



Diplomarbeit

Untersuchungen zum transienten thermischen Verhalten von Motorkomponenten der Hochtemperaturabgasseite

Florian Ansperger

eingereicht am

*Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
Technische Universität Graz*

Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichlseder

durchgeführt bei der

AVL List GmbH, Graz

betreut von

*Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichlseder, TU Graz
DDI Bernd Klima, TU Graz
DI Michael Kordon, AVL List GmbH*

Graz, im September 2010

Vorwort

Als Erstes möchte ich mich bei meinem Betreuer innerhalb der AVL List GmbH Dipl.-Ing. Michael Kordon für die Möglichkeit der Durchführung dieser Arbeit und seine vorbildliche Unterstützung danken.

Für die Übernahme der Betreuung seitens der TU Graz möchte ich Herrn O.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichlseder und Herrn DDipl.-Ing. Bernd Klima danken.

Großen Dank gebührt auch Dr. Ingo Allmer, Dipl.-Ing. Christian Kozlik und Dipl.-Ing. Helmut Theißl ohne deren Hilfe die Durchführung dieser Arbeit in dieser Form nicht möglich gewesen wäre.

Ganz besonders möchte ich meinen Eltern Renate und Kurt Ansperger danken, die mir erst durch ihre Unterstützung mein Studium ermöglicht haben.

Florian Ansperger

Graz, September 2010

Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am 15. September 2010

Florian Ansperger

Kurzfassung

Im Hinblick auf die Effizienz der Abgasnachbehandlung und den erreichbaren Ladedruck der Abgasturboaufladung ist eine genaue Kenntnis der Abgastemperaturen notwendig. Voraussetzung dafür ist es neben der Verbrennung das transiente thermische Verhalten der Motorkomponenten auf der Abgasseite und den damit verbundenen Einfluss auf die Abgastemperatur zu kennen. Unter diesen Voraussetzungen wurde in dieser Diplomarbeit das thermische Verhalten von Abgaskrümmern und Turbinen der Hochtemperaturabgasseite genau analysiert. Diese Erkenntnisse wurden dann in ein bestehendes 0-dimensionales Mittelwert-Motormodell integriert. Um dies zu ermöglichen, waren folgende Arbeitsschritte notwendig.

Zunächst mussten Messungen an einem ausgewählten Versuchsmotor durchgeführt und analysiert werden. Um die benötigten Messungen zu erhalten, wurde ein geeignetes Versuchsprogramm erarbeitet, das sich aus Lastsprüngen zwischen Stationärpunkten und einem transienten Fahrzyklus, dem Worldwide Harmonized Transient Cycle (WHTC), zusammensetzt. Um die Analyse der Messungen zu gewährleisten, wurden die zu untersuchenden Motorkomponenten speziell mit Temperatursensoren bestückt. Dabei wurde unter Berücksichtigung der benötigten Erkenntnisse wie Temperaturverteilung und Wärmeströme besonders auf die Positionierung der Sensoren geachtet.

Als Nächstes wurden die gewonnenen Erkenntnisse aus der Analyse der Messungen in ein vereinfachtes 0-dimensionales Mittelwert-Abgasstrangmodell integriert. Wichtige Randbedingung für diese Simulation war die notwendigen Daten für diesen Motor und für weitere Verwendung mit möglichst geringem Aufwand zu ermitteln. Nach der erfolgreichen Parametrierung durch das Abgasstrangmodell konnten die Erweiterungen in das Motormodell integriert werden. Mit dem gesamten Motormodell konnte ein transienter Fahrzyklus (WHTC) simuliert werden, mit dem das transiente thermische Verhalten der Motorkomponenten und deren Einfluss auf die Gastemperatur sichtbar wurde.

Um für weitere Projekte in der AVL List GmbH die Erkenntnisse aus dieser Diplomarbeit zu nützen, wurde eine Parametrieremethode für die Modelle definiert. Mit dieser Parametrierung ist es möglich mit geringem Aufwand das Verhalten der transienten Komponenten- und Gastemperaturen zu berücksichtigen.

Abstract

For the exhaust gas after treatment and for the accessible boost pressure the exhaust gas temperature is one of the most important quantities. A prerequisite for the knowledge of the temperatures is beside the combustion the transient behavior of engine components in the exhaust system and the influence on the exhaust gas. It was the aim for this diploma thesis to analyze the thermal behavior of the exhaust manifold and the turbine of the turbocharger. The findings from the analysis were integrated into a 0-dimensional mean value engine model. Following workflow was set-up for this task.

First step were measurements of a commercial test engine. For the measurements an applicable test program was defined. It included load steps between steady state points and a transient driving cycle, the Worldwide Harmonized Transient Cycle (WHTC). For analyzes the engine components were assembled with temperature sensors. The sensor positions were selected to define heat flow and temperature allocation.

The next step was the integration of the findings in the simplified 0-dimensional mean value exhaust model. An important requirement was a minimum effort to attain the model input data. After the parameterization of the exhaust model the engine model was extended by this part. With the engine model the transient drive cycle (WHTC) was simulated to calculate the transient thermal behavior of the engine components and the influence on the exhaust gas temperature.

As result of this work also a parameterization method was defined for the prediction of the thermal behavior of engine components and gas temperature.

Inhalt

INHALT	I
ABKÜRZUNGEN	III
1 EINLEITUNG	1
1.1 STAND DER TECHNIK	1
1.2 AUFGABENSTELLUNG	2
2 GRUNDLAGEN	4
2.1 WÄRMELEITUNG	4
2.2 KONVEKTION	6
2.2.1 Ähnlichkeitstheorie des Wärmeübergangs.....	8
2.2.2 Bestimmung von Wärmeübergangskennzahlen	10
2.3 WÄRMESTRAHLUNG	11
2.3.1 Begriffe und Definitionen der Wärmestrahlung.....	12
2.3.2 Strahlungsaustausch.....	15
2.3.3 Gasstrahlung.....	16
2.4 ABGASTURBOAUFLADUNG.....	16
3 PRÜFSTAND	21
3.1 VERSUCHSMOTOR.....	21
3.1.1 Abgaskrümmen	22
3.1.2 Turbine	24
3.2 VERSUCHSAUFBAU	26
3.2.1 Messtechnik für Temperaturuntersuchungen	27
3.3 SENSOREN.....	30
4 VERSUCHSPROGRAMM	34
5 ANALYSE DER TEMPERATURMESSUNGEN AM MOTOR	37
5.1 ANALYSE DER KOMPONENTENTEMPERATUREN.....	37
5.1.1 Analyse des Abgaskrümmers	37
5.1.2 Mittlere Temperatur des Abgaskrümmers.....	41
5.1.3 Analyse des Turbinengehäuses.....	45
5.1.4 Mittlere Temperatur des Turbinengehäuses	49

5.1.5	Vergleich Abgaskrümmen und Turbinengehäuse	50
5.1.6	Betriebspunkte ohne und mit Abgasrückführung	52
5.1.7	Zusammenfassung der Temperaturanalyse der Bauteile.....	53
5.2	ANALYSE DER GASTEMPERATUR.....	54
6	MODELLIERUNG	56
6.1	ABGASSTRANGMODELL	56
6.2	WÄRMEÜBERGANGSMODELL	59
6.2.1	Innerer Wärmestrom \dot{Q}_{in}	61
6.2.2	Äußerer Wärmestrom \dot{Q}_{out}	64
6.3	SENSORMODELL	67
6.3.1	Modellparameter	69
7	SIMULATION	72
7.1	SIMULATION DER TEMPERATURSPRÜNGE	72
7.1.1	Modifikation der Eingabedaten	72
7.1.2	Ableich der Wärmeübertragung durch die Simulation	73
7.2	SIMULATION MIT SENSORMODELL.....	82
7.3	SIMULATION DES TRANSIENTEN WHTC	84
8	ZUSAMMENFASSUNG DER ERGEBNISSE	87
8.1	UNTERSUCHUNGEN DER TEMPERATURMESSUNGEN.....	87
8.2	SIMULATIONSERGEBNISSE.....	88
8.3	PARAMETRIERUNG	94
9	AUSBLICK.....	103
	LITERATURVERZEICHNIS	104
	ABBILDUNGSVERZEICHNIS	106
	TABELLENVERZEICHNIS.....	109

Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung
A	Fläche [m ²]
a	Temperaturleitzahl [m ² /s]
BI	Biot-Zahl [-]
c _p	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck [J/kgK]
c _v	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen [J/kgK]
d	Durchmesser [m]
Ec	Eckert-Zahl [-]
e	Spektrale Strahlungsintensität [W/m ³]
Gr	Grashof-Zahl [-]
K _{in}	Wärmeübergangsfaktor [-]
I	Trägheitsmoment [kg m ²]
L	Länge [m]
Re	Reynold-Zahl [-]
Pr	Prandtl-Zahl [-]
Nu	Nusselt-Zahl [-]
Nu _m	Mittlere Nusselt-Zahl [-]
\dot{m}	Massenstrom [kg/s]
N	Motordrehzahl [1/min]
O	Oberfläche [m ²]
P _c	Leistung Verdichter [W]
P _T	Leistung Turbine [W]
\dot{q}	Wärmestromdichte [W/m ²]
\dot{Q}	Wärmemenge [W]
t	Zeit [s]
T _w	Wandtemperatur [K]
T _F	Fluidtemperatur [K]

V	Volumen [m ³]
WHTC	Worldwide Harmonized Transient Cycle
α	Wärmeübergangskoeffizient [W/m ² K]
α_{str}	Absorptionsgrad [-]
λ	Wärmeleitfähigkeit [W/mK]
λ_{str}	Wellenlänge [m]
ε	Emissionsgrad [-]
κ	Isentropenexponent [-]
φ	Sichtfaktor [-]
η	Wirkungsgrad [-]
μ	Dynamische Viskosität [kg/ms]

1 Einleitung

Die immer strenger werdende Abgasgesetzgebung und die daraus resultierenden steigenden Ansprüche an die Motorkomponenten verlangen eine immer umfassendere transiente Gesamtsystemoptimierung. Im Hinblick auf Abgasnachbehandlung und Abgasturboaufladung ist die genaue Kenntnis der Abgastemperatur unentbehrlich. Zum einen beeinflusst sie die Effizienz der Abgasnachbehandlung, zum anderen ist diese maßgeblich für das erreichbare Ladedruckniveau verantwortlich. Die Abgastemperaturen werden von thermischen Trägheiten der Motorkomponenten der Hochtemperaturabgasseite mitbestimmt. Als Hochtemperaturabgasseite wird der Abgasstrang nach dem Auslasskanal bezeichnet. Sie beinhaltet Abgaskrümmen und Turbine. Um eine Aussage über das thermische Verhalten dieser Komponenten und damit die Auswirkung auf die Gastemperatur zu erhalten, sind Untersuchungen der Abgastemperaturseite mit ihren Komponenten notwendig. Diese Erkenntnisse können in weiterer Folge in ein echtzeitfähiges 0-dimensionales Mittelwert-Motormodell integriert werden. Mit diesem Modell ist es möglich transiente Fahrzyklen zu simulieren.

1.1 Stand der Technik

Für ein besseres Verständnis dieser Arbeit wird hier kurz auf die in der Modellbildung und Simulation verwendeten Modelle eingegangen. In der Motorsimulation kommen unterschiedliche Rechenwerkzeuge zum Einsatz, die sich in Komplexität und Detailliertheit unterscheiden. Welche Modelle herangezogen werden, hängt von den Anforderungen und dem Einsatzzweck ab.

Liegt für ein System eine gesetzmäßige analytische Beschreibung vor, so kann das dynamische physikalische Verhalten dieses Systems durch ein physikalisches Modell (theoretisches Modell) ermittelt werden. Das Problem dieser Modelle ist oft eine Vielzahl von Parametern, wobei in der Regel die genauen Zusammenhänge nur teilweise bekannt sind. Um zu diesen Parametern zu gelangen, werden oft Identifikationsverfahren verwendet.

Der Bereich der Modelle kann in zwei Gruppen unterteilt werden [25], [27]:

- Null-dimensionale Modelle

Bei Null-dimensionalen Modellen ist keine räumliche Auflösung aller thermodynamischen Zustandsgrößen vorhanden. Es wird nur die Zeitabhängigkeit der Größen berücksichtigt. Diese Modelle haben den Vorteil ohne großen Aufwand rasch Ergebnisse zu liefern.

- Ein- und mehrdimensionale Modelle

Bei ein- und mehrdimensionalen Modellen sind die variablen Größen explizit von einer bzw. mehreren Ortskoordinaten abhängig. Dadurch können Rohrströmungen im Ein- und Auslasssystem sowie komplexere Strömungsfelder berechnet werden.

Um unter Anderem eine modellbasierte Kalibrierung mit geringem Zeitaufwand zu ermöglichen, sind spezielle echtzeitfähige Motormodelle eine wichtige Voraussetzung. Echtzeitfähige Motormodelle werden meist als Mittelwertmodelle umgesetzt. Mittelwertmodelle beruhen nicht auf einer kurbelwinkelaufgelöste Prozessrechnung (Simulation), sondern es werden nur zeitliche Mittelwerte von Arbeitsspielen betrachtet. Mittelwertmodelle kommen dann zum Einsatz, wenn die kurbelwinkelaufgelöste Betrachtung nicht notwendig ist, oder eine geringe Rechenzeit gefordert wird. Die Ermittlung der Randbedingungen für Abgasnachbehandlung oder echtzeitfähige Simulation zum Zweck der Motorsteuerung sind Beispiele für solche Anwendungen. [12]

Ein solches 0-dimensionales Mittelwertmodell ist in der AVL List GmbH in Verwendung. Dadurch können Aufgaben wie Optimierung von Verbrauch und Abgasnachbehandlung in frühen Phasen unterstützt werden [21]. Zusätzlich könnte eine Modellintegration in ein Fahrzeugsteuergerät erfolgen, bei dem eine minimale Rechenzeit besonders gefordert wird. Dieses Modell liefert die Randbedingungen für die durchgeführten Untersuchungen. Dieser Ansatz wird durch die hier gezeigten Ergebnisse erweitert.

1.2 Aufgabenstellung

Damit im transienten Betrieb die richtige Abgastemperatur berechnet werden kann, ist die Kenntnis der verschiedenen Wärmeströme zwischen Motorkomponenten im Abgasstrang und Abgas unerlässlich, wie es in Abbildung 1-1 exemplarisch dargestellt ist. Um dies zu ermöglichen, sind Analysen der transienten Bauteiltemperaturen notwendig. Dabei steht die Untersuchung des transienten thermischen Verhaltens von Abgaskrümmern und Turbinengehäusen im Vordergrund, wobei zusätzlich ein vorhandenes Temperatursensormodell verbessert wird. Die Arbeit wird folgende Schritte beinhalten:

- Nach Wahl des Versuchsmotors, Festlegen des Versuchsprogramms
- Genaue Charakterisierung von Masse und Oberfläche der Bauteile des Prüfstandsmotors

- Untersuchungen der Motorkomponenten im Bezug auf ihr transientes Wärmeverhalten: Dies bedeutet Temperaturmessungen an relevanten Positionen sowie in unterschiedlichen Tiefen des Materials zur Analyse des Wärmeverhaltens in den Wänden
- Erweiterung eines Abgasstrangmodells in Bezug auf die thermischen Eigenschaften
- Vergleich der Komponententemperaturen aus Simulation mit erweitertem Abgasstrangmodell und Messung
- Untersuchungen des Verhaltens eines Thermoelements im originalen Einbauzustand
- Vergleich zwischen Messung und Simulation eines transienten Testzyklus mit einem durch die vorangegangenen Ergebnisse erweiterten Gesamtmotormodell
- Vorgabe einer Parametrierung des erweiterten Modells mit Sensibilitätsuntersuchung

Neben den durch ein 0-dimensionales Mittelwertmodell vorgegebenen Randbedingungen ist vor allem ein geringer Aufwand bei der Ermittlung der Parameter und der nachfolgenden Parametrierung gefordert.

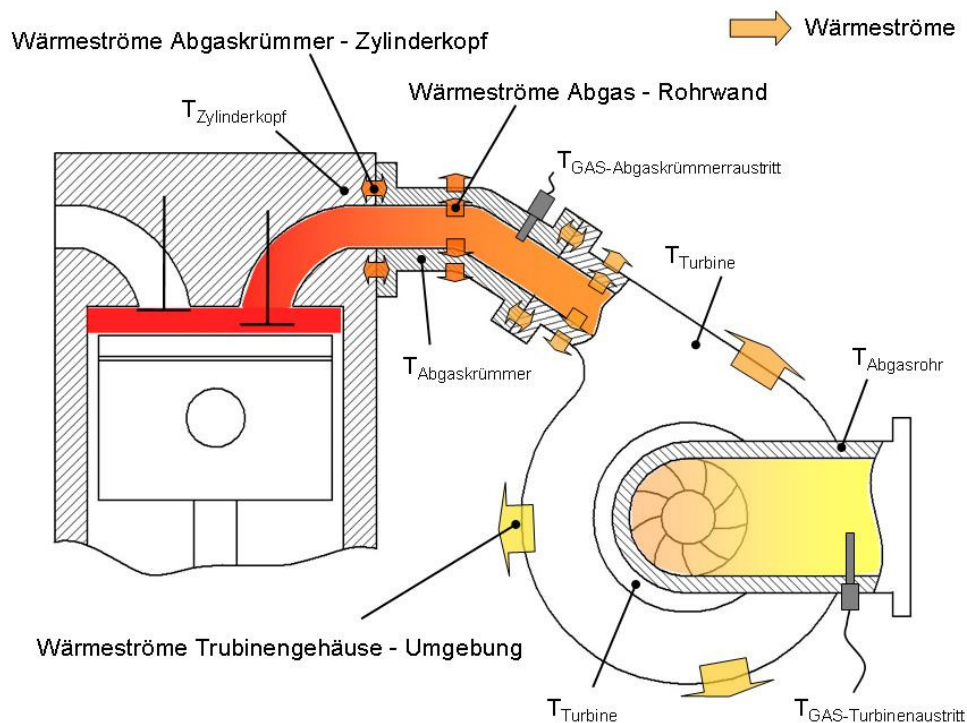


Abbildung 1-1: Abgasstrom und Wärmeströme der Hochtemperaturseite

2 Grundlagen

Die Kenntnis der theoretischen Grundlagen ist die Voraussetzung für die Untersuchung des thermischen Verhaltens von Motorkomponenten. In diesem Kapitel werden daher Wärmeleitung, Konvektion und Wärmestrahlung näher behandelt und es wird auf die Grundlagen der Abgasturboaufladung eingegangen.

2.1 Wärmeleitung

Der Inhalt dieses Kapitels wurde [7] entnommen, sofern nicht auf andere Literatur hingewiesen wird. Unter Wärmeleitung wird der molekulare Wärmetransport durch Weitergabe von Energie von energiereichen an energieärmere Teilchen in festen, flüssigen und gasförmigen Medien durch den Einfluss einer Temperaturdifferenz verstanden. Für Temperaturfelder in Festkörpern und ruhenden Fluiden erhält man aus der thermischen Energiegleichung die Wärmeleitungsgleichung, die die Grundlage für die Berechnung der Wärmeleitung darstellt.

$$\rho \frac{\partial h}{\partial t} = - \left(\vec{\nabla} \cdot \vec{q} \right) + \dot{q}_Q \quad \text{Formel 2-1}$$

$\frac{\partial h}{\partial t}$...zeitliche Änderung der Enthalpie

\vec{q} ...Wärmestromdichtevektor in W/m^2

\dot{q}_Q ...Leistung der inneren Wärmequelle in W

Durch diese Gleichung wird der Transport der Energie durch Wärmeleitung beschrieben. Im nächsten Schritt wird die Wärmeleitungsgleichung in eine Temperaturform übergeführt. Dazu werden zwei Ansätze benötigt. Zum einen $dh = c_p dT$ für eine differentielle Enthalpieänderung. Um den Wärmestromdichtevektor mit der Temperatur in Verbindung zu bringen, wird die Fouriersche Wärmeleitungsgleichung $\vec{q} = -\lambda \vec{\nabla} T$ eingeführt. Unter der Annahme konstanter Stoffeigenschaften, erhält man die Wärmeleitungsgleichung in Temperaturform wie folgt.

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \Delta T + \frac{\dot{q}_Q}{\rho c_p} = a \Delta T + \frac{\dot{q}_Q}{\rho c_p} \quad \text{Formel 2-2}$$

T ...Temperatur in K

λ ...Wärmeleitfähigkeit in W/mK

c_p ...Wärmemenge in J/kgK

ρ ...Dichte in kg/m^3

$$a = \frac{\lambda}{\rho c_p} \dots \text{Temperaturleitzahl in m}^2/\text{s}$$

Stationäre Wärmeleitung

Die rein auf Experimente basierende Fouriersche Wärmeleitungsgleichung $\vec{q} = -\lambda \vec{\nabla} T$ sagt aus, dass die Wärmestromdichte q proportional dem lokalen Temperaturgradient ist. Mit diesem Ansatz und dem Proportionalitätskonstante λ kann der Wärmestrom für den eindimensionalen Fall einer ebenen Wand wie folgt berechnet werden.

$$\dot{Q} = \lambda \cdot A \cdot \frac{T_{W1} - T_{W2}}{s} \quad \text{Formel 2-3}$$

\dot{Q} ... Wärmemenge in J

λ ... Wärmeleitfähigkeit in W/mK

A ... Fläche in m^2

T_{Wi} ... Wandtemperatur an der Stelle i in K

s ... Schichtdicke in m

Instationäre Wärmeleitung

Bei vielen Wärmeleitproblemen sind zeitliche Änderungen der Randbedingungen des Systems vorhanden. Um das zeitliche Temperaturverhalten im Körper zu berechnen, wird die Wärmeleitungsgleichung in Temperaturform (siehe Formel 2-2) herangezogen. Die Probleme, die sich hier stellen, sind Anfangswert-Randwert-Probleme. Die notwendigen Anfangsbedingungen sind die Unterschiede zur statischen Wärmeleitung. Im Falle der eindimensionalen instationären Wärmeleitung wird die Wärmeleitung durch folgende Differenzialgleichung beschrieben.

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad \text{Formel 2-4}$$

T ... Temperatur in K

$$a = \frac{\lambda}{\rho c_p} \dots \text{Temperaturleitzahl in m}^2/\text{s}$$

Wird die partielle Ableitung der Temperatur nach der Zeit (Formel 2-4) in dimensionslose Form gebracht, so erhält man die Biot-Zahl (Bi), die hier ohne Herleitung angeführt wird.

$$Bi = \frac{\alpha L}{\lambda_K} \quad \text{Formel 2-5}$$

α ... Wärmeübergangskoeffizient in $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$

L ...charakteristische Länge in m

λ_K ...Wärmeleitfähigkeit des Festkörpers in W/mK

Die Biot-Zahl ist das Verhältnis zwischen äußerem Wärmestromwiderstand α und innerem Wärmestromwiderstand λ/L , also das Verhältnis zwischen dem Wärmetransport von der Oberfläche in die Umgebung und dem Wärmetransport durch die Leitung im Festkörper. Nicht zu verwechseln mit der Nusselt-Zahl, die dem dimensionslosen Temperaturgradient an der Wand entspricht, und die Wärmeleitfähigkeit λ des Fluids verwendet. Der Einfluss der Biot-Zahl auf die Temperaturverläufe in einer Platte bei Abkühlung in der Umgebungsluft ist in Abbildung 2-1 zu sehen.

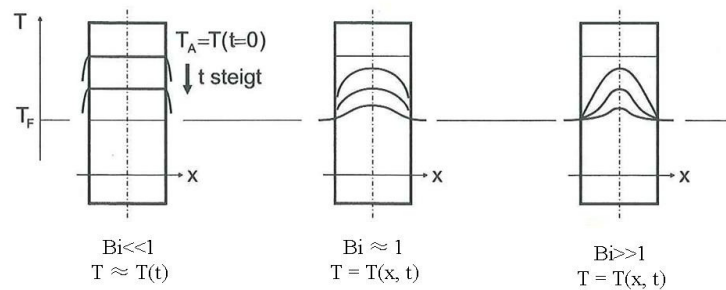


Abbildung 2-1: Dicke Wand bei Abkühlung in Luft in Abhängigkeit der Biot-Zahl (Bi) [7]

Die Wärmeleitung erfolgt durch Austausch der kinetischen Energie zwischen Molekülen. Bei Metallen erfolgt die Wärmeleitung neben den Molekülschwingungen durch Elektronenströme, was einen Grund für die hohe Wärmeleitung in der Größenordnung von 10 bis 500 W/mK bildet. Dabei ist die Wärmeleitfähigkeit unterschiedlich stark von der Temperatur abhängig, also $\lambda = \lambda(T)$.

Bei Gasen bewegen sich die Moleküle mit größerer Geschwindigkeit im Raum. Die Wärmeleitfähigkeit von Gasen hängt dabei von der spezifischen Wärmekapazität c_p und der Viskosität η ab und liegt in der Größenordnung von 0,01 bis 0,025 W/mK [26].

2.2 Konvektion

Für dieses Kapitel wird, wenn nicht anders vermerkt, auf [7] verwiesen. Unter Konvektion versteht man die Wärmeübertragung in einem bewegten Fluid. Zum Unterschied zur reinen Wärmeleitung ist bei konvektivem Wärmetransport eine Überlagerung von Wärmeleitung und Energietransport durch die Strömung vorhanden. Die Strömung bzw. Konvektion kann erzwungen oder frei (Strömung durch Auftriebskräfte angetrieben) sein. Die Temperatur in ei-

dem Fluid zeigt dabei ein analoges Verhalten zur Strömung. Es kann deshalb auch bei der Temperatur von einer Temperaturgrenzschicht gesprochen werden. Dies bedeutet, dass sich die Temperatur nur in einer dünnen Schicht merklich ändert.

Bei der Strömungs- und Temperaturgrenzschicht gibt es Unterschiede zwischen einer umströmten Platte und einem durchströmten Rohr. In einem Rohr wachsen die Strömungsgrenzschichten nach einer Einlaufstrecke zusammen und es bildet sich eine „voll entwickelte Strömung“. Für das Temperaturprofil in einem Rohr gilt eine ähnliche Betrachtung. Bei einer kontinuierlichen Wärmezu- oder -abfuhr verändert sich das Temperaturprofil jedoch ebenfalls.

$$\frac{\partial T(r, x)}{\partial x} \neq 0 \quad \text{und} \quad \frac{dT_m(x)}{dx} \neq 0 \quad \text{Formel 2-6}$$

$T(r, x)$...lokale Fluidtemperatur

$T_m(x)$...mittlere Fluidtemperatur

Werden jedoch geeignete dimensionslose Größen gewählt, um das Temperaturprofil zu beschreiben, kann auch hier eine Unveränderlichkeit des dimensionslosen Temperaturprofils in Strömungsrichtung erreicht werden. Mit dieser Betrachtung kann für eine thermisch entwickelte Strömung ein „thermisch entwickelter“ Zustand definiert werden.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{T_w(x) - T(r, x)}{T_w(x) - T_m(x)} \right] = 0 \quad \text{Formel 2-7}$$

$T_w(x)$...Wandtemperatur

$T_m(x)$...mittlere Fluidtemperatur

$T(r, x)$...lokale Fluidtemperatur

Für die weitere Betrachtung des Wärmedurchgangs von einem bewegten Fluid zu einem Festkörper bzw. in umgekehrter Richtung wird ein Ansatz eingeführt, mit dem der übertragene Wärmestrom berechnet werden kann. Der übertragene Wärmestrom wird als Produkt aus der Temperaturdifferenz zwischen Wand und ungestörtem Fluid ($T_w - T_f$), der Übertragungsfläche A und einem Proportionalitätsfaktor α , auch Wärmübertragungszahl oder Wärmübergangskoeffizient genannt, berechnet. Dieser Ansatz ist als „Newtonsches Kühlgesetz“ bekannt.

$$Q = \alpha A (T_w - T_f) \quad \text{Formel 2-8}$$

Q ...Wärmestrom in W

α ...Wärmübergangskoeffizient in W/m^2K

A ...Fläche in m

T_w ...Wandtemperatur in K

T_F ...Fluidtemperatur in K

Der Wärmeübergangskoeffizient α ist eine Funktion des Strömungszustandes und der physikalischen Eigenschaften des Fluids. Dieser relativ einfache Ansatz reicht aus, um Wärmeübergangsprobleme vollständig zu behandeln. Die Bestimmung der unbekanntenen Größe α ist jedoch nicht trivial.

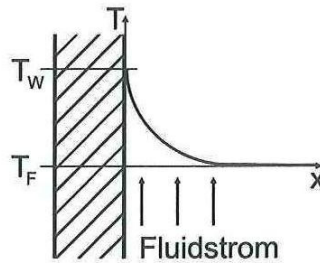


Abbildung 2-2: Temperaturverlauf im bewegten Fluid in der Nähe eines Körpers [7]

Es werden in den nachfolgenden Kapiteln noch Ansätze beschrieben, mit denen der Wärmeübergangskoeffizient ermittelt wird. All diesen Ansätzen liegt die Ähnlichkeitstheorie mit ihren dimensionslosen Kennzahlen zu Grunde.

2.2.1 Ähnlichkeitstheorie des Wärmeübergangs

Der Wärmeübergang wird durch Strömungs- und Wärmeleitungsvorgänge bestimmt. Diese sind nur in einfachen Fällen durch Differenzialgleichungen rechnerisch lösbar. Da der Wärmeübergang von zu vielen Einflussgrößen abhängt, wurde von Nusselt die Ähnlichkeitstheorie eingeführt, um experimentelle Ergebnisse auf physikalisch ähnliche Objekte zu übertragen. Er formte die Differenzialgleichungen des Wärmeübergangs so um, dass nur dimensionslose Kenngrößen auftreten. [8]

Dies bedeutet, dass Systeme mit gleicher Kennzahl und gleichen Randbedingungen gleiche dimensionslose Lösungen besitzen. [23]

Die dimensionslosen Kennzahlen werden aus den dimensionslosen Erhaltungsgleichungen gebildet. Die wichtigsten sollen hier ohne Herleitung angeführt werden:

$$\text{Reynolds-Zahl: } \text{Re} = \frac{\rho U_\infty L}{\nu} = \frac{U_\infty L}{\nu} = \frac{\text{Trägheitskräfte}}{\text{Zähigkeitskräfte}}$$

$$\text{Prandtl-Zahl: } \text{Pr} = \frac{\mu c_p}{\lambda} = \frac{\nu}{a} = \frac{\text{Geschwindigkeitsdiffusion}}{\text{Temperaturdiffusion}}$$

$$\text{Grashof-Zahl: } \text{Gr} = \frac{g \beta L^3 \Delta T}{\nu^3} = \frac{\text{Auftriebskräfte}}{\text{Zähigkeitskräfte}}$$

Eckert-Zahl:
$$Ec = \frac{U_{\infty}^2}{c_p \Delta T} = \frac{\text{kinetische Energie}}{\text{Enthalpiedifferenz}}$$

α ...Wärübergangskoeffizient in W/m^2K

L ...charakteristische Länge

λ ...Wärmeleitzahl des Fluids in W/mK

$\nu = \frac{\mu}{\rho}$...kinematische Viskosität des Fluids in m^2/s

μ ... dynamische Viskosität des Fluids in kg/ms

ρ ...Dichte des Fluids

U_{∞} ...Geschwindigkeit des Fluids in m/s

c_p ...spezifische Wärmekapazität des Fluids bei konstantem Druck in J/kgK

g ...Fallbeschleunigung in m/s^2

ΔT ...Temperaturdifferenz zwischen Fluid und Wand in K

β ...Volumenausdehnungskoeffizient des Fluids in $1/K$

Das Verhältnis zwischen Wärübergangskoeffizient α und Wärmeleitung λ ist jene Strecke, bei der die Wandtangente, also jene Tangente die an das Temperaturprofil anliegt, den Übergang in die Fluidtemperatur T_F schneidet, wie es in Abbildung 2-3 ersichtlich ist. Diese Strecke entspricht näherungsweise der Dicke der thermischen Grenzschicht. Durch die dimensionslose Betrachtung der Randbedingung bei der übergehenden Wärmestromdichte erhält man die Nusselt-Zahl, die dem dimensionslosen Temperaturgradienten an der Wand entspricht:

Nusselt-Zahl:
$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda} = \frac{\text{wirkliche Wärmestromdichte}}{\text{Wärmestromdichte bei reiner Leitung im ruhendem Fluid}}$$

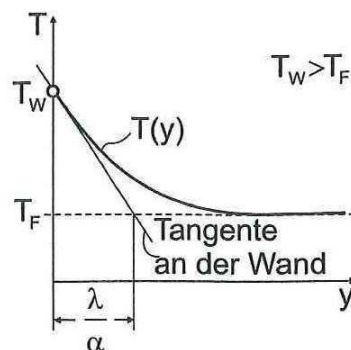


Abbildung 2-3: Fluidseitiges Temperaturprofil in Wandnähe [7]

Für erzwungene Konvektion ist die Nusselt-Zahl eine Funktion der Reynolds-Zahl und der Prandtl-Zahl, also $Nu = Nu(Re, Pr)$ [8].

2.2.2 Bestimmung von Wärmeübergangskennzahlen

Wie bereits erwähnt, ist die Bestimmung der Wärmeübergangszahl eine nicht triviale Aufgabe. Die Wärmeübergangszahl ist stark vom Strömungsverhalten des Fluids und von Stoffeigenschaften abhängig. Für einige Fälle sind Bereiche für die Wärmeübergangszahl bekannt.

Tabelle 2-1: Wärmübergangskoeffizientenbereiche [4]

Art der Fluidbewegung	Wärmeübergangskoeffizient α [W/m ² K]
Natürliche Luft in geschlossenen Raum	6...11
Zwangsbewegte Luft an ebener Wand (2 m/s)	15
Zwangsbewegte Luft an ebener Wand (> 5 m/s)	$6,4 \cdot v^{0,75}$
Wasser an ebener Wand (bewegt)	2000...4000

v = Geschwindigkeit in m/s

Wie bereits erwähnt, erfolgt die Bestimmung der Wärmeübergangszahl bei erzwungener Konvektion in vielen Fällen durch eine Korrelation in der Form [14]:

$$Nu = a \cdot Re^b \cdot Pr^c$$

Formel 2-9

Die Konstanten a , b und c werden aus Messung gewonnen. Obwohl dieser Ansatz grundsätzlich streng genommen nur für stationäre Strömungen gilt, wird er häufig auch bei nicht stationären Wärmeübergangsproblemen herangezogen.

Nusselt-Korrelationen

Für die Berechnung des mittleren Wärmeübergangs wurden bereits verschiedene Strömungsfälle untersucht und entsprechende Nusselt-Korrelationen ermittelt (siehe Tabelle 2-2).

Tabelle 2-2: Ansätze zur Berechnung des Wärmübergangs

Modell	Gleichung	Angegeben von
Erzwungene Strömung: Rohr innen (laminar)	$Nu_m = \sqrt{49 + 4,17 Re Pr \frac{d}{h}} K$	Schlünder [8]
Erzwungene Strömung: Rohr innen (turbulent)	$Nu_m = 0,0214(Re^{0,8} - 100) Pr^{0,4} \left[1 + \left(\frac{d}{h} \right)^{2/3} \right] K$	Hausen und Gnielinski [8]
Platte längs oder Zylinder quer angeströmt (laminar)	$Nu_m = 0,664 \sqrt{Re} \sqrt{Pr} K$	Pohlhausen und Krouzhiline [8]

Platte längs oder Zylinder quer angeströmt (turbulent)	$Nu_m = \frac{0,037 Re^{0,8} Pr}{1 + 2,443 Re^{-0,1} (Pr^{2/3} - 1)} K$	Petukhov und Popy, Krischer und Kast [8]
Zylinder quer angeströmt (Re = 10 ³ bis 2·10 ⁵)	$Nu = 0,25 Re^{0,6} Pr^{0,38} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{1/4}$	Polifke und Kopitz [19]

Es wurden auch speziell für das Abgassystem im Motor zeitgemittelte Ansätze für den Wärmeübergang aufgestellt. Diese geben den Temperaturverlauf im Mittel wieder und gehen detailliert auf die Zustände im Abgassystem ein. Einer der bekanntesten Ansätze für den Wärmeübergang im Auslasskanal ist jener von Zapf [14]. Dieser Ansatz wurde an einem Großdieselmotor entwickelt und beschreibt die mittlere Wärmeübergangszahl wie folgt:

$$\alpha_{AK} = 1,785 \left(1 - 0,797 \frac{h_v}{D_i} \right) \dot{m}^{0,5} T^{0,41} d_{AK}^{-1,5} \quad \text{Formel 2-10}$$

h_v ...Ventilhub in m

D_i ...Ventiltellerdurchmesser in m

\dot{m} ...Massenstrom in kg/s

d_{AK} ...Durchmesser des betrachteten Auslasskanals

Ein weiteres Wärmeübergangsmodell ist das von Sleicher und Rose [2], die den Wärmefluss zwischen der einströmenden Luft und der Wand im Einlasskanal unter Berücksichtigung der Kontur- und Längeneffekte berechnen:

$$Nu = 5 + 0,015 Re^a Pr^b \quad \text{Formel 2-11}$$

In der Literatur [22] gibt es noch weitere Ansätze, die erweiterte oder vereinfachte Korrelationen beschreiben, auf die hier nicht näher eingegangen wird. Nachteil dieser oft einfachen zeitgemittelten Korrelationen ist, dass sie an die Geometrien und an Betriebspunkte gebunden sind.

2.3 Wärmestrahlung

Die Informationen zur Wärmestrahlung wurden zum größten Teil [23] entnommen. Ist dies nicht der Fall, wird auf andere Literatur verwiesen. Bei der Wärmeleitung und Konvektion erfolgt der Energietransport zum einen im Molekülverband und zum anderen auf makroskopi-

scher Ebene. Im Unterschied dazu findet bei der Wärmestrahlung der Energietransport durch elektromagnetische Wellen statt. [26]

Der Wellenlängenbereich der Wärmestrahlung liegt in einem Bereich von:

$$0.1 \leq \lambda \leq 10 \text{ [\mu m]}$$

Zur Wärmestrahlung zählt demnach ebenso die für das menschliche Auge sichtbare Strahlung im Bereich von $0.38 \leq \lambda \leq 0.78 \text{ [\mu m]}$.

2.3.1 Begriffe und Definitionen der Wärmestrahlung

Um ein Verständnis für die Eigenschaften der Wärmestrahlung zu bekommen, werden hier ein paar Kenngrößen der Wärmestrahlung angegeben:

- **Absorptionsgrad:** $\alpha_{str} = \frac{E_A}{E} = \frac{\text{absorbierte Strahlung}}{\text{einfallende Strahlung}}$
- **Reflexionsgrad:** $\rho = \frac{E_R}{E} = \frac{\text{reflektierte Strahlung}}{\text{einfallende Strahlung}}$
- **Transmissionsgrad:** $\tau = \frac{E_T}{E} = \frac{\text{durchgehende Strahlung}}{\text{einfallende Strahlung}}$

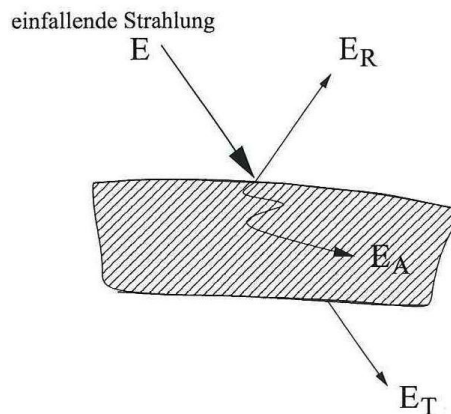


Abbildung 2-4: Reflexion, Absorption und Transmission von einfallender Wärmestrahlung [23]

Anhand dieser Betrachtung kann eine Bilanz erstellt werden:

$$E = E_A + E_R + E_T \quad \text{Formel 2-12}$$

Aus dieser Bilanz folgt:

$$\alpha_{str} + \rho + \tau = 1 \quad \text{Formel 2-13}$$

Die verschiedenen Anteile der Strahlung sind von mehreren Faktoren abhängig. Zum einen hängen diese vom Material, von der Oberflächenbeschaffenheit und von der Temperatur des bestrahlten Körpers ab. Zum anderen ist die Eigenschaft der einfallenden Strahlung ausschlaggebend, insbesondere ihre spektrale Verteilung im Wellenspektrum.

Abhängig von Absorptionsgrad, Reflexionsgrad und Transmissionsgrad werden Körper in unterschiedliche Kategorien eingeteilt [26], [23]:

- schwarzer Körper:** Ein Körper, der alle auftreffende Strahlung absorbiert ($\alpha_{\text{str}}=\rho=1$) bzw. der bei einer bestimmten Temperatur die maximal mögliche Wärmestrahlung emittiert.
- grauer Körper:** Ein nicht-schwarzer Körper, dessen spektrales Emissionsverhältnis ε unabhängig von der Wellenlänge λ_{str} ist, also $\varepsilon_{\lambda}(T) = \varepsilon(T)$.
- matter od. diffuser Strahler:** Ein Körper, an dessen Oberfläche die Strahlung in alle Richtungen gestreut wird.

Das Emissionsspektrum eines schwarzen Strahlers wird durch das „Plancksche Strahlungsgesetz“ beschrieben [26]:

$$e_{s\lambda} = \frac{C_1}{\lambda_{\text{str}}^5 \left[e^{\left(\frac{C_2}{\lambda_{\text{str}} T} \right)} - 1 \right]}$$

Formel 2-14

$e_{s\lambda}$...spektrale Intensität des schwarzen Körpers in W/m^3

$C_1=2\pi c^2 h=3,741 \cdot 10^6 \text{ Wm}^2$...Konstante

c ...Lichtgeschwindigkeit im Vakuum in m/s

h ...Planckkonstante in Js

$C_2=ch/k=1,438 \cdot 10^{-2}$ in mK ...Konstante

k ...Boltzmannkonstante J/K

λ_{str} ...Wellenlänge in m

T ...Temperatur des Körpers in K

Das bei der Definition des grauen Körpers bereits erwähnte Emissionsverhältnis ε ist das Verhältnis zwischen der spektralen Intensität eines realen Körpers e_{λ} und dem entsprechenden Wert eines schwarzen Körpers $e_{s\lambda}$:

$$\varepsilon_{\lambda}(T) = \frac{e_{\lambda}(T)}{e_{s\lambda}(T)}$$

Formel 2-15

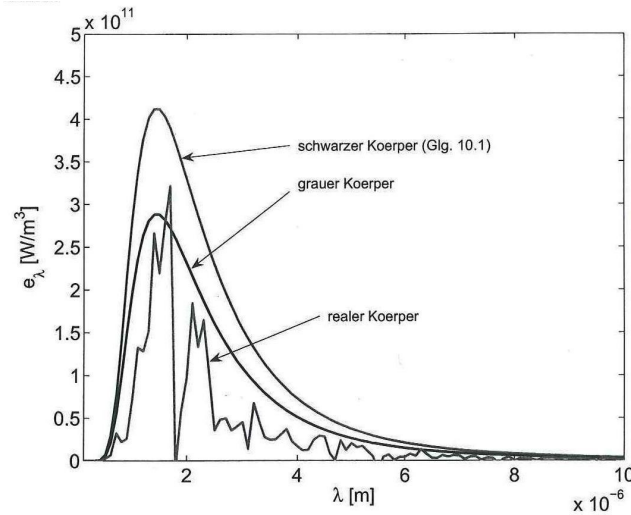


Abbildung 2-5: Emissionsspektrum eines schwarzen, realen und grauen Körpers [23]

Um die gesamte Emission eines schwarzen Strahlers zu berechnen, muss die spektrale Intensität über den gesamten Wellenlängenbereich integriert werden:

$$e_s(T) = \int_0^{\infty} e_{s,\lambda}(T) d\lambda_{str}$$

Formel 2-16

Wird hier das Plancksche Gesetz (Formel 2-14) verwendet, erhält man nach der Integration das „Stefan-Bolzmannsche Gesetz“ für Schwarze Strahler:

$$e_s(T) = C_s \left(\frac{T}{100} \right)^4$$

Formel 2-17

T ...Temperatur des Körpers in K

C_s ...Konstante $C_s = 5,67$ in $W/m^2 K^4$

e_s ...Emission in W/m^2

Das Stefan-Bolzmann Gesetz gilt streng genommen nur für schwarze Strahler. Es lässt sich jedoch in folgender Form auch auf graue Strahler anwenden:

$$e(T) = \varepsilon(T) C_s \left(\frac{T}{100} \right)^4$$

Formel 2-18

Ein weiteres wichtiges Gesetz ist das Erste von Kirchhoff für diffuse Strahler. Es besagt, dass für diffuse graue Strahler der Emissionsgrad ε gleich dem Absorptionsgrad α ist. Da bei grauen Strahlern das Emissionsverhältnis unabhängig von der Wellenlänge ist, gilt das Kirch-

hoffsche Gesetz für die spektrale und die integrale Form (d. h. das gesamte - Emissionsverhältnis ist gleich dem gesamten Absorptionsverhältnis):

$$\varepsilon(T) = \alpha_{str}(T)$$

Formel 2-19

2.3.2 Strahlungsaustausch

Der ausgetauschte Wärmestrom zwischen zwei Flächen ist abhängig von ihrer Lage zueinander. Die durch Strahlung ausgetauschte Wärmemenge dieser Flächen ist dann [26]:

$$\dot{Q}_{12} = \varepsilon_1 \varepsilon_2 C_s \left(\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right) \frac{1}{\pi} \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{s^2} dA_1 dA_2$$

Formel 2-20

T_1, T_2, \dots Temperaturen der Körper in K

C_s ...Konstante $C_s = 5,67$ in $W/m^2 K^4$

$\varepsilon_1, \varepsilon_2$...Emissionsgrade der Flächen (konstant)

A_1, A_2 ...Flächen der Körper in m^2

β_1, β_2 ...Winkel zur Normalen der Fläche (siehe Abbildung 2-6)

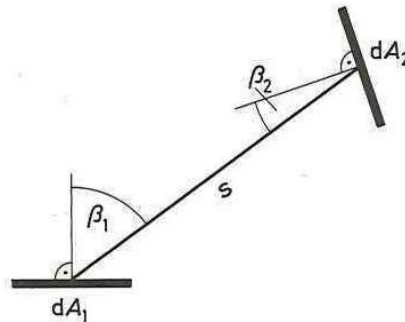


Abbildung 2-6: Strahlungsaustausch zwischen zwei Flächenelementen [26]

Der rein geometrische Faktor wird als Sichtfaktor φ_{12} bezeichnet [26]:

$$\varphi = \frac{1}{A_1 \pi} \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{\cos \beta_1 \cos \beta_2}{s^2} dA_1 dA_2$$

Formel 2-21

Damit erhält man den Nettowärmestrom Q_{12} :

$$\dot{Q}_{12} = A_1 \varepsilon_1 \varepsilon_2 C_s \left(\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right) \varphi_{12}$$

Formel 2-22

In der Technik ist es oft schwierig den richtigen Sichtfaktors zu ermitteln. Als Hilfe sind in der Literatur [23], [26] Rechenregeln für den Sichtfaktor angegeben (z.B.: Reziprozität, ...).

2.3.3 Gasstrahlung

Möglichen Interaktionen von Gasen mit Strahlung sind Emission, Absorption und Streuung. Die Streuung spielt jedoch in den meisten technischen Anwendungen nur eine untergeordnete Rolle. Streuung tritt vor allem bei sehr großen Schichtdicken auf, wie sie in der Atmosphäre zustande kommen (blauer Himmel).

Absorption und Emission der Gase beruhen auf der Wechselwirkung von Gasmolekülen und Photonen. Die Energie der Photonen variiert kontinuierlich mit der Wellenlänge. Im Gegensatz dazu können die Gasmoleküle den Energiezustand nur diskret („gequantelt“) ändern. Dies hat zur Folge, dass Gase von einem gesamten λ -Spektrum nur in einigen diskreten λ -Linien emittieren und absorbieren können. Durch Effekte wie dem Dopplereffekt werden diese Linien verbreitert und es entstehen λ -Bänder wie in Abbildung 2-7 ersichtlich ist. Solche Gase werden deshalb auch Band-Strahler genannt.

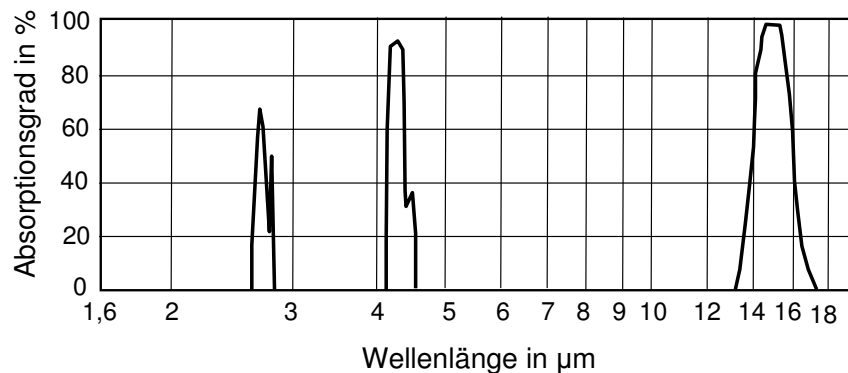


Abbildung 2-7: Absorptionsbanden des Kohlenstoffdioxids für 5cm Schichtdicke [6]

Nur Gase deren Moleküle einen strahlungsrelevanten (asymmetrischen vibratorischen) Zustand einnehmen können, sind auch an der Strahlung in Form von Emission und Absorption beteiligt. Meist sind nur drei- oder mehratomige Gase in der Lage einen solchen Zustand einzunehmen (z.B. CO_2 , H_2O , NH_3 ,). Einatomige und symmetrische zweiatomige Gase sowie Gasgemische strahlen nicht (O_2 , H_2 , Luft,...).

2.4 Abgasturboaufladung

Die Abgasturboaufladung ist das am häufigsten verwendete und vielseitigste Aufladesystem. Die Hauptaufgabe liegt in der Drehmoment- und Leistungssteigerung, was durch eine Erhöhung der Luftmenge und damit eine Erhöhung der Kraftstoffmenge im Zylinder bei glei-

chem Luftverhältnis erzielt wird. Weitere Vorteile liegen im Bereich des Wirkungsgrades des Motors, der Schadstoffemission und der Geräuschemission. [11]

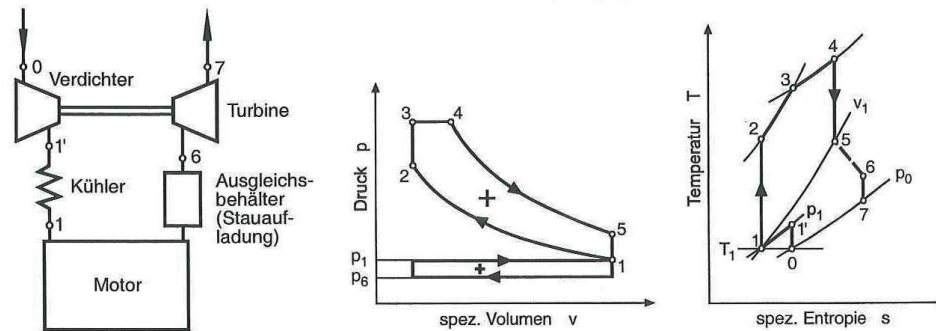


Abbildung 2-8 Schema, pv- und Ts-Diagramm der Abgasturboaufladung mit Rückkühlung [11]

Bei Abgasturboaufladung ist der Ladedruck nicht starr durch die Motordrehzahl bestimmt, wie es bei einer mechanischen Aufladung der Fall ist. Die Leistung von Turbine und Kompressor werden wie folgt berechnet [15]:

$$P_C = -\dot{W}_C = \frac{\dot{m}_1 c_{p,1} T_{01}}{\eta_{CTT}} \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma_1-1}{\gamma_1}} - 1 \right] \quad \text{Formel 2-23}$$

$$P_T = \dot{W}_T = \dot{m}_4 c_{p,4} \eta_{TTS} T_{03} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_{03}} \right)^{\frac{\gamma_{41}-1}{\gamma_4}} \right] \quad \text{Formel 2-24}$$

P_C ...Leistung des Verdichters in W

P_T ...Leistung der Turbine in W

p_i ...Druck in Pa

T_i ...Temperatur in K

c_{pi} ...spezifische Wärmekapazität in J/kgK

\dot{m}_i ...Massenfluss in kg/s

η ...Wirkungsgrad

γ_i ...Isentropenexponent

Die Bedeutung der Nummerierung der Indizes von Formel 2-23 und Formel 2-24 kann den nachfolgenden zwei Abbildungen entnommen werden:

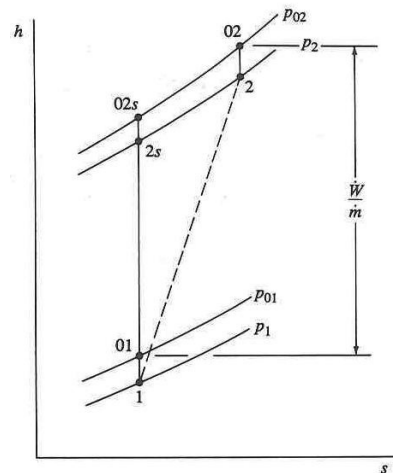


Abbildung 2-9 Enthalpie - Entropie Diagramm des Verdichters. Einlass 01, Auslass 2; äquivalenter isentroper Austritt 2s [15]

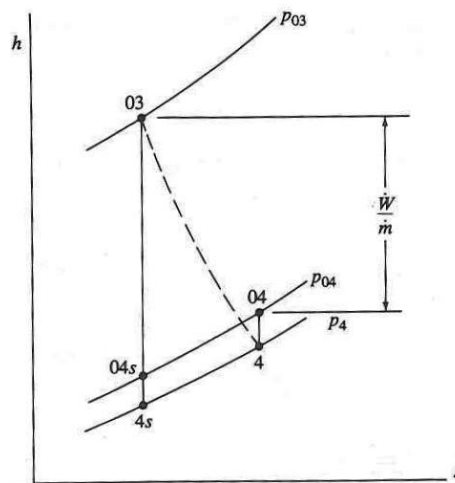


Abbildung 2-10 Enthalpie - Entropie Diagramm der Turbine. Einlass 03, Auslass 4; äquivalenter isentroper Austritt 4s [15]

Für das dynamische Verhalten eines Abgasturboladers muss noch die Rotationsenergie und damit die Drehzahl des Läufers berücksichtigt werden, die je nach Bilanz der Leistungen von Turbine und Verdichter zu- oder abnimmt.

$$E_{rot} = \frac{1}{2} I \omega^2$$

Formel 2-25

E_{rot} ...Rotationsenergie des Läufers in J

I ...Trägheitsmoment des Läufers um die Drehachse in kg m²

ω ...Winkelgeschwindigkeit in rad/s

Der Turboladerwirkungsgrad setzt sich aus dem isentropen Verdichterwirkungsgrad, dem isentropen Turbinenwirkungsgrad und dem mechanischen Wirkungsgrad zusammen. Je nach Druckverhältnis (Ruhedrucke oder statische Drücke) ergeben sich unterschiedliche Werte für die Wirkungsgrade. Für Verdichter ist es üblich das Verhältnis der Ruhedrucke zu verwenden (also „total to total“), für die Turbine den Ruhedruck stromauf und den statischen Druck stromab (also „total to static“). [15].

$$\eta_{TC} = \eta_M \cdot \eta_{CTT} \cdot \eta_{TTS}$$

Formel 2-26

η_{TC} ...Turboladerwirkungsgrad

η_M ...mechanischer Wirkungsgrad

η_{CTT} ...isentropen Verdichterwirkungsgrad (CTT..compressor total-to-total)

η_{TTS} ... isentropen Turbinenwirkungsgrad (TTS...turbine total-to-static)

Das Verhalten von Abgasturbolader ist abhängig von den Zuständen am Ein- und Austritt. In Abbildung 2-11 sind Betriebslinien für einige charakteristische Betriebszustände im Kompressorkennfeld zu sehen.

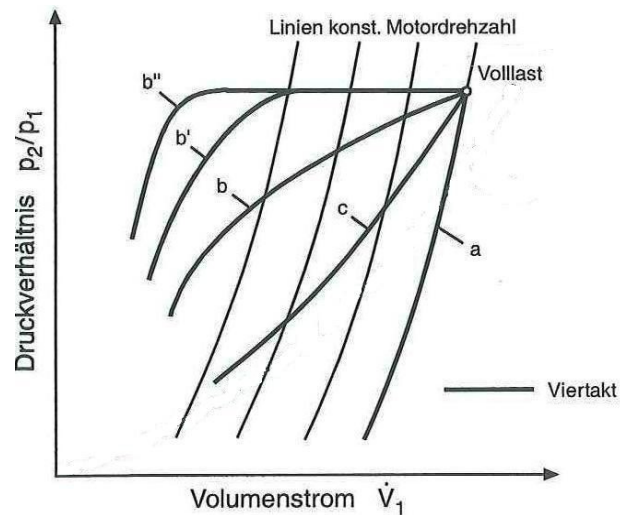


Abbildung 2-11 Charakteristische Betriebslinien für Viertaktmotoren; a: Generatorbetrieb bei konstanter Motordrehzahl, b: Fahrzeug, Volllastkurve ohne Abblaseventil (Waste Gate), b': Fahrzeug, Volllastkurve mit Abblaseventil, b'': Fahrzeug, Volllastkurve mit variabler Turbinengeometrie, c: Betrieb entlang einer Propellerkurve [11]

Die Steigerung der Turbinenleistung bei kleinen Abgasströmen und niedriger Abgastemperatur kombiniert mit gutem Verhalten bei Nennleistung ist vor allem mit einer variablen Turbinengeometrie (VTG) möglich. In Abbildung 2-11 ist zu erkennen, dass mit einem Abgas-

turbolader mit variabler Turbinengeometrie schon bei geringen Volumenstrom ein hohes Druckverhältnis erreicht werden kann.

Dieser Lader zeichnet sich durch ein verstellbares Schaufelgitter statt der starren Einlaufspirale zum Turbinenrad aus. Durch diese Maßnahme kann die Zuströmung zur Turbine in einem großen Durchsatzbereich gut genutzt werden, was einen hohen Ladedruck im unteren Motorbetriebsbereich zulässt. Der VTG-Lader hat auch bei hoher Motordrehzahl gute Wirkungsgrade.

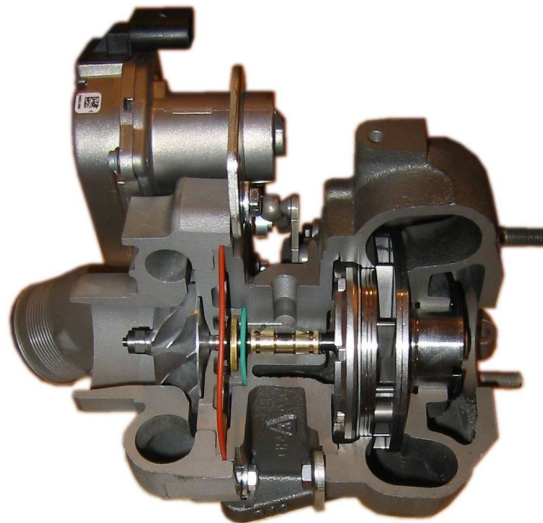


Abbildung 2-12 Turbine mit variabler Turbinengeometrie VTG [16]

Die Beaufschlagung der Turbine kann über eine Stauaufladung oder Stoßaufladung erfolgen. Bei der Stauaufladung wird das ausgestoßene Abgas aus allen Zylindern in einen gemeinsamen Behälter geleitet. Dadurch wird die Turbine mit einem konstanten Druck beaufschlagt. Die Durchmischung im Behälter, die Verwirbelung der Geschwindigkeitsenergie und die Drosselung abhängig vom Druckgefälle führen zu einer starken Entropiezunahme und das bei gleichbleibender Totalenthalpie. Der Vorteil liegt in der einfacheren Konstruktion und geringfügiger niedrigeren Kraftstoffverbrauch durch geringere Ausschleifarbeit. Bei der Stoßaufladung ist so ein Behälter nicht vorhanden. Hier bleibt ein Teil der Geschwindigkeit erhalten, mit dem das Gas in die Turbine strömt. Durch die rasche Druckzunahme sinken auch die Drosselverluste. Bei der Stoßaufladung bleibt die Totalenthalpie ebenfalls erhalten, aber durch geringere Drosselverluste und die teilweise Erhaltung der Geschwindigkeitsenergie ist die Entropiezunahme geringer als bei der Stauaufladung. [11]

3 Prüfstand

Um die Untersuchungen für diese Arbeit durchführen zu können, wurde ein Versuchsmotor auf einem Motorprüfstand mit speziellen Sensoren bestückt. In diesem Kapitel sind alle wichtigen Informationen des Versuchsmotors, des Versuchsaufbaus und der Sensoren enthalten.

3.1 Versuchsmotor

Der Versuchsmotor ist ein 6-Zylinder Dieselmotor eines Nutzfahrzeugs, mit einem Viertakt Arbeitszyklus. Die Kraftstoffzufuhr erfolgt über ein Common Rail System mit zentraler Einspritzung und einem maximalen Druck von 1800 bar. Zusätzliche Motorkomponenten sind eine Abgasturboaufladung mit VTG-Steller, ein Ladeluftkühler und eine wassergekühlte Abgasrückführung (AGR).

Tabelle: 3-1 Motordaten

Zylinder	R6
Hubraum	10 Liter Klasse
max. Leistung	300 kW
max. Drehmoment	2000 Nm
Verdichtungsverhältnis	~17:1

In Abbildung 3-1 ist der Versuchsmotor in einer Prinzipskizze dargestellt. Zu erkennen ist, dass die Abgasnachbehandlung ein großer Bestandteil des Motoraufbaus ist.

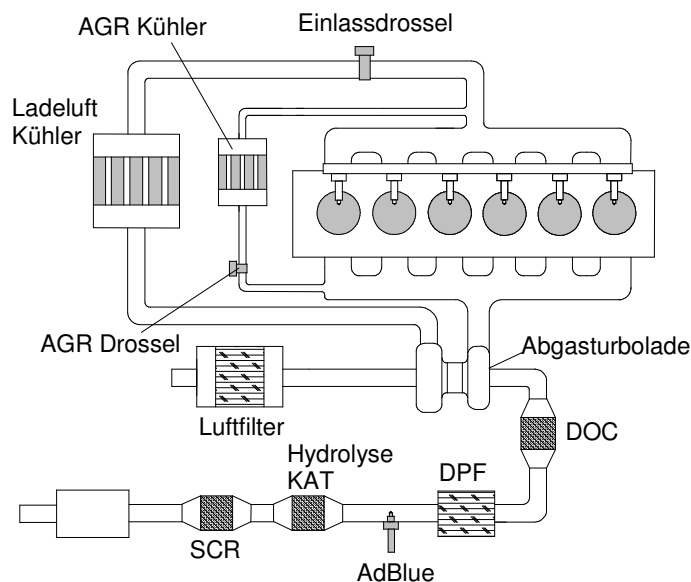


Abbildung 3-1 Prinzipskizze des gesamten Versuchsmotor

3.1.1 Abgaskrümmmer

Der Abgaskrümmmer ist aus drei Teilen zusammengesetzt, wobei jedes Teilstück mit zwei Zylindern verbunden ist. Im montierten Zustand ist der Abgaskrümmmer symmetrisch und zweiflutig. Dabei sind Zylinder 1-3 und 4-6 jeweils mit einer Flut verbunden, was als Dreierstoß bezeichnet wird. Durch diese Anordnung erhält man eine gute Stoßaufladung ohne negative Beeinflussung des Ladungswechsels. [11]

Für die weiteren Temperaturuntersuchungen des Abgaskrümmers ist es notwendig Größen wie inneres Volumen, Masse, Oberfläche, Länge und Durchmesser zu bestimmen. Dies erfolgt im demontierten Zustand. Schon in dieser frühen Phase wurde darauf geachtet mit möglichst einfachen Mitteln bzw. geringem Messaufwand alle notwendigen Daten zu erhalten. Dazu wurden Vereinfachungen getroffen, die hier kurz erläutert werden. Der Abgaskrümmmer wird als glattes Rohr mit Ein- und Auslasstutzen betrachtet. Die durch die Gusskonstruktion notwendige Gestaltung wie Rippen und Radien, die in Abbildung 3-2 zu erkennen ist, wird durch einen prozentuellen Aufschlag auf die berechnete mittlere Oberfläche von 20% berücksichtigt.

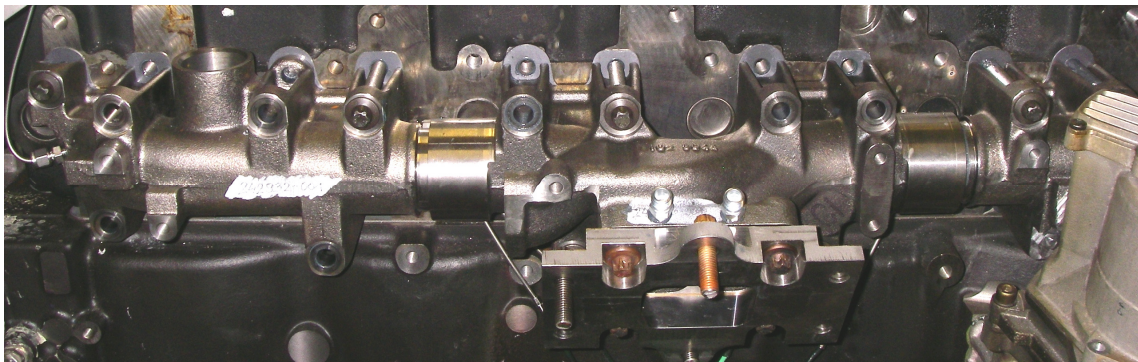


Abbildung 3-2 Abgaskrümmmer

Für die bereits oben erwähnten geometrischen Größen sind fünf Abmessungen notwendig, die in Abbildung 3-3 zu sehen.

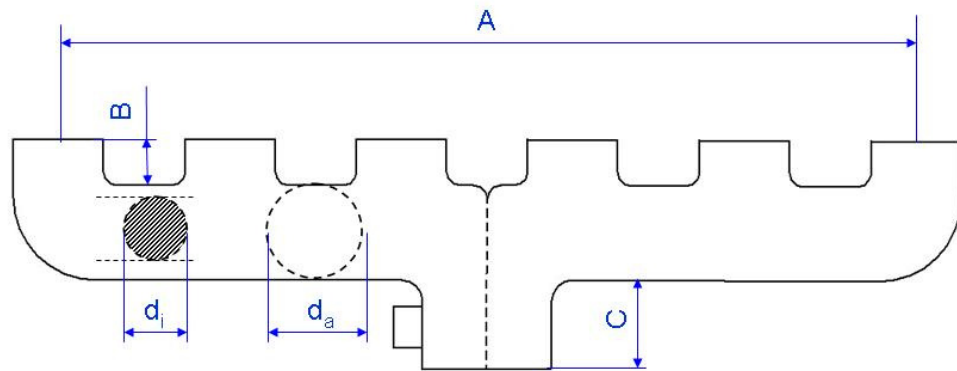


Abbildung 3-3 Abmessungen des Abgaskrümmers

Mit den drei Längen A, B und C und den zwei Durchmessern d_{Ai} und d_{Aa} werden alle weiteren Größen berechnet. Die Länge des Ersatzmodells entspricht einem geraden Rohr mit dem gleichem Durchmesser und wird wie folgt berechnet:

$$L_A = A + B \cdot Z + 2 \cdot C$$

Formel 3-1

L_A ...Gesamtlänge des Abgaskrümmerröhres in m

Z...Anzahl der Zylinder

Wie in der Einleitung erklärt, wird ein 0-dimensionales Simulationsmodell verwendet. Dies bedeutet, dass der Abgaskrümmmer als 0-dimensionaler Behälter mit nur einem Volumen und einer Oberfläche betrachtet wird. Dabei wird die Oberfläche als Mittelwert aus äußerer und innerer Oberfläche ermittelt.

$$O_{Am} = \frac{L_A \pi}{2} (d_{Aa} + d_{Ai}) \cdot 1,2$$

Formel 3-2

L_A ...Gesamtlänge des Rohres in m

d_{Aa} ...äußerer Durchmesser in m

d_{Ai} ...innerer Durchmesser in m

O_{Am} ...mittlere Oberfläche des Abgaskrümmers mit 20% Gusszuschlag in m^2

Als Volumen wird das innere Rohrvolumen V_{Ai} herangezogen.

$$V_{Ai} = \frac{d_i^2 \pi}{4} \cdot L_A \cdot 10^3$$

Formel 3-3

L_A ...Gesamtlänge des Abgaskrümmerröhres in m

d_{Ai} ...innerer Durchmesser des Abgaskrümmerröhres in m

V_{Ai} ...inneres Volumen des Abgaskrümmers in dm^3

Vor der Montage wurde der gesamte Abgaskrümm器 gewogen. Alle Daten für den Abgaskrümm器 sind in Tabelle 3-2 aufgelistet.

Tabelle 3-2 Daten des Abgaskrümmers

Innerer Durchmesser	43 mm
Äußerer Durchmesser	69 mm
Länge L_A	0,944 m
Oberfläche O_{Am}	0,1993 m ²
Volumen V_{Ai}	1.37 dm ³
Masse	18,1 kg

3.1.2 Turbine

Die Aufladung erfolgt bei diesem Motor über einen einstufigen VTG Abgasturbolader. Für die Temperaturuntersuchung der Turbine wird ebenfalls ein Rohr als Ersatzmodell verwendet, das eine Masse, eine Oberfläche, einen Durchmesser und eine Rohrlänge benötigt. Die Methodik ist gleich wie beim Abgaskrümm器. Durch die möglichst einfache Vorgehensweise müssen auch hier Vereinfachungen bezüglich der Ermittlung der notwendigen Größen getroffen werden.

In Abbildung 3-4 ist zu erkennen, dass die äußere Form eine relativ gleichmäßige Fläche besitzt und deshalb auf zusätzliche Gussbeaufschlagung verzichtet werden kann. Die Form des Turbinengehäuses selbst weicht von einem flachen Zylinder nur gering ab. Der innere Kanal, der sich in Wirklichkeit zwischen Ein- und Austritt verjüngt, wird als Ring mit konstantem Durchmesser angenommen. Als Durchmesser wird der Eintrittsdurchmesser verwendet. Obwohl der Durchmesser nicht den mittleren Durchmesser repräsentiert, wird er aufgrund der einfachen Messbarkeit herangezogen. Ist ein rechteckiger Eintrittsquerschnitt vorhanden, wird der für Rührströmungen empirisch äquivalente hydraulische Durchmesser (siehe Formel 3-4) laut [26] genommen.

$$d_h = d_{Ti} = \frac{4A_T}{U_T}$$

Formel 3-4

d_h ...hydraulischer Durchmessers in m

d_{Ti} ...innerer Rohrdurchmesser der Turbine in m

A_T ...Fläche des Einlasses in m²

U_T ...Umfang des Einlasses in m

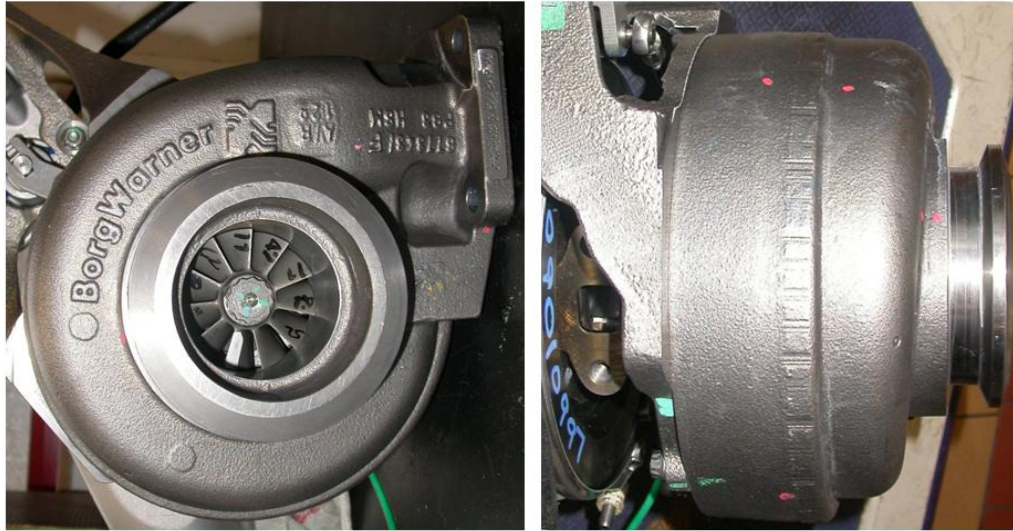


Abbildung 3-4 VTG Turbinengehäuse

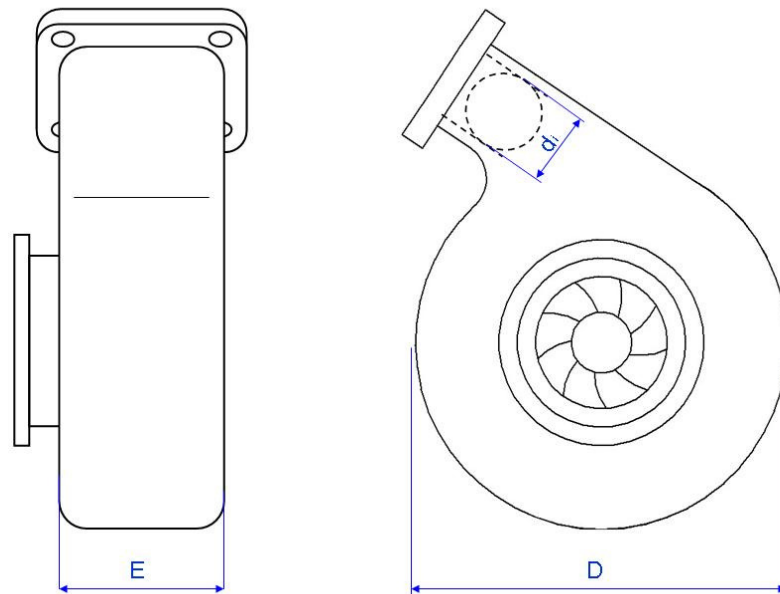


Abbildung 3-5 Abmessungen Turbinengehäuse

In Abbildung 3-5 ist zu sehen, welche Abmessungen (E , D und d_i) benötigt werden, um alle weitere Größen zu berechnen.

Die Länge, die einem geraden Rohr entspricht, wird durch die Annahme eines Ringes in der Turbine wie folgt berechnet.

$$L_T = (D - d_{Ti})\pi$$

Formel 3-5

d_{Ti} ...inneren Durchmessers in m

D ...Durchmesser des Turbinengehäuses in m

L_T ...Länge des Ersatzmodell für das Turbinengehäuse in m

Wie bereits beim Abgaskrümmen beschrieben wird auch hier nur eine Fläche für die weiteren Schritte benötigt. Die äußere Fläche wird als flacher Zylinder und die innere Fläche als innen liegender Ring berechnet und daraus eine mittlere Oberfläche ermittelt.

$$O_{Tm} = \frac{\left(\frac{D^2\pi}{2} + D\pi E\right) + (d_{Ti}\pi L_T)}{2}$$

Formel 3-6

O_{Tm} ...mittlere Oberfläche des Turbinengehäuses in m²

d_{Ti} ...innere Durchmesser des Turbinengehäuses in m

D ...äußerer Durchmesser des Turbinengehäuses in m

E ...Breite des Turbinengehäuses in m

L_T ...Länge Turbine in m

Um die Masse des Turbinengehäuses zu erhalten, wurde der Abgasturbolader ohne Verdichtergehäuse gewogen. Alle Daten sind in Tabelle 3-3 zu sehen.

Tabelle 3-3 Daten der Turbine

Innerer Durchmesser d_{Ti}	53 mm
Länge L_T	0,462 m
Oberfläche O_{Tm}	0,0981 m ²
Masse	25,3 kg

3.2 Versuchsaufbau

Der Versuchsaufbau umfasst den Versuchsmotor, einen Asynchronmotor (Bremse), alle notwendigen Messinstrumente (Abgaszusammensetzung, Kraftstoffwaage, Massendurchflussmesser usw.) sowie Konditioniereinrichtungen und Aktuatoren für einen dynamischen Motorbetrieb. Der Asynchronmotor besitzt eine maximale kontinuierliche Bremsleistung von 300 kW bei einer Drehzahl zwischen 0 und 8000 U/min.

3.2.1 Messtechnik für Temperaturuntersuchungen

Bei diesem Versuchsaufbau wurde neben der Standardmesstechnik auch der Abgaskrümmen und die Turbine mit spezieller Messtechnik bestückt, um eine Aussage über das Temperaturverhalten der Komponenten machen zu können. Dabei mussten bereits im Vorfeld Sensoren und Messpositionen gewählt werden. Die Messungen sollen Aufschluss über Temperaturniveau, Aufwärm- und Abkühlverhalten, Wärmeströme und Temperaturverteilung bei transientem Motorbetrieb geben. Die Temperaturverteilung kann noch unterteilt werden in eine globale und eine lokale Verteilung. Wobei einmal die Verteilung in Bereiche der Komponenten und einmal die Verteilung im Material von innen nach außen untersucht wird.

Sensorpositionen

Um die bereits oben beschriebenen Analysen wie Temperaturverteilungen und Aufwärmverhalten durchführen zu können, mussten geeignete Positionen zum Messen der Oberflächentemperaturen und der Temperaturen im Material gefunden werden. Der Abgaskrümmen wurde mit insgesamt acht Sensoren bestückt, wie es in Abbildung 3-6 zu sehen ist. Von diesen acht Sensoren sind drei zur Messung der inneren Materialtemperatur vorgesehen. Die weiteren fünf Sensoren messen die äußeren Oberflächentemperaturen.

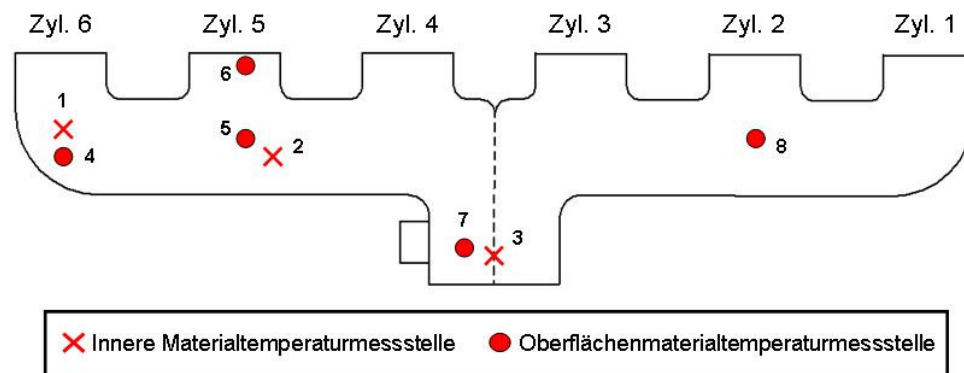


Abbildung 3-6 Sensorpositionen am Abgaskrümmen

Hier soll kurz auf die einzelnen Positionen der Sensoren eingegangen werden. Es ist jeweils eine Paarung zwischen einer inneren Temperaturmessstelle mit einer Oberflächentemperaturmessung vorhanden. Dadurch kann die transiente Temperaturverteilung in der Wand untersucht werden. Nachdem von einer Symmetrie der Temperaturen ausgegangen werden kann, wurde nur eine Seite des 2-flutigen Abgaskrümmers mit allen notwendigen Sensoren bestückt. Zu Kontrolle der Symmetrie der Temperaturverteilung wurde dennoch der Sensor 8

angebracht. In Abbildung 3-7 sind alle Positionen der Sensoren am Abgaskrümmmer detailliert abgebildet. Nach der Montage und Inbetriebnahme wurde festgestellt, dass Sensor 2 nicht funktionierte. Auf Grund der Montageart der Sensoren, auf die im Kapitel 3.3 noch genauer eingegangen wird, war ein Wechseln nicht ohne größeren Aufwand möglich. Da alle Untersuchungen durchgeführt werden konnten, war ein Wechseln des beschädigten Sensors nicht notwendig.

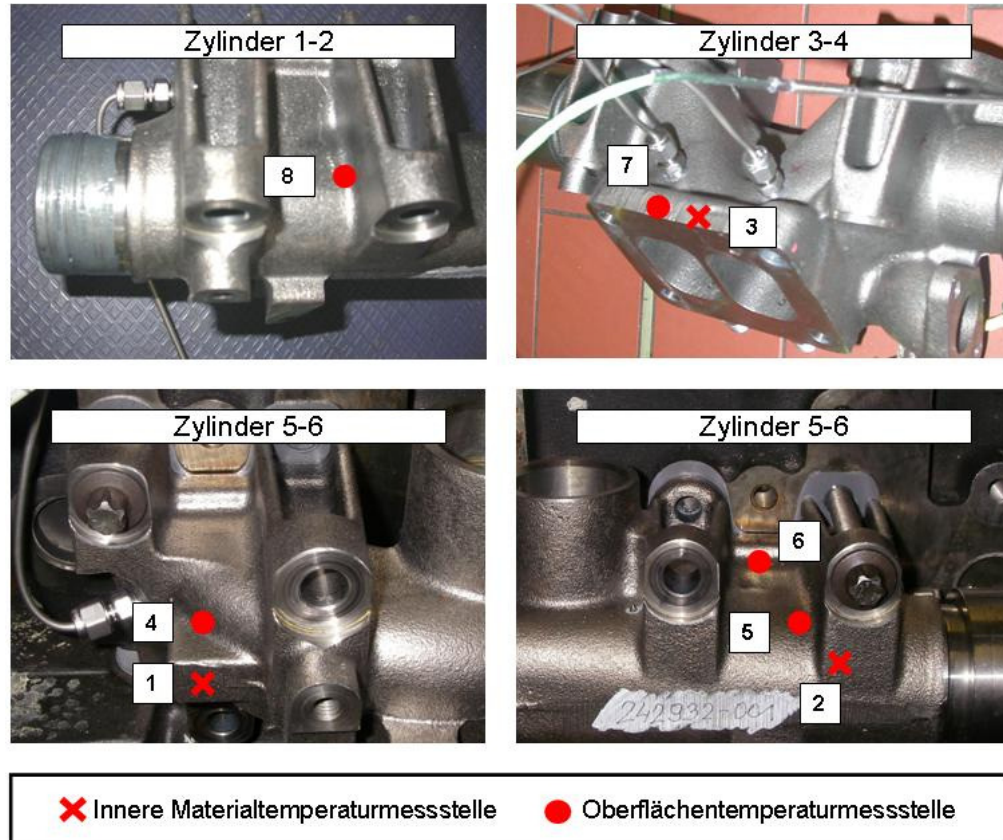


Abbildung 3-7 Detaillierte Sensorpositionen am Abgaskrümmmer

In Abbildung 3-8 ist zu erkennen, dass am Zylinderkopf ebenfalls ein Oberflächentempersensor angebracht wurde. Dieser Sensor (Nummer 9) wurde gegenüber eines Sensors (Nummer 6) beim Abgaskrümmmer positioniert. Dadurch können Temperaturunterschiede und Wärmeströme zwischen Zylinderkopf und Abgaskrümmmer erkannt werden.

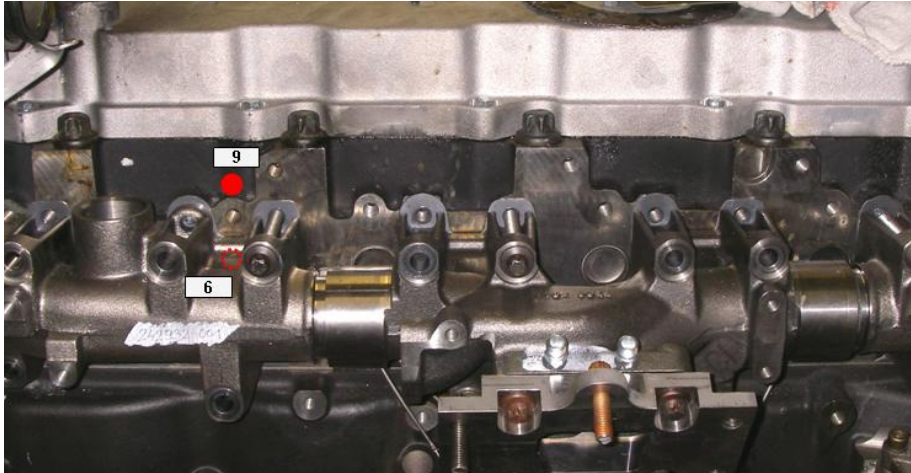


Abbildung 3-8 Sensorposition am Zylinderkopf

Bei der Bestückung des Turbinengehäuses mit Sensoren wurde ähnlich vorgegangen wie beim Abgaskrümmter. Beide inneren Temperaturmessstellen (Nummer 10 und 11) wurden möglichst nahe an Oberflächentempersensoren positioniert. Am Schneckengehäuse wurden weitere 4 Oberflächentempersensoren gleichmäßig verteilt angebracht. Insgesamt wurden auf der Turbine acht Sensoren positioniert. Die genauen Positionen sind in Abbildung 3-9 zu sehen.

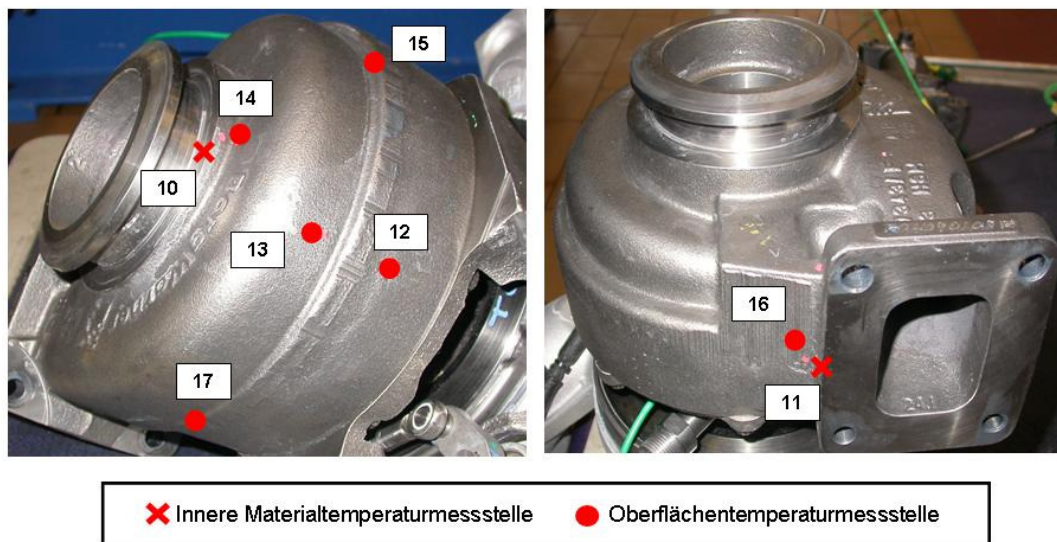


Abbildung 3-9 Sensorpositionen auf dem Turbinengehäuse

In Summe wurden auf Abgaskrümmter, Zylinderkopf und Turbinengehäuse 17 Temperatursensoren angebracht. In Tabelle 3-4 sind alle Sensoren mit ihrer Positionsnummer, Sensorart und der Angabe, auf welcher Komponente sie montiert wurden, aufgelistet.

Tabelle 3-4 Sensor Übersicht

Positionsnummer	Sensorart	Komponente
1	Innenmaterialtemperatursensor	Abgaskrümmmer
2	Innenmaterialtemperatursensor	Abgaskrümmmer
3	Innenmaterialtemperatursensor	Abgaskrümmmer
4	Oberflächentemperatursensor	Abgaskrümmmer
5	Oberflächentemperatursensor	Abgaskrümmmer
6	Oberflächentemperatursensor	Abgaskrümmmer
7	Oberflächentemperatursensor	Abgaskrümmmer
8	Oberflächentemperatursensor	Abgaskrümmmer
9	Oberflächentemperatursensor	Zylinderkopf
10	Innenmaterialtemperatursensor	Turbinegehäuse
11	Innenmaterialtemperatursensor	Turbinegehäuse
12	Oberflächentemperatursensor	Turbinegehäuse
13	Oberflächentemperatursensor	Turbinegehäuse
14	Oberflächentemperatursensor	Turbinegehäuse
15	Oberflächentemperatursensor	Turbinegehäuse
16	Oberflächentemperatursensor	Turbinegehäuse
17	Oberflächentemperatursensor	Turbinegehäuse

3.3 Sensoren

In diesem Kapitel wird noch genauer auf die verwendeten Sensoren zur Messung der Materialtemperatur und auf die Sensoren, die zur Gastemperaturmessung verwendet werden, eingegangen. Für die Messungen der Gehäusetemperaturen und der Gastemperatur wurden NiCrNi-Typ K Mantelthermoelemente verwendet.

Messung Komponententemperatur

Thermoelemente sind vor allem zum Messen von hohen Temperaturen ($> 1000\text{ °C}$) geeignet [5]. Sie beruhen auf dem Seebeck-Effekt, der besagt, dass, wenn zwei Materialien verschweißt werden und diese Stelle erwärmt wird, eine Thermospannung entsteht [28]. Diese Spannung

ist von der Paarung der Materialien abhängig. Dabei haben sich günstige Materialpaarungen eingebürgert, die eine möglichst hohe Thermospannung erzielen. Ein wichtiger Punkt ist, dass sich die beiden freien Enden der Thermoelementenanordnung auf gleicher Temperatur, bzw. Referenztemperatur befinden. Ansonsten wird der dort herrschende Temperaturunterschied mitgemessen. Thermoelemente sind zwar sehr robust, aber sie sind keine sehr genauen Messmittel. Die Messabweichung kann im Bereich von 5 bis 15°C liegen, und sie besitzen keine besonders gute Altersstabilität. [5]

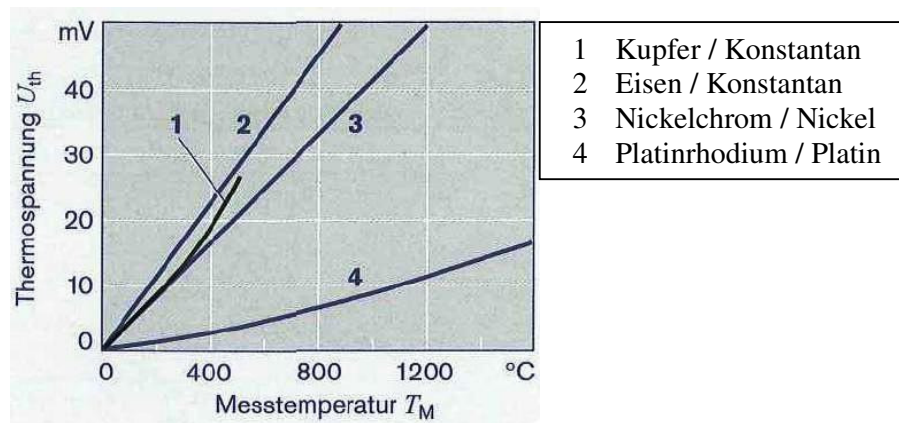


Abbildung 3-10 Gebräuchliche Thermopaare (Kennlinie) [5]

Die dynamischen Eigenschaften solcher Sensoren sind Ansprechzeit, Zeitkonstante und Anstiegszeit. Dies sind die Zeiten, die das Ausgangssignal des Sensors benötigt, um auf eine sprunghafte Änderung der Messgröße zu antworten. Je nach Eigenschaft ist die Zeit unterschiedlich. Bei der Ansprechzeit wird jene Zeit gemessen, die der Messwert braucht um einen bestimmten Prozentsatz vom Endwert der zu messenden Größe zu erreichen. Die Eigenschaft Zeitkonstante gibt diesen Wert mit 63% vor. Die Anstiegszeit ist zwischen einem unteren und oberen Prozentwert definiert [28]. Im Abbildung 3-11 ist eine Anstiegszeit von 10% bis 90% dargestellt. Diese Sensoreigenschaften hängen von verschiedenen Faktoren wie Sensordurchmesser, Montagezustand und zu messendes Medium (Gase oder Flüssigkeiten) ab.

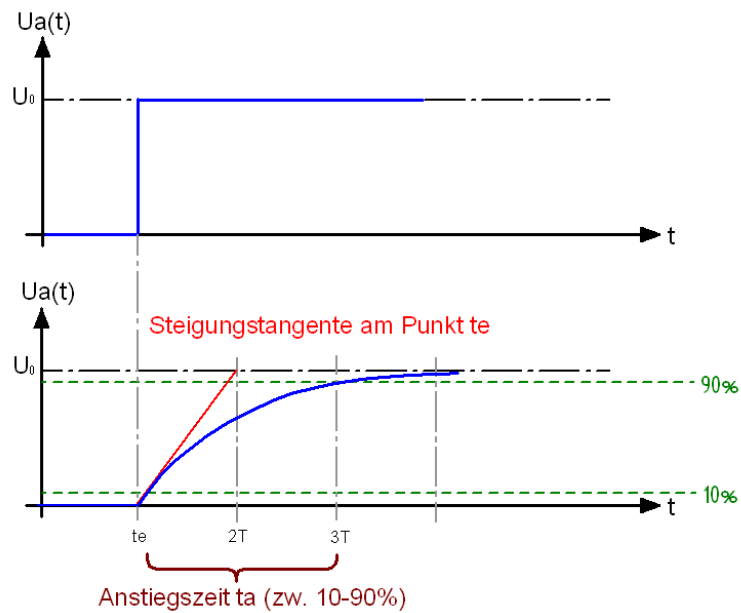


Abbildung 3-11 Anstiegszeit eines Messwertaufnehmers

Für die Messungen an der Oberfläche der Komponenten wurden NiCrNi Typ K Thermoelemente mit einem Durchmesser von 0,5 mm verwendet.

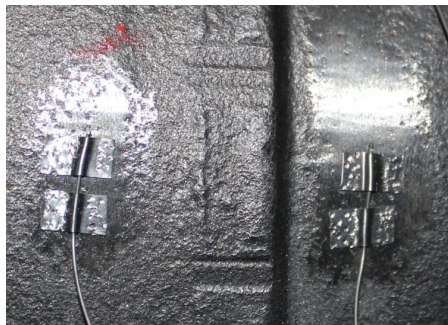


Abbildung 3-12 Oberflächentempersensoren

Um eine gute Montage zu gewährleisten, wurde die zu messende Oberfläche geschliffen. Danach wurden der Sensor an der Messstelle punktverschweißt und zugentlastet, wie es in Abbildung 3-12 zu sehen ist.

Für die Messung der Temperaturen im Material wurden NiCrNi Typ K mit Durchmesser 1,5 mm verwendet. Hier ist durch die Montage ein etwas größerer Durchmesser notwendig. Diese Sensoren wurden in einem 1,6 mm Loch zusammen mit Thermopaste eingesetzt und am Rand verklopft. Dies geschieht durch plastische Verformung der Bohrlochränder. Die Montage ist schnell und einfach, jedoch erschwert es ein Wechseln eines Sensors. Die Thermopaste gewährleistet eine gute Wärmeleitung zwischen Sensor und Bohrlochwand.

Tabelle 3-5 Übersicht Sensorarten

Oberflächentempersensoren	NiCr-Ni Typ K: Ø 0,5 mm
Innenmaterialtempersensoren	NiCr-Ni Typ K: Ø 1,5 mm

Beide Sensorarten haben direkten Kontakt mit dem zu messenden Material. Der geringe Durchmesser und der rein durch Leitung gegebene Wärmeübergang führt zu einem sehr gutem dynamischen Verhalten der Sensoren. Da es sich hier um Untersuchungen des transienten Temperaturverhaltens handelt, ist ein schnelles Ansprechverhalten wichtig. Des Weiteren ist die Trägheit des zu messenden Materials höher als die der Thermoelemente, was die Annahme, dass die gemessene Materialtemperatur gut der Realität folgt, noch bestärkt.

Messung Gastemperatur

Abgasseitig wurde zum Schutz der Turbine ein größerer Sensordurchmesser verwendet. Die Messung der Gastemperatur wurde mit einem NiCr-Ni Typ K Ø 3mm Thermoelement durchgeführt. Hierbei spielt das Ansprechverhalten ebenfalls eine Rolle, das sich je nach Bauform und Umgebungsbedingungen ändert.

Bei einem 3mm NiCr-Ni Thermoelement liegt laut Herstellerangaben in Luft bei einer Geschwindigkeit von 2m/s die Ansprechzeit bei 64 Sekunden [17]. Diese wird im Motor durch die hohen Geschwindigkeiten reduziert, liegt jedoch immer noch bei einigen Sekunden. Deshalb wird eine dynamische Gastemperaturänderung nur bedingt vom Sensor erfasst.

4 Versuchsprogramm

Ziel des Versuchsprogramms ist es, eine Aussage über das thermische Verhalten von Abgaskrümmer und Turbinengehäuse zu erhalten. Im ersten Schritt wird dies durch verschiedene Sprunganregungen der Motorlast und damit der Abgastemperatur erzielt. Wobei die Lastsprünge zwischen zwei stationären Betriebspunkten erfolgen. Diese werden zunächst ohne Abgasrückführung und bei unterschiedlichen Drehzahlen durchgeführt. Des Weiteren werden durch die Sprunganregung spätere Simulationen in den ersten Schritten vereinfacht. Ein wichtiger Punkt hierbei ist die Stabilisierung. Damit ist jene Zeit gemeint, die zwischen den einzelnen Sprüngen liegt. Diese muss so lange sein, dass sich die Gehäusetemperaturen nicht mehr ändern.

Tabelle 4-1 Versuchsprogramm: Sprunganregung ohne Angasrückführung, Motorbetriebspunkte durch Drehzahl und effektiven Mitteldruck angegeben

1500 1/min / 5 bar → 1500 1/min / 20 bar → 1500 1/min / 10 bar → 1500 1/min / 0 bar
1500 1/min / 5 bar → 1500 1/min / 10 bar → 1500 1/min / 0 bar
1800 1/min / 5 bar → 1800 1/min / 10 bar → 1800 1/min / 0 bar
1200 1/min / 5 bar → 1200 1/min / 10 bar → 1200 1/min / 0 bar
1000 1/min / 5 bar → 1000 1/min / 10 bar → 1000 1/min / 0 bar
800 1/min / 5 bar → 800 1/min / 10 bar → 800 1/min / 0 bar

Exemplarisch sind Sprungantworten bei einer konstanten Drehzahl von 1500 1/min in Abbildung 4-1 zu sehen.

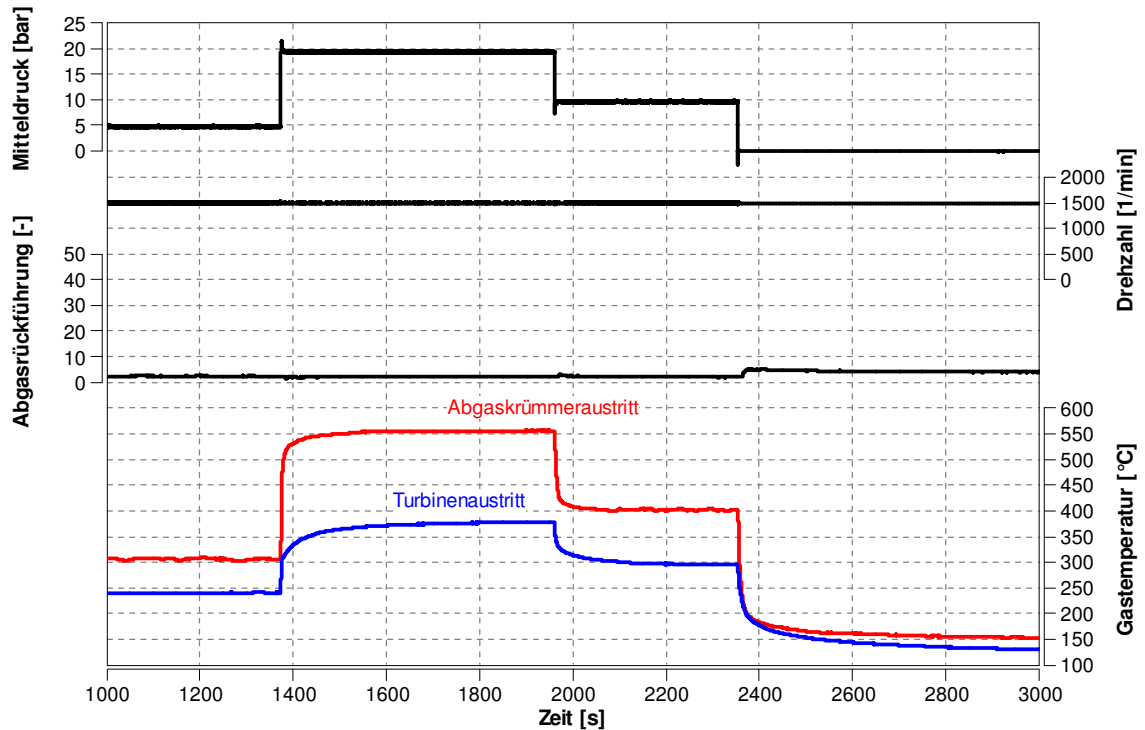


Abbildung 4-1 Versuchsprogramm: Sprunganregung bei 1500 1/min

Um den Einfluss durch die Abgasrückführung auf die Gehäusetemperaturen zu erkennen, wurden einige der bereits gemessenen Sprunganregungen mit Abgasrückführung gefahren.

Tabelle 4-2 Versuchsprogramm: Sprunganregung mit Abgasrückführung

1500 1/min / 5 bar → 1500 1/min / 10 bar → 1500 1/min / 0 bar
1800 1/min / 5 bar → 1800 1/min / 10 bar → 1800 1/min / 0 bar
1000 1/min / 5 bar → 1000 1/min / 10 bar → 1000 1/min / 0 bar

Um einen wirklich transienten Temperaturverlauf zu erhalten wurde ein instionärer Fahrzyklus (Worldwide Hamonized Transient Cycle, WHTC) gefahren. Der WHTC ist ein Fahrzyklus für die Zertifizierung von ON-Road Nutzfahrzeugmotoren. Der Zyklus wird durch Motordrehzahl und Drehmoment in Abhängigkeit von der Zeit bestimmt und wird mit der Abgasnorm Euro VI (2014) aktiv [9]. In Zukunft soll dieser weltweit eingeführt werden. Ein solcher WHTC ist für den Versuchsmotor in Abbildung 4-2 zu sehen.

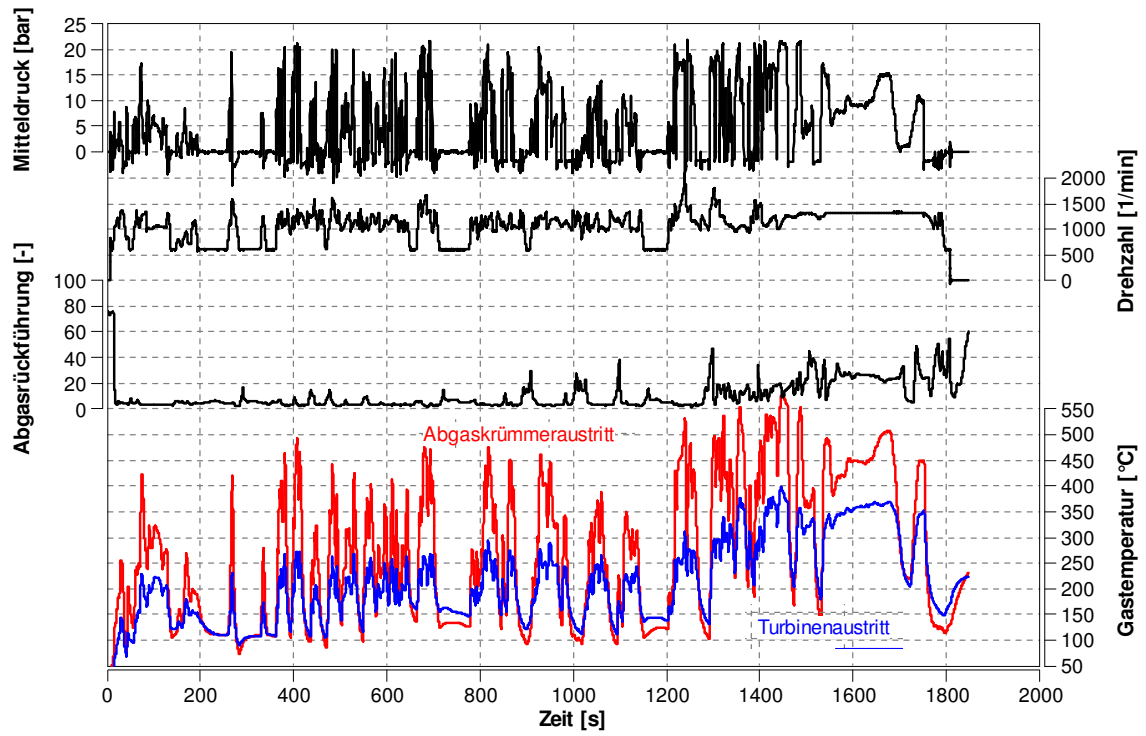


Abbildung 4-2 Versuchsprogramm: Worldwide Harmonized Transient Cycle (WHTC)

5 Analyse der Temperaturmessungen am Motor

Die Analyse der Temperaturmessungen ist eines der Kernthemen dieser Arbeit. Mit den vorgenommenen Messungen können Temperaturniveau, Aufwärm- und Abkühlverhalten, Wärmeströme, Temperaturverteilung und mittlere Komponententemperatur analysiert werden. Des Weiteren werden mithilfe der Messungen die Ursachen des Temperaturverhaltens näher untersucht.

5.1 Analyse der Komponententemperaturen

Die Messungen mit den speziell angebrachten Temperatursensoren am Abgaskrümmers und am Turbinengehäuse werden in diesem Kapitel genauer analysiert. Die Schlussfolgerungen sind unabhängig von Lastpunkt und Motordrehzahl, außer es wird auf solche Einflüsse extra hingewiesen. Die Bezeichnungen der Sensoren erfolgt nach der Nummerierung wie sie in Kapitel 3.2.1 beschrieben ist. Nicht zu vergessen ist, dass die gemessenen Gastemperaturen durch die Trägheit der Sensoren beeinflusst werden und deshalb als Messwerte betrachtet werden müssen. Das bedeutet, dass Trägheit und Toleranzen durch den Sensor berücksichtigt werden müssen.

5.1.1 Analyse des Abgaskrümmers

Die erste Analyse erfolgt in Abbildung 5-1, dabei sind die Temperaturspuren der Sensoren 1, 3, 4 und 7 zu sehen. Es ist zu erkennen, dass die Temperaturen im Material und an der Oberfläche, an der annähernd gleichen Position gemessen, nur eine geringe dynamische Abweichung aufweisen. Die stationäre Temperaturabweichung liegt ebenfalls bei maximal 10°C. Dabei müssen Abweichungen in der Positionierung mitberücksichtigt werden, was ebenfalls zu einem Temperaturunterschied führen kann.

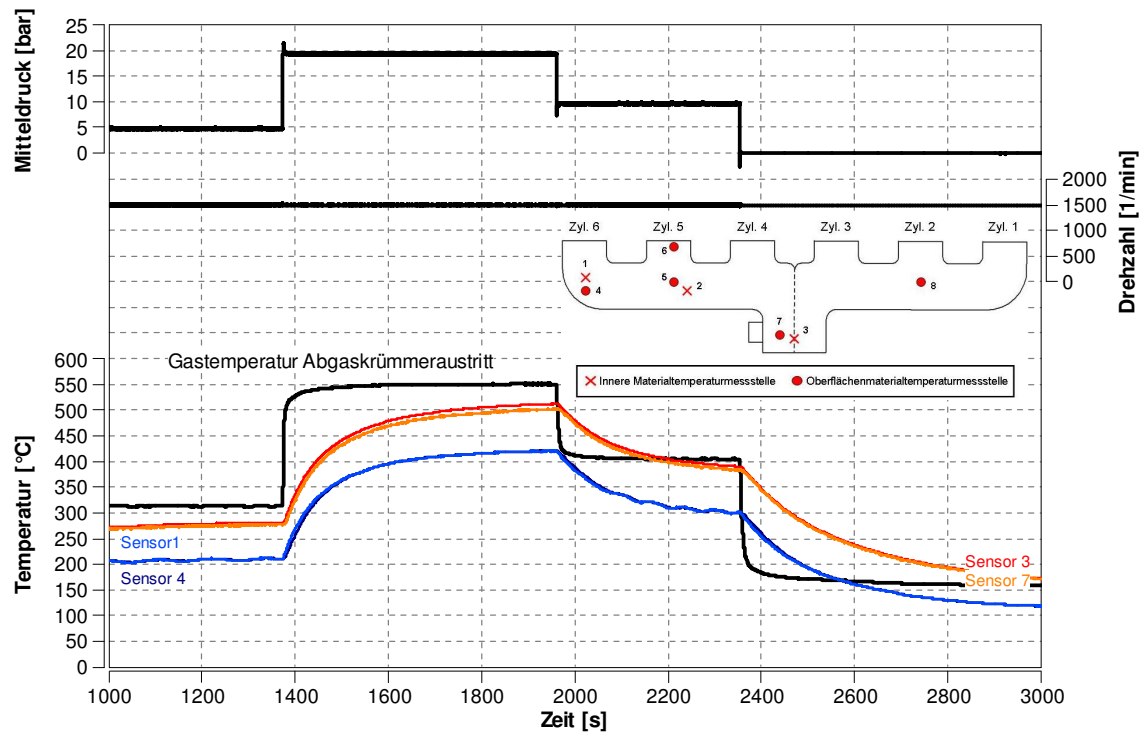


Abbildung 5-1 Temperaturmessungen: Innenmaterial- und Oberflächentemperatur am Abgaskrümmner

Die geringe Temperaturabweichung erlaubt die Schlussfolgerung, dass innerhalb der Wandstärke nur ein geringer Temperaturgradient vorhanden ist. Dies lässt sich auch durch die Biot-Zahl (Formel 2-5) bestätigen. Bei einer Annahme von Eisenwerkstoff mit einer Dicke von 10 mm, in Luft und einem Wärmeübergangskoeffizient α von 20 W/m²K in die Umgebung und einem α von 300 W/m²K im Abgasstrang, ergibt einen Wertebereich der Biot-Zahl zwischen 0,01 und 0,15 (Vergleich mit Abbildung 2-1: Dicke Wand bei Abkühlung in Luft in Abhängigkeit der Biot-Zahl (Bi) [7]). Durch diese Erkenntnis ist es für lokale Gehäusetemperaturen ausreichend die Temperatur an der äußeren Oberfläche zu messen und dadurch eine Aussage über die innere Rohrtemperatur zu erhalten.

Der Temperaturunterschied entlang der Zylinderbank zwischen dem 6. und 4. Zylinder ist erheblich. Wie in Abbildung 5-2 zu erkennen ist, liegt die Temperaturspreizung über 85°C. Grund dafür ist der unterschiedliche Energiestrom in Form von heißem Abgas, der durch jeden Abschnitt des Abgaskrümmers strömt. Der äußere Teil des Abgaskrümmers, an dem Sensor 4 sitzt, erfasst nur den Energiestrom des 6. Zylinders. Der Abschnitt an dem Sensor 5 angebracht ist, wird vom Abgasstrom des 6. und 5. Zylinders durchströmt. Der gesamte Energiestrom, von alle Zylindern, wird vom Abgaskrümmneraustritt erfasst, der somit die höchsten Temperaturen aufweist.

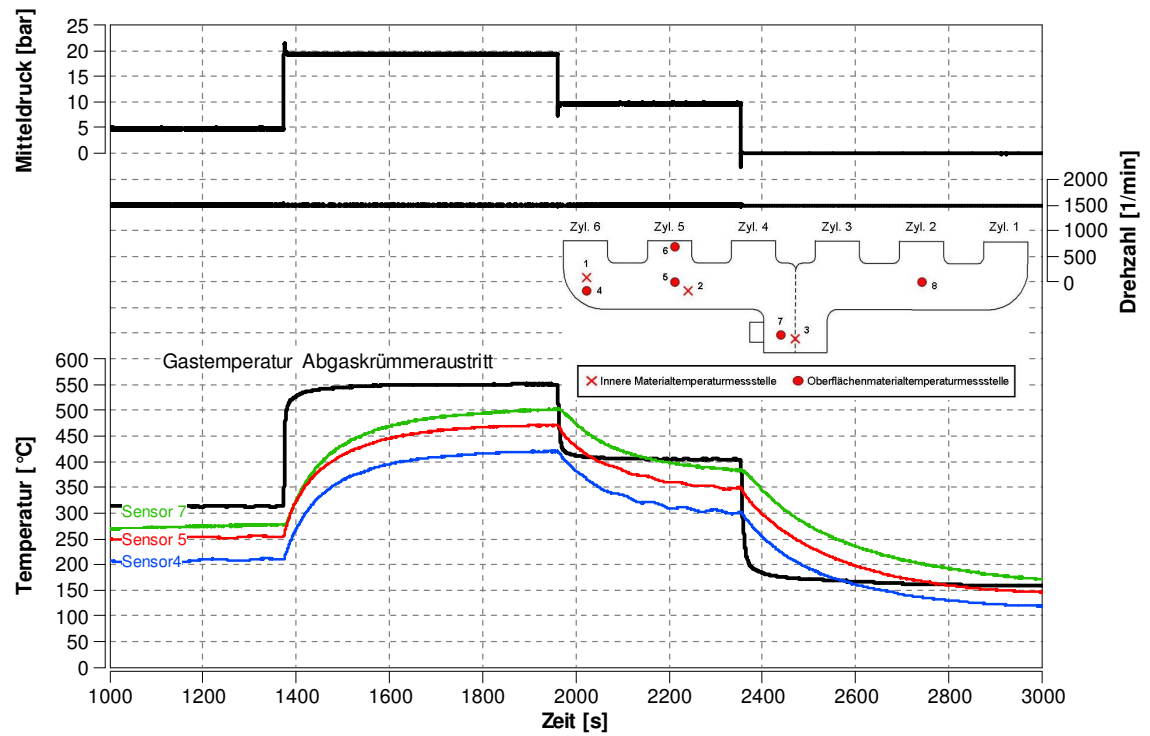


Abbildung 5-2 Temperaturmessungen: Temperaturspreizung entlang der Zylinderbank am Abgaskrümmen

Diese schematische Energie- bzw. Massenströmaufteilung für den hier verwendeten 6-Zylinder-Abgaskrümmen ist in Abbildung 5-3 zu sehen.

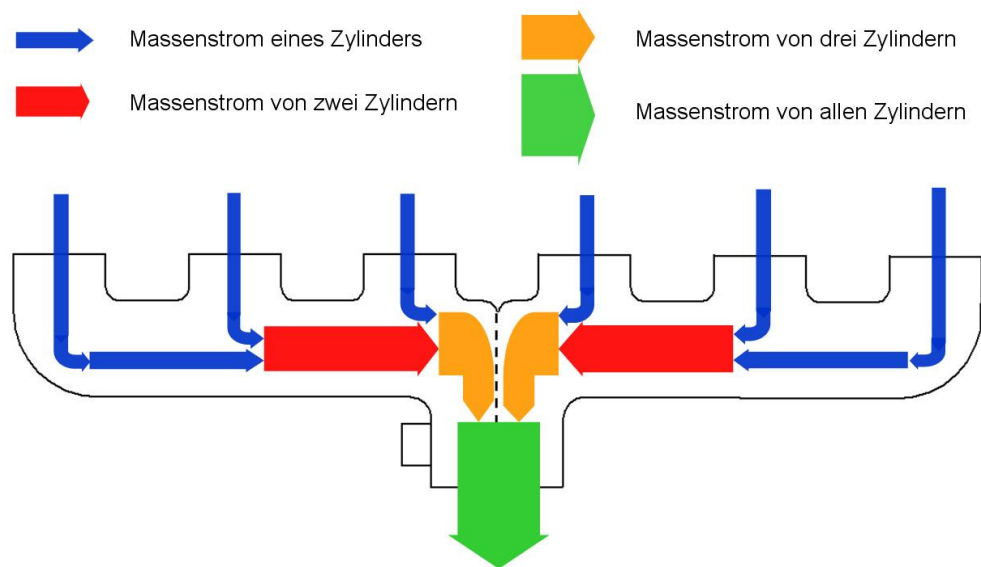


Abbildung 5-3 Schema, Massenströmaufteilung eines zweiflutigen Reihensechzylinder-Abgaskrümmers

Diese Energieaufteilung hat zur Folge, dass es schwierig ist eine Aussage über die Abgaskrümmertemperatur mit nur einer Temperaturmessstelle zu treffen.

Eine große Temperaturspreizung von ca. 130°C ist auch zwischen der Eintrittsensorposition 6 und zentraleren Sensorposition 5 zu erkennen (siehe Abbildung 5-4)

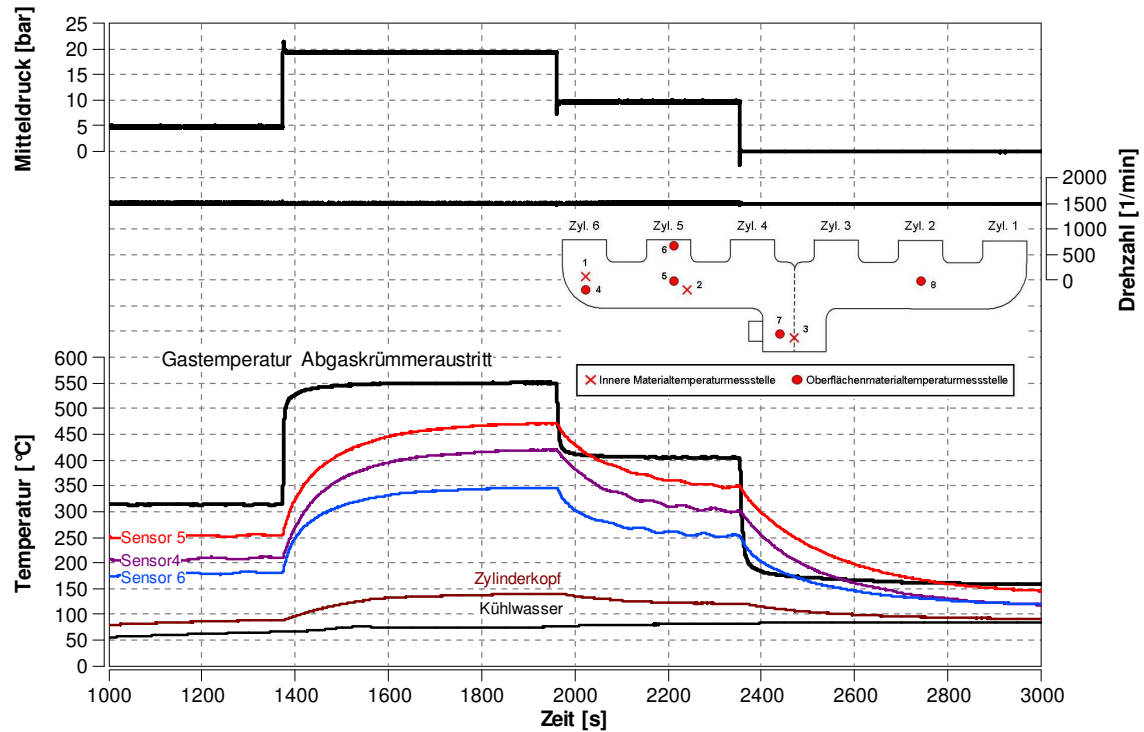


Abbildung 5-4 Temperaturmessungen: Temperaturspreizung wischen Mitte und Eintritt am Abgaskrümmerr

Diese Temperaturspreizung hat zwei Ursachen. Zum einen ist wie bereits erklärt ein Unterschied im Energiestrom vorhanden. Wobei der Eintritt von einem geringen Abgasmassenstrom durchströmt wird. Ein weiterer Grund liegt im Kontakt mit dem wassergekühlten Zylinderkopf. Dieser wird zwar durch den Austrittskanal erwärmt, jedoch durch den vorhandenen Kühlwassermantel gekühlt. In der oberen Abbildung ist auch die Temperaturspur des Sensors zu sehen, der die Oberflächentemperatur des Zylinderkopfes am Austritt des 5. Zylinders misst. Dabei ist ein Temperaturgefälle von 200°C zwischen Sensor am Zylinderkopf und dem zylinderkopfnahem Eintrittssensor (Sensor 6) zu erkennen. Es ist auch ein Temperaturgefälle zwischen Sensor 4 und Sensor 6 zu erkennen, obwohl beide Bereiche vom gleichen Massenstrom durchströmt werden. Dies lässt auf einen Wärmestrom vom Abgaskrümmerr in den Zylinderkopf schließen. Es ist zwar auch Strahlung durch Bauteile vorhanden, dies beeinflusst die gemessene Temperatur des Sensors 5 aber nur zu höheren Werten.

Durch Sensor 5 und 8 kann die Symmetrie des zweiflutigen Abgaskrümmers in Bezug auf die Temperatur analysiert werden.

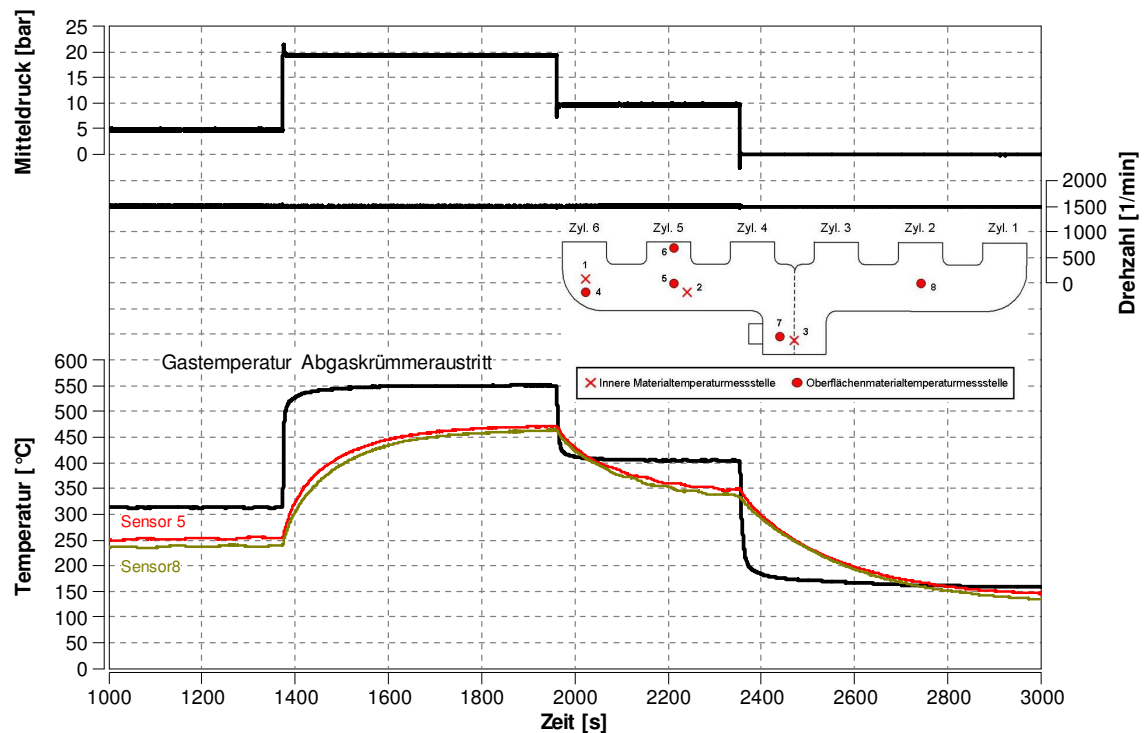


Abbildung 5-5 Temperaturmessungen: Symmetrie des zweiflutigen Abgaskrümmers

In Abbildung 5-5 sind die Temperaturspuren der beiden Bänke zu sehen. Die geringen Temperaturunterschiede lassen darauf schließen, dass es nur eine geringe asymmetrische Verteilung der Temperaturen gibt. Die geringe Abweichung ist auf eine geringe Asymmetrie der Sensorpositionierung zurückzuführen. Dies gilt auch für Betriebspunkte mit Abgasrückführung.

5.1.2 Mittlere Temperatur des Abgaskrümmers

Auf Grund der großen Temperaturspreizung am Abgaskrümmers ist es schwierig eine einzelne Temperatur für die gesamte Komponente zu definieren. Aufgrund der nachfolgenden Untersuchung und für das in weitere Folge verwendete 0-dimensionalen Simulationsmodell ist dies jedoch notwendig. Je nach Verwendung der mittleren Temperatur sind verschiedene Ansätze möglich. Um das transiente Temperaturverhalten der Komponenten richtig abzubilden, ist es wichtig die innere Energie und damit die vorhandene Wärmemenge der Bauteile möglichst richtig wiederzugeben. Dafür wurde eine massengewichtete Temperaturmittlung vorgenommen, die im Folgenden näher erklärt wird.

Diese Mittelung erfolgte in zwei Schritten. Als Erstes wurde für jedes der drei Teilstücke des Abgaskrümmers eine mittlere Temperatur berechnet. Für die Teilstücke mit den Anschlüssen zu Zylinder 1 und 2 bzw. 5 und 6 kann aufgrund der Symmetrie die gleiche mittlere Temperatur angenommen werden.

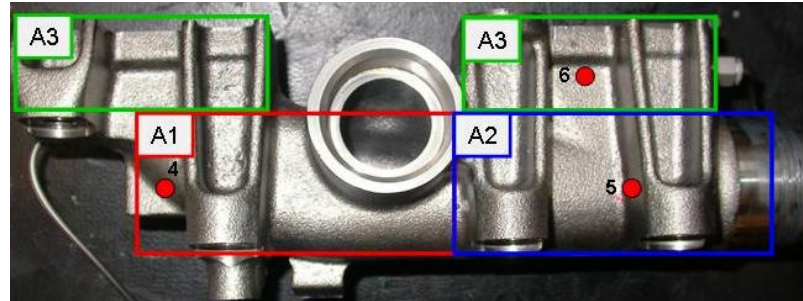


Abbildung 5-6 Temperaturfelder am Abgaskrümmerteilstück (Zylinder 5 und 6)

In Abbildung 5-6 ist das Teilstück mit Anschluss an Zylinder 5 und 6 mit den Sensoren (markiert mit roten Punkten) zu sehen. Die umrahmten Bereiche stellen die verschiedenen Temperaturbereiche dar. Es wird angenommen, dass die Bereiche der Anschlüsse zum Zylinderkopf ähnliche Temperaturen aufweisen. Die Ursachen der unterschiedlichen Temperaturen wurden bereits erläutert. Da in diesem Fall keine Massenaufteilung der Bereiche erfolgen kann, aber man von einer konstanten Dichte ausgeht, wird eine Flächenaufteilung vorgenommen.

Tabelle 5-1 Flächenaufteilung Abgaskrümmerteilstück (Zylinder 5 und 6)

Fläche	Flächegröße [cm ²]	Flächenanteile
A1	20,4	≈ 1/3
A2	20,4	≈ 1/3
A3	2 · 10,8 = 21,6	≈ 1/3

Anhand dieser Flächenanteile (siehe Tabelle 5-1) wird die mittlere Temperatur berechnet.

$$T_{III} = \frac{1}{3}T_4 + \frac{1}{3}T_5 + \frac{1}{3}T_6$$

Formel 5-1

T_{III} ...mittlere Temperatur des 3. Teilstücks des Abgaskrümmers (Zylinder 5 und 6)

T_i ...Temperatur des Sensors i

Die gleiche Vorgehensweise wie zuvor wird beim mittleren Teilstück (Zylinder 3 und 4) gewählt. In Abbildung 5-7 sind wieder die Temperaturbereiche und Flächenaufteilungen zu erkennen.

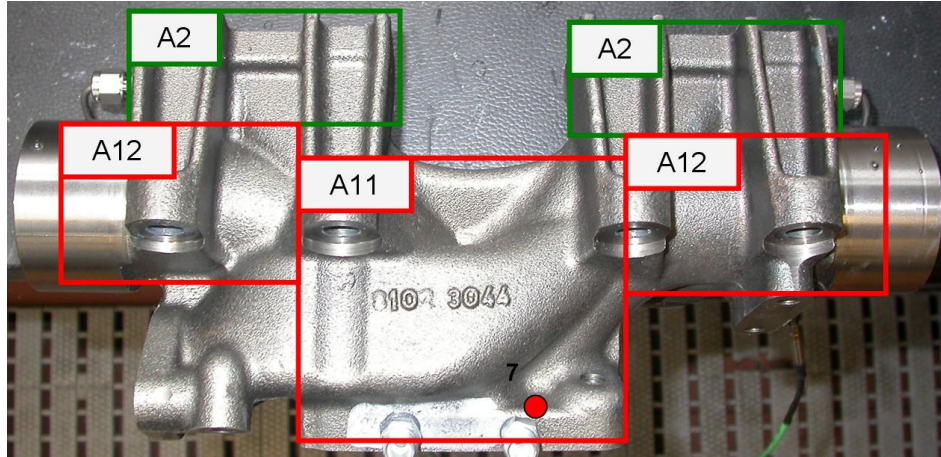


Abbildung 5-7 Temperaturfelder am Abgaskrümerteilstück (Zylinder 3 und 4)

Tabelle 5-2 Flächenaufteilung Abgaskrümerteilstück (Zylinder 3 und 4)

Fläche	Flächegröße [cm ²]	Flächenanteile
$A1 = 2 \cdot A12 + A11$	$2 \cdot 11,8 + 29 = 52,6$	$\approx 3/4$
A2	$2 \cdot 10,7 = 21,4$	$\approx 1/4$

Wieder wird anhand dieser Flächenanteile (siehe Tabelle 5-1) die mittlere Temperatur dieses Teilstückes berechnet.

$$T_{II} = \frac{1}{4}T_6 + \frac{3}{4}T_7$$

Formel 5-2

T_{II} ...mittlere Temperatur des 2. Teilstücks des Abgaskrümmers (Zylinder 3 und 4)

T_i ...Temperatur des Sensors i

Nachdem die mittleren Temperaturen der Teilstücke definiert sind, kann als nächster Schritt die mittlere Temperatur des gesamten Abgaskrümmers bezogen auf die Massenanteile ermittelt werden.

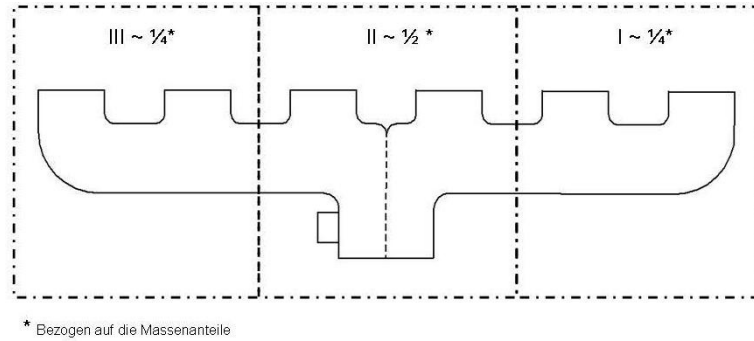


Abbildung 5-8 Massenanteile des Abgaskrümmers

Durch diese Massenaufteilung und die Symmetrie der beiden äußeren Teilstücke ($T_I = T_{III}$) kann die mittlere Temperatur wie folgt berechnet werden.

$$T_{Am} = \frac{1}{2}T_{III} + \frac{1}{2}T_{II}$$

Formel 5-3

T_{Am} ...mittlere Temperatur des gesamten Abgaskrümmers

T_{II} ...mittlere Temperatur des 2. Teilstücks des Abgaskrümmers (Zylinder 3 und 4)

T_{III} ...mittlere Temperatur des 3. Teilstücks des Abgaskrümmers (Zylinder 5 und 6)

Das Ergebnis der berechneten mittleren Temperatur ist in Abbildung 5-9 zu sehen. Für die nachfolgenden Untersuchungen wird diese gemittelte Temperatur herangezogen. An dieser Stelle soll noch einmal erwähnt werden, dass diese Mittelung jedoch nur eine Näherung ist, die das thermische Verhalten möglichst gut widerspiegelt.

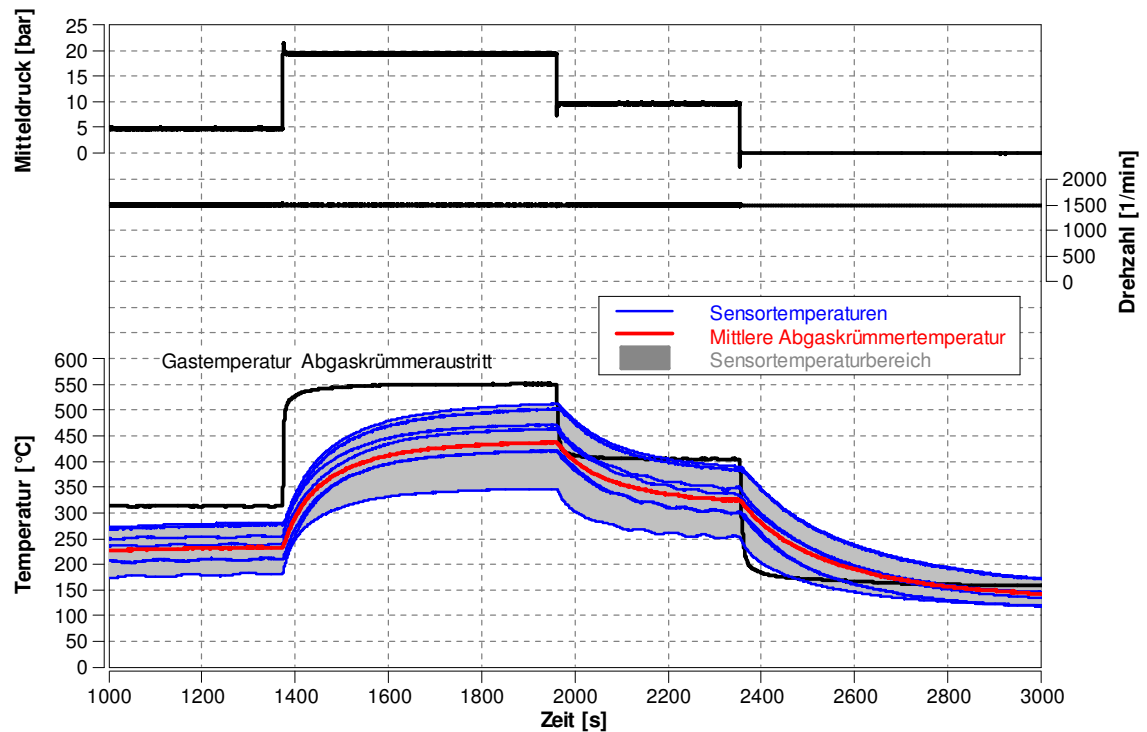


Abbildung 5-9 Mittlere Abgaskrümmermtemperatur

5.1.3 Analyse des Turbinengehäuses

Bei der Turbine wird wie beim Abgaskrümmer zunächst der Temperaturgradient innerhalb der Wand untersucht. In Abbildung 5-10 sind die Temperaturen der Sensorpaarungen am Ein- und Austritt zu sehen. Die Temperaturunterschiede sind im Vergleich zum Abgaskrümmer größer. Jedoch lässt sich das auf eine nicht optimale Montage der Sensoren zurückzuführen.

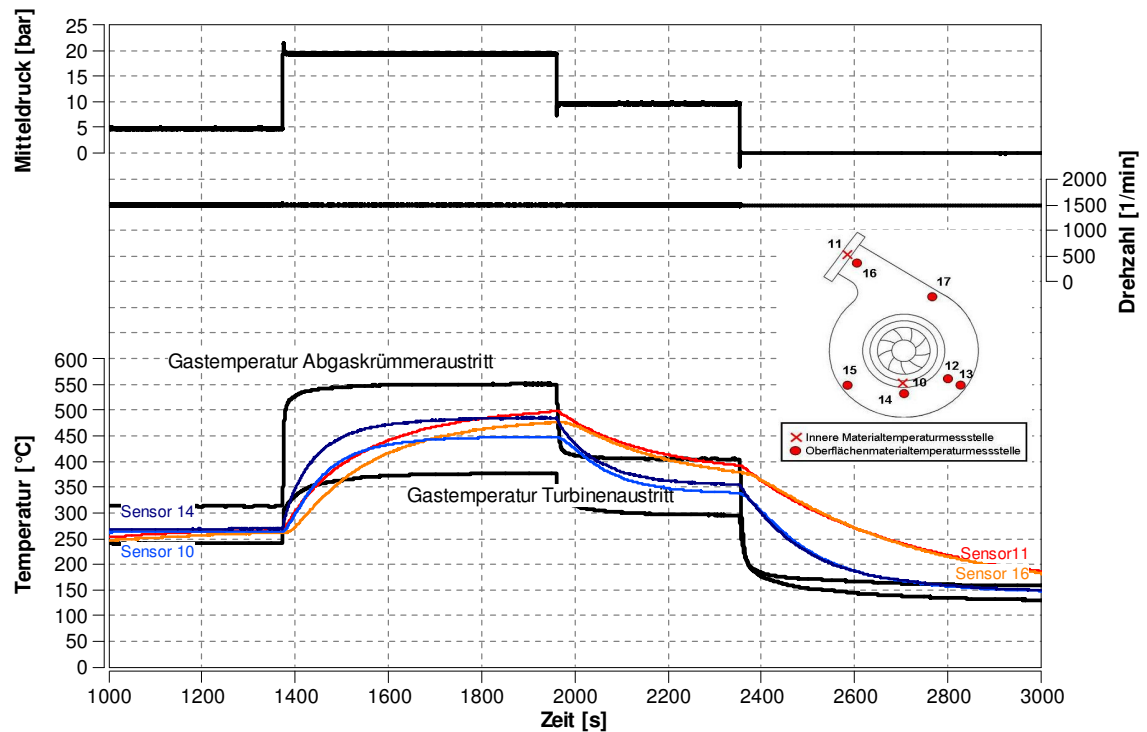


Abbildung 5-10 Temperaturmessungen: Innenmaterial- und Oberflächentemperatur am Turbinengehäuse

In Abbildung 5-11 ist zu erkennen, dass der Sensor 14 auf dem Schneckengehäuse befestigt ist und nicht am Austrittsstutzen. Deshalb passen die Temperaturspuren von Sensor 14 und Sensor 10 nicht gut zusammen. Durch die Montage der Sensoren am Austritt und dem geringeren Temperaturunterschied am Eintritt, wird auch hier von einem geringen Temperaturgradienten in der Wand ausgegangen.

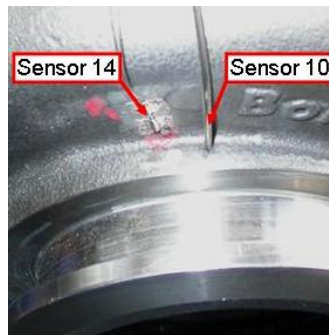


Abbildung 5-11 Sensorpositionen Austritt Turbine

Zwei weitere Sensorenpositionen (12 und 13) werden noch genauer untersucht, da ihre Temperaturverhalten stationär und transient unterschiedlich sind. Dieser Unterschied, der in Abbildung 5-12 gut zu erkennen ist, lässt sich von außen nicht erklären, da die Positionen relativ nahe nebeneinander liegen (siehe Abbildung 3-9).

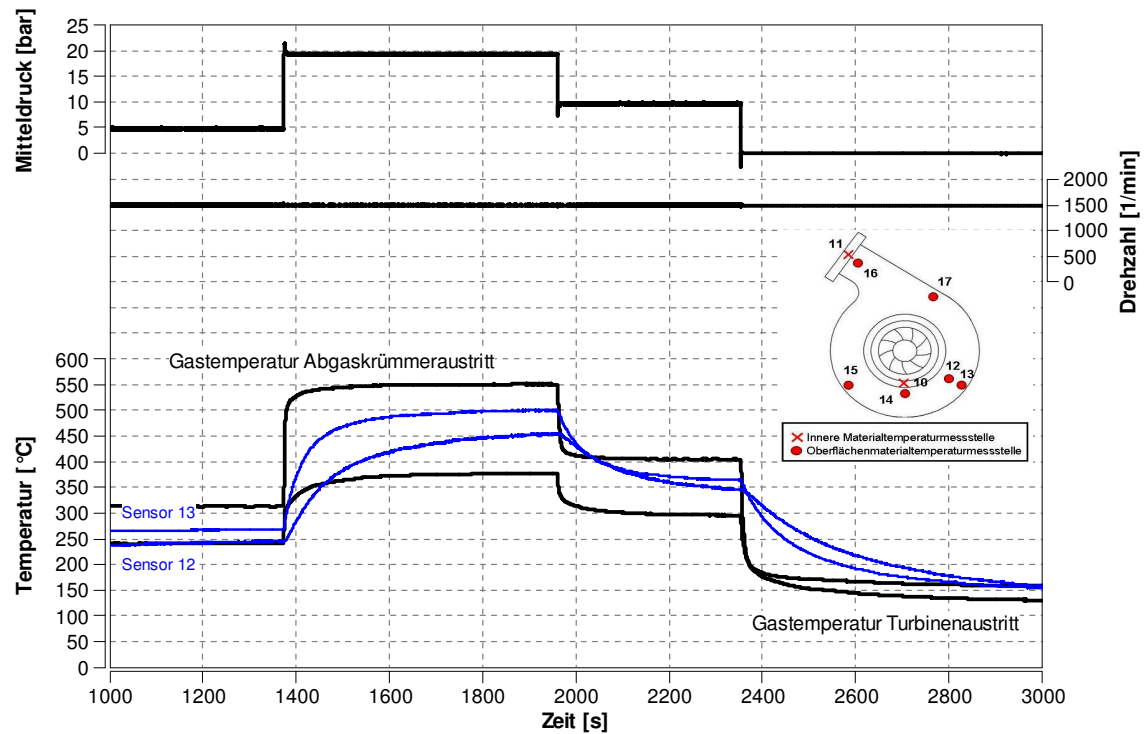


Abbildung 5-12 Temperaturmessung: Turbinengehäuse

Wird jedoch das innere eines VTG-Turbinengehäuses betrachtet, wird ersichtlich, warum Sensor 12 eine vom Niveau geringere und trägere Temperaturspur besitzt. Seine Position liegt über der Mechanik des VTG-Stellers, wo eine große Wandstärke und mehr Material vorhanden sind (siehe Abbildung 5-13). Dadurch wird dieser Bereich des Turbinengehäuses träger.

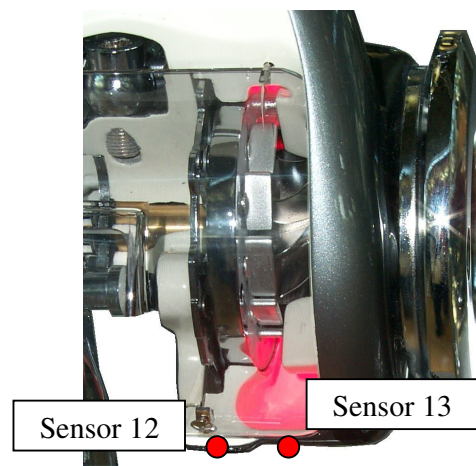


Abbildung 5-13 Schnittdarstellung einer VTG-Turbine [16] mit Sensorpositionen

Grundsätzlich ist bei der Turbine die Temperatursteigerung um einiges geringer als beim Abgaskrümmer. Das gesamte Gehäuse wird vom gleichen Massenstrom durchströmt. Geringe Unterschiede ergeben sich durch die Mechanik des VTG Stellers. Die Temperatursteigerung über alle Temperatursensoren liegt innerhalb von 60°C (siehe Abbildung 5-14)

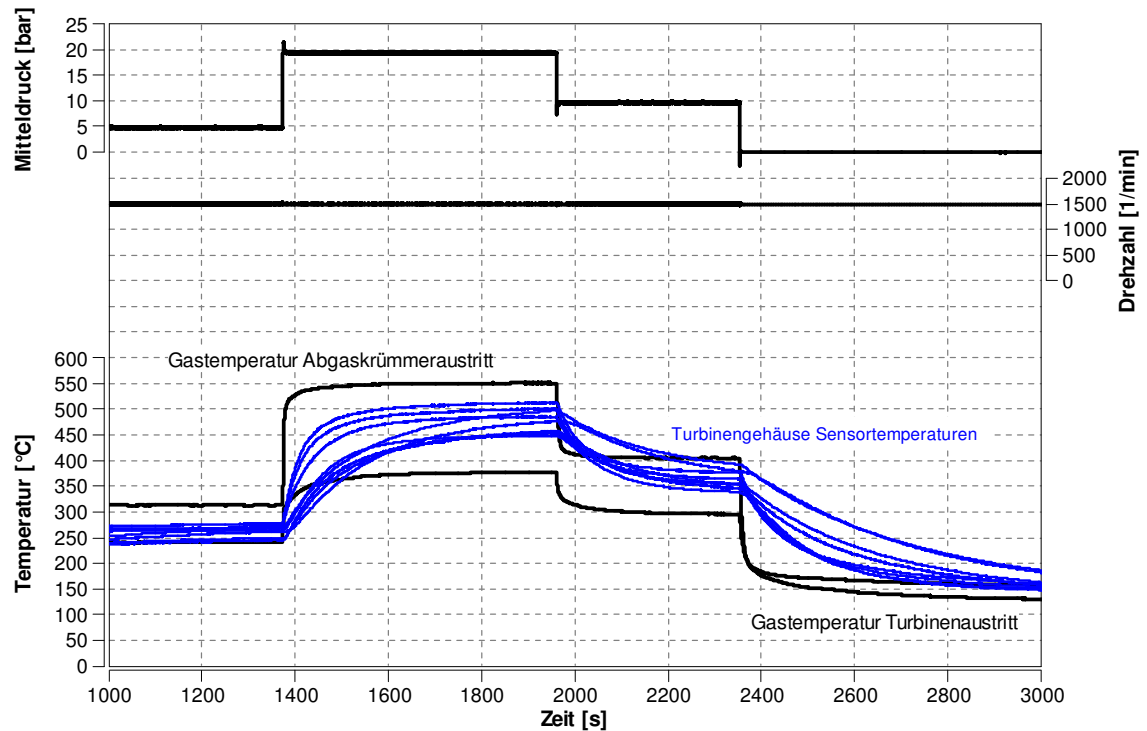


Abbildung 5-14 Temperaturmessungen: Turbine

Wie in Abbildung 5-15 zu erkennen ist, ist der Temperaturunterschied zwischen dem Abgaskrümmergehäuseaustritt und dem Turbinengehäuseeintritt geringer. Aus diesem Grund ist auch der Wärmestrom an dieser Kontaktstelle gering und wird im Weiteren vernachlässigt.

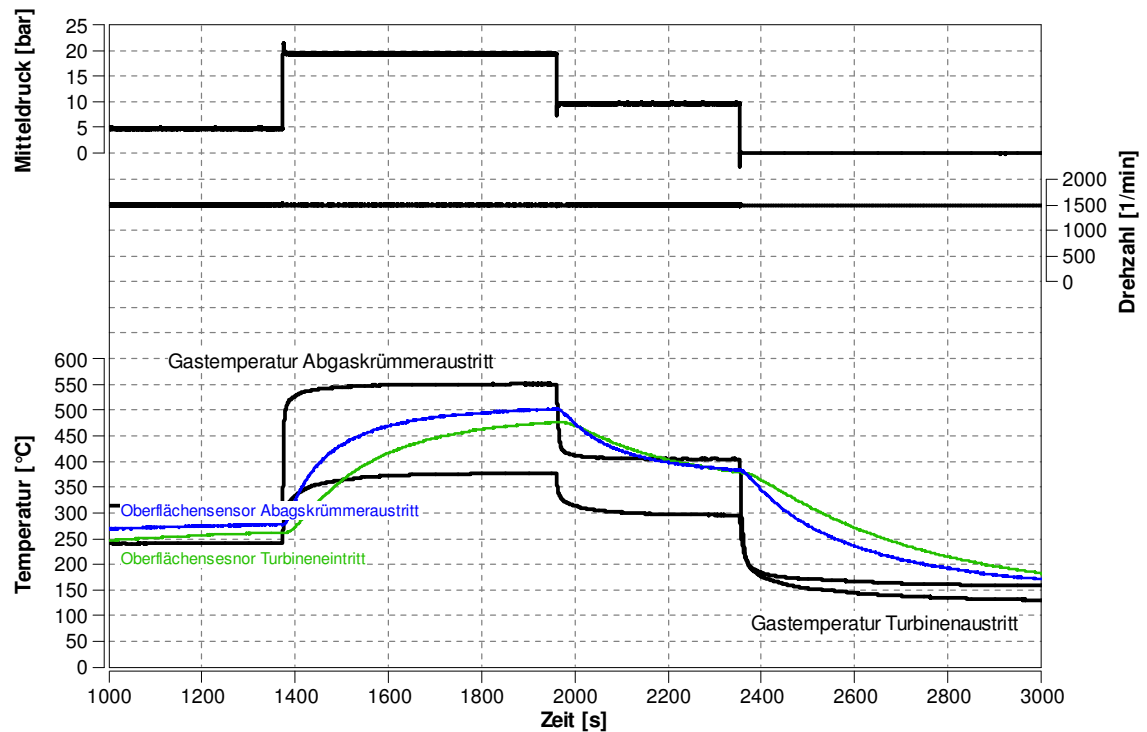


Abbildung 5-15 Temperaturmessung: Abgaskrümmeraustritt, Turbinengehäuse Eintritt

5.1.4 Mittlere Temperatur des Turbinengehäuses

Da die Temperaturspreizung des Turbinengehäuses geringer ist als die des Abgaskrümmer, ist es wesentlich einfacher eine repräsentative mittlere Temperatur zu bestimmen. Diese kann durch eine arithmetische Mittelung ermittelt werden, dabei werden die einzelnen Temperaturmesswerte addiert und durch ihre Anzahl dividiert:

$$T_{Tm} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n T_i$$

Formel 5-4

T_{Tm} ...mittlere Temperatur des gesamten Turbinengehäuse

T_i ...Temperaturen der Sensoren i

Die mittlere Temperatur sowie die gemessenen Temperaturen des Turbinengehäuses sind in Abbildung 5-16 zu sehen. Die mittlere Turbinengehäusetemperatur ist wie die mittlere Abgaskrümmerertemperatur nur eine Näherung, die das thermische Verhalten möglichst gut wiedergeben soll. Für die nachfolgenden Untersuchungen wird diese gemittelte Temperatur herangezogen.

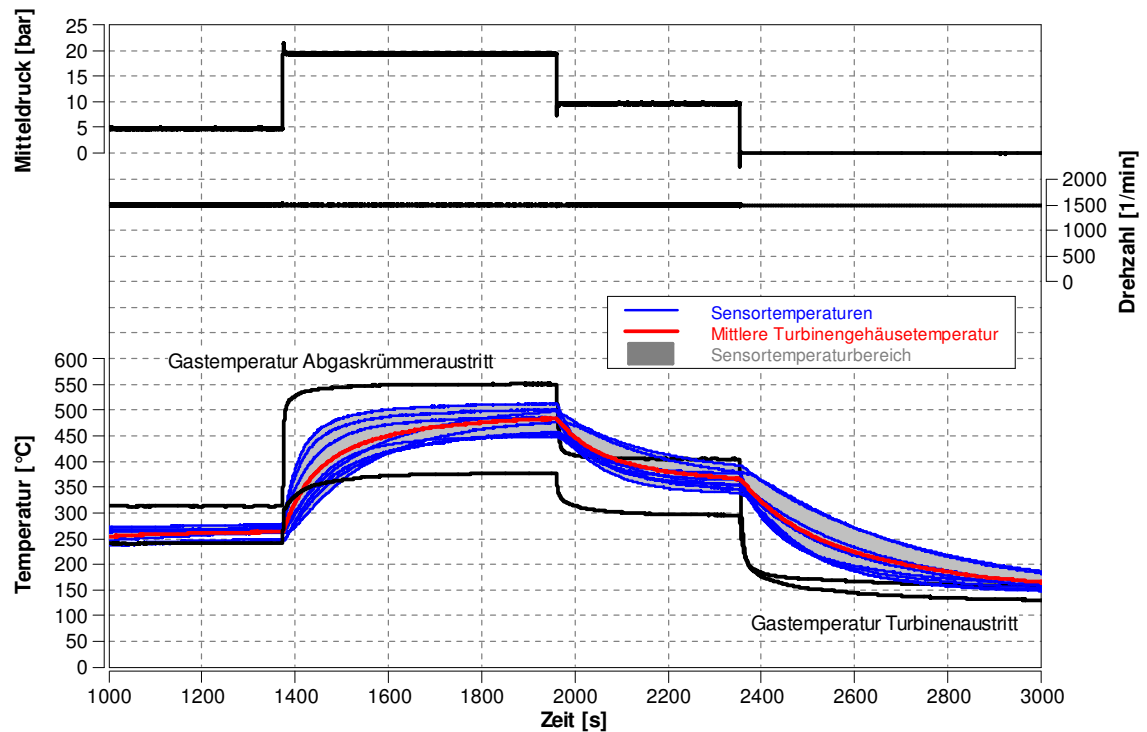


Abbildung 5-16 Mittlere Turbinengehäusetemperatur

5.1.5 Vergleich Abgaskrümmer und Turbinengehäuse

Der direkte Vergleich zwischen Abgaskrümmer und Turbinengehäuse zeigt (siehe Abbildung 5-17 für Sprünge und in Abbildung 5-18 für den WHTC), dass die mittlere Turbinengehäusetemperatur immer höher ist als die mittlere Abgaskrümmer-temperatur. Diese Tatsache lässt sich durch mehrere mögliche Ursachen erklären. Der Abgaskrümmer wird nicht zur Gänze vom gesamten Abgasmassenstrom durchströmt. Durch das Turbinenlaufrad, das bei einem Durchmesser von 70 mm eine maximale Drehzahl von 150 000 Umdrehungen pro Minute erreicht, was eine Umfangsgeschwindigkeit von über 520 m/s bedeutet, ist in der Turbine mit hohen Gasgeschwindigkeiten zu rechnen. Dies erhöht den Wärmeübergang vom Gas zur Wand. Zusätzlich ist ein Wärmetzug des Abgaskrümmer zum Zylinderkopf gegeben.

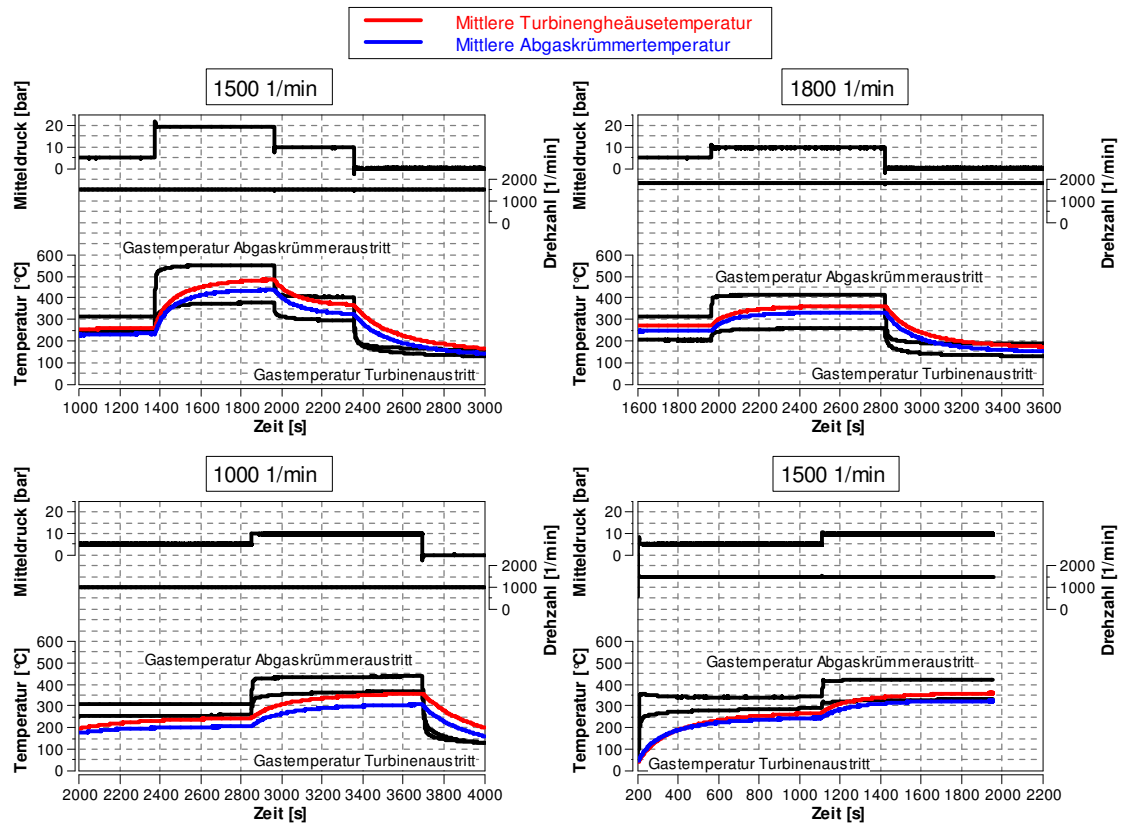


Abbildung 5-17 Vergleich der gemittelten Temperaturen von Abgaskrümmer und Turbinengehäuse für verschiedene Betriebszustände

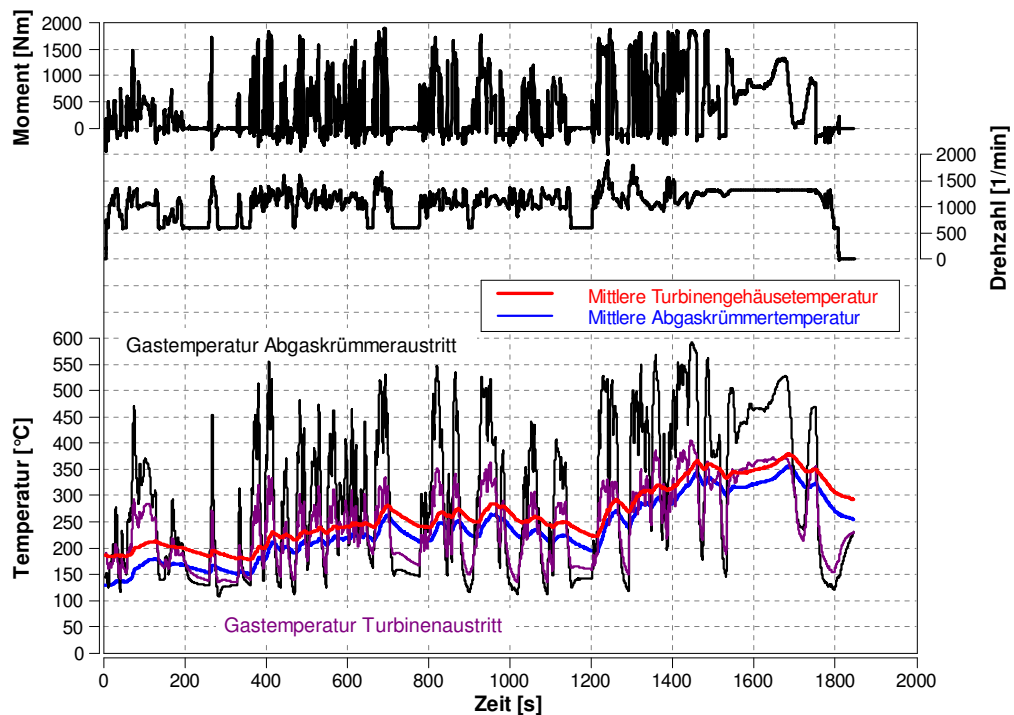


Abbildung 5-18 Vergleich der gemittelten Temperaturen von Abgaskrümmer und Turbinengehäuse im WHTC

5.1.6 Betriebspunkte ohne und mit Abgasrückführung

Moderne Dieselmotoren werden mit hohen Abgasrückführraten betrieben. Dies sorgt für eine Absenkung der Verbrennungstemperatur und für eine geringere Verbrennungsgeschwindigkeit. Der Vorteil dabei liegt in der Verringerung der NO_x -Emission. Ein Nachteil ist die Erhöhung der Ruß-Emissionen, was zum Teil durch eine Erhöhung des Einspritzdruckes kompensiert werden kann. [11]

Der Versuchsmotor besitzt eine Hochdruck-AGR, bei der an zwei Stellen am Abgaskrümmmer das Abgas entnommen wird. Dies bedeutet, dass die Turbine nur vom gesamten Massenstrom des vom Zylinder ausgestoßenen Abgases abzüglich des AGR-Stroms durchströmt wird.

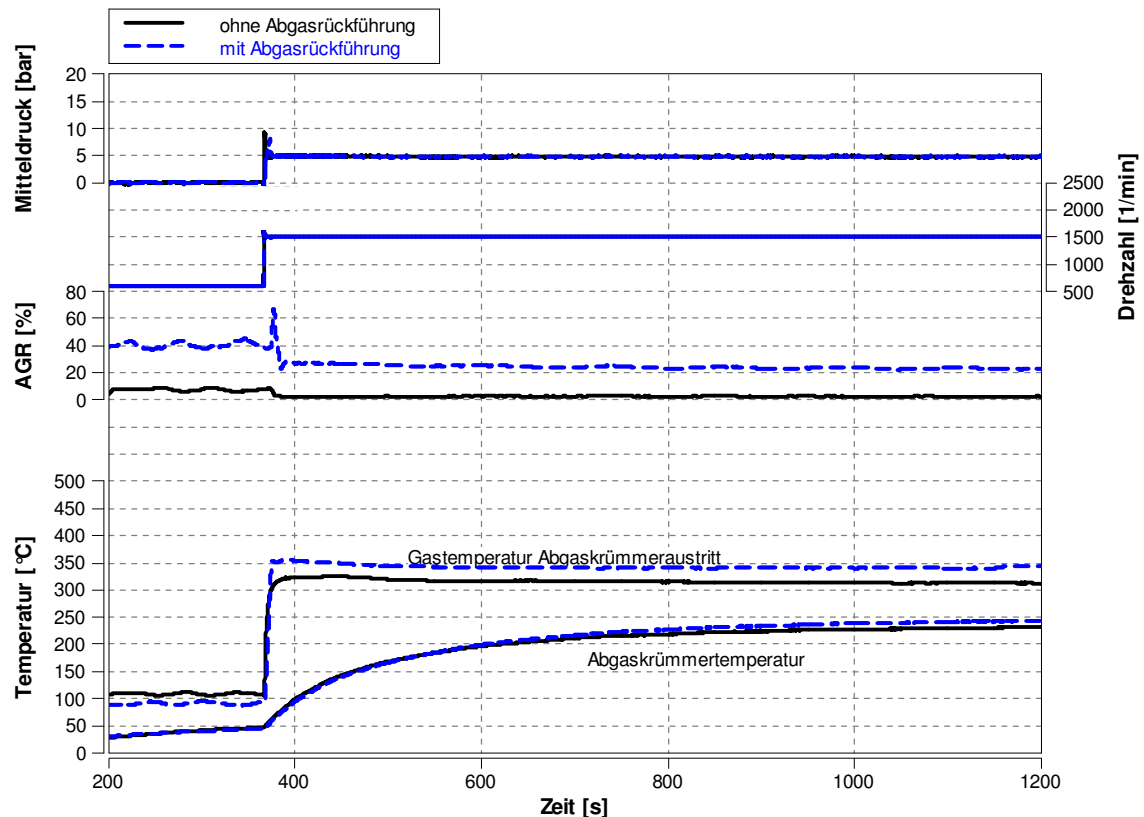
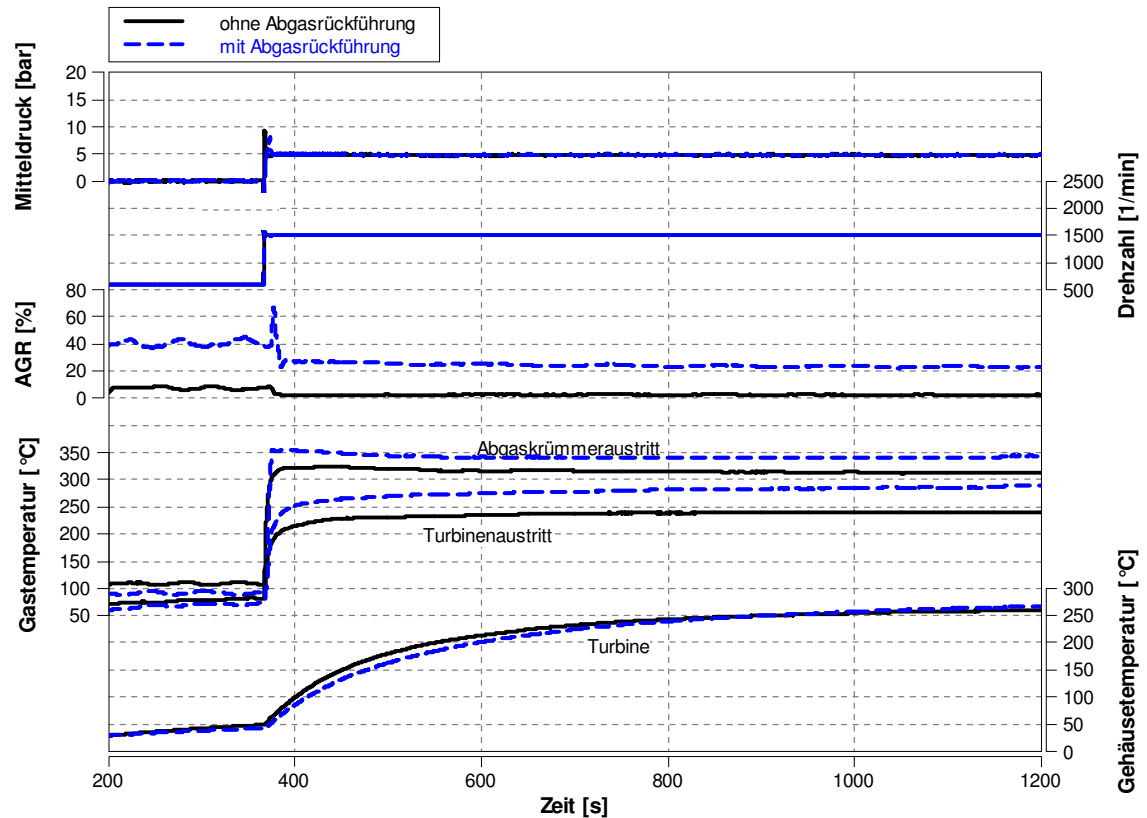


Abbildung 5-19 Temperaturmessungen mit und ohne AGR am Abgaskrümmmer

Die Temperaturspur des Abgaskrümmer mit und ohne AGR ist im dynamischen Verhalten ähnlich. Die Ursache liegt darin, dass der Abgaskrümmmer mit und ohne AGR im selben Betriebspunkt mit annähernd demselben Massenstrom durchströmt wird.



Die Temperatur der Turbine wird stärker von der Abgasrückführung beeinflusst. Der Massenstrom der Abgasrückführung wird vor Eintritt in die Turbine abgezweigt. Dadurch sind die Energiemenge sowie die Gasgeschwindigkeit geringer. Aus diesem Grund ist das dynamische Verhalten der Turbine mit AGR langsamer als ohne.

5.1.7 Zusammenfassung der Temperaturanalyse der Bauteile

Zusammenfassend kann man folgende Schlüsse aus der Analyse den Temperaturmessungen ziehen:

- Es gibt einen vernachlässigbaren Temperaturgradient innerhalb der Wand, was eine lokale Temperaturbestimmung an der Bauteiloberfläche zulässt.
- Die Temperaturspreizung des Abgaskrümmers entlang der Zylinderbank und normal dazu (Eintritt bis Mitte) beträgt bis zu 150°C, wodurch die Bestimmung einer mittleren Temperatur schwierig ist.
- Zusätzlich ist ein großer Wärmestrom vom heißen Abgaskrümmer in den Zylinderkopf anzunehmen.
- Die Temperaturverteilung der zwei Fluten des Abgaskrümmers ist symmetrisch.

- Die Turbine besitzt eine geringere Temperaturspreizung (maximal 60°C), weil das ganze Gehäuse vom gleichen Massenstrom durchströmt wird. Dies erlaubt eine einfache Bestimmung einer mittleren Temperatur.
- Es ist nur ein geringer Wärmestrom zwischen Abgaskrümmter und Turbine vorhanden.
- Die mittlere Turbinengehäusetemperatur ist immer höher als die mittlere Abgaskrümmertemperatur.
- Die Abgasrückführung hat auf den Abgaskrümmter keinen nennenswerten Einfluss. Das Turbinengehäuse zeigt bei hohen AGR-Raten ein langsames dynamisches Temperaturverhalten.

5.2 Analyse der Gastemperatur

Wichtig ist der Einfluss der Gehäusetemperatur auf die Gastemperatur. In diesem Kapitel wird speziell der Einfluss der Komponenten auf das Gas untersucht.

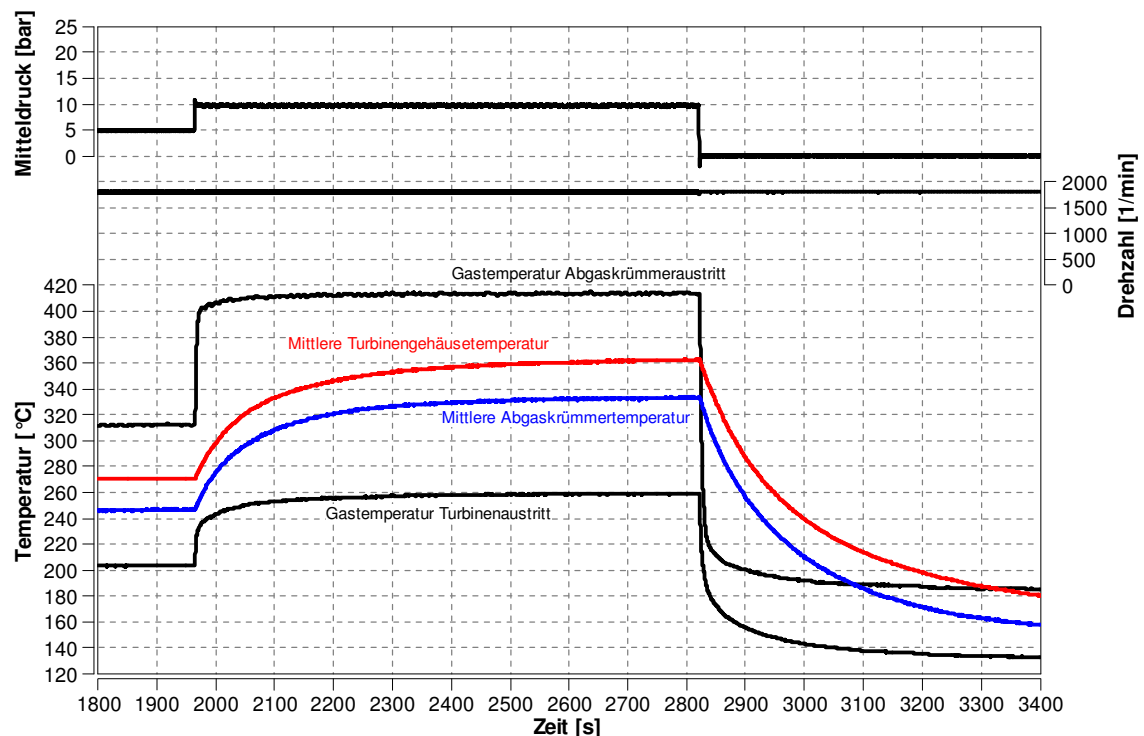


Abbildung 5-20 Temperaturuntersuchungen: Einfluss der Komponenten auf die Gastemperatur

In Abbildung 5-20 ist zu erkennen, dass die Gastemperatur beim Abgaskrümmeraustritt in kürzerer Zeit die Stationärtemperatur erreicht als die Gastemperatur beim Turbinenausritt. Dies beruht auf der Tatsache, dass sich der vom Gas abgegebene Wärmestrom mit jeder wei-

teren Komponente erhöht. Es kann somit folgende Aussage getroffen werden: Je länger der Weg des Gases ist, desto stärker ist der Kühl- bzw. Aufwärmeeffekt.

Beim Abfall der Last und der daraus resultierenden Gastemperatur ist der Aufwärmeeffekt des Gases sehr stark zu sehen. Beim Sprung in den Leerlauf wird auch der Massenstrom um fast die Hälfte reduziert. Deshalb erfolgt die Abgabe der gespeicherten Energie auf einen geringeren Gasstrom, wodurch dieser längere Zeit braucht, um diese Energie aufzunehmen. Der bereits beschriebene Effekt, dass eine stärkere Beeinflussung der Gastemperatur mit länger zurückgelegtem Weg erfolgt, ist auch hier ersichtlich.

6 Modellierung

Die Simulation erfolgt mit dem bereits vorhandenen Teilmodell des Abgasstranges. Die Grundlagen dieses Modells werden im nächsten Unterkapitel erläutert. Auf die Erweiterung dieses Modells und des Sensormodells wird ebenfalls eingegangen.

6.1 Abgasstrangmodell

Wie bereits in Kapitel 1.1 erwähnt, ist das verwendete Modell ein 0-dimensionales Mittelwertmodell. Im Gegensatz zu herkömmlichen Motorprozessrechnungen wird der Arbeitsprozess über ein Arbeitspiel gemittelt und nicht kurbelwinkelaufgelöst betrachtet.

Das hier verwendete Modell arbeitet auf Basis von Matlab / Simulink und besteht aus Volumen- und Durchflusselementen. Die Bausteine sind Abgaskrümmen, Turbine und Verdichter. Wie bereits in der Einleitung beschrieben, wird die Hochtemperaturabgasseite mit Abgaskrümmen und Turbine betrachtet. Der Verdichter wird ebenfalls abgebildet, um das Verhalten der Turbine durch die Drehzahl zu berücksichtigen. Aus diesem Grund besteht das Abgasstrangmodell aus diesen drei Komponenten, wie sie in Abbildung 6-1 zu sehen sind.

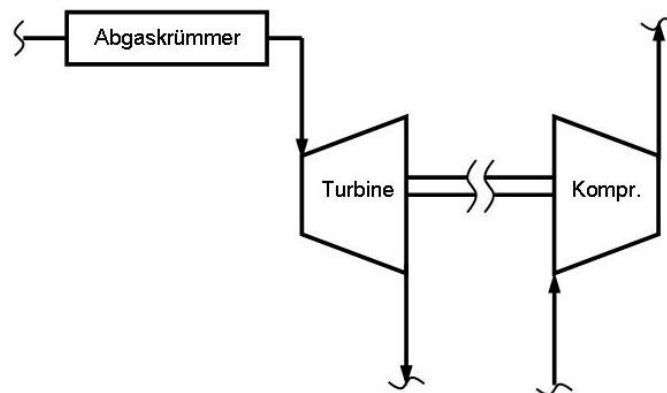


Abbildung 6-1 Schema Abgasstrangmodell

Die Grundlage der Volumenelemente (oder Receiver) liegt darin, dass ein fixes Volumen vorhanden ist in dem die gleichen thermodynamischen Zustände wie Druck und Temperatur angenommen werden. Die Ein- und Ausgabe sind Massenströme \dot{m} und Enthalpieströme \dot{H} , die gespeicherte Masse m und die Innere Energie U . Die Variablen sind Druck und Temperatur. Unter der Annahme der Massenkontinuität und der Erhaltung der Energien können folgende Gleichungen angeschrieben werden. Dabei wurde ein adiabates Volumen herangezo-

gen, was die Energiegleichung gegenüber der in der Literatur [12] angegebenen etwas erweitert.

$$\frac{d}{dt}m(t) = \dot{m}_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t) \quad \text{Formel 6-1}$$

$$\frac{d}{dt}U(t) = \dot{H}_{in}(t) - \dot{H}_{out}(t) - \dot{Q}(t) \quad \text{Formel 6-2}$$

Unter der weiteren Annahme, dass das Fluid ein perfektes Gas ist, können die zwei Gleichungen mit der idealen Gasgleichung und den Gleichungen für Enthalpie und innerer Energie kombiniert werden. [12]

$$p(t) \cdot V = m(t) \cdot R \cdot T(t) \quad \text{Formel 6-3}$$

$$U(t) = c_v \cdot T(t) \cdot m(t) \quad \text{Formel 6-4}$$

$$\dot{H}_{in}(t) = c_p \cdot T_{in}(t) \cdot \dot{m}_{in}(t) \quad \text{Formel 6-5}$$

$$\dot{H}_{out}(t) = c_p \cdot T(t) \cdot \dot{m}_{out}(t) \quad \text{Formel 6-6}$$

Setzt man die Formel 6-3 bis Formel 6-6 in die beiden oberen Formeln ein, können damit die Drücke und Temperaturen errechnet werden.

Die Volumenelemente sind durch die Durchflussgleichung miteinander gekoppelt. Mit dieser Durchflussgleichung kann der Abgasmassenstrom zwischen den Volumenelementen berechnet werden [10].

$$\dot{m} = \frac{f}{v_0} \sqrt{2p_0 v_0} \psi \quad \text{Formel 6-7}$$

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad \text{Formel 6-8}$$

Der Massenfluss hat laut dieser Gleichung ein Maximum bei einem kritischen Druckverhältnis von:

$$\frac{p_k}{p_0} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

Formel 6-9

Und dem dazugehörigen kritischen Wert:

$$\psi_{\max} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa + 1}}$$

Formel 6-10

Wie schon erklärt, handelt es sich hier um ein 0-dimensionales Modell. Um das transiente Temperaturverhalten der Komponenten bzw. der Volumina zu simulieren, müssen die in Kapitel 3.1 ermittelten geometrischen Größen und zusätzliche Materialeigenschaften als Eingabeparameter in das Modell einfließen. Die für das Modell notwendigen Eingabeparameter sind hier aufgelistet:

Abgaskrümmer:

- Volumen
- Oberfläche
- Masse
- Innere Durchmesser
- Länge
- Spezifische Wärmekapazität des Materials

Turbine:

- Oberfläche
- Masse
- Innerer Durchmesser
- Spezifische Wärmekapazität des Materials

Neben den Eingabeparametern der Komponenten benötigt das Abgasstrangmodell zusätzliche Eingabedaten. Für dieses Abgasstrangmodell werden die notwendigen Daten der Messung entnommen. Im Gesamtmotormodell werden diese Eingabedaten so nicht benötigt, da sie das Modell selbst berechnet. Das Abgasstrangmodell benötigt folgende Eingabedaten:

- Gastemperatur Abgaskrümmergeintritt
- Massenfluss Abgaskrümmergeintritt

- Massenfluss Kraftstoff
- Massenfluss Abgasrückführung
- Druck vor Turbine
- Druck nach Turbine
- Gastemperatur vor Kompressor
- Druck vor Kompressor
- Gastemperatur nach Kompressor
- Druck nach Kompressor

Mit diesen Eingabeparametern und Eingabedaten sind alle notwendigen Größen für das Modell vorhanden.

6.2 Wärmeübergangsmodell

Die Erweiterung des vorhandenen Modells konzentriert sich vor allem auf den Wärmeübergang. Das Modell soll den transienten Wärmestrom vom Gas in die Wand und von der Wand in die Umgebung beschreiben. Dabei kommt der 1. Hauptsatz der Thermodynamik zum Einsatz:

$$\dot{U} = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out}$$

Formel 6-11

\dot{U} ...innere Energie des festen Körpers in W

\dot{Q}_{in} ...Wärmestrom vom Gas in die Wand in W

\dot{Q}_{out} ...Wärmestrom von der Wand in die Umgebung in W

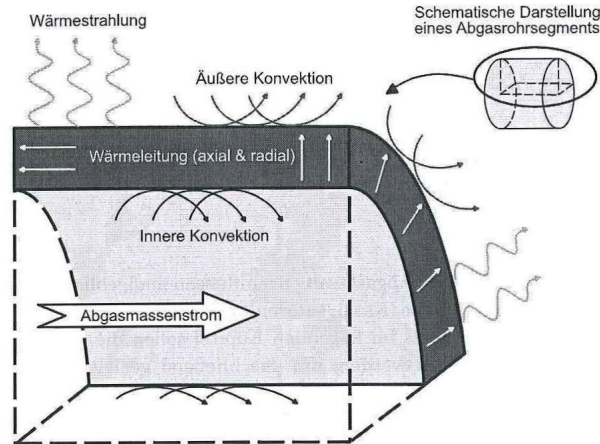


Abbildung 6-2 Wärmeübergangsphänomene in einem Rohrstück einer Abgasanlage [14]

Die Energien und Wärmeströme werden im Einzelnen wie folgt berechnet:

$$\dot{U} = c \cdot m \cdot \frac{dT_W}{dt}$$

Formel 6-12

\dot{U} ...innere Energie des festen Körpers in W

c ...spezifische Wärmekapazität des Materials in J/kgK

T_W ...Temperatur des Materials in K

t ...Zeit

$$\dot{Q}_{in} = \alpha_i \cdot A \cdot (T_{Gas} - T_W)$$

Formel 6-13

\dot{Q}_{in} ...Wärmestrom vom Gas in die Wand in W

α_i ...innerer Wärmeübergangskoeffizient in W/m²K

T_W ...Temperatur des Materials in K

T_{Gas} ...Temperatur des Gases in K

A ...Oberfläche in m²

$$\dot{Q}_{out} = \alpha_a \cdot A \cdot (T_W - T_U) + \frac{\lambda}{s} \cdot A_L \cdot (T_W - T_{W,i}) + \varepsilon \cdot C_s \cdot \left(\frac{T_W}{100}\right)^4 \cdot A$$

Formel 6-14

\dot{Q}_{out} ...Wärmestrom von der Wand in die Umgebung in W

α_a ...äußerer Wärmeübergangskoeffizient in W/m²K

T_W ...Temperatur des Materials in K

T_{Gas} ...Temperatur des Gases in K

$T_{w,i}$...Temperatur der Kontaktwand in K

T_U ...Temperatur der Umgebung in K

λ ...Wärmeleitfähigkeit in W/mK

A ...Oberfläche in m^2

A_L ...Kontaktfläche in m^2

ε ...Emissionsgrad

C_s ...Stefan Boltzmannkonstante ($C_s = 5,67$ in W/m^4K^2)

6.2.1 Innerer Wärmestrom \dot{Q}_{in}

Wie in Abbildung 6-2 besteht der innere Wärmestrom vom Gas in die Wand hauptsächlich aus Konvektion. Dieser ist durch den Wärmeübergangskoeffizient α_i und der Temperaturdifferenz zwischen Gas und Wand bestimmt. Das Entscheidende hierbei ist die Bestimmung dieses Wärmeübergangskoeffizienten.

In Kapitel 2.2.2 wird auf diese Problematik bereits allgemein eingegangen. In dieser Arbeit wird ebenfalls eine Nusselt-Korrelation verwendet. Welche Korrelation die richtige ist, ist abhängig vom vorliegenden Strömungsfall und der Fluideigenschaft. Im vorhandenen Modell wurde bereits eine Nusseltkorrelation von Gnielinski und Hausen [8] verwendet.

Es wurden bereits Ansätze speziell für den Auslasskanal bei Dieselmotoren entwickelt (Zapf, Schleicher and Rose). Diese Ansätze werden hier nicht eingesetzt, da sie nicht für den Abgaskrümmen entwickelt wurden.

Der hier gewählte Ansatz von Gnielinski und Hausen [8] gilt für eine innere erzwungene Rohrströmung. Der Geltungsbereich liegt im Übergangs- und Turbulenzgebiet ab einer Reynolds-Zahl von 2300 bis 10^6 . Es sind in der Literatur [8] zwei Ansätze für unterschiedliche Prandtl-Zahlen vorhanden. Die Bereiche liegen bei $0,5 \div 1,5$ und $1,5 \div 500$. Deshalb muss im ersten Schritt die Prandtl-Zahl ermittelt werden.

Um den Bereich der Prandtl-Zahl zu bestimmen, wird diese für eine angenommene mittlere Abgastemperatur von $300 \text{ }^\circ\text{C}$ berechnet. Die Stoffwerte werden der Literatur [8] entnommen.

$$\text{Pr} = \frac{\mu c_p}{\lambda} = 0,72$$

Formel 6-15

Pr ...Prandtl - Zahl

λ ...Wärmeleitfähigkeit des Fluid in W/mK ($\lambda = 0,04409$ W/mK)

η ...dynamische Viskosität des Fluid in kg/ms ($\eta = 0,00002986$ kg/ms)

c_p ...spezifische Wärmekapazität des Fluid bei konstantem Druck in J/kgK ($c_p = 1,046 \text{ kJ/kgK}$)

Durch diese angenommene Prandtl-Zahl kann die richtige Nusselt-Korrelation gewählt werden (siehe Formel 6-16).

$$Nu_m = 0,0214(\text{Re}^{0,8} - 100)\text{Pr}^{0,4} \left[1 + \left(\frac{d}{h} \right)^{2/3} \right] K \quad \text{Formel 6-16}$$

Nu_m ...mittlere Nusselt-Zahl

Re ...Reynolds-Zahl

Pr ...Prandelt-Zahl

d ...Rohrdurchmesser in m

h ...Rohrlänge in m

K ...Faktor

Der K Faktor ist eine Wert der bei Gasen:

$$K = \left(\frac{T_f}{T_w} \right)^n \quad \text{Formel 6-17}$$

T_f ...mittlere Gastemperatur in K

T_w ...mittlere Wandtemperatur in K

n ...Exponent

Mit dem Exponent n wird ein Einfluss beim Kühlen bzw. Erwärmen des Gases berücksichtigt (siehe Tabelle 6-1)

Tabelle 6-1 Vorgabe Exponent n [8]

n	Vorgang	T_f/T_w
0	Kühlung des Gases	> 1
0,45	Erwärmen des Gases	0,5 bis 1

Ist der Wärmeübergangskoeffizient α_i durch die Nusseltkorrelation ermittelt, sind alle Größen des inneren Wärmetransports bekannt.

Modellparameter

Um eine Modellparametrierung des Wärmübergangsmodell zu ermöglichen, wird ein Parameter eingeführt, der den inneren Wärmeübergangskoeffizient und somit den inneren Wärmeübergang beeinflusst. Dafür wird der Nusseltansatz von Gnielinski und Hausen (siehe Formel 6-16) genauer untersucht.

Für die Annahme eines konstanten Abgasmassenstroms von 1000 kg/h werden alle Größen konstant gehalten und die jeweilige Variationsgröße variiert. Die Variationsgrößen sind:

- Rohrlänge
- Rohrdurchmesser

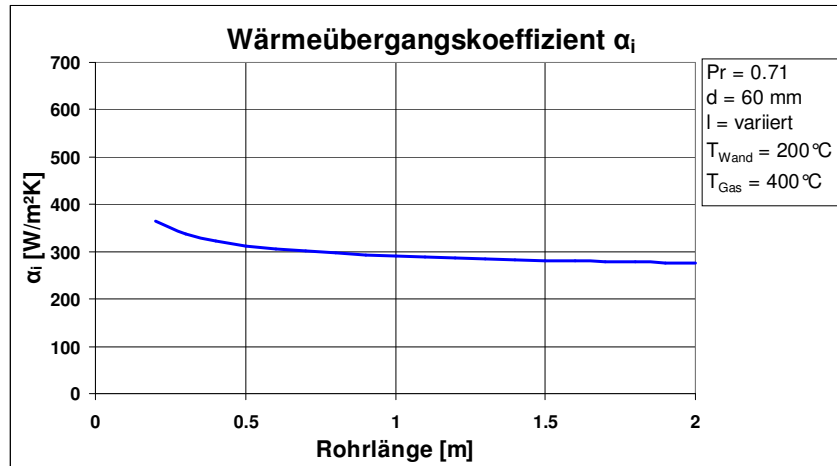


Abbildung 6-3 Wärmeübergangskoeffizient bei Variation des Rohrlänge

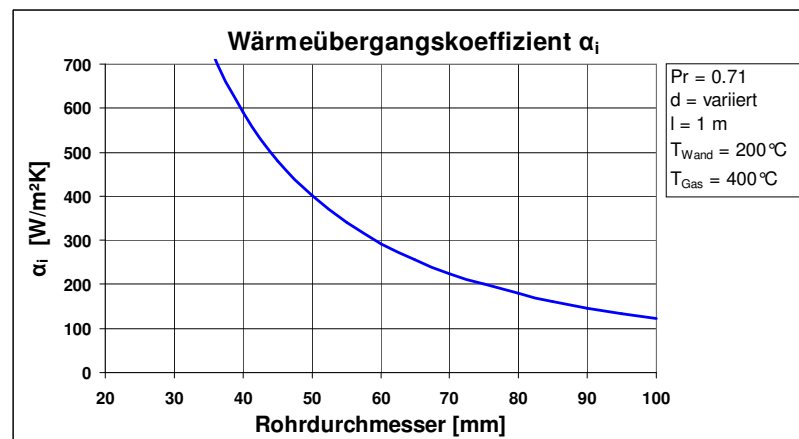


Abbildung 6-4 Wärmeübergangskoeffizient bei Variation des Rohrdurchmesser

In der Abbildung 6-3 und Abbildung 6-4 ist zu erkennen, dass die Rohrlänge einen viel geringeren Einfluss auf den Wärmeübergangskoeffizienten hat als der Rohrdurchmesser. Das liegt daran, dass der Durchmesser direkt die Reynolds-Zahl und die Nusselt-Korrelation beeinflusst. Der Haupteinflussfaktor ist jedoch die Fluidgeschwindigkeit, da bei kleiner werdendem Rohrdurchmesser mit dem Quadrat steigt. Wegen dieser Abhängigkeit, wird ein Faktor K_{in} als Parameter eingeführt, der auf den Wärmeübergangskoeffizient und damit auf den inneren Wärmeübergang dieselbe Wirkung hat wie der Rohrdurchmesser. Dieser wird separat für

den Abgaskrümmer $K_{in,AK}$ und für die Turbine $K_{in,TU}$ eingeführt. Dies bedeutet, dass bei einem Faktor größer eins den Wärmeübergangskoeffizient und damit auch der innere Wärmübergang reduziert wird. Bei einem Faktor kleiner eins hat es genau den gegengleichen Effekt. Durch die teilweise vereinfachten Ansätze ergeben sich möglicherweise Abweichungen. Mit diesem Faktor kann der innere Wärmeübergang für weitere Anwendungen parametrisiert werden.

6.2.2 Äußerer Wärmestrom \dot{Q}_{out}

Der äußere Wärmestrom beinhaltet Konvektion, Wärmeleitung und Wärmestrahlung wie in Formel 6-14 dargestellt. Für alle Wärmeübertragungsarten gilt es, deren Kennzahlen und fehlende Größen zu bestimmen bzw. einen Bereich zu definieren. Diese werden im nächsten Schritt durch die Simulation abgeglichen.

Äußere Konvektion

$$\dot{Q}_K = \alpha_a \cdot A \cdot (T_W - T_U)$$

Formel 6-18

Im Gegensatz zur inneren Konvektion erfolgt hier die Wärmübertragung in die Umgebung, wobei es sich je nach Umgebungsbedingungen um eine Mischung aus erzwungener und freier Konvektion handelt. Zusätzlich können Bauteile durch Schutzbleche verbaut sein, was die Wärmeübertragung beeinflusst. Der äußere Wärmeübergangskoeffizient α_a liegt in einem Bereich zwischen 5 und 50 W/m²K für ruhende und strömende Luft bis ca. 15 m/s [4].

Äußere Wärmestrahlung

$$\dot{Q}_{St} = \varepsilon \cdot C_s \cdot \left(\frac{T_W}{100} \right)^4 \cdot A$$

Formel 6-19

Die Wärmestrahlung hängt, wie in Kapitel 2.3 behandelt, von der abstrahlenden Oberfläche und dem Strahlungsaustausch mit anderen Flächen ab. Für Oberflächen aus Gusseisen liegt der Emissionsgrad je nach Bearbeitung zwischen 0,4 und 0,9 [4]. Wie bei der Konvektion kann durch Aufbauten oder Schutzbleche der Wärmestrom über die Wärmestrahlung reduziert werden. Da das Einführen eines Sichtfaktors hier vernachlässigt wird, geht der Einfluss durch bauliche Gegebenheiten nur in den Emissionsfaktor ein.

Äußere Wärmeleitung

Der Wärmestrom aufgrund äußerer Wärmeleitung wird wie folgt berechnet.

$$\dot{Q}_L = \frac{\lambda}{s} \cdot A_L \cdot (T_w - T_k)$$

Formel 6-20

Die Wärmeleitfähigkeit λ wird durch das Material der Bauteile definiert. Bei diesem Motor sind der Abgaskrümmen und das Turbinengehäuse aus Gusseisen. In der Regel sinkt die Wärmeleitfähigkeit mit steigender Temperatur bei Gusseisen. Abhängig vom Gefüge liegt der Bereich zwischen 7 und 50 W/mK [13]. Diese Werte werden durch vorhandene Dichtungen (z.B. mehrschichtige Metalldichtung zwischen Zylinderkopf und Abgaskrümmen) verringert.

Weitere Einflussparameter sind die Kontaktfläche, die Schichtdicke und die Kontakttemperatur. Diese Größen müssen für den Abgaskrümmen und das Turbinengehäuse separat definiert werden.

Abgaskrümmen

Wie bereits in Kapitel 5.1.1 gezeigt, ist beim Abgaskrümmen eine starke Wärmeleitung zum Zylinderkopf gegeben. Aus diesem Grund wird als Kontaktfläche die Flanschfläche zwischen Zylinderkopf und Abgaskrümmen für alle Zylinder herangezogen. Eine dieser Kontaktflächen ist in Abbildung 6-5 gezeigt und hat eine Fläche von etwa 45 cm². Um die Kontaktfläche des gesamten Abgaskrümmers zu ermitteln, muss diese Fläche mit der Zylinderanzahl multipliziert werden, was eine Gesamtfläche von 270 cm² ergibt.



Abbildung 6-5 Kontaktfläche Abgaskrümmen

Die Schichtdicke wird beim Abgaskrümmen wie folgt angenommen: Da die Temperatur am Zylinderkopf und der mittleren Abgaskrümmertemperatur als Temperaturdifferenz herangezogen wird, wird die Schichtdicke als Abstand zwischen Kontaktfläche (Flanschfläche) und Mittelachse des Abgaskrümmenrohres angenommen.

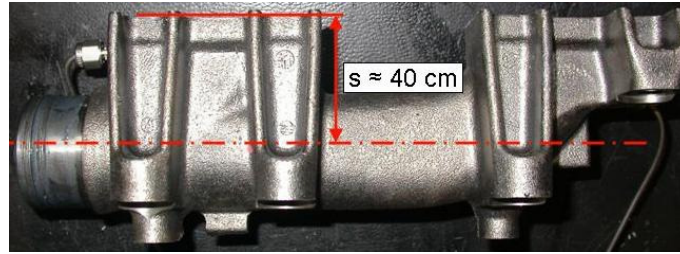


Abbildung 6-6 Angenommene Schichtdicke des Abgaskrümmers

Die nötige Kontakttemperatur entspricht der Zylinderkopftemperatur an der Anschlussstelle zum Abgaskrümmers. Um ein Aufwärmverhalten zu berücksichtigen wird die Zylinderkopftemperatur mit der Kühlwassertemperatur gekoppelt. Es wird die Annahme getroffen, dass bei 80°C Kühlwassertemperatureintritt der Zylinderkopf eine Temperatur von 100°C besitzt. Die Gleichung ist in Abbildung 6-7 zu sehen und wird in das Modell für die Wärmeleitung am Abgaskrümmers eingebaut.

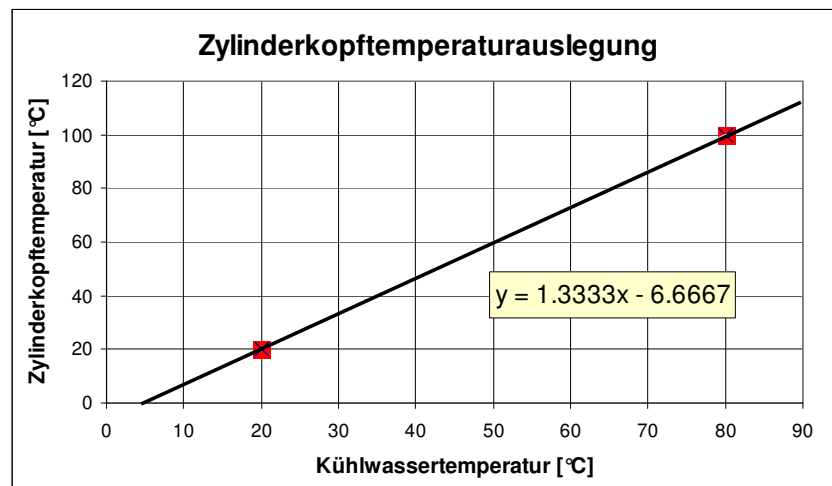


Abbildung 6-7 Zylinderkopftemporauslegung

Turbine

Bei der Turbine geht ein Teil des Wärmestroms über das Lagergehäuse nach außen verloren. Dies ist auch der Abbildung 6-8 zu entnehmen.

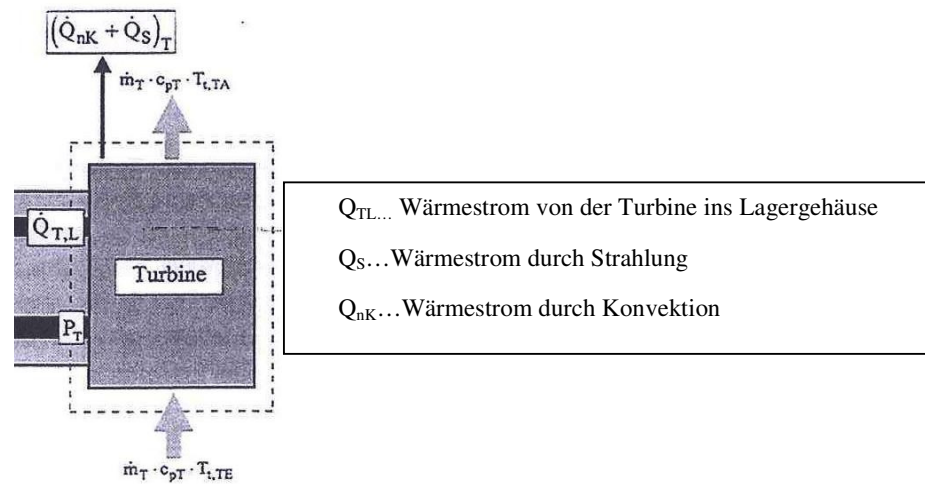


Abbildung 6-8 Wärmeströme an der Turbine mit [3]

Für diesen Lagerwärmestrom sind die einzelnen Kenngrößen nur sehr schwer zu erfassen. Aus diesem Grund wird die Wärmeleitzahl, Kontaktfläche und Schichtdicke zu einer Größe F zusammengefasst.

$$F = \frac{\lambda}{s} A_L$$

Formel 6-21

$$\dot{Q}_L = F \cdot (T_w - T_K)$$

Formel 6-22

T_K ...Kontaktflächentemperatur in K

T_w ...mittlere Wandtemperatur in K

F ...Faktor in W/K

Als Kontakttemperatur wird die Temperatur des Öls herangezogen, mit dem das Gleitlager des Turboladers geschmiert wird.

6.3 Sensormodell

Wie das Abgasstrangmodell wurde auch das Sensormodell übernommen und erweitert. Die Grundlage dieses Modells beruht auf der Veröffentlichung von Odendall [18]. Dabei wird der Sensor in Teilelemente unterteilt und die jeweiligen Wärmeströme für jedes Element berechnet. Alle Wärmeflüsse und Größen eines Thermoelements sind in Abbildung 6-9 ersichtlich.

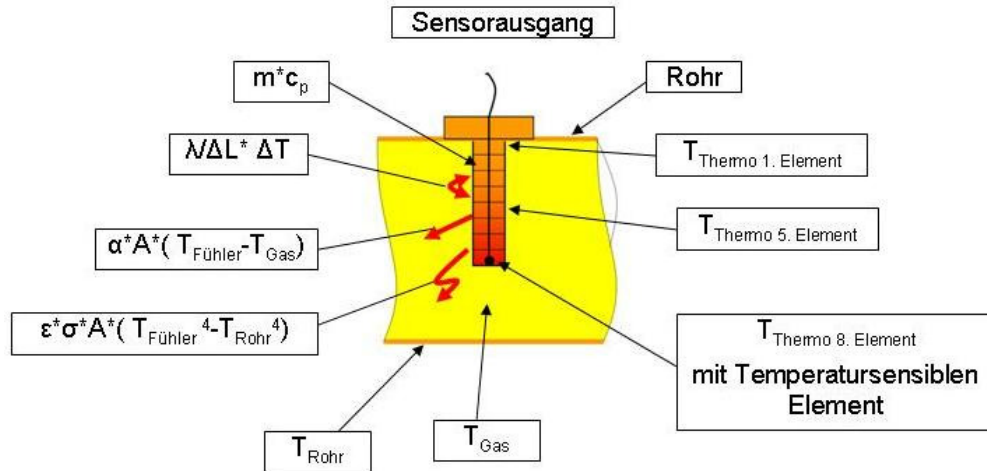


Abbildung 6-9 Wärmefluss-Temperatursensor [18]

Der Temperatursensor wird über Konvektion vom Messmedium aufgeheizt. Es gibt auch einen axialen Wärmefluss im Sensor. Zusätzlich ist eine Wärmestrahlung zwischen Sensor und Rohrwand vorhanden. Für die Messung der Gastemperatur wird das letzte Element des Fühlers herangezogen, wobei folgender Ansatz zu tragen kommt:

$$\alpha A_0 (T_{Gas} - T_{LFE}) = mc_p \frac{dT_{LFE}}{dt} + \lambda A_Q \frac{dT_{LFE}}{dl} + \sigma \epsilon A_0 (T_{LFE}^4 - T_{Rohr}^4)$$

Formel 6-23

A_0 ...äußere Sensoroberfläche in m^2

A_Q ...Querschnittsfläche Sensor in m^2

α ...Wärmeübergangskoeffizient in W/m^2K

λ ...Wärmeleitfähigkeit in W/mK

σ ...Boltzmann-Konstante

ϵ ...Emissionsgrad

T_{Gas} ...Gastemperatur in K

T_{LFE} ...Temperatur vom letzten Fühler Element in K

T_{Rohr} ...Rohrwandtemperatur in K

m ...Masse des Sensors

c_p ...spezifische Wärmekapazität in J/kgK

Eine weitere Annahme ist, dass die Wärmestrahlung bei dem vorhandenen Modell vernachlässigt wird. Wie in Literatur [18] beschrieben, wird der Strahlungsmessfehler erst ab einer Gastemperatur von $800^\circ C$ relevant. Da diese hohen Gastemperaturen beim Dieselmotor so gut wie nie erreicht werden, ist diese Vernachlässigung legitim.

Auf eine stationäre Temperaturmessung hat die Wärmeleitung in axialer Richtung nur einen sehr geringen Einfluss, was schon bei einer Simulation mit der Einbaulänge von 30 mm und der Unterteilung in fünf Elementen zu erkennen ist (siehe Abbildung 6-10).

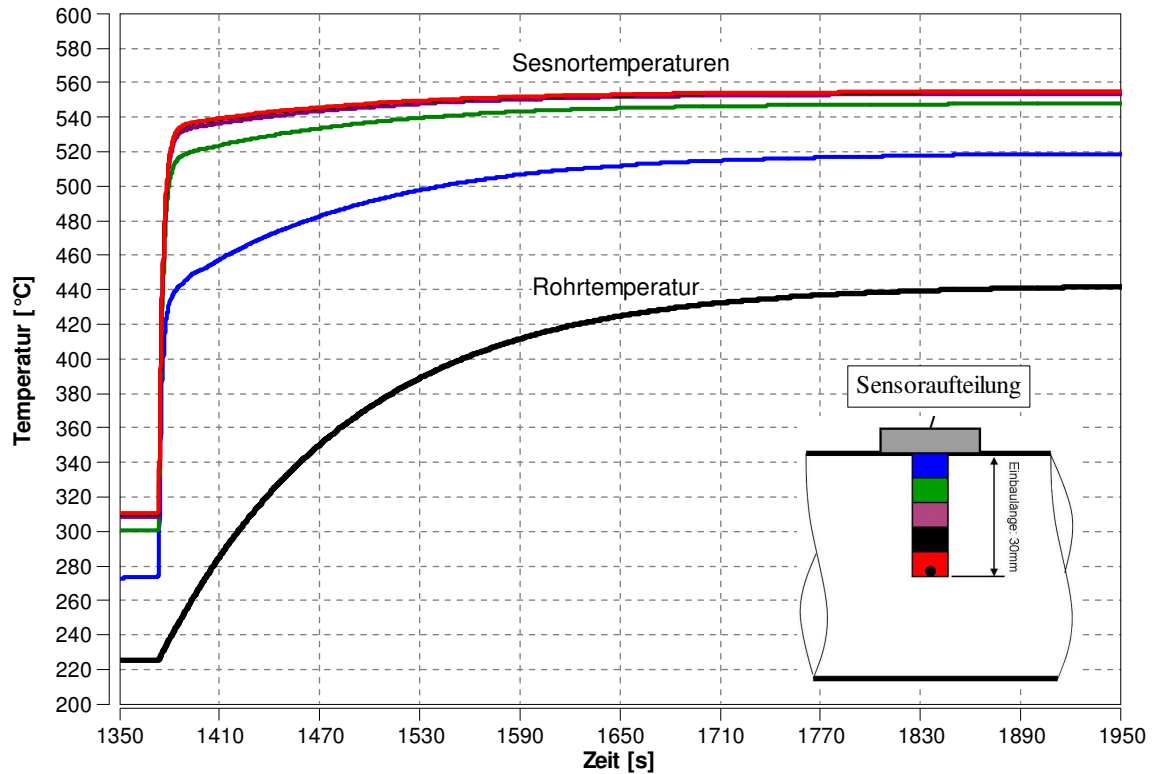


Abbildung 6-10 Temperaturverteilung am Sensormodell mit fünf Unterteilungen

Die Temperaturen in Abbildung 6-10 geben die mittlere Temperatur des jeweiligen Teilstückes wieder.

6.3.1 Modellparameter

Um die Formel 6-23 anwenden zu können, müssen einigen Größen bestimmt werden.

Geometrische- und Materialgrößen

Die für das Modell benötigten Geometriedaten müssen je nach verwendetem Sensor vorgegeben werden. Zu Messung der Gastemperatur wurden 3mm NiCr-Ni Mantelthermoelemente verwendet. Benötigt werden Außendurchmesser, Sensorlänge (Einbaulänge), Dichte, spezifische Wärmekapazität und die Wärmeleitfähigkeit.

Ein Mantelthermoelement besteht aus einem Mantel und einem Kern, in dem das Thermoelementenpaar eingelagert ist. Bei 3mm NiCr-Ni handelt es sich um einen Stahlmantel aus Inconel und einem Kern aus MgO-Pulver. Manche Größen wurden durch Längenmessungen

oder gravimetrisch ermittelt. Für die spezifische Wärmekapazität konnte auf Grund der geschichteten Bauweise nur ein Bereich angenommen werden. Dieser muss in einem nächsten Schritt mit Messungen abgeglichen werden.

Tabelle 6-2 Gastemperatursensor Daten

Außendurchmesser	3 mm
Einbaulänge	Ca. 30 mm
Dichte	5,2 kg/dm ³
Wärmeleitzahl	15 W/mK [24]]
Spezifische Wärmekapazität	300 - 800 J/kgK

Wärmeübergang (Wärmeübergangskoeffizient)

Die Erwärmung erfolgt über Konvektion mit dem zu messende Medium (Abgas). Um den dafür notwendigen Wärmeübergangskoeffizienten zu erhalten, wird hier ähnlich vorgegangen wie beim Wärmübergang des Abgasstrangmodells. Es wird eine Nusseltkorrelation von Petukhov, Popov, Krischer und Kast [8] für einen quer angeströmten Zylinder in turbulenter Strömung verwendet:

$$Nu_m = \frac{0,037 Re^{0,8} Pr}{1 + 2,443 Re^{-0,1} (Pr^{2/3} - 1)} K \quad \text{Formel 6-24}$$

Nu_m ...mittlere Nusselt-Zahl

Re ...Reynolds-Zahl

Pr ...Prandelt-Zahl

K ...Konstante

$$K = \left(\frac{T_f}{T_w} \right)^{0,12} \quad \text{bei Gasen} \quad \text{Formel 6-25}$$

K ...Konstante

T_f ...mittlere Gastemperatur in °K

T_w ...mittlere Wandtemperatur in °K

Die Fluidgeschwindigkeit wird wieder über den Massenstrom und den Rohrquerschnitt berechnet, weshalb der Rohrdurchmesser auch hier wichtig für die richtige Parametrierung ist.

Die charakteristische Länge für die Berechnung der Nusselt-Zahl wird mit wie folgt berechnet.

$$l = \frac{\pi}{2} d_{\text{Sensor}}$$

Formel 6-26

l...charakteristische Länge in m
d_{Sensor}...Sensordurchmesser in m

Das vorhandene Sensormodell wurde um diese Nusselt-Korrelation (Formel 6-24) erweitert.

7 Simulation

Mit dem vorhandenen erweiterten Abgasstrangmodell wurden Simulationen zur Berechnung der Gehäusetemperaturen und in weiterer Folge zur Berechnung der Gastemperaturen durchgeführt. Alle notwendigen geometrischen Größen, wie Oberfläche, Masse etc. wurden bereits in Kapitel 3.1 definiert. Die Eingangsdaten für das Modell wurden den vorhandenen Messungen laut Versuchsprogramm entnommen. Für die Einflussgrößen der Wärmeübertragung wurden in Kapitel 6.2 Bereiche angegeben, die hier durch die Simulation genauer abgeglichen werden.

7.1 Simulation der Temperatursprünge

Die ersten Simulationen richteten sich nach den Messungen, bei denen Sprunganregungen der Kraftstoffmenge und damit der Abgastemperatur aufgezeichnet wurden. Die Sprünge wurden jeweils von einem stationären Betriebspunkt zu einem anderen stationären Betriebspunkt durchgeführt bis sich stationäre Temperaturen der Gehäuse eingestellt hatten (siehe Kapitel 4 Versuchsprogramm).

7.1.1 Modifikation der Eingabedaten

Die notwendige Vorgabe der Gastemperatur am Abgaskrümmereintritt für die Simulation muss noch näher betrachtet werden. Wie schon erwähnt, sind die gemessenen Gastemperaturen durch die Trägheiten der Massen beeinflusst. Dies wirkt sich vor allem bei der für jeden Zylinder einzeln gemessenen Gastemperatur am Abgaskrümmereintritt aus. Aufgrund der Trägheit der Sensoren und der pulsierenden Massenströme ist der Temperaturmesswert verfälscht. Die gemessene Gastemperatur am Abgaskrümmeraustritt beinhaltet die Trägheiten von Abgaskrümmer und Sensor und muss deshalb als Vorgabe für die Simulation noch modifiziert werden. Es wurde die Annahme getroffen, dass bei einem Lastsprung das Abgas bei Eintritt in das Abgassystem (Abgaskrümmereintritt) diesen Sprung instantan erfasst. Durch das Messen von stationären Betriebspunkten kann nach genügend langer Zeit (keine Veränderungen der Gehäusetemperaturen) die gemessene Gastemperatur bei Abgaskrümmeraustritt ebenfalls als stationär angenommen werden. Diese stationäre Gastemperatur beinhaltet keine trägen Massen (Abgaskrümmer und Sensor) und wird als Mitteldruck-Sprungantwort bzw. Eingabegröße herangezogen. Die gemessene Gastemperatur am Abgaskrümmeraustritt berücksichtigt bereits die Wärmeabgabe an den Abgaskrümmer. Um diesen Einfluss zu berücksichtigen, muss die Temperatur am Abgaskrümmereintritt für die Simulation iterativ angehoben werden, bis die

simulierte stationäre Gastemperatur am Abgaskrümmeraustritt der Messung entspricht. Die Messungen der Temperatur am Zylinderaustritt kann hier aus Gründen der Messungenauigkeit und der beschriebenen Energiestromaufteilung nicht herangezogen werden. Die Modifikationen einer gemessenen Gastemperatur und die damit verbundene Simulationsvorgabe sind in Abbildung 7-1 zu sehen.

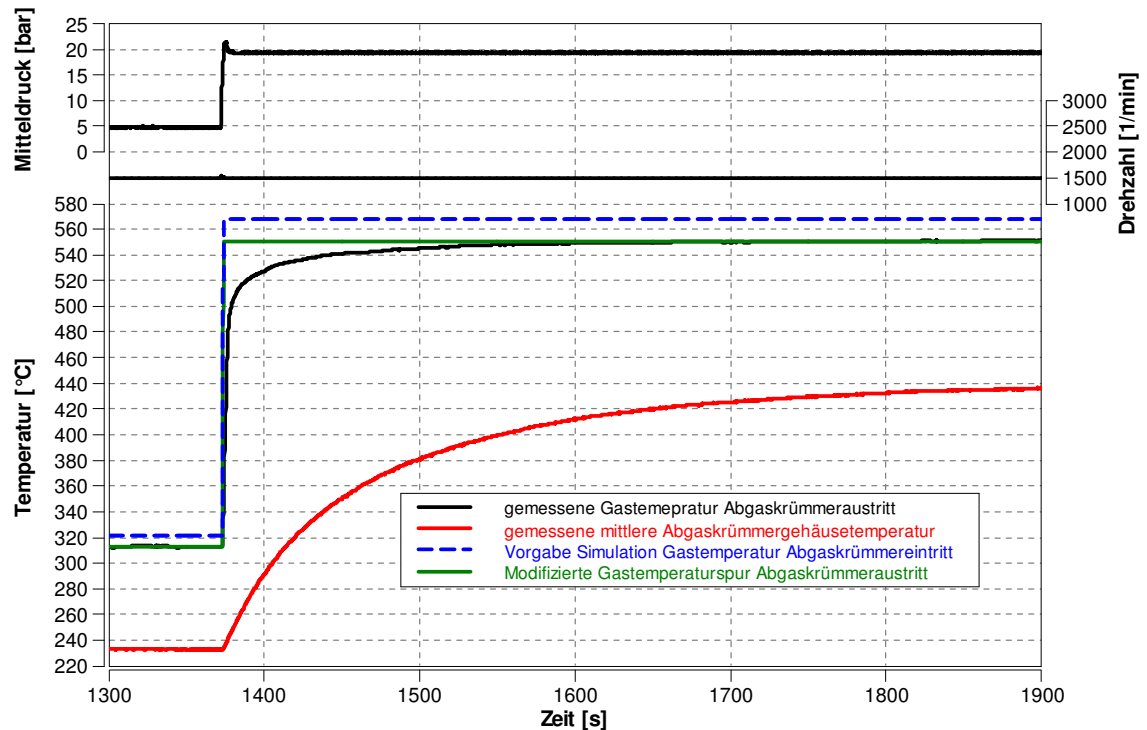


Abbildung 7-1 Modifikation und Simulationsvorgabe der Gastemperatur

Der Nachteil bei dieser Vorgehensweise liegt darin, dass regelbedingte Schwankungen, die die Gastemperatur beeinflussen, nicht berücksichtigt werden können (z.B. bei der Einspritzmenge). Dennoch ist diese Vorgehensweise unter der Berücksichtigung der Vereinfachungen genau genug um alle notwendigen Modellparameter für eine nachfolgende transiente Zyklus-simulation mit einem Gesamtmotormodell zu identifiziert.

7.1.2 Abgleich der Wärmeübertragung durch die Simulation

Im Vorfeld wurden für die Wärmeübertragungskoeffizienten des äußeren Wärmeübergangs Bereiche definiert. Der innere Wärmeübergang ist zwar durch den Nusselt-Ansatz von Gnielinski und Hausen (siehe Formel 6-16) definiert, kann durch den inneren Wärmeübergangsfaktor K_{in} jedoch angepasst werden. Anhand der Vergleiche zwischen Messungen und Simulation werden diese Größen für den Abgaskrümmer und dem Turbinengehäuse validiert.

Abgaskrümmer

Die Vorgehensweise ist wie folgt und wird beim Abgaskrümmer exemplarisch genauer dokumentiert. Zunächst wurde der innere Wärmeübergangsfaktor $K_{in, AK}$ so angepasst, dass das dynamische Verhalten bei angenommenem maximalem äußerem Wärmeübergang richtig nachgebildet wird, wie es in Abbildung 7-2 zu sehen ist. Ein maximaler äußerer Wärmeübergang bedeutet, dass die Wärmeübertragungskoeffizienten im oberen Bereich (siehe Kapitel 6.2.2) liegen ($\alpha=50 \text{ W/m}^2\text{K}$; $\lambda=50 \text{ W/mK}$; $\varepsilon=0,9$). Zu erkennen ist, dass die unangepasste mittlere Abgaskrümmergehäusetemperatur (blau) zwar vom Niveau höher ist, jedoch das dynamische Verhalten zu schnell auf den Temperatursprung reagiert. Die Dynamik der Gehäusetemperatur des angepassten inneren Wärmeübergangs ($K_{in, AK} = 1,75$) stimmt besser mit der Messung überein. Ein innerer Wärmeübergangsfaktor von 1,75 lässt sich durch eine Massenaufteilung und damit verbundenen Energieaufteilung begründen. Das Temperaturniveau wird in den folgenden Schritten durch den äußeren Wärmeübergang angepasst.

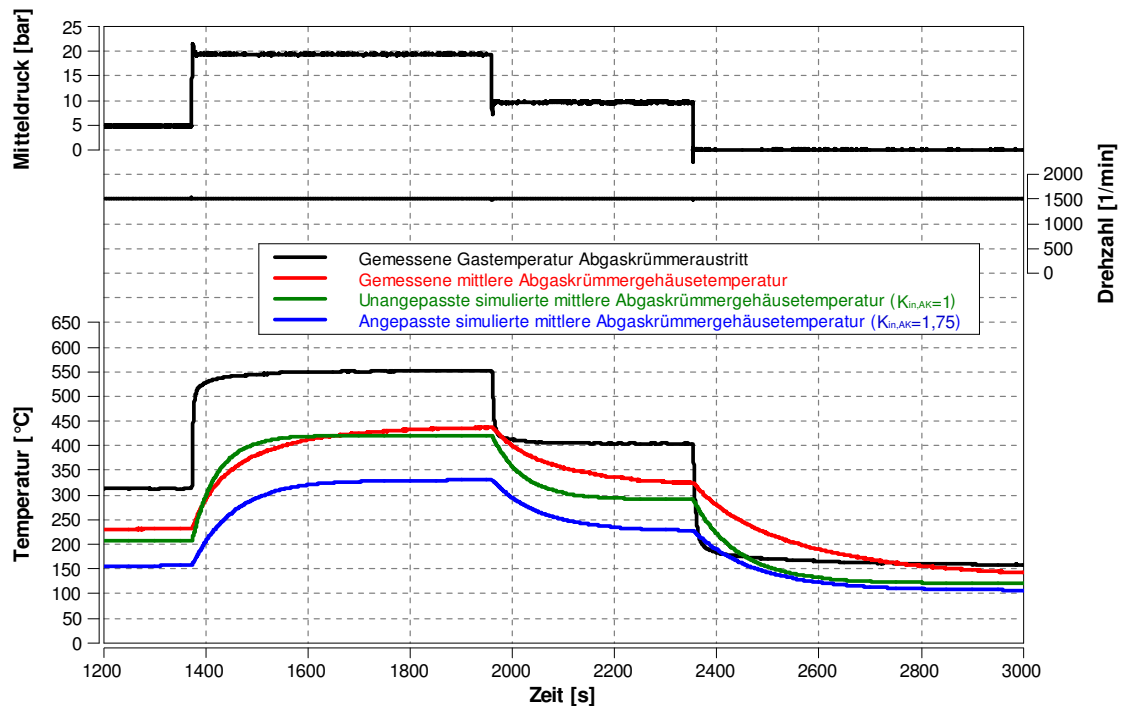


Abbildung 7-2 Simulation mit unangepasstem und angepasstem $K_{in,AK}$

Das Simulationsergebnis mit angepasstem $K_{in,AK}$ und maximalem äußerem Wärmestrom ist in Abbildung 7-3 zu sehen. Zu erkennen ist, dass die simulierte Abgaskrümmergehäusetemperatur niedriger als die gemessene ist.

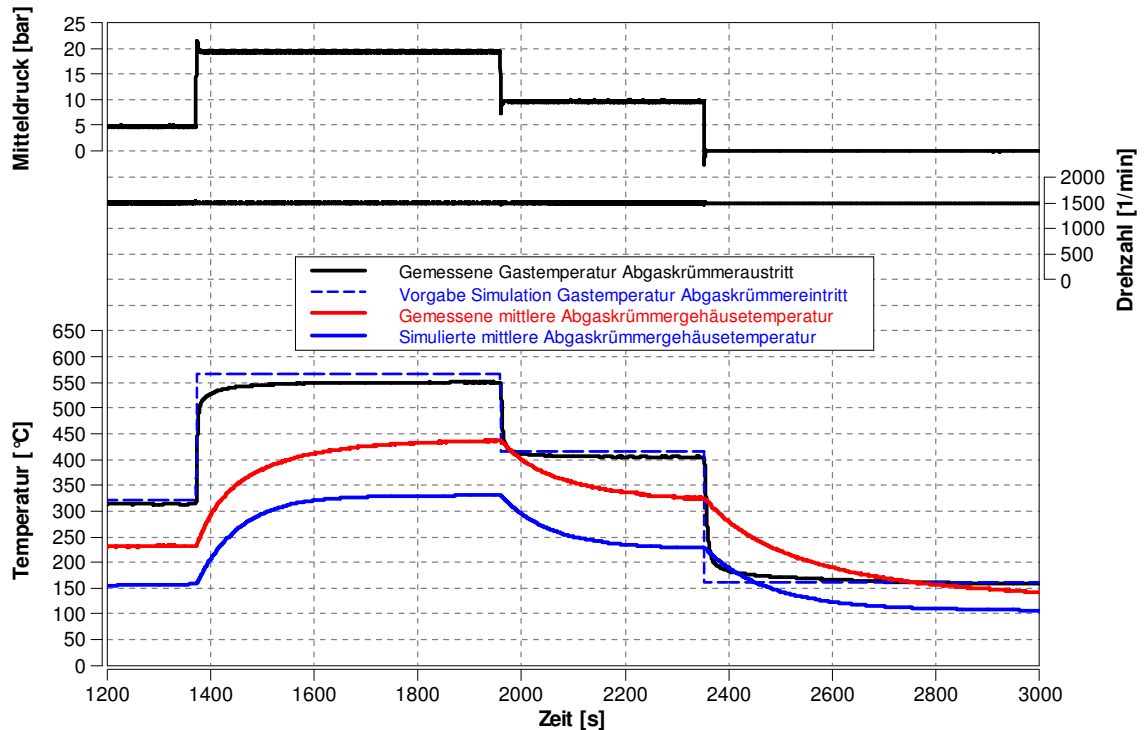


Abbildung 7-3 Simulation der Gehäusetemperatur mit maximalen Wärmestrom nach außen

Als Nächstes wurde der Wärmestrom nach außen, innerhalb des definierten Bereichs, auf ein Minimum reduziert ($\alpha=5 \text{ W/m}^2\text{K}$; $\lambda=7 \text{ W/mK}$; $\varepsilon=0,2$). Wie in Abbildung 7-4 zu erkennen ist, wird dabei die simulierte Gehäusetemperatur zu hoch. Durch das Abtasten der Randbereiche der im Vorhinein gewählten Wärmeübertragungskoeffizienten wurde gezeigt, dass die Bereiche richtig gewählt wurden.

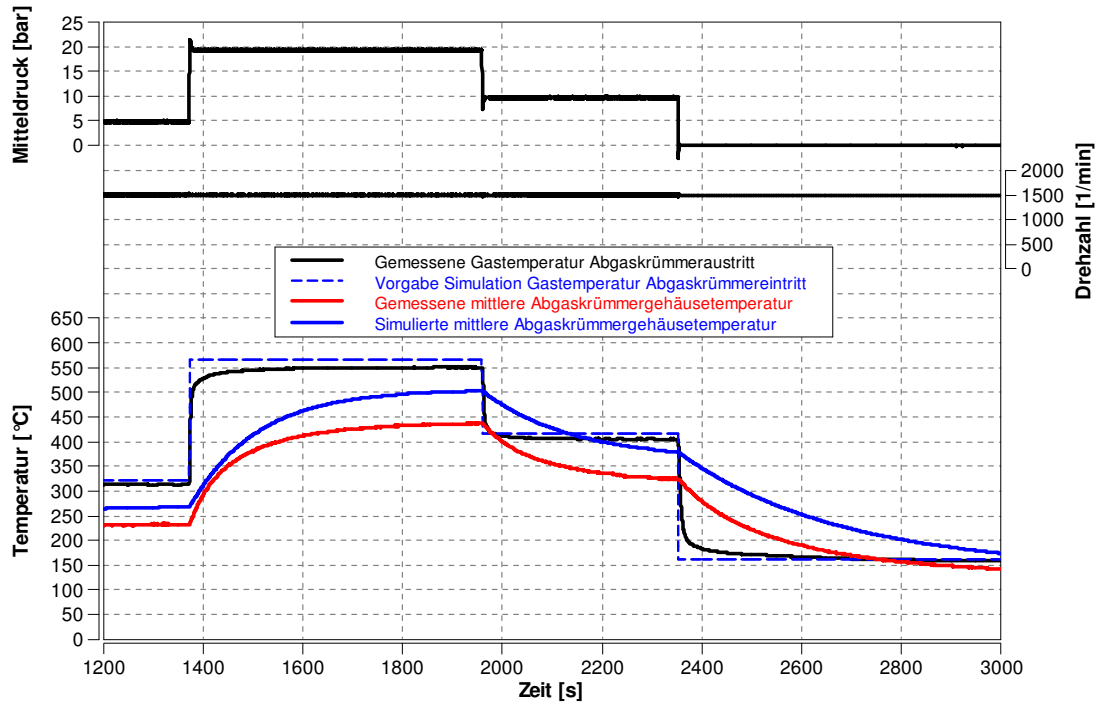


Abbildung 7-4 Simulation der Abgaskrümmertemperatur mit minimalen Wärmestrom nach außen

Um die tatsächlichen Koeffizienten zu definieren, wurden diese iterativ verändert, bis die Gehäusetemperatur des Abgaskrümmers möglichst gut mit der gemessenen mittleren Gehäusetemperatur übereinstimmt, siehe Abbildung 7-5.

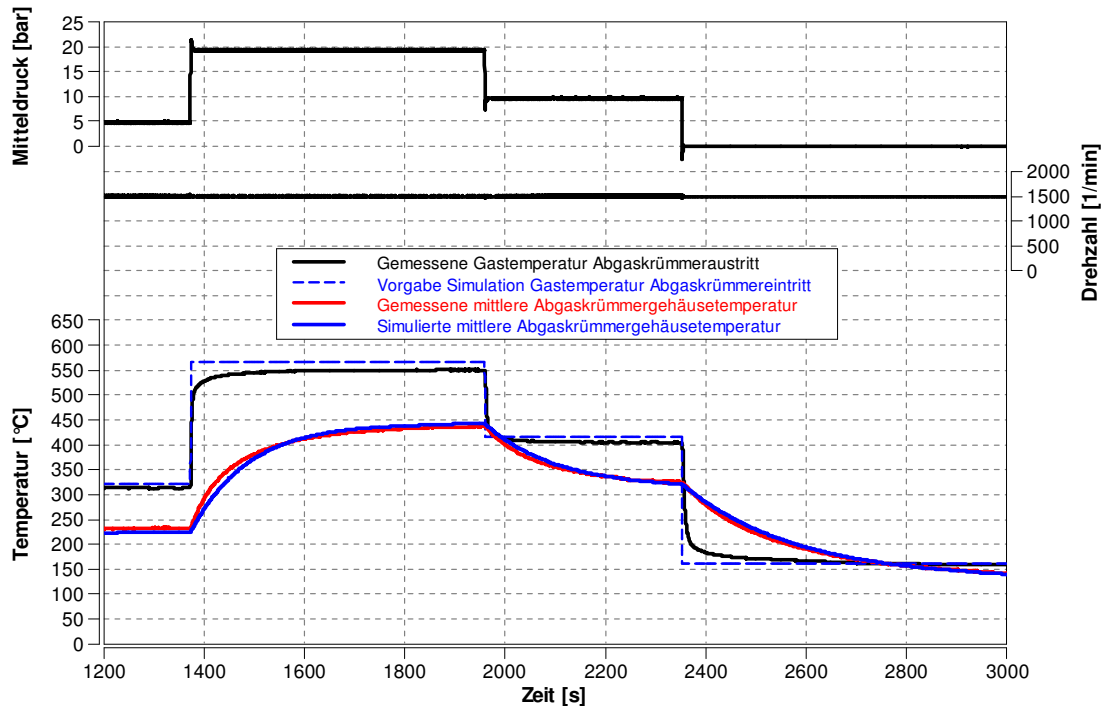


Abbildung 7-5 Simulation der Abgaskrümmertemperatur mit abgeglichenen Wärmestrom nach außen

Dabei wurde neben dem Aufwärmverhalten auch das Abkühlen beurteilt. Das Ergebnis dieser mit abgeglichenen Wärmeübertragungskoeffizienten ($\alpha=10 \text{ W/m}^2\text{K}$, $\lambda=18 \text{ W/mK}$, $\varepsilon=0,5$ und $K_{in,AK}=1,75$), ist in Abbildung 7-5 zu sehen. Zusätzlich zum guten Simulationsergebnis sind die Koeffizienten und Parameter unter der Berücksichtigung eines durch eine Verkleidung abgedeckten Abgaskrümmers auch realistisch. Diese zusätzliche Kontrolle von realistischen Werten und realistischen Tendenzen bei der Parametrierung ist ebenfalls wichtig. Die Ursache für einen Faktor für den inneren Wärmeübergang der größer als eins ist, liegt in der Massenstromaufteilung, wie sie in Abbildung 5-3 gezeigt wird.

Mit diesen abgeglichenen Parametern wurden weiter Messungen, mit unterschiedlichen Motordrehzahlen und Abgasrückführaten simuliert.

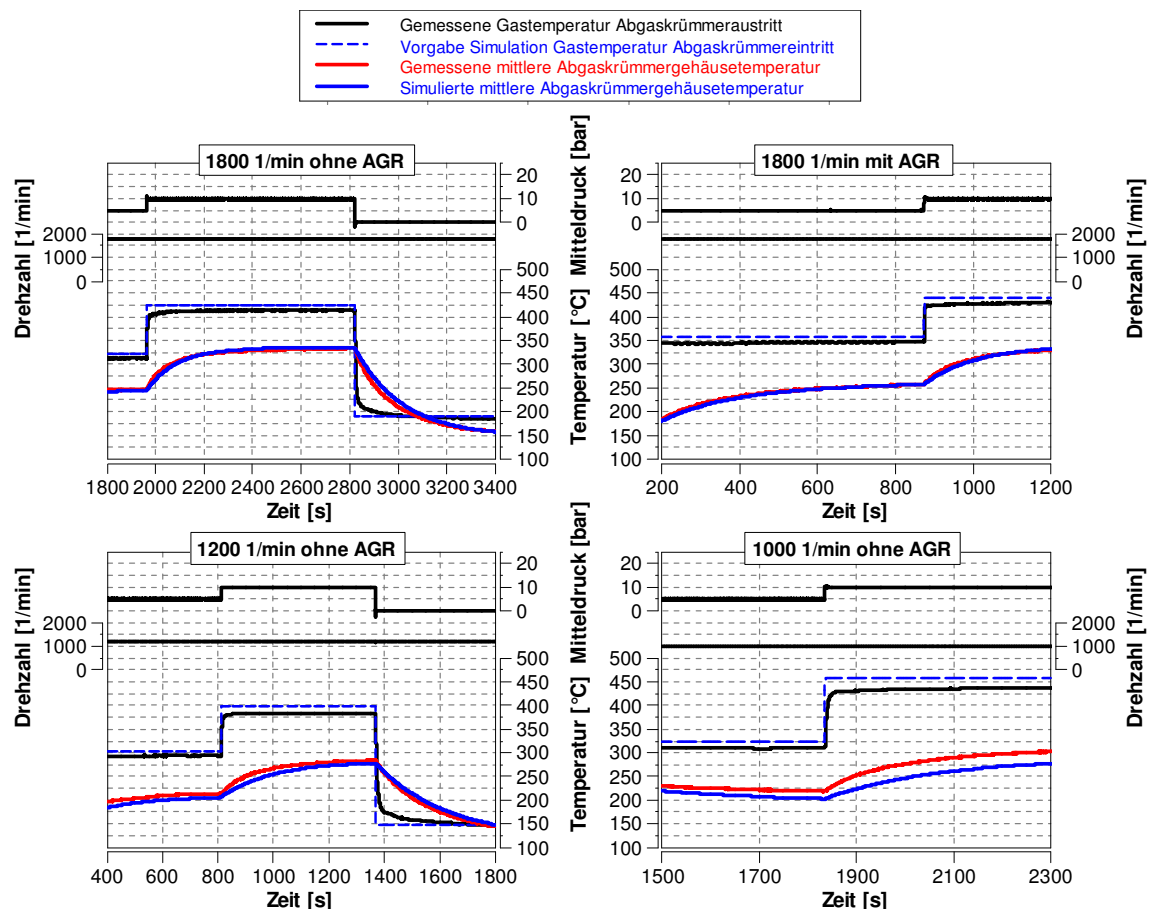


Abbildung 7-6 Simulation verschiedener Drehzahlen, mit und ohne Abgasrückführung

In Abbildung 7-6 sind die Vergleiche zwischen Simulation und Messungen zu sehen. Die Simulationen der Gehäusetemperatur stimmen bei hohen Drehzahlen, mit und ohne Abgasrückführung gut mit den Messungen überein. Auffällig ist, dass bei niederen Motordrehzahlen (hier bei 1000 Umdrehungen pro Minute) die Simulation eine niedrigere Gehäusetemperatur

als die Messung zeigt. Dieses Phänomen tritt auch gering bei 1200 und noch stärker bei 800 Umdrehungen pro Minute auf. Da sich der äußere Wärmeübergang nicht durch den Betriebszustand des Motors ändert, ist die Abweichung durch einen erhöhten inneren Wärmeübergang bei niedriger Drehzahl zu erklären.

Pulsationskompensation

Beim Öffnen des Auslassventils entsteht durch den großen Druck im Brennraum eine Druckwelle, die durch das Rohrsystem des Abgasstrangs läuft. Dieser Effekt kommt bereits in Kapitel 2.4 bei der Stoßaufladung zu tragen [11]. Durch die Druckwellen kommt es zu Pulsationen, die bei niederen Drehzahlen verstärkt auftreten und den inneren Wärmeübergang erhöhen wie es in Versuchen von Stefan Heller [14] gezeigt wurde. Dieser erhöhte innere Wärmeübergang bei niedriger Motordrehzahl muss bei der Simulation berücksichtigt werden.

Die Pulsationskompensation kann mithilfe von drehzahlabhängigen Faktoren auf den Nusselt-Ansatz berücksichtigt werden. Diese Drehzahlabhängigkeit der Faktoren wurde mittels Vergleich der Simulation mit der Messung bei niederen Drehzahlen durchgeführt. Die Abhängigkeit der Wärmeübergangsfaktoren von Abgaskrümmen und Turbine über die Drehzahl sind in Abbildung 7-7 zu sehen, wobei die Grenzen bei 1,75 – 1,3 für den Abgaskrümmen und 0,7 – 0,55 bei der Turbine liegen.

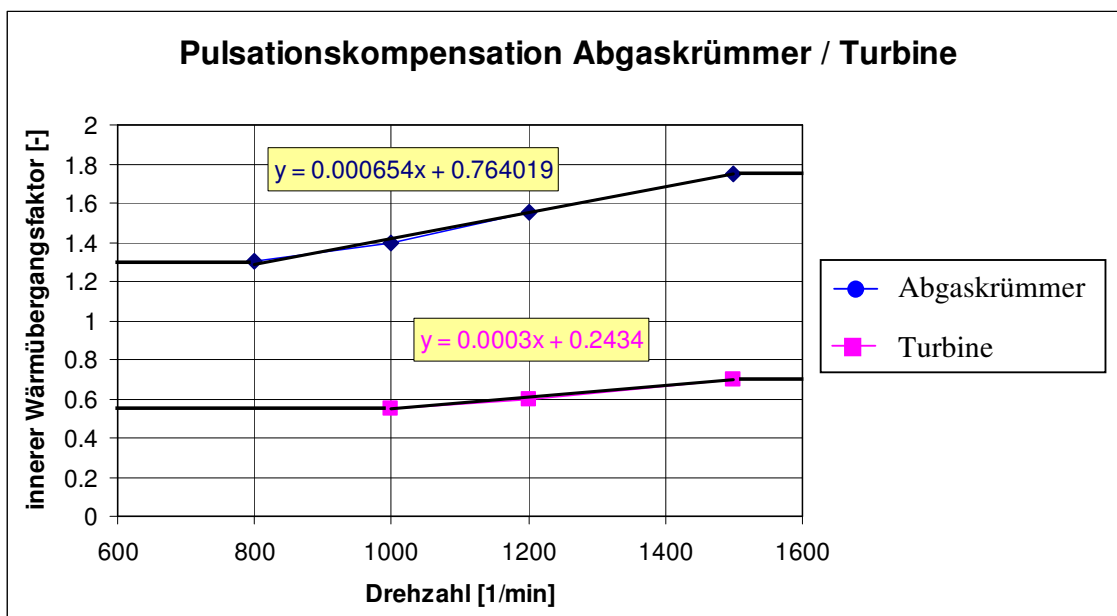


Abbildung 7-7 Abhängigkeit der inneren Wärmeübergangsfaktoren von der Drehzahl

Diese Abhängigkeit wurde in das Simulationsmodell aufgenommen. Kurz wird noch auf die Größenordnungen der Faktoren für den inneren Wärmeübergang eingegangen. Die Faktoren beeinflussen den Wärmeübergang, wie bereits beschrieben (siehe Kapitel 6.2.1) wie eine Änderung des Rohrdurchmessers. Ein Faktor größer Eins reduziert den inneren Wärmeübergangskoeffizienten und damit auch den inneren Wärmestrom. Umgekehrt vergrößert ein Faktor kleiner Eins den inneren Wärmeübergangskoeffizienten und damit den inneren Wärmestrom. Wie bereits erklärt, erfolgt im Abgaskrümmen eine Massenstromaufteilung (siehe Abbildung 5-3) und damit auch eine Reduzierung der mittleren Geschwindigkeit, die durch den Massenstrom und den realen Durchmesser ermittelt wird. Dadurch wird in Folge der mittlere innere Wärmeübergang reduziert. Dies lässt sich durch den inneren Wärmeübergangsfaktor bestätigen. Im Turbinengehäuse besitzt die Strömung in Wandnähe eine höhere Geschwindigkeit als im Mittel bei Turbinenein- und Turbinenaustritt, was zu einem erhöhten Wärmeübergang führt. Die Ursache liegt vermutlich in den hohen äußeren Umfangsgeschwindigkeiten des Turbinenrades. Diese erreicht bei einem Turbinendurchmesser von 70 mm und einer Drehzahl von 142 000 U/min über 500 m/s. Dieser erhöhte Wärmeübergang findet sich ebenfalls in dem inneren Wärmeübergangsfaktor für die Turbine wieder.

Das Ergebnis der Pulsationskompensation bei einer Motordrehzahl von 1000 Umdrehungen pro Minute ist in Abbildung 7-8 zu sehen.

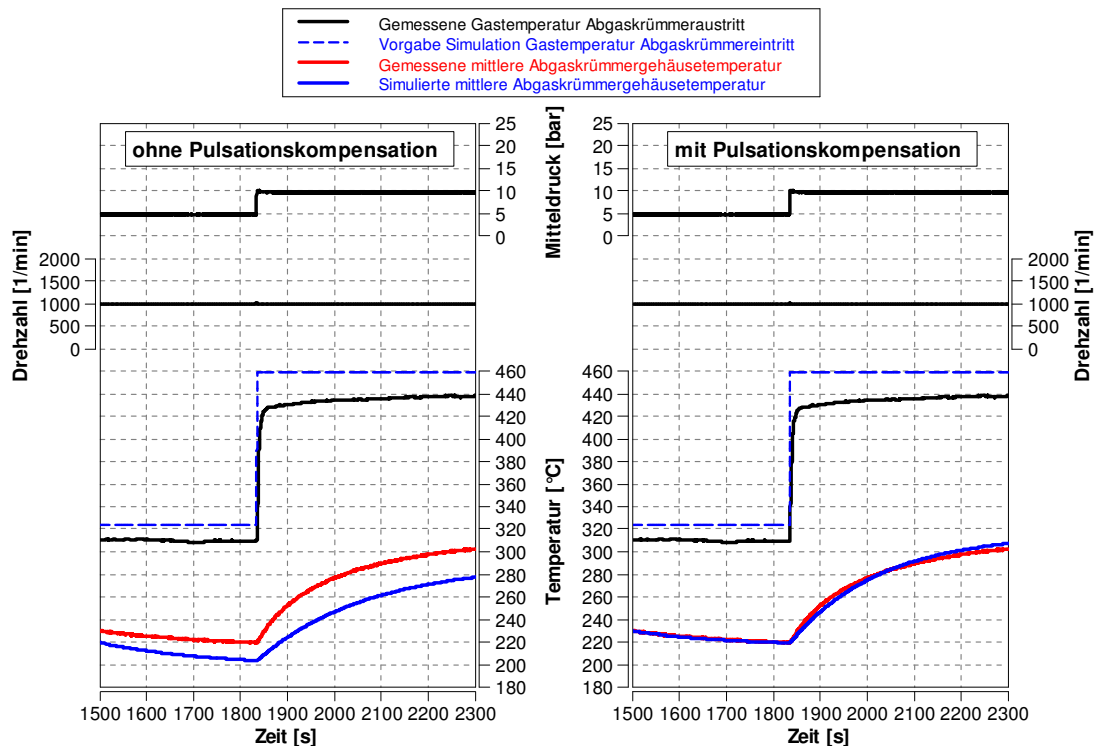


Abbildung 7-8 Vergleich Simulation ohne (links) und mit (rechts) Pulsationskompensation

Die simulierte Gastemperatur am Abgaskrümmeraustritt und somit der Einfluss der Gehäuse-
setemperatur auf die Abgastemperatur, einer der Schwerpunkte dieser Untersuchungen, ist in
Abbildung 7-9 zu erkennen.

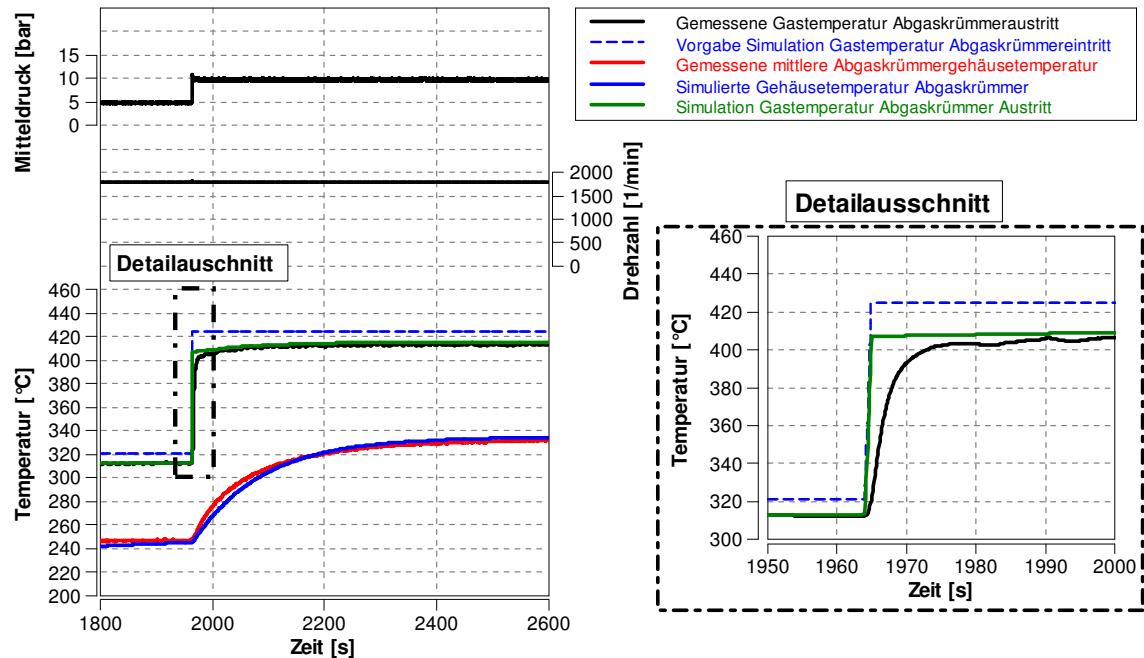


Abbildung 7-9 Simulierte Gastemperatur Abgaskrümmeraustritt mit Detailausschnitt

Es ist zu erkennen, dass die simulierte Gastemperatur am Abgaskrümmeraustritt in
Abbildung 7-9 stark der Gastemperatur am Abgaskrümmeraustritt folgt. In den ersten 200 Se-
kunden nach dem Sprung ist zu erkennen, dass die Gastemperatur aufgrund der trägen Masse
des Abgaskrümmer wie in der Messung leicht ansteigt. Im Detailausschnitt daneben ist ein
Unterschied zwischen der gemessenen Gastemperatur gegenüber der simulierten Gastempera-
tur zu erkennen. Der dynamische Temperaturunterschied kommt durch den in der Simulation
noch nicht berücksichtigten Sensor und dessen thermische Trägheit zustande.

Turbine

Die eben zuvor beschriebene Vorgehensweise des Abgleichs der Wärmeübertragungskoeffi-
zienten beim Abgaskrümmer kann für die Turbine gleich übernommen werden. Der Abgleich
des äußeren Wärmübergangs erfolgt ebenfalls mit der Simulation der gemessenen Sprungan-
regungen. Das Ergebnis dieser mit abgeglichenen Wärmeübertragungskoeffizienten ($\alpha=40$
W/m²K, F-Faktor =8 W/K, $\varepsilon=0,9$ und $K_{in,TU}=0,75$) ist in Abbildung 7-10 zu sehen.

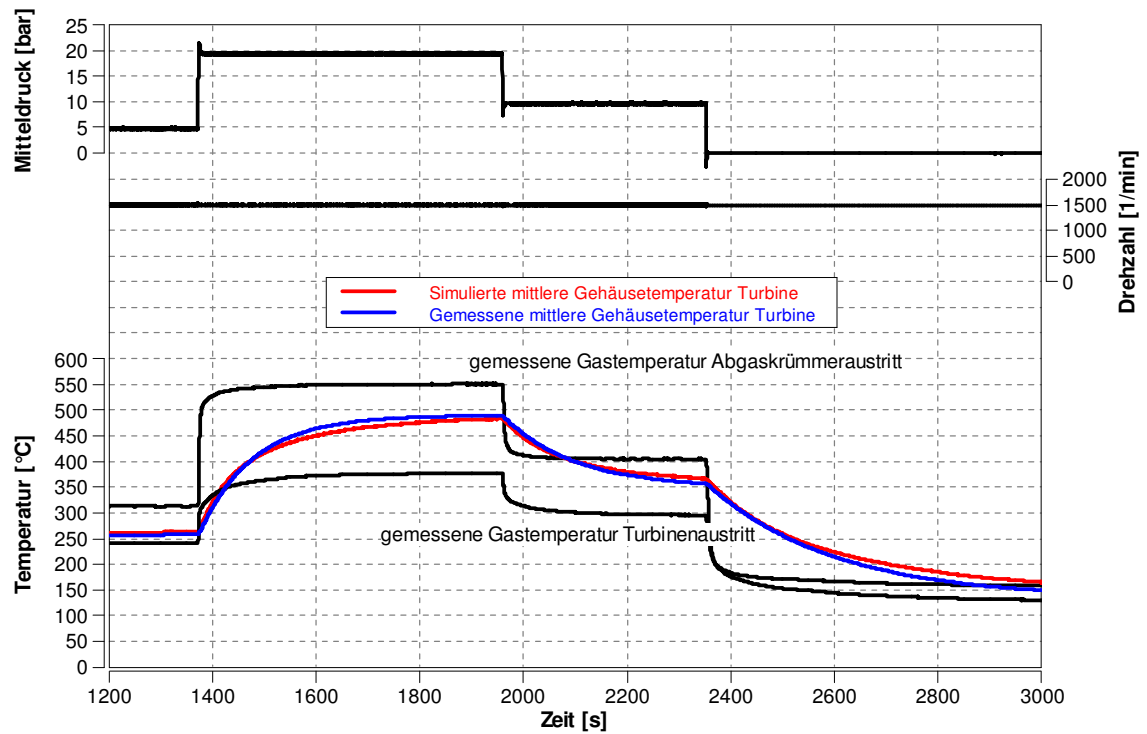


Abbildung 7-10 Simulation der Turbinengehäusetemperatur mit abgeglichenen Wärmestrom nach außen

Die Simulation der Gasttemperaturen von Abgaskrümmeraustritt und Turbinenausritt ist in Abbildung 7-11 zu erkennen.

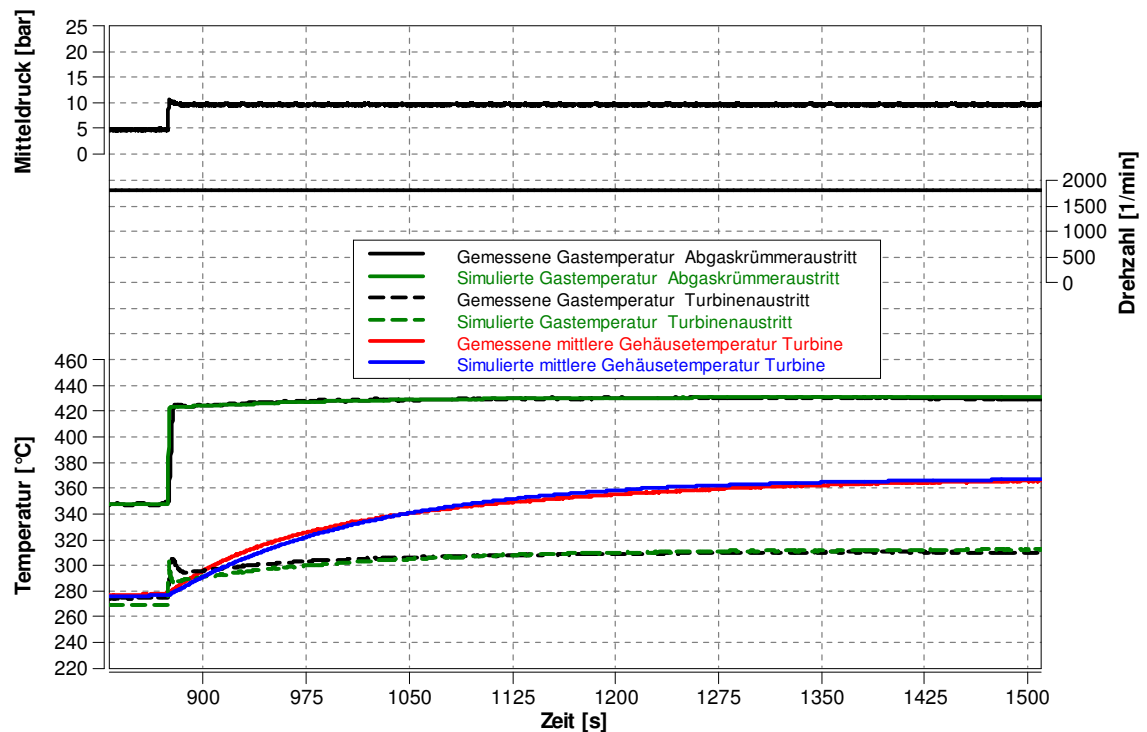


Abbildung 7-11 Simulation der Gasttemperaturen von Turbinenein- und Turbinenausritt

Bei der Simulation und der Messung ist der Einfluss der Turbinengehäusetemperatur auf die Gastemperaturen zu erkennen. Auch hier wird noch kein Sensormodell verwendet und somit die thermische Trägheit des Sensors zunächst vernachlässigt.

Zwei Punkte sollten hier noch erwähnt werden. Zum einen ist die Gastemperatur Turbinenaustritt vor allem von der Energie, die an die Turbine abgegeben wird abhängig. Zum anderen werden bei der Simulation der Sprunganregung mit den modifizierten Eingangsdaten keine regelbedingten Schwankungen berücksichtigt, wie in Kapitel 7.1.1 bereits beschrieben wurde, und das gilt auch für die Gastemperatur am Turbinenaustritt.

7.2 Simulation mit Sensormodell

Die Grundlagen des Sensormodells wurden bereits in Kapitel 6.3 Sensormodell beschrieben. Die Parametrierung des Sensors erfolgt mit den in Kapitel 6.3 beschriebenen Modellparametern und durch den Vergleich der Simulation mit der Messung. Auf eine wichtige Größe soll hier noch einmal speziell hingewiesen werden: Der Rohrdurchmesser, in dem der Sensor verbaut wurde, ist ausschlaggebend für die Geschwindigkeit und damit den Wärmübergang zwischen Gas und Sensor. Dieser Rohrdurchmesser ist im Modell vorhanden. Es wurde zusätzlich ein Faktor integriert, der für den Strömungszustand im Rohr wie ein veränderlicher Rohrdurchmesser wirkt. Nachdem alle Parameter wie die spezifische Wärmekapazität für eine Sensorart definiert wurden, kann mit diesem Faktor eine Parametrierung erfolgen. Der Vergleich zwischen dem Modell mit und ohne Sensormodell ist in Abbildung 7-12 abgebildet. Die spezifische Wärmekapazität für den Sensor mit dem originalen Rohreinbaudurchmesser ergibt sich mit 700 J/kgK. Diese Parameter sind für ein NiCr-Ni 3mm Mantelthermoelement fixiert.

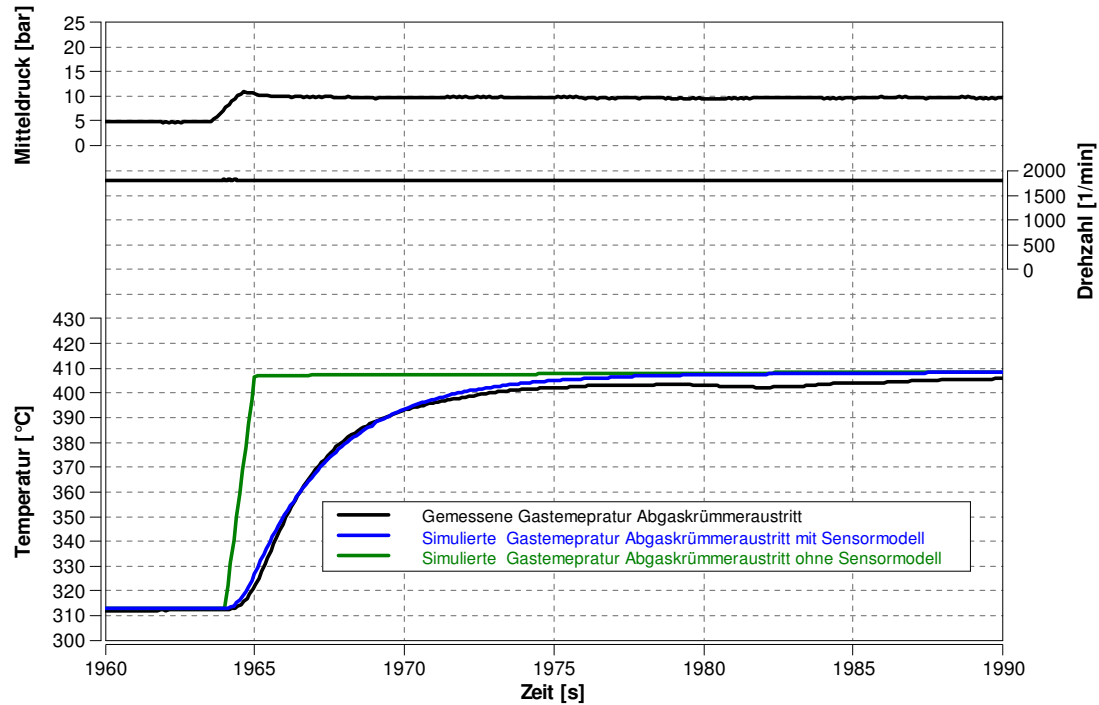


Abbildung 7-12 Simulation der Gastemperatur Abgaskrümmerausstritt mit Sensormodell

Was jedoch auch hier berücksichtigt werden muss, ist der erhöhte Wärmübergang bei geringen Motordrehzahlen durch Pulsation. Die Pulsationskompensation für den Sensor wurde über einen Faktor $K_{in, Sensor}$ durchgeführt, der die Fluidgeschwindigkeit wie ein veränderlicher Rohrdurchmesser beeinflusst. Das Ergebnis ist in Abbildung 7-13 zu sehen, wobei die Grenzen für höhere Drehzahlen bei Eins und für niedere Drehzahlen bei 0,7 liegen. Diese Kompensation der Pulsation muss für jede Sensorposition individuell betrachtet werden. Für die Sensorposition nach der Turbine wird keine Pulsationskompensation mehr benötigt.

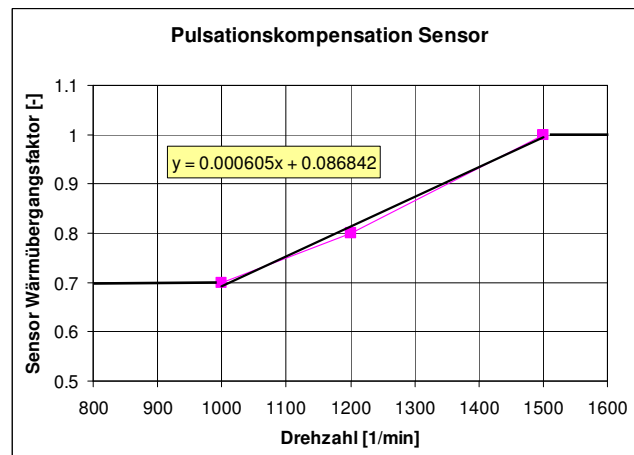


Abbildung 7-13 Pulsationskompensation für den Sensor

Mit richtigen Parametrierung und der Berücksichtigung der Pulsation können verschieden Sprunganregungen simuliert werden. Dabei wird auf das Verhalten beim Aufwärmen und Abkühlen geachtet (siehe Abbildung 7-14).

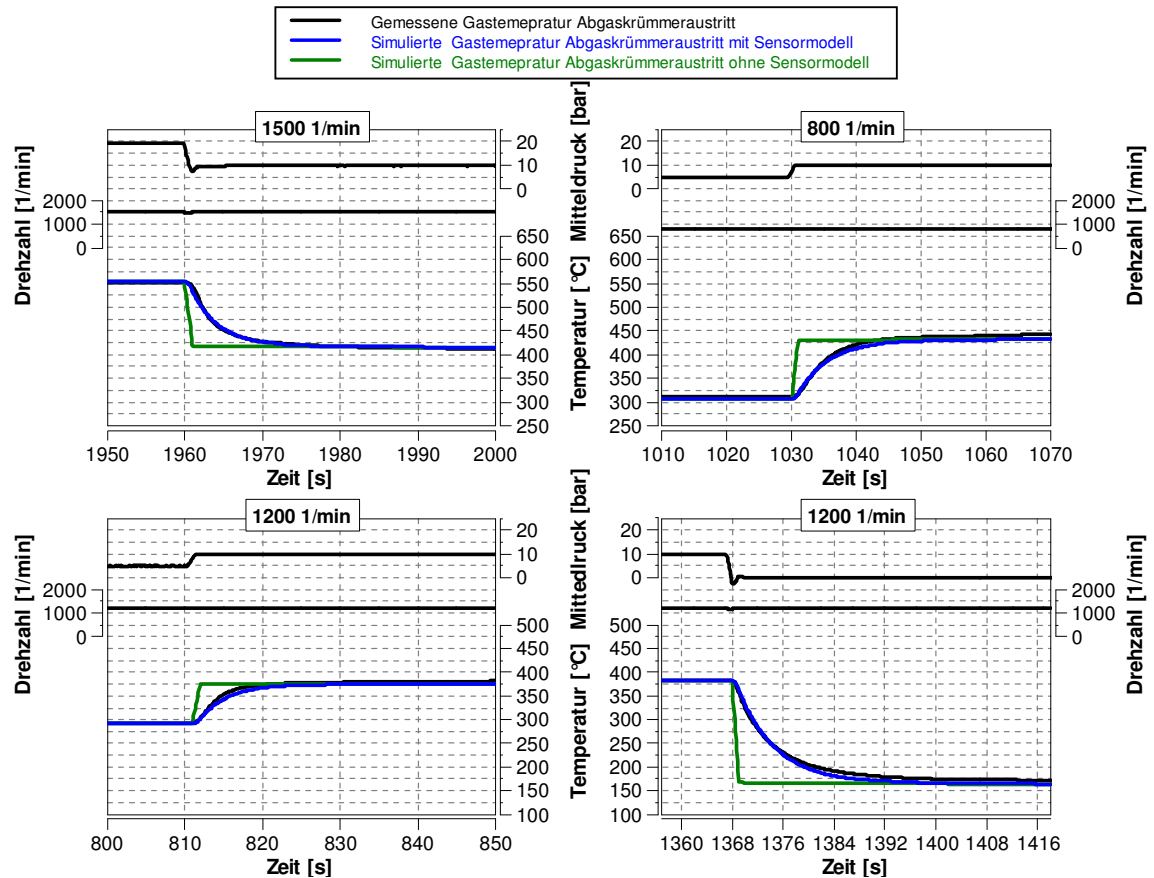


Abbildung 7-14 Simulation der Gastemperatur Abgaskrümmeraustritt bei unterschiedlichen Drehzahlen

Da die Parameter bis auf den Wärmübergangsfaktor für eine Sensorart fixiert sind, kann dieses Modell für die Messstelle beim Abgaskrümmeraustritt und Turbineaustritt verwendet werden.

7.3 Simulation des transienten WHTC

Um die Einflüsse und Auswirkungen der thermischen Trägheit der Motorkomponenten und Sensoren zur Gänze zu erfassen, ist die Simulation eines transienten Zyklus unumgänglich. Dafür wurde der transiente Fahrzyklus WHTC herangezogen. Damit die Gas- und Gehäusetemperaturen mit den dazugehörigen Wärmeströmen der Hochtemperaturabgasseite eines transienten Zyklus simuliert werden, muss der gesamte Motor berücksichtigt werden. Dieses 0-dimensionale Gesamtmotormodell ist bereits vorhanden und wurde um die bereits beschriebenen Modellerweiterungen, vor allem im Wärmübergang, ergänzt. Das Gesamtmotormodell

entspricht mit allen Komponenten und Steuereinheiten dem Versuchsmotor. In Abbildung 7-15 sind die Gastemperaturen und in Abbildung 7-16 Gehäusetemperaturen von Messung und Simulation des transienten WHTC gezeigt. Dabei sind größere Abweichungen im Leerlauf- und Schlepptrieb der Gastemperaturen nach Turbinenaustritt zu erkennen. Dabei handelt es sich um Modellabweichungen im Leerlauf- und Schlepptrieb.

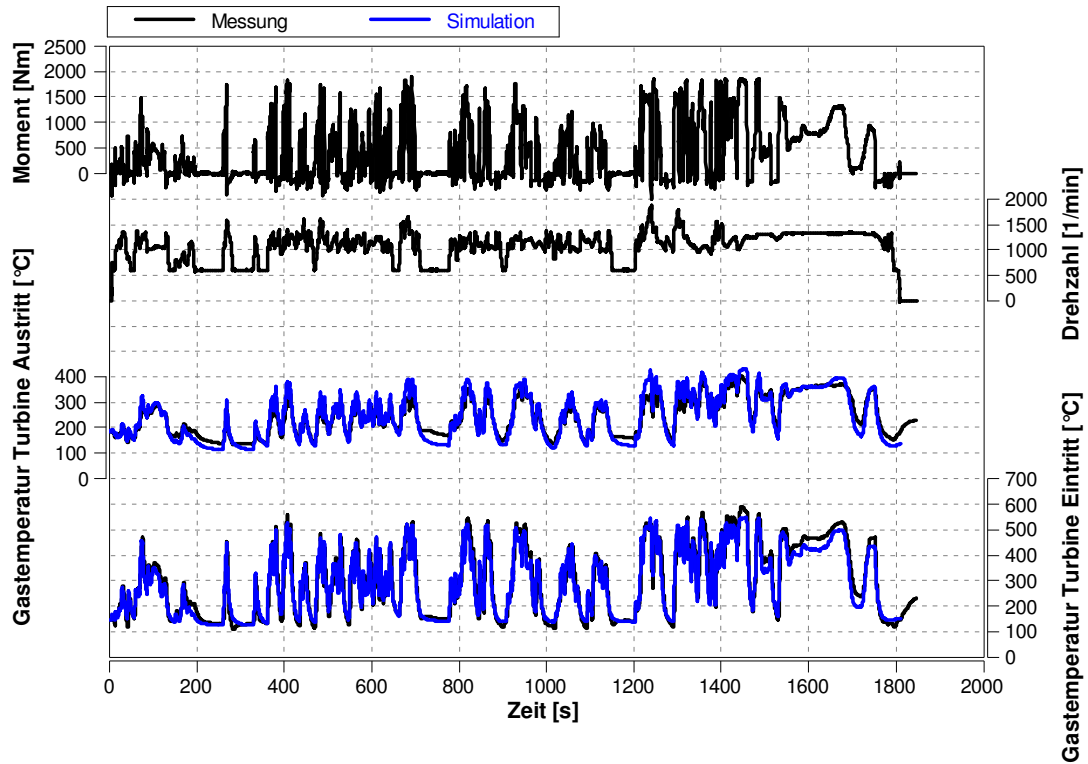


Abbildung 7-15 Vergleich der Gastemperaturen von Messung und Simulation eines WHTC

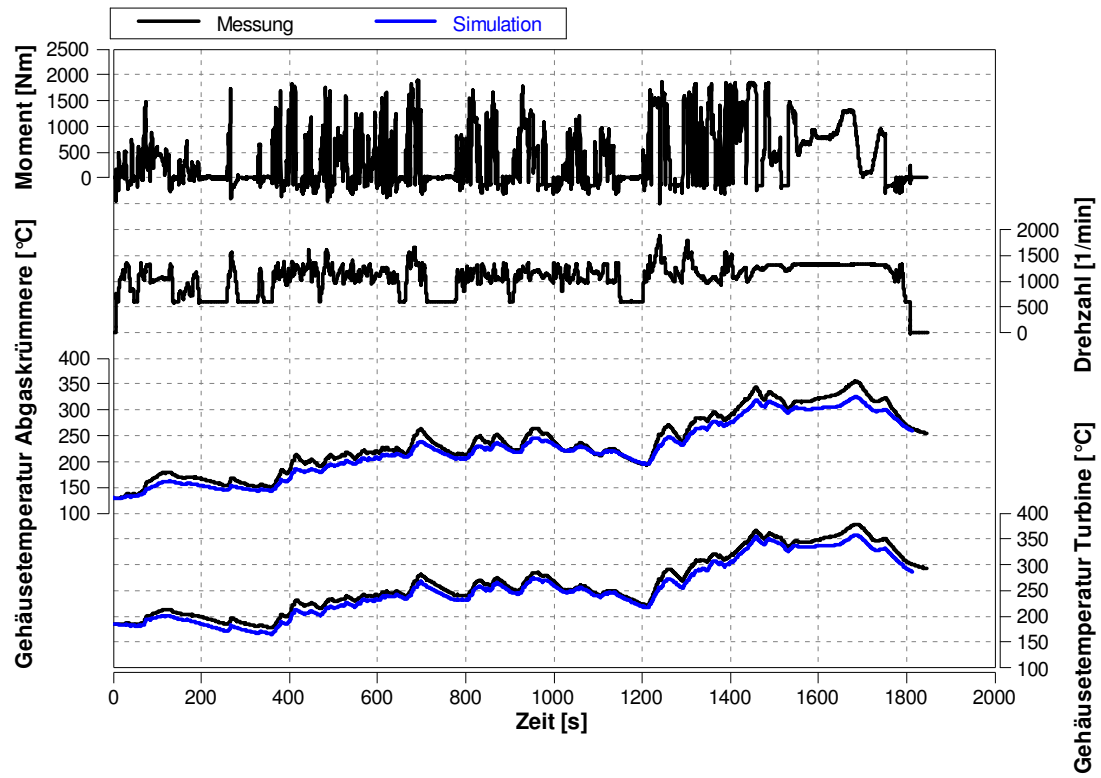


Abbildung 7-16 Vergleich der Gehäusetemperaturen von Messung und Simulation eines WHTC

8 Zusammenfassung der Ergebnisse

In diesem Kapitel wird auf die wichtigsten Ergebnisse der Untersuchungen zum transienten thermischen Verhalten der Motorkomponenten der Hochtemperaturabgasseite eingegangen. Dies umfasst sowohl die Analyse der Temperaturmessungen, als auch die Ergebnisse der erweiterten Simulation der Wärmestromaufteilung der einzelnen Komponenten. Des Weiteren wird eine Vorgabe für die Parametrierung für mögliche Folgeprojekte definiert, die auch eine Sensibilitätsanalyse beinhaltet.

8.1 Untersuchungen der Temperaturmessungen

Die wichtigsten Erkenntnisse aus den Untersuchungen der durchgeführten Temperaturmessungen von Gehäuse- und Gastemperatur sind:

- Bei transienter Änderung der Gehäusetemperatur ist ein vernachlässigbarer Temperaturgradient zwischen innerer und äußerer Wand vorhanden. Dies lässt eine lokale äußere Messung zur Bestimmung der Gehäusetemperatur zu (siehe Abbildung 8-1 Teilbild b) .
- Die mittlere Turbinengehäusetemperatur ist bei diesem Motor immer heißer als die mittlere Abgaskrümmeremperatur (siehe Abbildung 8-1 Teilbild b) .
- Es ist auf Abgaskrümmer und Turbinengehäuse eine Temperaturspreizung vorhanden. Diese Temperaturspreizung ist der Grund, dass die Ermittlung einer mittleren Temperatur mit wenigen Sensoren nicht einfach ist (siehe Abbildung 8-1 Teilbilder c, d).
- Die Temperatur des Gases wird umso stärker von Rohrwänden und Gehäuse beeinflusst, je länger der Weg des Gases durch die Komponenten ist. Durch eine längere Strecke und durch eine größere Zahl von Komponenten wird die transferierte Energie durch das Summieren der Beiträge größer (siehe Abbildung 5-20).

Die Teilbilder in Abbildung 8-1 sollen zur Erläuterung der Ergebnisse dienen. Für eine genauere Untersuchung sind die gleichen Abbildungen in den entsprechenden Kapiteln enthalten (für a siehe Abbildung 5-1, für b siehe Abbildung 5-18, für c siehe Abbildung 5-9 und für d siehe Abbildung 5-16)

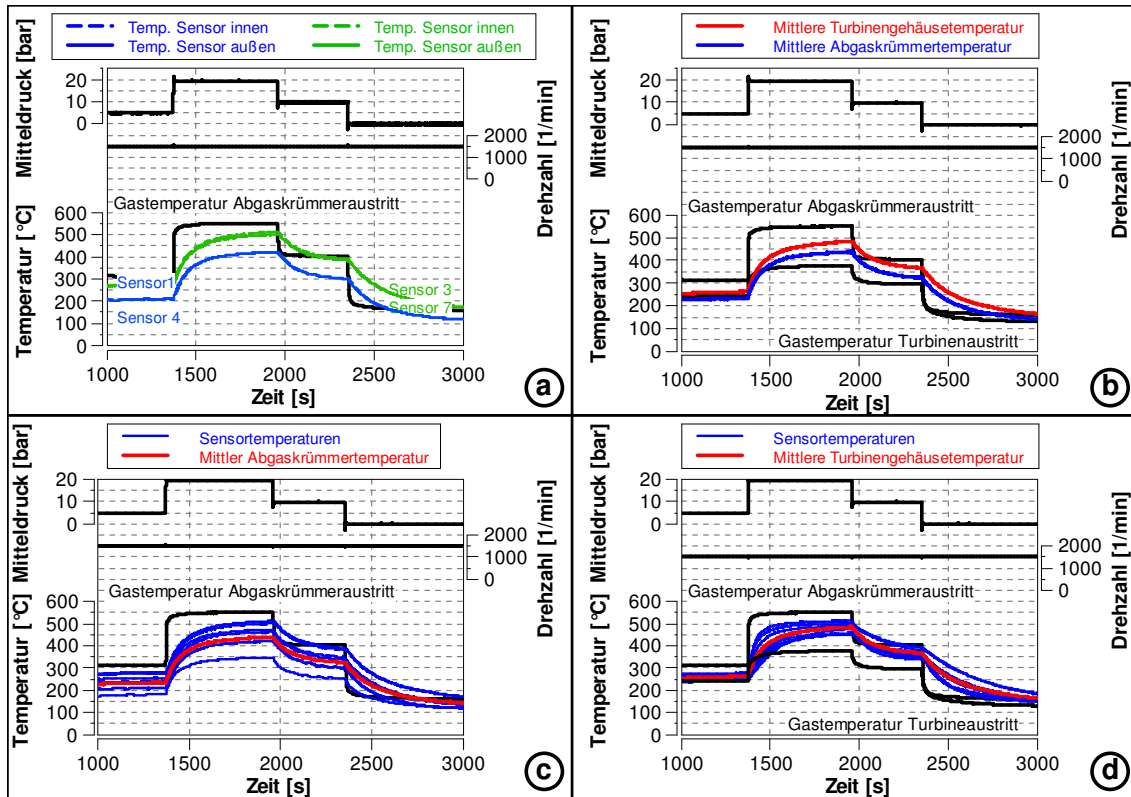


Abbildung 8-1 Ergebnisse der Temperaturuntersuchungen der Messungen: a - Temperaturgradientuntersuchung ,
 b- Vergleich mittlerer Gehäuse- und Abgaskrümmertemperaturen, c- Temperaturerhöhung am Abgaskrümmere,
 d- Temperaturerhöhung am Turbinengehäuse

8.2 Simulationsergebnisse

Die Ergebnisse der Simulation lassen sich in zwei Gruppen unterteilen. Zum einen in das kleinere Abgasstrangmodell, bei dem die Eingangsdaten modifiziert der Messungen entnommen werden. Zum anderen das gesamte Motormodell, das mit den Erkenntnissen, vor allem im Wärmeübergangsbereich für Komponenten und Sensoren, erweitert wurde.

Im ersten Schritt der Simulation wurden Sprunganregungen, die zuvor am Prüfstand gemessen wurden, mit dem Abgasstrangmodell simuliert. In dieser Phase konnte der innere und äußere Wärmeübergang parametrisiert sowie drehzahlabhängige Pulsationen berücksichtigt und das Sensormodell verifiziert werden. Ergebnisse dieser Simulationen mit dem Abgasstrangmodell solcher Sprungantworten sind in Abbildung 8-2 abgebildet.

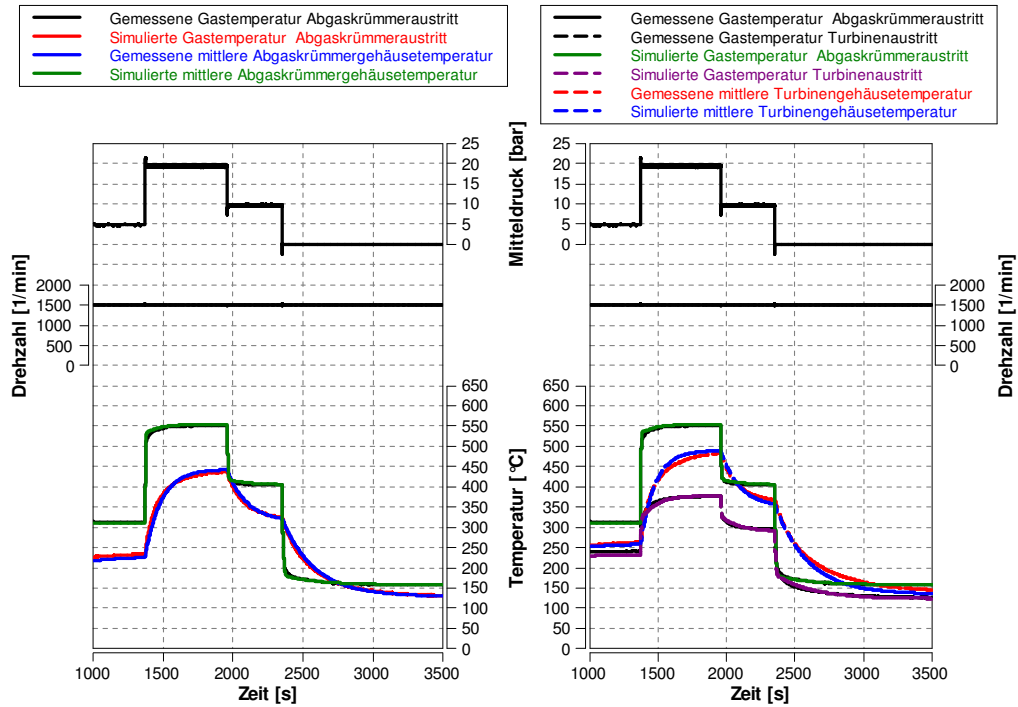


Abbildung 8-2 Simulation der Komponentengehäuse- und Gastemperaturen mit dem Abgasstrangmodell

Wie bereits beschrieben, teilt sich der äußere Wärmestrom der Komponenten in Konvektion, Wärmeleitung und Wärmestrahlung auf. Die Aufteilung der Wärmeströme ist in Abbildung 8-3 zu sehen.

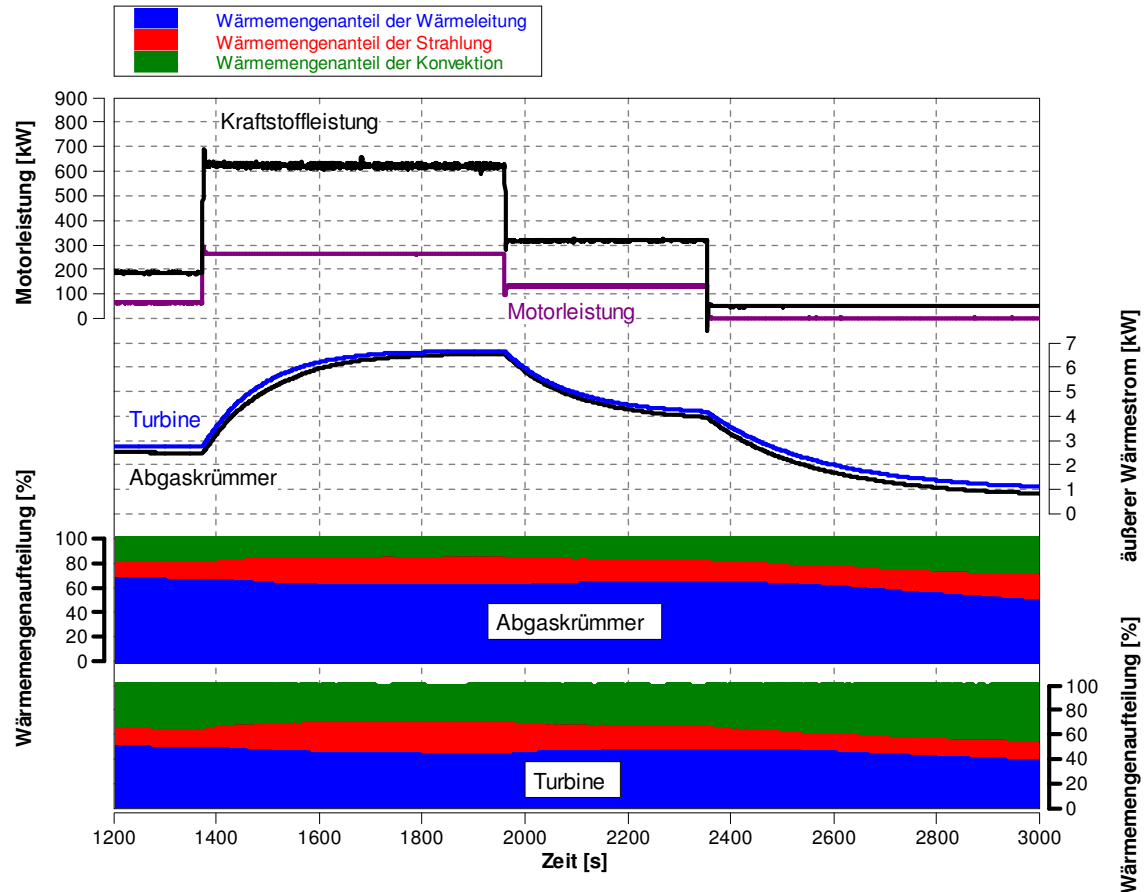


Abbildung 8-3 Aufteilung der nach außen abgegebenen Wärmemenge

Diese Aufteilung beruht auf der Abstimmung zwischen Messung und Simulation, die durch die guten Ergebnisse der simulierten Gehäusetemperaturen bestätigt wird. Des Weiteren wird die Aufteilung durch die realistischen Randbedingungen verifiziert. Am Beispiel der Aufteilung des Wärmestroms am Turbinengehäuse wird dies kurz erläutert: Beim Turbinengehäuse wird die Konvektion in die Umgebung mit einem Wärmübergangskoeffizienten von $40 \text{ W/m}^2\text{K}$, und die Abgabe durch Strahlung mit einem Emissionsgrad von 0,9 berechnet. Unter den vorhandenen Bedingungen der Umgebung wären größere Werte unrealistisch. Dies bedeutet, dass der Rest der nötigen Wärmemenge durch die Wärmeleitung nach außen abgegeben werden muss.

Der Schwerpunkt der Untersuchungen liegt zwar auf dem thermischen Verhalten der Abgasstrangkomponenten, um die transiente Simulation der Gastemperatur mit der Messung zu vergleichen, ist aber auch ein Modell des Sensors notwendig. Das Sensormodell war ebenfalls schon vorhanden und wurde im Bereich des Wärmübergangs erweitert. Die Messungen des Motorprüfstand wurden auch zum Abgleich des Sensormodells verwendet. Die Ergebnisse

sind in Abbildung 8-4 zu sehen. In dieser Abbildung ist gut zu erkennen, dass die Sensortr agheit relevant bei Temperaturmessungen ist. Dies wirkt sich vor allem bei Messungen von transienten Zyklen aus.

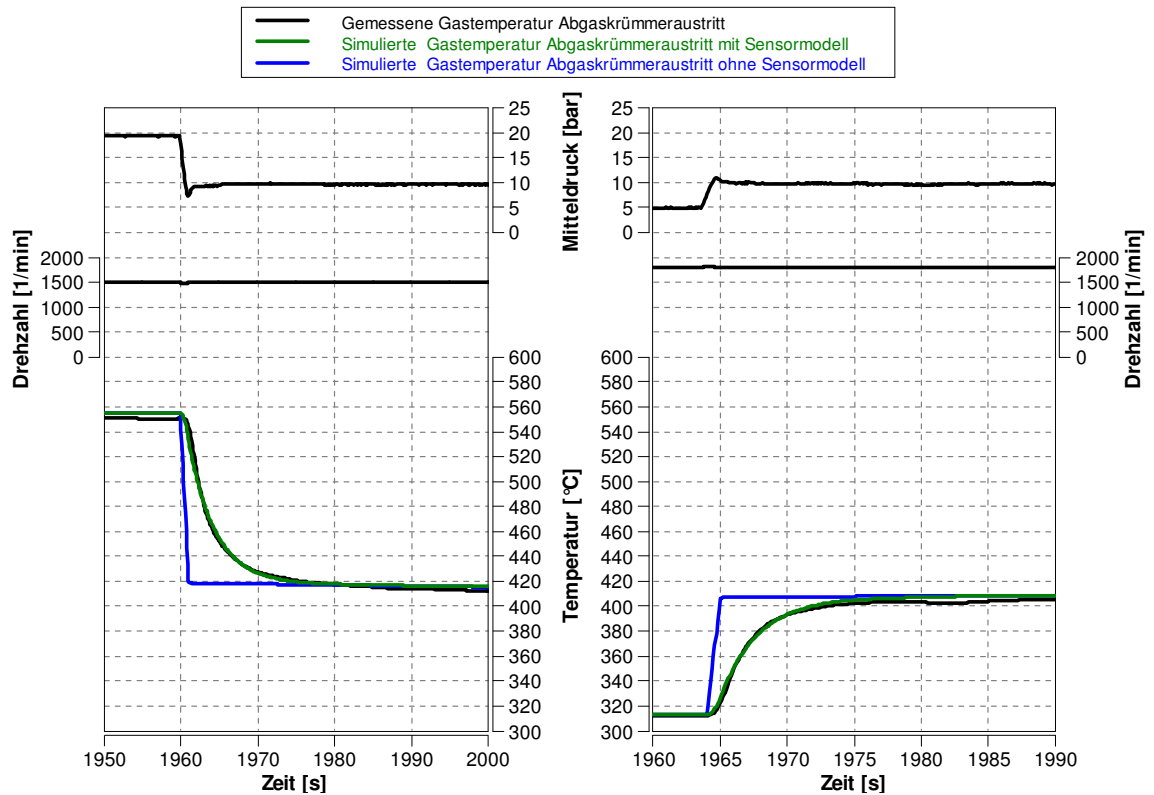


Abbildung 8-4 Simulation der Gastemperatur bei Sprunganregungen mit und ohne Sensormodell

Wie bereits erwähnt, ist das zweite Modell ein vollständiges Motormodell. Dieses wird benötigt, um einen vollständigen transienten Zyklus zu simulieren, da die notwendigen Eingabedaten für eine transiente Simulation nicht einfach aus der Messung entnommen werden können. Die Ergebnisse der Simulation eines WHTC (Worldwide Harmonized Transient Cycle) sind in den Abbildung 8-5 und Abbildung 8-6 zu sehen.

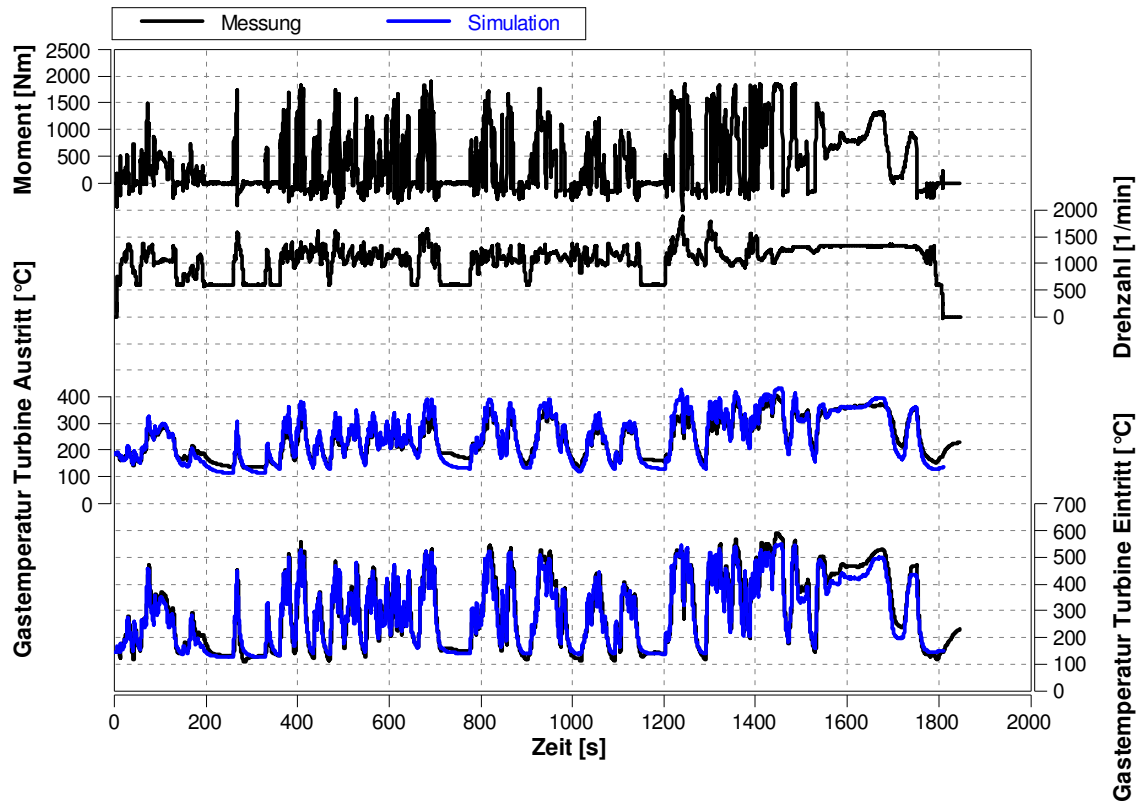


Abbildung 8-5 Simulation der Gastemperaturen eines WHTC

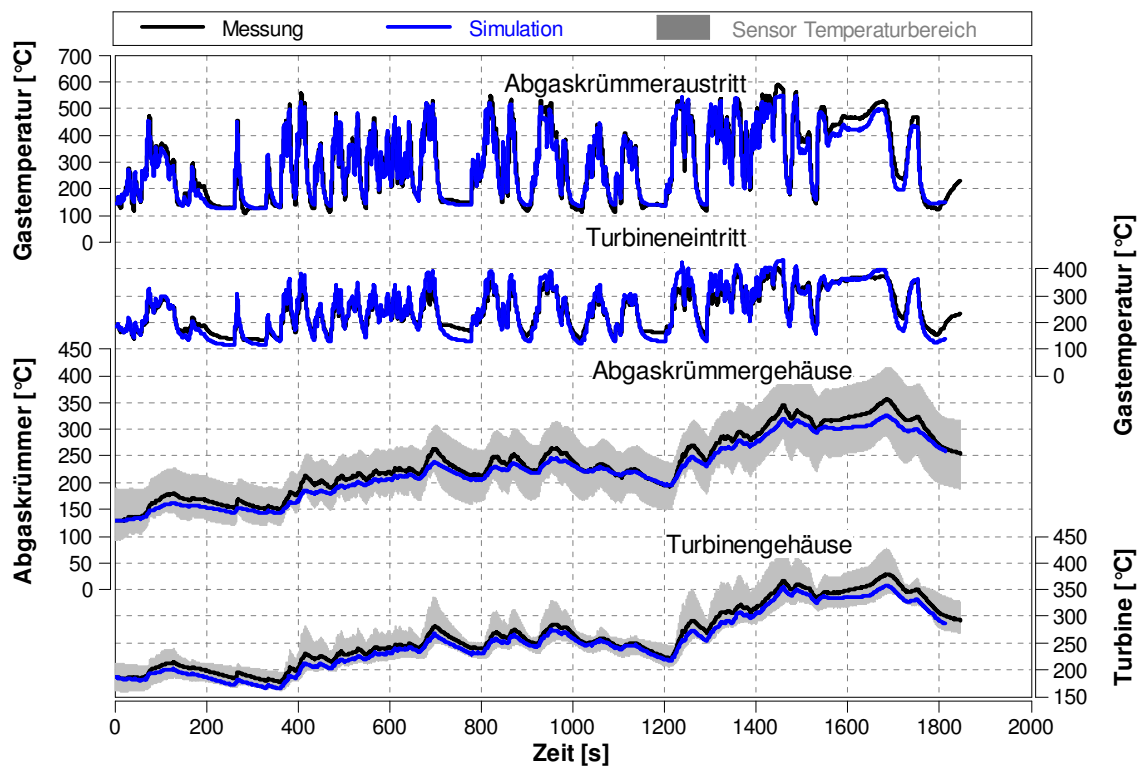


Abbildung 8-6 Vergleich Messung und Simulation der Gas- und Gehäusetemperaturen

Die simulierten Gasttemperaturen bilden die gemessenen Gasttemperaturen gut ab. Die Gehäusetemperaturen stimmen im dynamischen Verhalten gut mit den Messungen überein. In Abbildung 8-6 ist zu erkennen, dass die Temperaturniveaus der Gehäuse von Abgaskrümmern und Turbine maximal 20°C von der gemessenen mittleren Gehäusetemperaturen abweichen. Im dargestellten grauen Bereich sind die Temperaturspuren der einzelnen Sensoren und somit die Temperaturspreizungen auf den Komponenten zu erkennen. Im oberen Temperaturbereich des Turbinengehäuses ist zu erkennen, dass eine hohe Dynamik eines Sensors vorhanden ist. Diese Dynamik weitet den Bereich nach oben aus. Aus diesem Grund liegen die gemessene mittlere Turbinengehäusetemperatur und damit auch die simulierte Turbinengehäusetemperatur im unteren Teil des gesamten Temperaturbereichs. Nicht zu vergessen ist, dass die Gastemperaturen am Abgaskrümmereintritt hier ebenfalls simuliert werden und geringe Abweichungen zwischen Simulation und Messung sich auch in weiterer Folge auf die Gehäusetemperaturen übertragen. Dies ist in der Simulation (Abbildung 8-6) ab Zeitschritt 1600 s zu erkennen.

Ein wichtiger Punkt, der bereits bei der Simulation der Sprunganregungen erwähnt wurde, ist der Einfluss der Sensorträgheit auf die Messung der Gastemperatur. Dies lässt sich in Abbildung 8-7 besonders gut erkennen und zeigt, wie wichtig ein Sensormodell für den Vergleich zwischen Messung und Simulation ist. Dadurch kann die transiente simulierte Gastemperaturspur verifiziert werden.

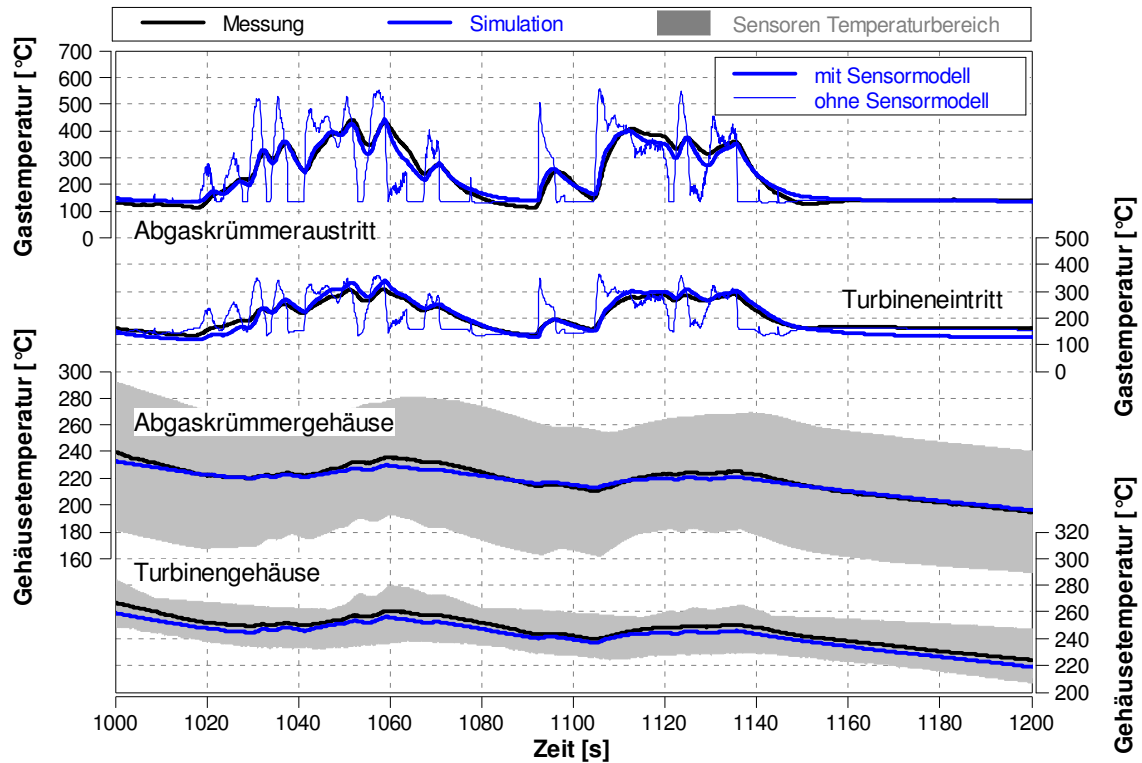


Abbildung 8-7 Vergleich Messung und Simulation der Gas- und Gehäusetemperaturen - Ausschnitt

Unter der Randbedingung einer möglichst einfachen Bedatung und den damit verbundenen Vereinfachungen im Modell ist die Übereinstimmung mit der Messung äußerst zufriedenstellend. Die Übereinstimmung ist vor allem in Bezug auf das transiente Temperaturverhalten (Dynamik und Niveau) von Gas- und Gehäusetemperaturen der Komponenten Abgaskrümmen und Turbine vorhanden.

8.3 Parametrierung

Um eine korrekte Parametrierung zu beschreiben, müssen die Randbedingungen für einen solchen Vorgang im Vorhinein definiert werden. Hier wird unterschieden je nach dem Vorhandensein von gemessenen Gehäusetemperaturen, von einem Versuchsprogramm mit Sprunganregungen und von transienten Zyklen. Im Normalfall sind nur transient gemessene Zyklen und keine Messung von Gehäusetemperaturen und Sprunganregungen vorhanden. Aus diesem Grund wird sich die hier beschriebene Vorgehensweise der Parametrierung auf diese Randbedingung stützen. Sind zusätzliche Messungen der Gehäusetemperaturen oder Sprunganregungen vorhanden, können diese für eine verfeinerte Parametrierung genutzt werden.

Sensibilitätsanalyse

Um zukünftige Parametrierungen schnell und effizient durchführen zu können, wurde eine Sensibilitätsanalyse durchgeführt. Durch diese Untersuchungen können die für eine Parametrierung kritischen Größen ermittelt werden.

In Abbildung 8-8 sind Simulationen der Sprunganregungen mit Variationen der Oberfläche zu sehen. Dabei wurden diese um 50% vergrößert und verkleinert. Es ist zu erkennen, dass diese Variationen einen Einfluss auf die Gehäusetemperaturen haben. Die Gastemperaturen am Abgaskrümmergehäusetransport wird geringer beeinflusst, jene am Turbinenaustritt jedoch mehr.

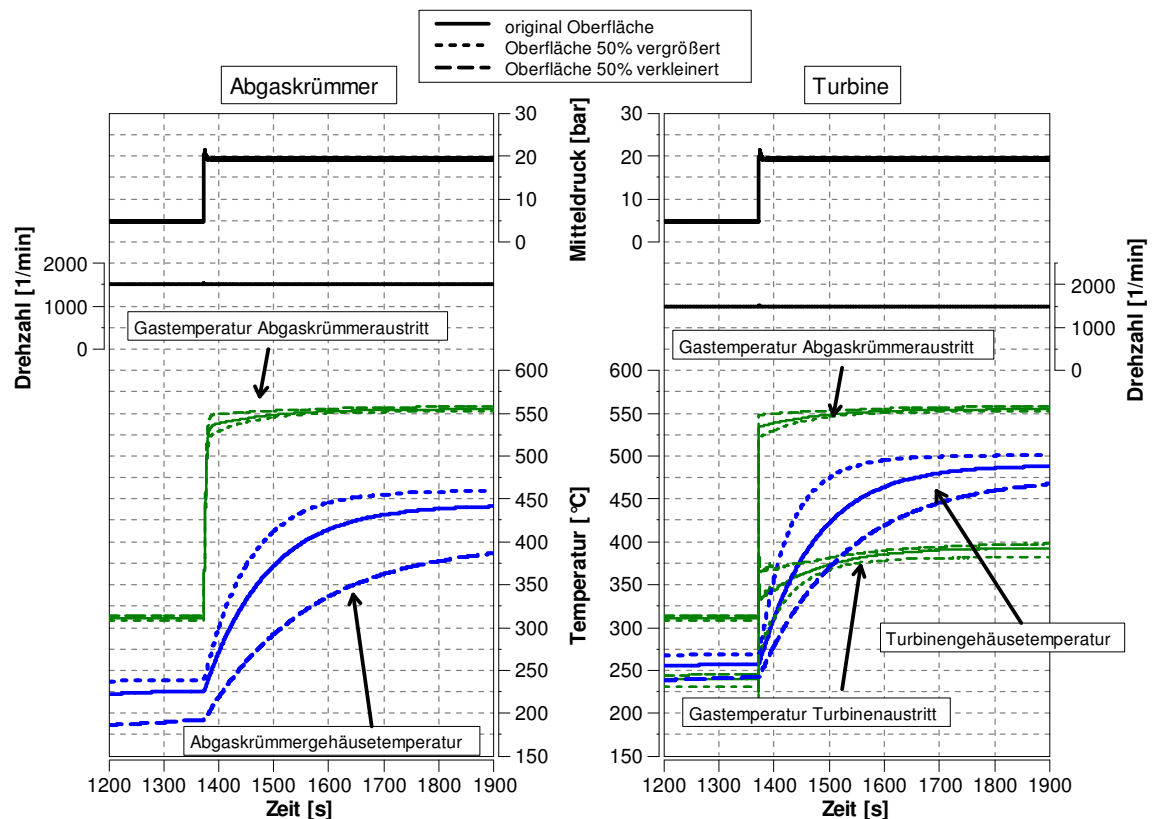


Abbildung 8-8 Parametervariation der Oberfläche der Simulation bei Sprunganregungen

Dieselbe Vorgehensweise wurde bei der Simulation eines transienten Zyklus vorgenommen. Dabei wurde jedoch die Gehäusemasse von Abgaskrümmern und Turbinengehäuse um 50% variiert. In Abbildung 8-9 ist zu erkennen, dass eine Variation der Masse vor allem Einfluss auf die Gehäusetemperatur und weniger auf die Gastemperatur hat.

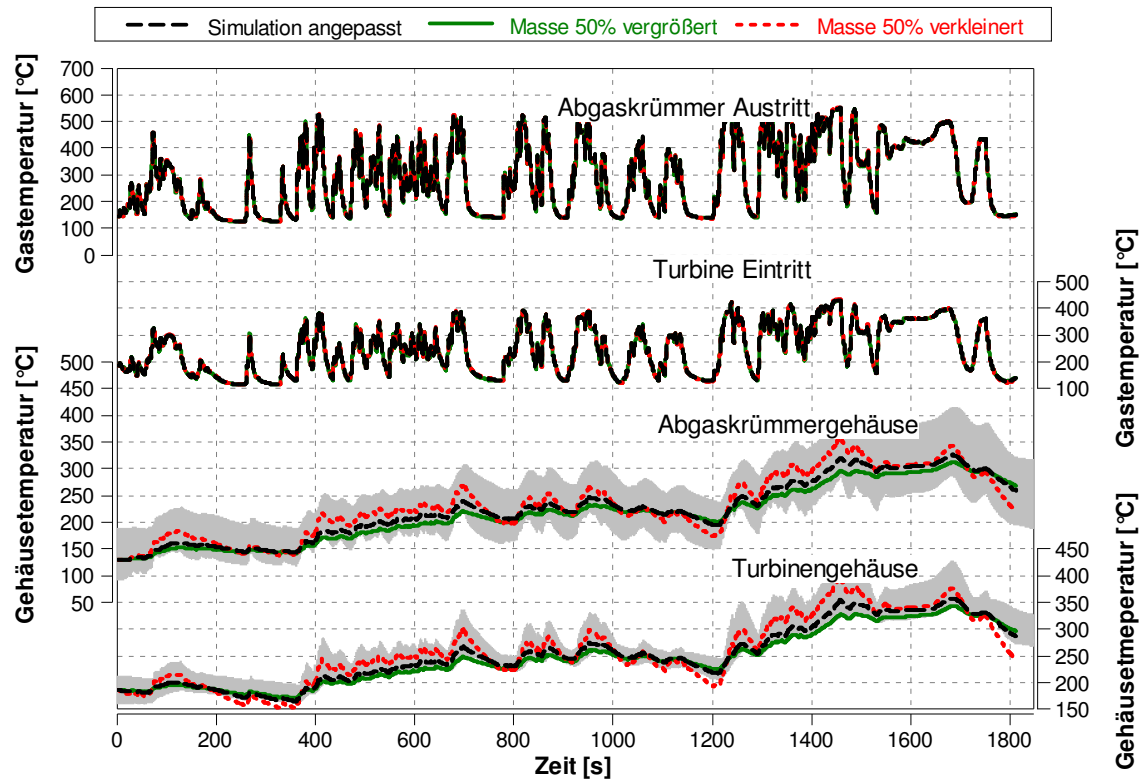


Abbildung 8-9 Parametervariation der Masse der Simulation bei einem WHTC

Dies bedeutet, dass für eine korrekte Simulation der Gehäusetemperatur die geometrischen Daten wie Oberfläche und auch Masse genauer betrachtet werden müssen. Für die Simulation der Gasttemperaturen kann die Toleranz dieser Parameter größer gewählt werden.

Die Variation der Oberfläche und der Masse und die damit verbundenen Auswirkungen auf Gehäuse- und Abgastemperatur sind unterschiedlich. Beim Vergrößern der Masse wird das dynamische Verhalten der Gehäusetemperatur und der Gastemperatur verlangsamt. Beim Verkleinern der Oberfläche wird das Niveau der Gehäusetemperatur ebenfalls reduziert, die Gastemperatur im Gegensatz erhöht. Die stationären Temperaturen verhalten sich je nach Variation ebenfalls unterschiedlich: Wird die Masse verändert, bleiben die stationären Temperaturen gleich. Beim Verändern der Oberfläche verändern sich die stationären Temperaturen ebenfalls (siehe Abbildung 8-10).

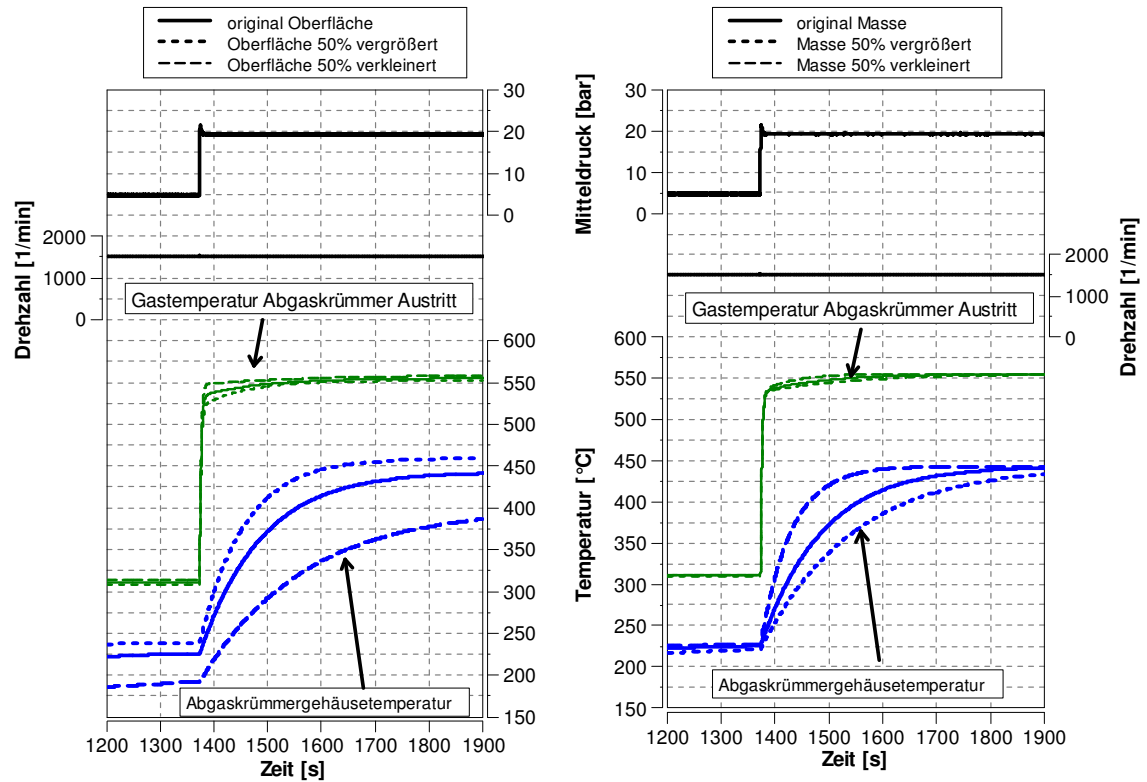


Abbildung 8-10 Parametervariation von Oberfläche und Masse der Simulation bei Sprunganregungen

Die Auswirkungen einer Variation des Durchmessers, der für die Berechnung des inneren Wärmeübergangs herangezogen wird, sind ähnlich der Oberflächenvariation. Der Unterschied liegt jedoch in der Toleranz. Bei einer Variation des Durchmessers von 50 % sind die Auswirkungen auf die Gehäusetemperatur und damit auch auf die Gastemperatur stärker (siehe Abbildung 8-11).

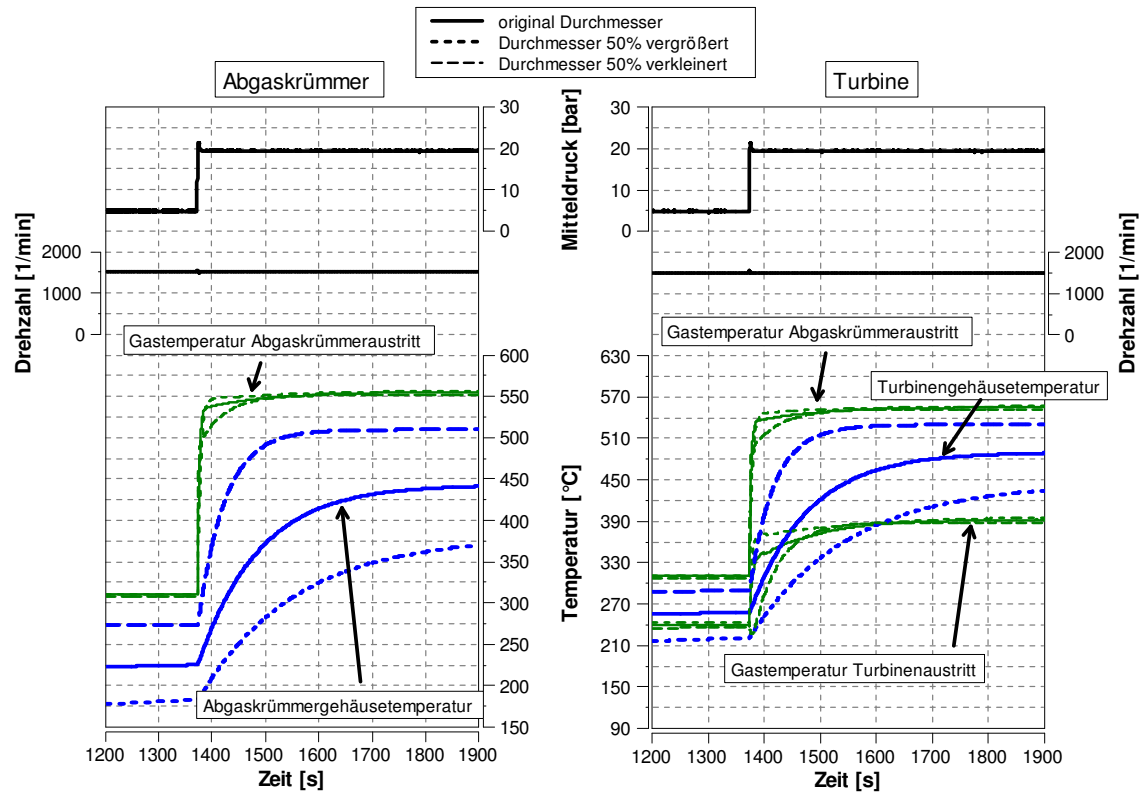


Abbildung 8-11 Parametervariation des Durchmessers der Simulation bei Sprunganregungen

Die geometrische Rohrlänge ist nicht kritisch für die Gehäusetemperatur und somit auch nicht für die den Einfluss auf die Gastemperatur, wie es in Kapitel 6.2.1 gezeigt wird.

Ebenso ist beim Sensormodell eine Sensibilitätsuntersuchung gemacht worden. Für den Fall, dass der Rohrdurchmesser an der Sensormontagegestelle nicht messbar ist, wurde der Rohrdurchmesser variiert. Da dieser Einfluss auf die Strömungsverhältnisse hat, erhöht oder verringert er den Wärmübergang am Sensor. Die genaue Auswirkung ist in Abbildung 8-12 zu erkennen. Sind die Rohrdurchmesser nicht bekannt, muss auch hier eine Parametrierung über den im Sensormodell eingeführten Faktor erfolgen.

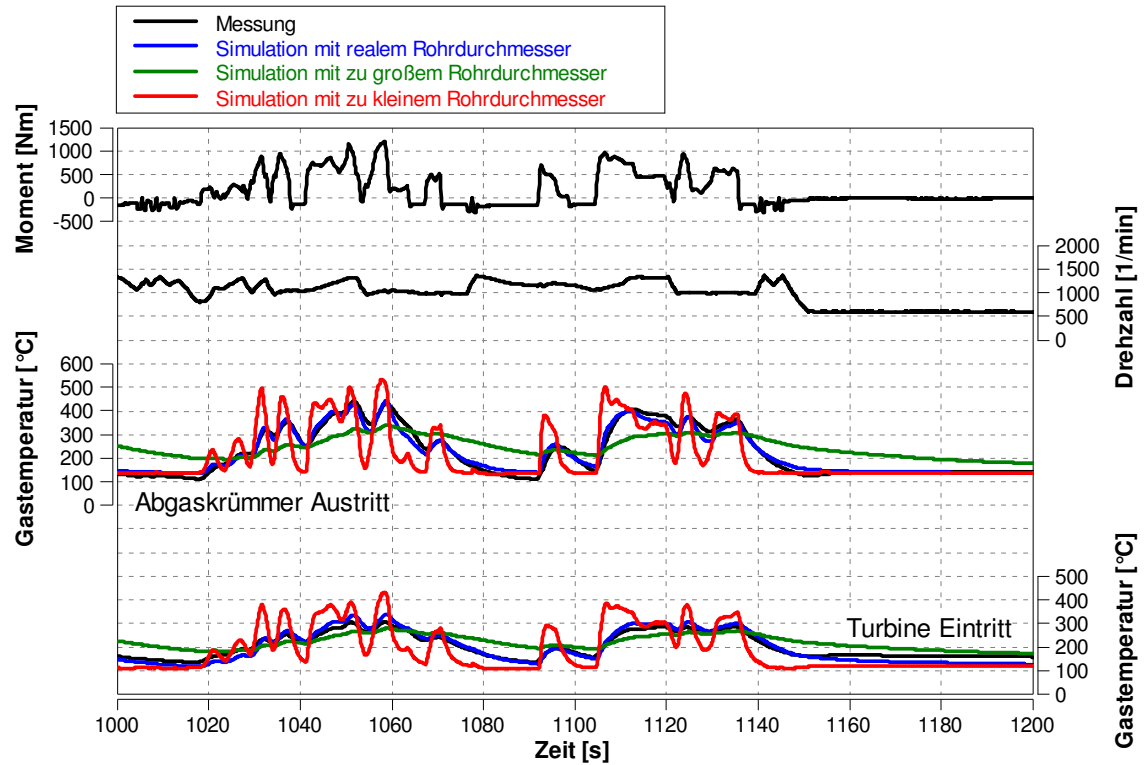


Abbildung 8-12 Variation des Rohrdurchmessers im Sensormodell

Nachdem die geometrischen Größen ermittelt sind, erfolgt die eigentliche Parametrierung des Wärmeübergangs. Unter der oben beschriebenen üblichen Randbedingung, dass nur ein transienter Zyklus vorhanden ist, wird zunächst der äußere Wärmübergang der Gehäuse eingestellt.

Äußerer Wärmestrom

Die Berechnung der äußeren Wärmabfuhr für Abgaskrümmers und Turbine erfolgt über Konvektion, Leitung und Wärmestrahlung (siehe Kapitel 6.2.2). Die Koeffizienten werden dieser Arbeit entnommen.

Tabelle 8-1 Wärmeübertragungskoeffizienten für Abgaskrümmers und Turbine

Wärmeübergangskoeffizient Abgaskrümmers	10 W/m ² K
Emissionsgrad Abgaskrümmers	0,5
Wärmeleitfähigkeit Abgaskrümmers	18 W/mK
Wärmeübergangskoeffizient Turbinengehäuse	40 W/m ² K
Emissionsgrad Turbinengehäuse	0,9

Da bei der Turbine die Größen wie Kontaktfläche, Schichtdicke und Wärmeleitfähigkeit schwierig zu ermitteln sind, wurde eine Konstante F ($F = 8 \text{ W/K}$) eingeführt (siehe Formel 6-21) die ebenfalls übernommen wird.

Der Wärmeübergangskoeffizient α , der Emissionsgrad ε , Wärmeleitfähigkeit λ müssen wenn nötig den vorherrschenden Motoraufbau angepasst werden. Dabei ist zu berücksichtigen, dass der Abgaskrümmen von einem Schutzblech abgedeckt ist, und sich das Turbinengehäuse frei im Raum befindet. Dabei kann die Literatur zu Hilfe genommen werden.

Die Kontaktfläche für die Wärmeleitung des Abgaskrümmers ist die Flanschfläche zum Zylinderkopf (siehe Abbildung 6-5) multipliziert mit der Zylinderanzahl. Als Wegstrecke wird der Abstand von der Kontaktfläche bis zur Mittelachse des Abgaskrümmershauptrohres genommen (siehe Abbildung 6-6). Die Wärmeleitfähigkeit λ muss durch etwaige Dichtungen reduziert werden.

Um den Wärmestrom durch Leitung zu ermitteln, müssen noch die Kontakttemperaturen für Abgaskrümmen und Turbinengehäuse definiert werden. Für den Abgaskrümmen wurde die Temperatur des Zylinderkopfes, hier in Abhängigkeit der Kühlwassertemperatur, herangezogen. Für das Turbinengehäuse wurde als Kontakttemperatur die Öltemperatur verwendet. Dies kann so für weitere Projekte übernommen werden.

Innere Wärmestrom

Die Berechnung des inneren Wärmestroms erfolgt nur über die Konvektion mittels dem Nusselt-Ansatz von Gnielinski und Hausen (siehe 6.2.1). Wie Anhand dieser Arbeit festgestellt wurde, ist ohne eine Parameteranpassung der innere Wärmeübergangskoeffizienten und somit der innere Wärmeübergang beim Abgaskrümmen zu groß (z.B. durch Energieaufteilung durch die Massenstromaufteilung, siehe Kapitel 5.1.1), und bei der Turbine zu gering (Strömungsverhältnis mit Turbinenrad). Der innere Wärmeübergang wird mit dem eingeführten inneren Wärmeübergangsfaktor K_{in} parametrisiert (siehe Kapitel 7.1.2). Ebenso sollten andere Faktoren wie Pulsationen im Abgasstrang berücksichtigt werden. Genaueres darüber kann in Kapitel 7.1.2 nachgelesen werden.

Sind Messungen der Gehäusetemperatur vorhanden, können die inneren Wärmeübergangsfaktoren auf die Messung abgeglichen werden. Bei Sprunganregungen kann auch eine Pulsationskompensation vorgenommen werden. Üblicherweise sind diese jedoch nicht vorhanden. In diesem Fall können die Parameterfaktoren so übernommen werden, wie sie in Tabelle 8-2 aufgelistet sind.

Tabelle 8-2 Innere Wärmeübergangsfaktoren für Abgaskrümmer und Turbine

Innerer Wärmeübergangsfaktor Abgaskrümmer	$K_{in,AK} = \begin{cases} 1,75 & \text{ab } N = 1500 \text{ 1/min} \\ 0,000654 \cdot N + 0,76402 & \text{für } N = 800 \div 1500 \\ 1,3 & \text{unter } N = 800 \text{ 1/min} \end{cases}$
Innerer Wärmeübergangsfaktor Turbine	$K_{in,TU} = \begin{cases} 0,7 & \text{ab } N = 1500 \text{ 1/min} \\ 0,0003 \cdot N + 0,2434 & \text{für } N = 1000 \div 1500 \\ 0,55 & \text{unter } N = 1000 \text{ 1/min} \end{cases}$

(N ... Motordrehzahl in 1/min)

Wie schon erwähnt ist eine Parametrierung des inneren Wärmübergangs ohne Messung der Gehäusetemperatur und Sprungantworten schwierig. Es gibt jedoch Punkte, die beachtet werden können:

Zum einen ist die Gehäusetemperatur der Turbine im Mittel immer höher als jene vom Abgaskrümmer. Des Weiteren kann das dynamische Verhalten der Gehäuse mit den hier gemachten Messungen verglichen werden. Beide Fälle sind jedoch nur Hilfen für eine genäherte Parametrierung. Dabei muss auch hier auf motorspezifische Eigenheiten geachtet werden.

Sensormodellparametrierung

Zum Schluss wird das Sensormodell parametriert. Die spezifischen Kenngrößen für NiCr-Ni Mantelthermoelemente wurden in dieser Arbeit bereits definiert. Für weitere Sensormodelle muss der richtige Sensordurchmesser und die richtige Einbaulänge vorgegeben werden. Dabei ist der Sensordurchmesser für die thermische Trägheit besonders wichtig, da er mit der zweiten Potenz eingeht. Wie bereits bei der Sensibilitätsuntersuchung gezeigt (siehe Abbildung 8-12), ist der Durchmesser des Rohres, in dem der Sensor montiert ist, wichtig, oder anders gesagt die Geschwindigkeit der Gasströmung an der zu simulierenden Sensorposition. Da jedoch auch hier der Einfluss von Pulsationen vorhanden sein kann, oder eine genaue Messung der Rohrdurchmesser bei der Sensorposition nicht möglich ist, ist eine Parametrierung durch Anpassen des Parameterfaktors des Sensormodells möglich. Dieses Modell kann mit einer transienten Abgastemperaturmessung parametriert werden.

Wie schon zuvor wird auch hier der Parameterfaktor für das Sensormodell dieser Arbeit entnommen.

Sensor Wärmeübergangsfaktor	$K_{in, Sensor} = \begin{cases} 1 & \text{ab } N = 1500 \text{ 1/min} \\ 0,000605 \cdot N + 0,0868 & \text{für } N = 1000 \div 1500 \\ 0,7 & \text{unter } N = 1000 \text{ 1/min} \end{cases}$
-----------------------------	--

(N ... Motordrehzahl in 1/min)

Mit Hilfe der von Sprunganregungen kann auch eine Pulsationskompensation für Sensorpositionen in der Nähe des Zylinderauslasses (bis Abgaskrümmerausstritt) noch zusätzlich erfolgen.

Mit diesem letzten Schritt sind alle Modelle, die in dieser Arbeit verwendet wurden, parametrisiert.

In dieser Diplomarbeit wurde der Einfluss des thermischen Verhaltens der Komponententemperaturen auf die Abgastemperatur sowie der Einfluss der Sensoren auf die Messung untersucht und ein Modell entwickelt, das diese Einflüsse wiedergibt. Durch diese Erkenntnisse kann eine physikalisch realistische Parametrierung der Modelle erfolgen. Ein weiterer großer Nutzen ist eine schnelle und dadurch zeitsparende Parametrierung anhand der entwickelten Parametriermethodik.

9 Ausblick

In dieser Arbeit wurde ein Modell entwickelt, mit dem die Komponententemperaturen und deren Wechselwirkung mit den Gastemperaturen der Hochtemperaturabgasseite ermittelt werden können. Zusätzlich wurde eine Parametrierungsvorschrift erstellt, die eine schnelle Übertragung auf andere Motoren erlaubt. Der Ansatz wurde an einem Nutzfahrzeugmotor der 10L-Klasse validiert, daher ist es wichtig, den Ansatz auch für andere Motorgrößen einzusetzen, um die Anwendbarkeit zu überprüfen und die Vorgehensweise gegebenenfalls anzupassen. Als Ausgangspunkt dafür können die Ergebnisse dieser Arbeit herangezogen werden. Nach dem Abschluss der hier beschriebenen Arbeiten wurde die Vorgehensweise bereits an einem Nutzfahrzeugmotor der 4L-Klasse angewendet und zeigte eine deutliche Verbesserung zur bisherigen Methodik. Damit konnte erstmals die Methodik dieses Ansatzes überprüft werden.

Weitere Untersuchungen von Motoren mit unterschiedlichen Hubvolumina, unterschiedlicher Zylinderzahl sowie unterschiedlichen Aufladekonzepten können für eine verfeinerte Parametrierung herangezogen werden. Aufgrund des physikalischen Ansatzes des Modells ist auch eine Anwendung im ottomotorischen Bereich möglich.

Mit dem neuen Modell des Abgasstrangs können im Kontext eines Gesamtmotormodells verschiedene Untersuchungen wie die des Transientverhaltens von Motoren oder die Auslegung von Abgasnachbehandlungssystemen durchgeführt werden. Weiters kann die Optimierung des Thermomanagements in Bezug auf die Wirkungsweise des Abgasnachbehandlungssystems als Anwendungsfall genannt werden.

Literaturverzeichnis

- [1] **BÖGE, Alfred (2007):** *Handbuch Maschinenbau*. Grundlagen und Anwendungen der Maschinenbau-Technik, 18. Auflage, Wiesbaden. [Vieweg & Söhne Verlag]
- [2] **BOHAC, Stanislav ; BAKER, Douglas ; ASSANIS, Dennis (1996):** *A Global Model for Steady State and Transient S.I. Engine Heat Transfer Studies*. In SAE SP-1168, Modeling of SI and CI Engines, Detroit 1996, S. 39-57
- [3] **BOHN, D. ; HEUER, T. ; MORITZ, N.; WOLFF, M. (2003):** *Modellierung des Wärmeflusses im und am System Turbolader*. Abschlussbericht, FVV-Heaft 760, Frankfurt/Main
- [4] **BOSCH (1999):** *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*. 23. Auflage. Berlin, [Springer-Verlag]
- [5] **BOSCH, Robert GmbH (2007):** *Sensoren im Kraftfahrzeug*. 2. Ausgabe, Deutschland, [Christiani, Konstanz Verlag]
- [6] **BOSNJAKOVIC, Fran (1997):** *Technische Thermodynamik Teil II*. 6. vollständig neubearbeitete und erweiterte Auflage, Aachen, [Dietrich Steinkopff Verlag]
- [7] **BRENN, Günter (2006):** *Strömungslehre und Wärmeübertragung I*. Skriptum, ISW TU-Graz
- [8] **CERBE, Günter ; HOFFMANN, Hans-Joachim (1999):** *Einführung in die Thermodynamik*. Von der Grundlage zur technischen Anwendung, 12. Ausgabe, München, [Carl Hanser Verlag]
- [9] **DELPHI (2009):** *Worldwide Emission Standards*. Heavy Duty & Off-Road Vehicles
- [10] **EICHLSEDER, Helmut (2005):** *Thermodynamik*. Skriptum, VKM-THM TU-Graz
- [11] **EICHLSEDER, Helmut (2005):** *Verbrennungskraftmaschinen – Vertiefte Ausbildung*. Skriptum, VKM-THM TU-Graz
- [12] **GUZELLA, L; ONDER, C.H. (2004):** *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems*. Berlin Heidelberg, [Springer Verlag]
- [13] **HASSE, Stephan (1996):** *Duktiles Gusseisen*. Handbuch für Gußerzeuger und Gußverwender, Berlin, [Schiele & Schön]
- [14] **HELLER, Stefan (2009):** *Analyse und Modellierung des instationären Wärmeübergangs in der ottomotorischen Abgasanlage*. Aachen, [Shaker Verlag]

- [15] **HEYWOOD, John B. (1988):** *Internal Combustion Engine Fundamentals*. International Edition. II. Series, New York, [McGraw-Hill Book Co]
- [16] **HUPPERTZ, Harald (2010):** *www.kfz-tech.de* vom 4.08.2010
- [17] **JUMO GmbH & Co.KG:** *Mantel-Thermoelemente nach DIN 43710 und DIN EN 60584*. (Ersch.: 2005. Zugriff: 20.08.2010)
<http://www.produktinfo.conrad.com/datenblaetter/175000-199999/184604-da-01-de-Mantel_Thermoelement_NiCr_Ni_3mm_100mm.pdf>
- [18] **ODENDALL, Bodo (2003):** *Fehlerbetrachtung bei der Messung von Gastemperaturen*. In MTZ 3/2003, S. 197-199
- [19] **POLIFKE, Wolfgang ; KOPITZ, Jan (2009):** *Wärmeübertragung*. Grundlagen, analytische und numerische Methode, 2. Auflage, Deutschland, [Pearson Studium]
- [20] **PÖTSCH, Christoph (2008):** *Turbolader-Simulation für echtzeitfähige Ladungswechselrechnung*. Diplomarbeit, VKM-THM TU-Graz
- [21] **SCHÜSSLER, M. ; ALLMER, I. ; KORDON, M.; KOZLIK, C. (2008):** *Modellbasierte Emissionsoptimierung auf Triebstrang-Ebene*. 17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2008
- [22] **STAMATELOS, Anastassios ; KANDYLAS, Ioannis: (1998):** *Berechnung des Wärmeübergangs in Motorabgasystemen*. MTZ 7/1998, S. 442-450
- [23] **STEINER, Helfried (2009):** *Höhere Strömungslehre und Wärmeübertragung*. Skriptum, ISW TU-Graz
- [24] **TCSsystems (2010):** *Thermo Control Systems*. Technische Daten: Außenmantelwerkstoff für Mantelthermoelemente, (Ersch.: 1999. Zugriff: 21.08.2010)
<http://www.tcsystems.de/pdf/data_pdf/d090002.pdf>
- [25] **TORKZADEH, Dara (2003):** *Echtzeitsimulation der Verbrennung und modellbasierte Reglersynthese am Common-Rail-Dieselmotor*. Berlin, [Logos Verlag]
- [26] **WAGNER, Walter (2003):** *Wärmeübertragung*. 4. überarbeitete Auflage, Würzburg, [Vogel Verlag]
- [27] **WIMMER, Andreas (2004):** *Thermodynamik des Verbrennungsmotors*. Skriptum, VKM-THM TU-Graz
- [28] **WIMMER, Andreas (2009):** *Motorenmesstechnik*. Skriptum, VKM-THM TU-Graz

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Abgasstrom und Wärmeströme der Hochtemperaturseite	3
Abbildung 2-1: Dicke Wand bei Abkühlung in Luft in Abhängigkeit der Biot-Zahl (Bi) [7].....	6
Abbildung 2-2: Temperaturverlauf im bewegten Fluid in der Nähe eines Körpers [7].....	8
Abbildung 2-3: Fluidseitiges Temperaturprofil in Wandnähe [7]	9
Abbildung 2-4: Reflexion, Absorption und Transmission von einfallender Wärmestrahlung [23]	12
Abbildung 2-5: Emissionsspektrum eines schwarzen, realen und grauen Körpers [23]	14
Abbildung 2-6: Strahlungsaustausch zwischen zwei Flächenelementen [26]	15
Abbildung 2-7: Absorptionsbanden des Kohlenstoffdioxids für 5cm Schichtdicke [6]	16
Abbildung 2-8 Schema, pv- und Ts-Diagramm der Abgasturboaufladung mit Rückkühlung [11]	17
Abbildung 2-9 Enthalpie - Entropie Diagramm des Verdichters. Einlass 01, Auslass 2; äquivalenter isentroper Austritt 2s [15]	18
Abbildung 2-10 Enthalpie - Entropie Diagramm der Turbine. Einlass 03, Auslass 4; äquivalenter isentroper Austritt 4s [15].....	18
Abbildung 2-11 Charakteristische Betriebslinien für Viertaktmotoren; a: Generatorbetrieb bei konstanter Motordrehzahl, b: Fahrzeug, Vollastkurve ohne Abblaseventil (Waste Gate), b': Fahrzeug, Vollastkurve mit Abblaseventil, b'': Fahrzeug, Vollastkurve mit variabler Turbinengeometrie, c: Betrieb entlang einer Propellerkurve [11]	19
Abbildung 2-12 Turbine mit variabler Turbinengeometrie VTG [16].....	20
Abbildung 3-1 Prinzipsskizze des gesamten Versuchsmotor.....	21
Abbildung 3-2 Abgaskrümmen	22
Abbildung 3-3 Abmessungen des Abgaskrümmen	23
Abbildung 3-4 VTG Turbinengehäuse.....	25
Abbildung 3-5 Abmessungen Turbinengehäuse	25
Abbildung 3-6 Sensorpositionen am Abgaskrümmen	27
Abbildung 3-7 Detaillierte Sensorpositionen am Abgaskrümmen	28
Abbildung 3-8 Sensorposition am Zylinderkopf.....	29
Abbildung 3-9 Sensorpositionen auf dem Turbinengehäuse	29
Abbildung 3-10 Gebräuchliche Thermopaare (Kennlinie) [5]	31
Abbildung 3-11 Anstiegszeit eines Messwertaufnehmers.....	32
Abbildung 3-12 Oberflächentempersensoren.....	32
Abbildung 4-1 Versuchsprogramm: Sprunganregung bei 1500 1/min	35
Abbildung 4-2 Versuchsprogramm: Worldwide Harmonized Transient Cycle (WHTC).....	36
Abbildung 5-1 Temperaturmessungen: Innenmaterial- und Oberflächentemperatur am Abgaskrümmen	38

Abbildung 5-2 Temperaturmessungen: Temperaturspreizung entlang der Zylinderbank am Abgaskrümmers	39
Abbildung 5-3 Schema, Massenstromaufteilung eines zweiflutigen Reihensechzylinder-Abgaskrümmers	39
Abbildung 5-4 Temperaturmessungen: Temperaturspreizung zwischen Mitte und Eintritt am Abgaskrümmers	40
Abbildung 5-5 Temperaturmessungen: Symmetrie des zweiflutigen Abgaskrümmers	41
Abbildung 5-6 Temperaturfelder am Abgaskrümmerteilstück (Zylinder 5 und 6)	42
Abbildung 5-7 Temperaturfelder am Abgaskrümmerteilstück (Zylinder 3 und 4)	43
Abbildung 5-8 Massenanteile des Abgaskrümmers	44
Abbildung 5-9 Mittlere Abgaskrümmertemperatur	45
Abbildung 5-10 Temperaturmessungen: Innenmaterial- und Oberflächentemperatur am Turbinengehäuse	46
Abbildung 5-11 Sensorpositionen Austritt Turbine	46
Abbildung 5-12 Temperaturmessung: Turbinengehäuse	47
Abbildung 5-13 Schnittdarstellung einer VTG-Turbine [16] mit Sensorpositionen	47
Abbildung 5-14 Temperaturmessungen: Turbine	48
Abbildung 5-15 Temperaturmessung: Abgaskrümmersaustritt, Turbinengehäuse Eintritt	49
Abbildung 5-16 Mittlere Turbinengehäusetemperatur	50
Abbildung 5-17 Vergleich der gemittelten Temperaturen von Abgaskrümmers und Turbinengehäuse für verschiedene Betriebszustände	51
Abbildung 5-18 Vergleich der gemittelten Temperaturen von Abgaskrümmers und Turbinengehäuse im WHTC	51
Abbildung 5-19 Temperaturmessungen mit und ohne AGR am Abgaskrümmers	52
Abbildung 5-20 Temperaturuntersuchungen: Einfluss der Komponenten auf die Gastemperatur	54
Abbildung 6-1 Schema Abgasstrangmodell	56
Abbildung 6-2 Wärmeübergangsphänomene in einem Rohrstück einer Abgasanlage [14]	60
Abbildung 6-3 Wärmeübergangskoeffizient bei Variation des Rohrlänge	63
Abbildung 6-4 Wärmeübergangskoeffizient bei Variation des Rohrdurchmesser	63
Abbildung 6-5 Kontaktfläche Abgaskrümmers	65
Abbildung 6-6 Angenommene Schichtdicke des Abgaskrümmers	66
Abbildung 6-7 Zylinderkopftemperaturauslegung	66
Abbildung 6-8 Wärmeströme an der Turbine mit [3]	67
Abbildung 6-9 Wärmefluss-Temperatursensor [18]	68
Abbildung 6-10 Temperaturverteilung am Sensormodell mit fünf Unterteilungen	69
Abbildung 7-1 Modifikation und Simulationsvorgabe der Gastemperatur	73
Abbildung 7-2 Simulation mit unangepasstem und angepasstem $K_{in,AK}$	74
Abbildung 7-3 Simulation der Gehäusetemperatur mit maximalen Wärmestrom nach außen	75

Abbildung 7-4 Simulation der Abgaskrümmergehäusetemperatur mit minimalen Wärmestrom nach außen	76
Abbildung 7-5 Simulation der Abgaskrümmergehäusetemperatur mit abgeglichenen Wärmestrom nach außen	76
Abbildung 7-6 Simulation verschiedener Drehzahlen, mit und ohne Abgasrückführung	77
Abbildung 7-7 Abhängigkeit der inneren Wärmeübergangsfaktoren von der Drehzahl	78
Abbildung 7-8 Vergleich Simulation ohne (links) und mit (rechts) Pulsationskompensation.....	80
Abbildung 7-9 Simulierte Gastemperatur Abgaskrümmerausstritt mit Detailausschnitt	80
Abbildung 7-10 Simulation der Turbinengehäusetemperatur mit abgeglichenen Wärmestrom nach außen	81
Abbildung 7-11 Simulation der Gastemperaturen von Turbinenein- und Turbinenausstritt	81
Abbildung 7-12 Simulation der Gastemperatur Abgaskrümmerausstritt mit Sensormodell.....	83
Abbildung 7-13 Pulsationskompensation für den Sensor.....	83
Abbildung 7-14 Simulation der Gastemperatur Abgaskrümmereintritt bei unterschiedliche Drehzahlen	84
Abbildung 7-15 Vergleich der Gastemperaturen von Messung und Simulation eines WHTC.....	85
Abbildung 7-16 Vergleich der Gehäusetemperaturen von Messung und Simulation eines WHTC86	
Abbildung 8-1 Ergebnisse der Temperaturuntersuchungen der Messungen: a - Temperaturgradientuntersuchung , b- Vergleich mittlerer Gehäusetemperaturen, c- Temperaturspreizung am Abgaskrümmner, c- Temperaturspreizung am Turbinengehäuse	88
Abbildung 8-2 Simulation der Komponentengehäuse- und Gastemperaturen mit dem Abgasstrangmodell	89
Abbildung 8-3 Aufteilung der nach außen abgegebenen Wärmemenge.....	90
Abbildung 8-4 Simulation der Gastemperatur bei Sprunganregungen mit und ohne Sensormodell	91
Abbildung 8-5 Simulation der Gastemperaturen eines WHTC	92
Abbildung 8-6 Vergleich Messung und Simulation der Gas- und Gehäusetemperaturen	92
Abbildung 8-7 Vergleich Messung und Simulation der Gas- und Gehäusetemperaturen - Ausschnitt	94
Abbildung 8-8 Parametervariation der Oberfläche der Simulation bei Sprunganregungen	95
Abbildung 8-9 Parametervariation der Masse der Simulation bei einem WHTC	96
Abbildung 8-10 Parametervariation von Oberfläche und Masse der Simulation bei Sprunganregungen	97
Abbildung 8-11 Parametervariation des Durchmessers der Simulation bei Sprunganregungen....	98
Abbildung 8-12 Variation des Rohrdurchmessers im Sensormodell	99

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Wärmübergangskoeffizientenbereiche [4]	10
Tabelle 2-2: Ansätze zur Berechnung des Wärmübergangs	10
Tabelle: 3-1 Motordaten.....	21
Tabelle 3-2 Daten des Abgaskrümmers.....	24
Tabelle 3-3 Daten der Turbine.....	26
Tabelle 3-4 Sensor Übersicht	30
Tabelle 3-5 Übersicht Sensorarten	33
Tabelle 4-1 Versuchsprogramm: Sprunganregung ohne Angasrückführung, Motorbetriebspunkte durch Drehzahl und effektiven Mitteldruck angegeben	34
Tabelle 4-2 Versuchsprogramm: Sprunganregung mit Abgasrückführung.....	35
Tabelle 5-1 Flächenaufteilung Abgaskrümmerteilstück (Zylinder 5 und 6)	42
Tabelle 5-2 Flächenaufteilung Abgaskrümmerteilstück (Zylinder 3 und 4)	43
Tabelle 6-1 Vorgabe Exponent n [8].....	62
Tabelle 6-2 Gastemperatursensor Daten.....	70
Tabelle 8-1 Wärmeübertragungskoeffizienten für Abgaskrümmers und Turbine.....	99
Tabelle 8-2 Innere Wärmübergangsfaktoren für Abgaskrümmers und Turbine	101

