperaturen über den Katalysatorquerschnitt bei 70 km/h.....	74
Abb. 7-6: Temperatur Träger nach 2 Minuten bei 70 km/h .....	75
Abb. 7-7: Temperaturverteilung im Träger bei 70km/h nach 20 Sekunden .....	76
Abb. 7-8: Einfluss der Größe der Blendenöffnung bei 70 km/h .....	77
Abb. 7-9: Verlauf der Maximaltemperaturen im Katalysator bei 70 km/h.....	78
Abb. 7-10: Temperaturen der Anströmung kurz vor dem Katalysator nach 90 Sekunden.....	79
Abb. 7-11: Temperaturprofile bei 21 km/h .....	80

---

Abb. 7-12: Verlauf der Maximaltemperaturen im Katalysator bei 21 km/h .....	81
Abb. 7-13: Grundprinzip "Verschiebbares Rohr" .....	84
Abb. 7-14: Maximaltemperaturen "Verschiebbares Rohr" .....	85
Abb. 8-1: Prinzipskizze Rollenprüfstand (Bild Motorrad: [7]).....	87
Abb. 8-2: Schema der CVS-Anlage .....	88
Abb. 8-3: Prüfstands Aufbau .....	89
Abb. 8-4: Temperatur am Zylinderauslass - WMTC-Zyklus.....	90
Abb. 8-5: Temperaturen nach Kaltstart bei 21km/h.....	93
Abb. 8-6: Aufheizverhalten der verschiedenen Betriebspunkte.....	93
Abb. 8-7: Einbau der Blende.....	95
Abb. 8-8: Temperaturverläufe mit beschichtetem Katalysator mit und ohne Blende.....	96
Abb. 8-9: Vergleich der Temperaturen mit und ohne Blende bei 70 km/h.....	97
Abb. 12-1: Abmessungen des Systems .....	114
Tabelle 3-1: Katalysatordaten .....	31
Tabelle 4-1: Mittlere Wärmeübergangskoeffizienten an den Rohr-Außenwänden .....	43
Tabelle 4-2: Eigenschaften der "Thin Wall" um den Katalysator .....	43
Tabelle 5-1: Gewählte Betriebspunkte .....	51
Tabelle 5-2: Gewählte Randbedingungen .....	56
Tabelle 5-3: Ergebnis Modellabgleich bei 21 km/h .....	57
Tabelle 5-4: Ergebnis Modellabgleich bei 70 km/h .....	58
Tabelle 8-1: Technische Daten Rollenprüfstand .....	87
Tabelle 8-2: Technische Daten Gebläse .....	88
Tabelle 8-3: Messergebnisse für Simulation .....	91
Tabelle 12-1: Trägermaterial Werkstoffzusammensetzung .....	105
Tabelle 12-2: Trägermaterial - Physikalische Eigenschaften.....	105
Tabelle 12-3: Numerische Eingaben .....	106
Tabelle 12-4: Simulationsergebnisse Modellabgleich im Leerlauf.....	107
Tabelle 12-5: Simulationsergebnisse Modellabgleich bei 50 km/h .....	107
Tabelle 12-6: Temperaturprofile bei 21km/h von verschiedenen Blendenvariationen .....	108
Tabelle 12-7: 3D - Simulationsergebnisse bei 21 km/h .....	109
Tabelle 12-8: Temperaturprofile bei 70 km/h von verschiedenen Blendenvariationen.....	110
Tabelle 12-9: Temperaturprofile bei 70 km/h von verschiedenen Blendenvariationen.....	111
Tabelle 12-10: 3D - Simulationsergebnisse bei 70 km/h .....	112
Tabelle 12-11: 3D - Simulationsergebnisse bei 70 km/h .....	113
Tabelle 12-12: Stückliste.....	114

## 11 Literaturverzeichnis

- [1] H. Eichlseder, Skriptum Verbrennungskraftmaschinen VA, Technische Universität Graz, 2010.
- [2] G. P. Merker und C. Schwarz (Hrsg), Grundlagen Verbrennungsmotoren, Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 4. Auflage, 2009.
- [3] R. Almbauer, Skriptum "Numerische Methoden in der angewandten Thermodynamik", Technische Universität Graz, 2009.
- [4] G. Brenn und W. Meile, Skriptum Strömungslehre und Wärmeübertragung 1, Technische Universität Graz, 2005.
- [5] P. von Böckh und T. Wetzel, Wärmeübertragung - Grundlagen und Praxis, Heidelberg: Springer Verlag, 3. Auflage, 2009.
- [6] H. Steiner, Skriptum Höhere Strömungslehre und Wärmeübertragung, Technische Universität Graz, 2010.
- [7] „<http://www.bmw-motorrad.at/>“, BMW, [Zugriff am 17 09 2013].
- [8] Emitec Gesellschaft für Emissionstechnologie mbH, Lohmar, 2013.
- [9] H. Eichlseder, Skriptum Kolbenmaschinen, Technische Universität Graz, 2000.
- [10] "<http://www.peacesoftware.de/>", B. Wischnewski, „Peace Software“, [Zugriff 2013].
- [11] F. Hell, Wärmeübertrager, R. Ouldenbourg Verlag, 2. Auflage, 1992.
- [12] W. E. Fuchs, Energie- und Umwelttechnik im Anlagenbau, Essen: Vulkan-Verlag Essen, 4. Auflage, 2002.
- [13] Firma ThyssenKrupp VDM GmbH, Werdohl, 2008.
- [14] AVL LIST GmbH, Manual - AVL FIRE® Version 2010, Graz, 2010.
- [15] G. Groppi und E. Tronconi, Continuous vs. Discrete Models of Nonadiabatic Monolith Catalysts, Milano: Politecnico di Milano, 1996.
- [16] E. Truckenbrodt, Fluidmechanik - Band 1: Grundlagen und elementare Strömungsvorgänge dichtebeständiger Fluide, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 1996.
- [17] H. Eichlseder, Skriptum Thermodynamik, Technische Universität Graz, 2012.



## 12 Anhang

### 12.1 Materialdaten Katalysatorträger

Nach einem Datenblatt [13] werden hier die Werkstoffzusammensetzung und die für die Simulation wichtigen physikalischen Eigenschaften des Trägermaterials gezeigt.

Werkstoffbezeichnung: W.-Nr. 1.4767, X8CrAl20-5

Werkstoffzusammensetzung in %:

<b>Ni</b>	max. 0,3	<b>Mn</b>	max. 0,5	<b>Y</b>	max. 0,1
<b>Cr</b>	19,0-22,0	<b>Si</b>	max. 0,5	<b>Hf</b>	max. 0,1
<b>Fe</b>	Rest	<b>Al</b>	5,5-6,5	<b>N</b>	max. 0,01
<b>C</b>	max. 0,05	<b>Zr</b>	max. 0,07		

**Tabelle 12-1: Trägermaterial Werkstoffzusammensetzung**

Physikalische Eigenschaften:

<b>Density</b>	7160 kg/m <sup>3</sup>
<b>Thermal Conductivity</b>	9,8 (30°C) – 22,5 (900°C) W/mK
<b>Specific Heat</b>	490 (30°C) – 670 (1000°C) J/kgK

**Tabelle 12-2: Trägermaterial - Physikalische Eigenschaften**

### 12.2 Numerische bzw. „Solver“ Eingaben

Folgend werden die numerischen Eingaben angegeben. Die Namen dieser wurden direkt aus dem Programm übernommen und sind daher auf Englisch, um Missverständnisse vorzubeugen. Die Daten sind für die stationäre und instationäre Simulation angegeben, dies ist bei unterschiedlichen Eingaben an den zwei Spalten erkennbar (links stationär, rechts instationär). Die Daten entsprechen den Standard-Eingabedaten der durchgeführten Simulationen, bei einzelnen Simulationen wurden aber teilweise bestimmte Eingaben angepasst, um die numerische Stabilität zu gewährleisten (z.B. „Underrelaxation Factors“).

<b>Discretization</b>	Calculation of Boundary Values	Mirror
	Calculation of Derivatives	Least Sq. Fit
	Variable Limits	No
	Cell Quality Check	No
	Cell Face Adjustment – equation	No
	Cell Face Adjustment – geometry	No
	Realizability Constraints	Yes
	Artificial Compressibility	No
	Decoupled Domains	Yes
	Algorithmus	Simple/Piso
<b>Activate Equations</b>	Momentum & Continuity	Yes
	Turbulence	k-epsilon
	Energy	Yes
	Total Enthalpy	Click
	Viscous Heating	Yes
	Pressure Work	Yes
	Scalar	No

	Pressure Reference Cell	Cell on Inlet	
	Two Stage Pressure Correction	No	
	Compressibility	Compressible	
	Wall Treatment	Standard Wall Function	
	Heat Transfer Wall Model	Standard Wall Function	
<b>Underrelaxation Factors</b>	Momentum	0,4	0,5
	Pressure	0,1	0,1
	Turbulent kinetic Energy	0,3	0,3
	Turbulent Dissipation Rate	0,4	0,3
	Energy	0,6	0,7
	Mass Source	1	
	Viscosity	1	
	Scalar	0,8	
	Species Transport Equation	0,8	
<b>Differencing Scheme</b>	Momentum	CD (BF=0,5)	MINMOD R. (BF=0,5)
	Continuity	Central Differencing (BF=1)	
	Turbulence	Upwind	
	Energy	Upwind	
	Scalar	Upwind	
<b>Linear Solver</b>	Momentum	GSTB (0-50 It., Tol.: 0,1)	
	Continuity	GSTB (0-500 It., Tol.: 0,01)	
	Turbulence	GSTB (0-50 It., Tol.: 0,1)	
	Energy	GSTB (0-50 It., Tol.: 0,1)	
	Scalar	GSTB (0-50 It., Tol.: 0,1)	
<b>Convergence Criteria</b>	Max. Number of Iterations	3000	200
	Min. Number of Iterations	2000	30-80
	Normalized Residuals	Click	
	Momentum	0,0001	0,00015-0,0001
	Pressure	0,0001	0,0002-0,0001
	Energy	0,0001	0,00015-0,0001

**Tabelle 12-3: Numerische Eingaben**

Abkürzungen [14]:

BF...Blending Factor

MINMOD R.... MINMOD Relaxed

CD...Central Differencing Scheme

GSTB...Linear Solver Type („Conjugate Gradient with Incomplete Cholesky factorisation“)

Tol.... Tolerance

### 12.3 Modellabgleich Betriebspunkte „Leerlauf“ und 50 km/h

#### 12.3.1 Leerlauf

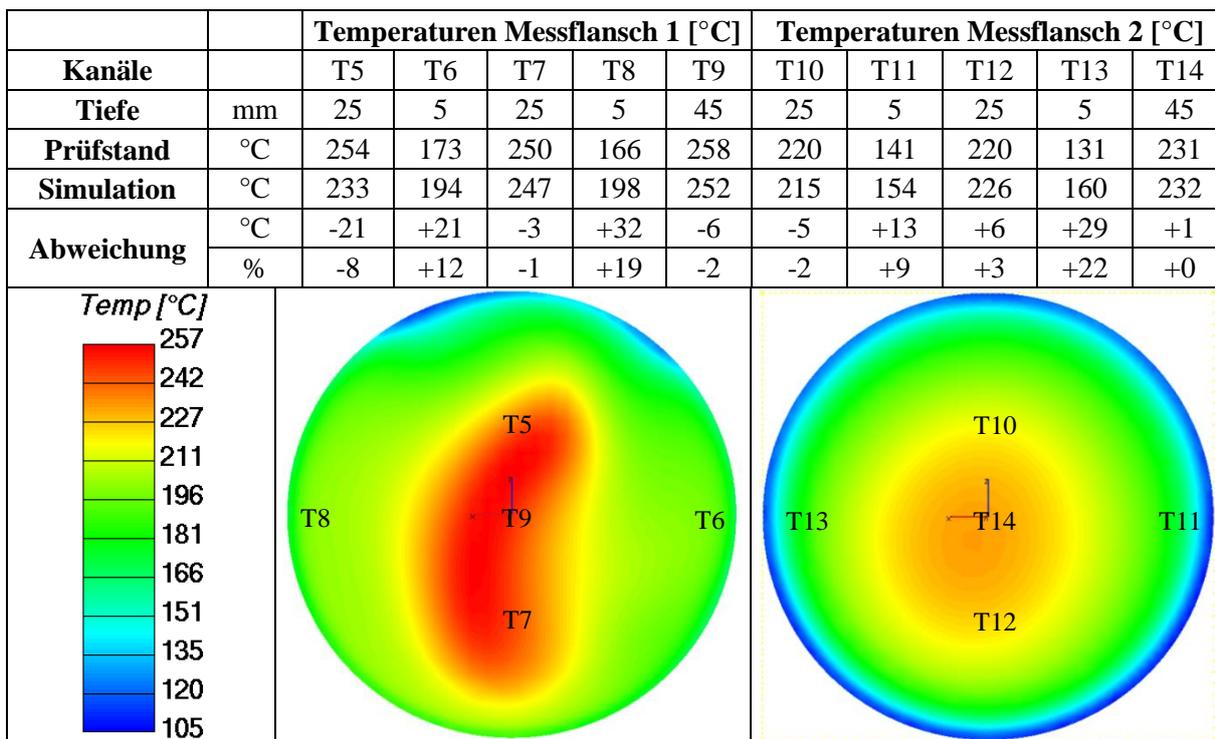


Tabelle 12-4: Simulationsergebnisse Modellabgleich im Leerlauf

#### 12.3.2 50km/h

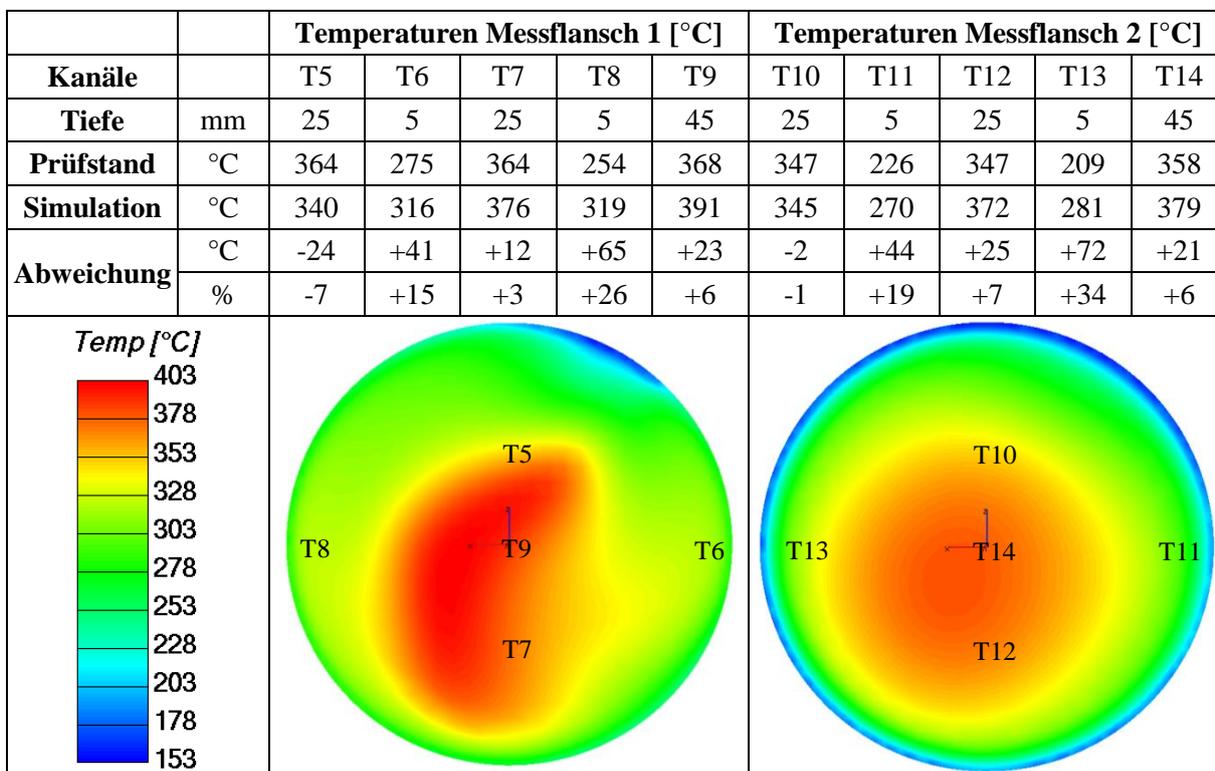


Tabelle 12-5: Simulationsergebnisse Modellabgleich bei 50 km/h

## 12.4 Ergänzende Simulationsergebnisse

### 12.4.1 Temperaturprofile bei 21km/h von verschiedenen Blendenvariationen

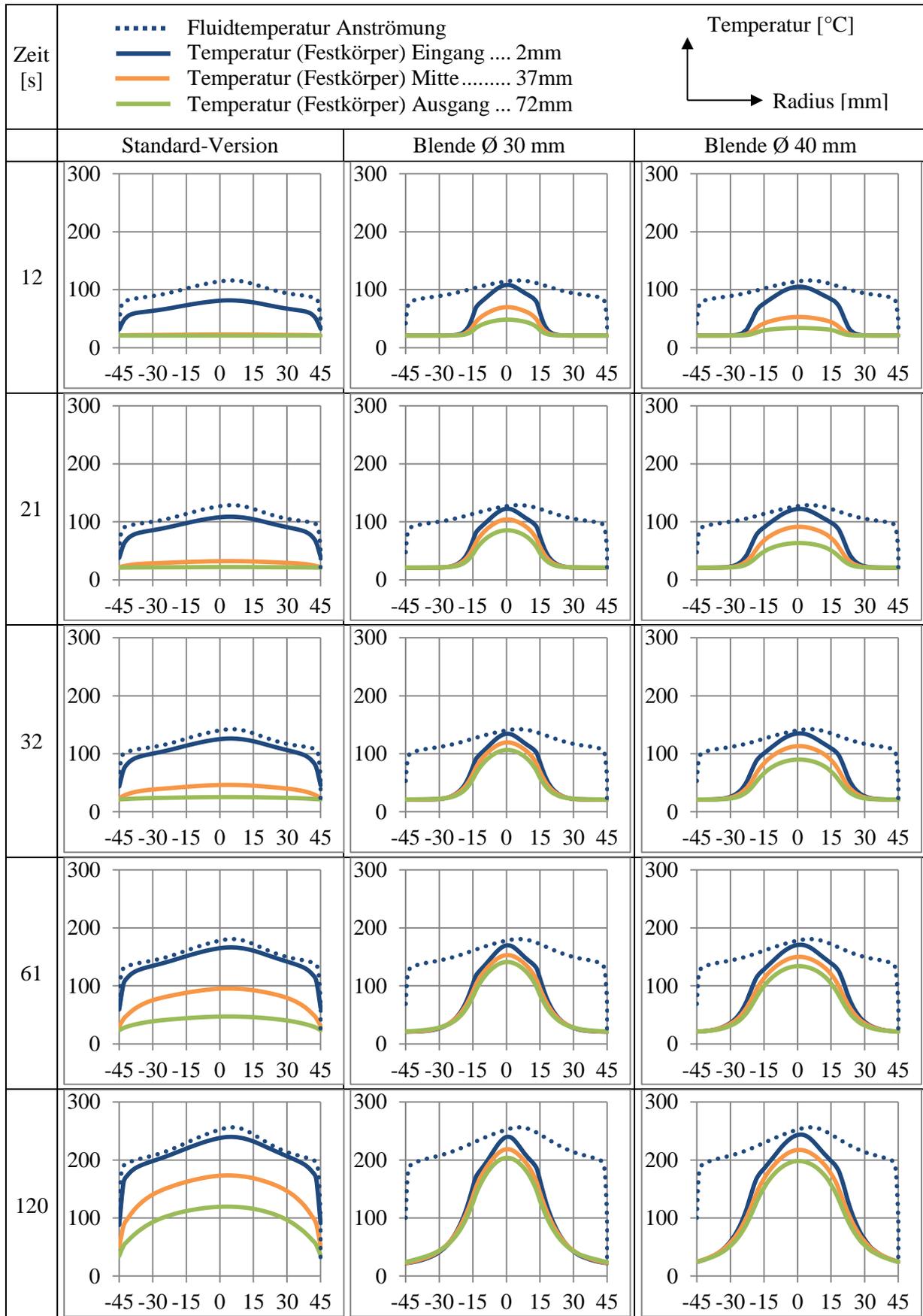


Tabelle 12-6: Temperaturprofile bei 21km/h von verschiedenen Blendenvariationen

## 12.4.2 3D - Simulationsergebnisse von verschiedenen Blendenvariationen bei 21 km/h

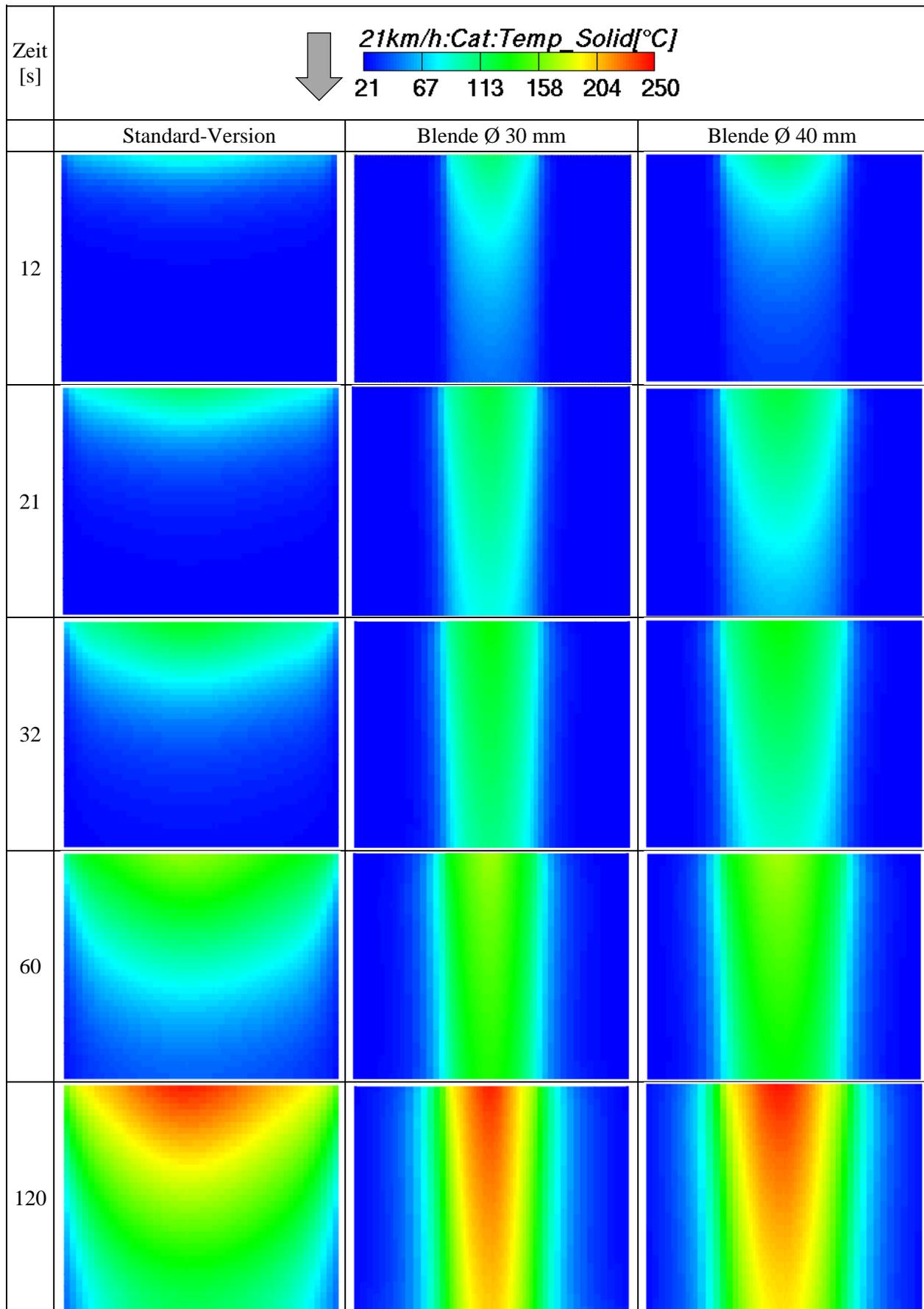


Tabelle 12-7: 3D - Simulationsergebnisse von verschiedenen Blendenvariationen bei 21 km/h

### 12.4.3 Temperaturprofile bei 70 km/h von verschiedenen Blendenvariationen

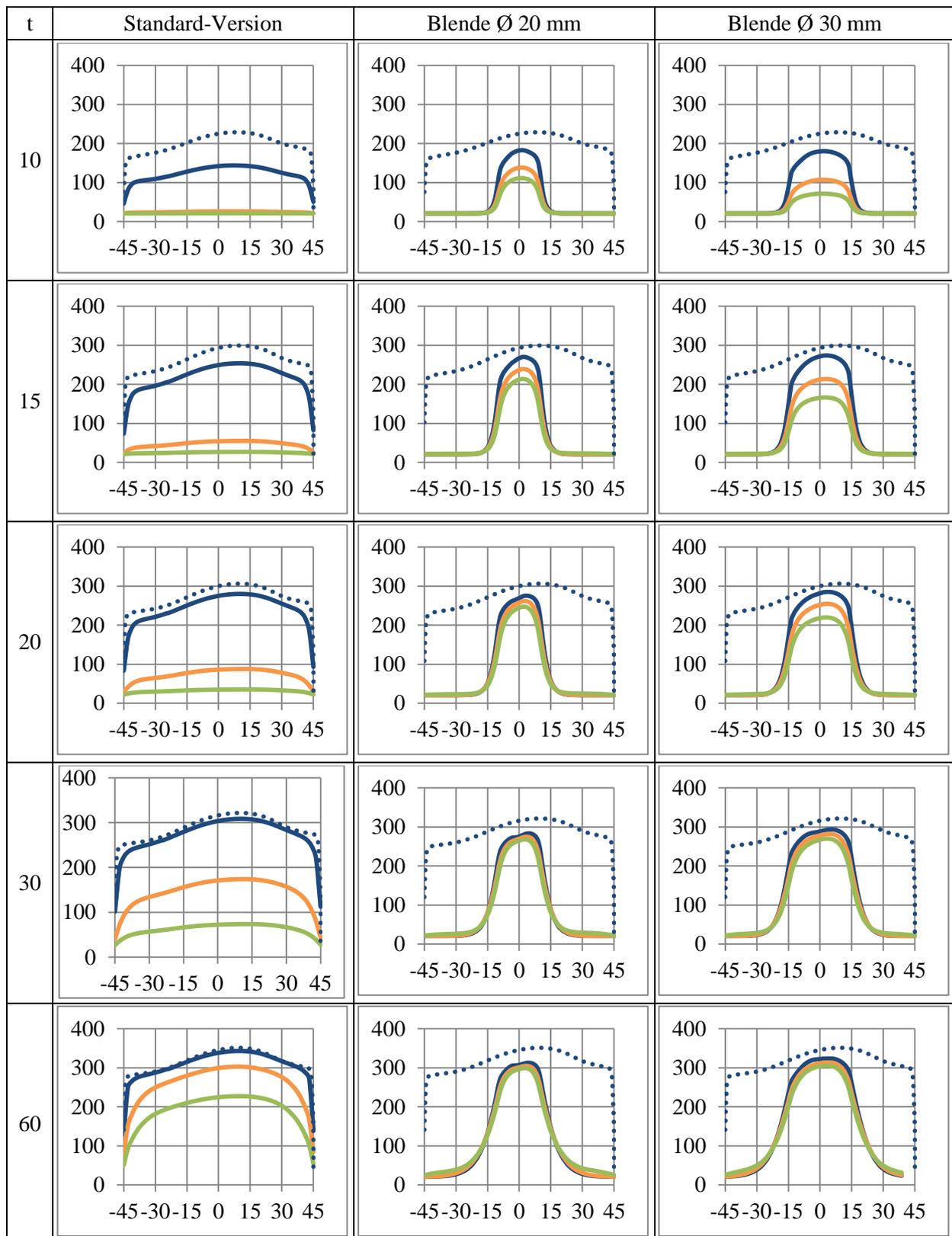


Tabelle 12-8: Temperaturprofile bei 70 km/h von verschiedenen Blendenvariationen

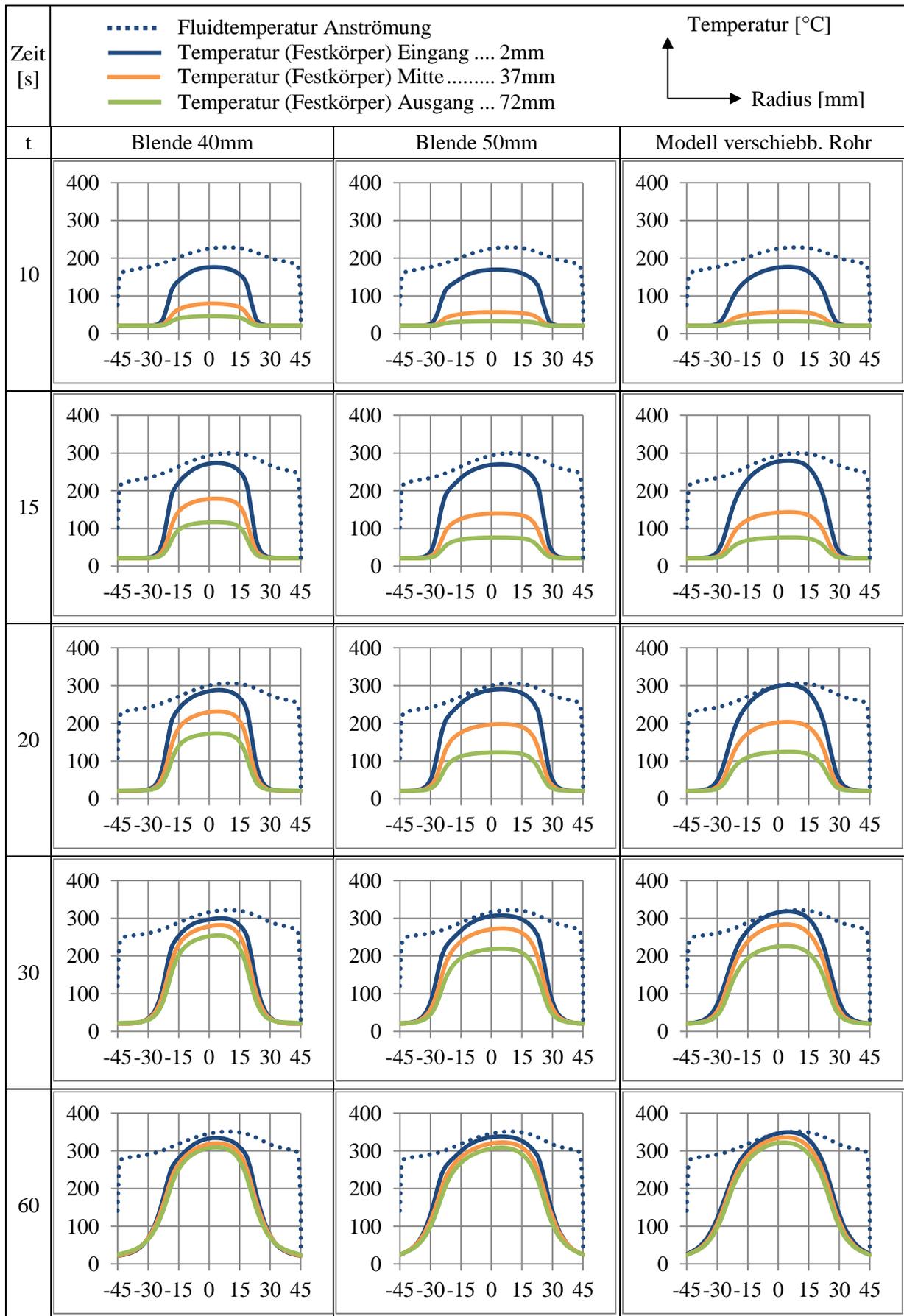


Tabelle 12-9: Temperaturprofile bei 70 km/h von verschiedenen Blendenvariationen

## 12.4.4 3D - Simulationsergebnisse von verschiedenen Blendenvariationen bei 70 km/h

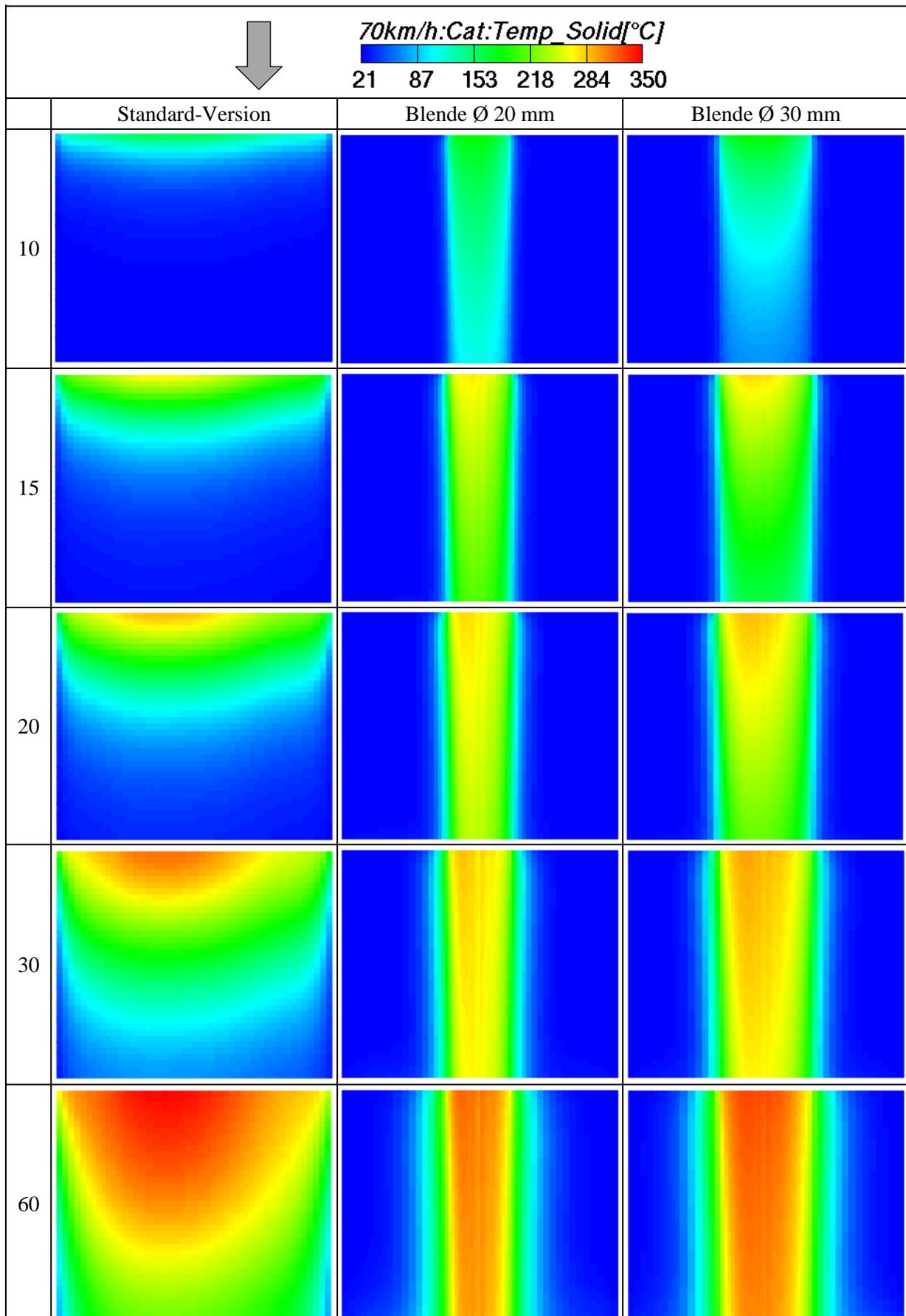
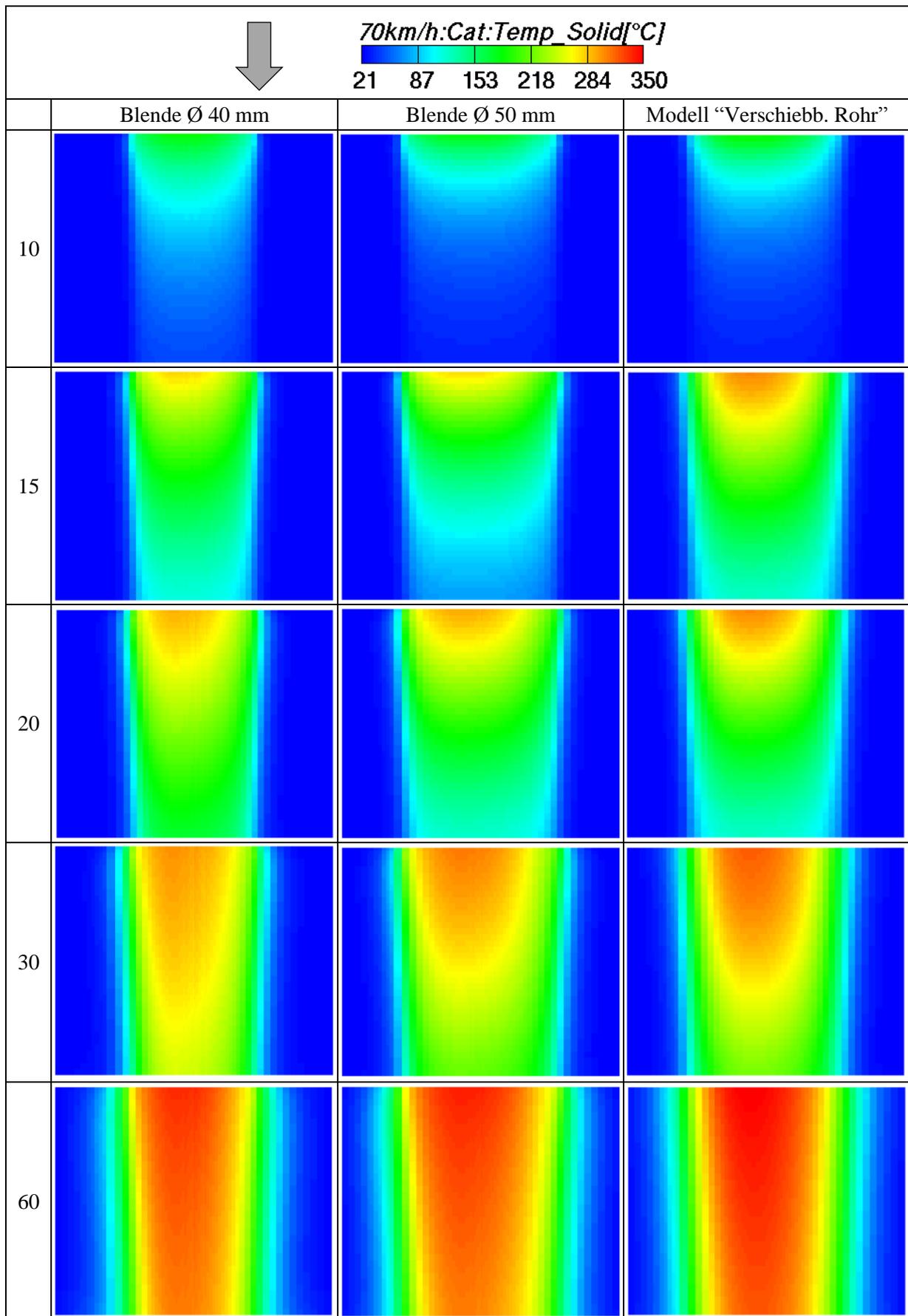


Tabelle 12-10: 3D - Simulationsergebnisse von verschiedenen Blendenvariationen bei 70 km/h



**Tabelle 12-11: 3D - Simulationsergebnisse von verschiedenen Blendenvariationen bei 70 km/h**

## 12.5 Abmessungen des Systems

1	Gegenkonus	5	Katalysator – "Canning"	9	Flansch groß
2	Messflansche	6	Hüllrohr Katalysator	10	Konus
3	Flansch groß mit Fase	7	Katalysator Befestigungsscheibe	11	Flansche klein
4	Katalysator	8	Flansch groß mit Ausnahme für Katalysatorbefestigung	12	Zylindrisches Eingangsrohr

Tabelle 12-12: Stückliste

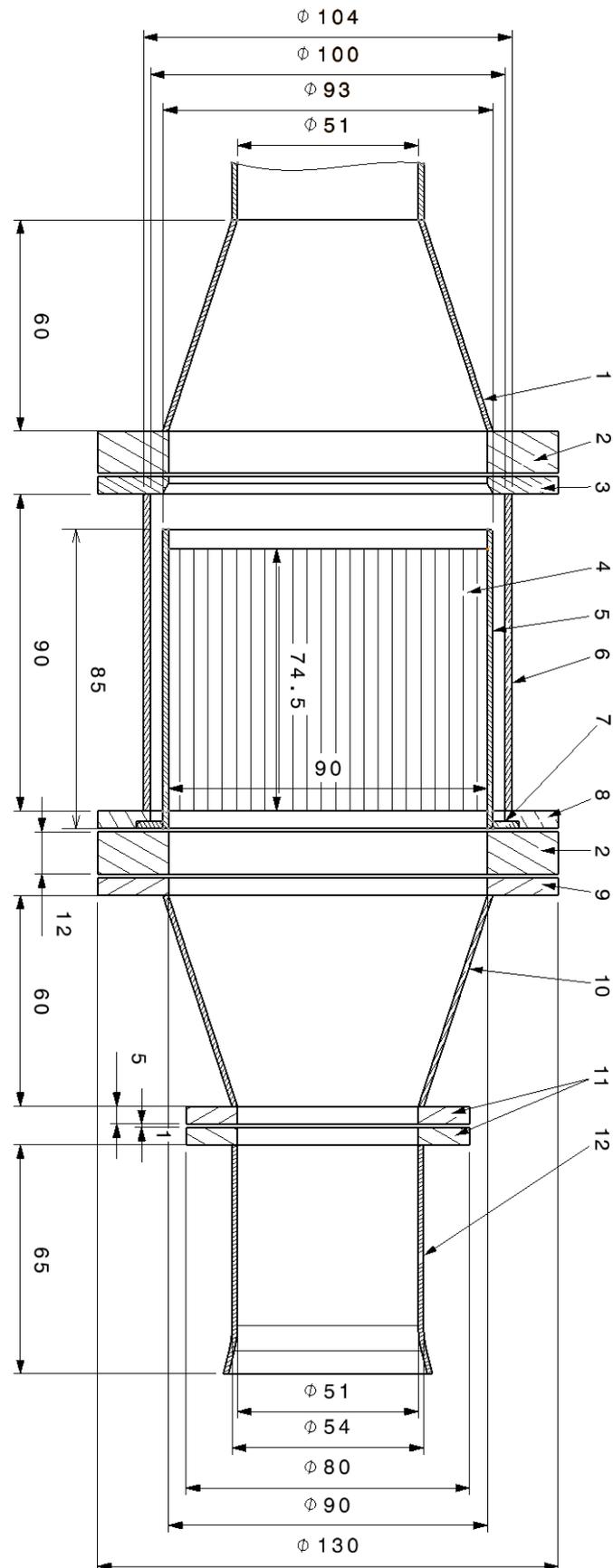


Abb. 12-1: Abmessungen des Systems