

Numerische und experimentelle Analyse der Wärmeübertragung einer Abgasanlage im Gesamtfahrzeug

Von der Fakultät für Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart zur Erlangung der Würde eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von
Joshua Enriquez-Geppert
aus Mexiko Stadt

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Jochen Wiedemann
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Frank Gauterin

Tag der mündlichen Prüfung: 3. Juni 2015

Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen
Universität Stuttgart

2015

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Universität Stuttgart am Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen IVK. Grundlage war eine Kooperation der Daimler AG (Abteilung EP/SAE) und dem IVK / FKFS der Universität Stuttgart.

Zunächst möchte ich mich ganz herzlich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Jochen Wiedemann, dem Ordinarius des IVK / FKFS der Universität Stuttgart, für die Übernahme des Hauptberichts bedanken. Das große Interesse am Fortschritt der Arbeit und die Unterstützung während meiner Zeit am Institut haben mich stets motiviert. Ebenfalls möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Frank Gauterin für die Übernahme des Mitberichts bedanken.

Ohne die Unterstützung der Daimler AG wäre diese Arbeit nicht möglich gewesen. Daher möchte ich mich bei dem Leiter der Abteilung EP/SAE, Herrn Dr.-Ing. Raimund Siegert und dem Leiter des Teams „Thermische Absicherung“, Herrn Walter Bauer ganz herzlich für die Bereitstellung und Förderung des Themas und das große Interesse bedanken. Ein großer Erfolgsfaktor dieser Arbeit bestand letzten Endes sicher auch in dem großen Handlungsspielraum der mir für Forschungsaktivitäten gegeben wurde.

Weiterhin möchte ich mich ganz herzlich bei Nils Widdecke, dem Bereichsleiter für „Aerodynamik und Thermomanagement“, am FKFS bedanken. Seine kompetente Begleitung der Arbeit, die freundliche Aufnahme in sein Team und die vielen motivierenden Gespräche waren für mich sehr bereichernd. Mir ist es bis heute ein Rätsel, wie es möglich ist, bei so viel Arbeit für jeden ein offenes Ohr zu haben und dabei die Gelassenheit zu bewahren. Dieses Vorbild hat bei mir stets den Spaß an der Arbeit gefördert.

Ganz herzlich bedanken möchte ich mich auch bei Herrn Dr.-Ing. Heinrich Reister und Herrn Dr.-Ing. Thomas Binner für die hervorragende Begleitung während des gesamten Forschungsprojekts. Rückblickend haben die vielen kleinen und großen Besprechungen nicht nur wesentlich zum Erfolg der Arbeit, sondern auch zu meinem persönlichen Werdegang beigetragen.

Nicht zuletzt gilt mein Dank meinen Eltern, Johanna Geppert-Enriquez und Oscar Enriquez-Ramirez. Danke dafür, dass ich soweit kommen konnte und für die jahrelange Unterstützung.

Stuttgart, im November 2014

Joshua Enriquez-Geppert

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen und Abkürzungen	6
Zusammenfassung	10
Abstract.....	13
1 Einleitung und Zielsetzung	16
2 Stand der Technik	21
2.1 Numerische Methoden Gesamtfahrzeugsimulation	21
2.2 Komponenten heutiger Abgassysteme	29
2.3 Numerische Methoden zur Auslegung von Abgassystemen	37
2.4 Fazit numerische Methoden.....	42
3 Grundlagen.....	44
3.1 Grundgleichungen der Strömungsmechanik.....	45
3.2 Grundlagen der Wärmeübertragung	46
3.3 Numerische Grundlagen	48
4 Simulationsmethodik	55
4.1 Simulationswerkzeuge	55
4.2 Berechnungsprozedur.....	56
4.3 Modellierung der Abgasanlage im Gesamtfahrzeug.....	61
4.4 1D-Dieselpartikelfiltermodell	66
5 Experimentelle Analyse.....	68
5.1 Prüfstandseinrichtung	68
5.2 Messablauf.....	71
5.3 Messtechnik	73
6 Ergebnisse numerischer Voruntersuchungen	77
6.1 Temperaturabhängigkeit von Stoffeigenschaften	77
6.2 Instationäre Strömungsberechnung im Krümmerteilmodell	83
6.3 Modellierung von Katalysatormonolithen	86
7 Ergebnisse stationärer Lastfälle	89
7.1 Ergebnisse Motorprüfstand	89
7.1.1 Abgastemperaturen.....	89
7.1.2 Oberflächentemperaturen der Abgasanlage	95
7.2 Ergebnisse im Gesamtfahrzeug.....	101
7.2.1 Abgastemperaturen.....	102
7.2.2 Oberflächentemperaturen der Abgasanlage	104

7.3	Diskussion der Ergebnisse	109
8	Ergebnisse der Regenerationsabsicherung	111
8.1	Experimentelle Analyse von Worst-Case-Szenarien	111
8.2	Ergebnisse Motorprüfstand	118
8.2.1	Validierung instationärer Berechnungen im 1D-Modell	118
8.2.2	Ableitung eines stationären Ersatzlastfalls	121
8.2.3	Validierung im stationären Ersatzlastfall im 3D-Modell	122
8.3	Ersatzlastfall Regeneration im Gesamtfahrzeug.....	125
8.4	Diskussion der Ergebnisse	127
9	Fazit und Ausblick	129
10	Literaturverzeichnis	132
11	Anhang	141

Formelzeichen und Abkürzungen

Arabische Zeichen:

Zeichen	Bezeichnung	Einheit
A	Fläche	m ²
C	Kapazitätsmatrix	-
CAF	Convective Argumentation Factor	-
c _p	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	Nm/kgK
c _v	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen	Nm/kgK
e	Spezifische innere Energie	J/kg
F	Lastvektor	-
F ₁	Flächenelement 1 in POSRAD	-
F ₁₋₂	Konfigurationsfaktor (Sichtfaktor) in POSRAD	-
F ₂	Flächenelement 2 in POSRAD	-
F _x , F _y F _z	Volumenkräfte	N/m ³
h	Enthalpie	J/kg
h	Lokaler Wärmeübergangskoeffizient	W/m ² K
J _d	Diffuser Anteil der Ausstrahlung	W
K	Kelvin	K
K	Wärmeleitungsmatrix	-
k	Turbulente kinetische Energie	m ² /s ²
L	Längeneinheit	m
M	Masse	kg
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
Nu	Nusselt-Zahl	-
p	Druck	N/m ²
P _a	Beschleunigungsleistung	W
P _e	Effektive Motorleistung	W
P _i	Trägheitswiderstand	kg/m ⁴
P _{LW}	Luftwiderstandsleistung	W
P _R	Rollwiderstandsleistung	W
Pr	Prandtl-Zahl	-
P _s	Schlupfverlustleistung	W
P _{St}	Steigleistung	W
P _v	Zähigkeitswiderstand	kg/m ³ s
P _{VT}	Triebstrangverlustleistung	W
Δp	Druckdifferenz	bar
\dot{Q}	Wärmestrom	W
\dot{q}	Wärmestromdichte	W/m ²
\dot{q}_w	Konvektive Wandwärmeübertragung	W/m ²
R	Spezifische Gaskonstante	J/kgK
R ₁ , R ₂ , R ₃	Thermischer Teilwiderstand	Km/W

Re	Reynolds-Zahl	-
S	Quellterm	W
SA	Seebeck-Koeffizienten Material A	V/K
SB	Seebeck-Koeffizienten Material B	V/K
T	Temperatur	K
t	Zeit	s
T ⁺	Dimensionslose Temperatur	-
T _F	Fluidtemperatur	K
T _W	Wandtemperatur	K
u	Geschwindigkeitskomponente in x-Richtung	m/s
u_τ	Schubspannungsgeschwindigkeit	m/s
U	Spannung	V
v	Geschwindigkeitskomponente in y-Richtung	m/s
v ⁺	Dimensionslose Geschwindigkeit	-
v _g	Geschwindigkeit bei Relativbewegung der Gitterkoordinaten	m/s
V	Volumen	m ³
\dot{V}	Volumenstrom	m ³ /s
w	Geschwindigkeitskomponente in z-Richtung	m/s
x, y, z	Koordinatenrichtungen	-
X, Y, Z	Kraftfelder	-
y ⁺	Dimensionsloser Wandabstand	-

Griechische Zeichen:

Zeichen	Bezeichnung	Einheit
α	Mittlerer Wärmeübergangskoeffizient	W/m ² K
α_r	Absorptionsgrad	W/m ² K
β	Winkel	°
Γ	Diffusionskoeffizient	m ² /s
ε	Dissipationsrate	m ² /s ²
ε_L	Lückengrad	-
ε_r	Emissionsgrad	-
η_{poly}	Polytroper Wirkungsgrad Turbine	-
χ	Isentropenexponent	-
χ_p	Porosität	-
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/mK
λ_G	Wärmeleitfähigkeit Gas	W/mK
λ_r	Wellenlängenspektrum	m
λ_{as}	Effektive axiale Wärmeleitfähigkeit	W/mK

λ_{rs}	Effektive radiale Wärmeleitfähigkeit	W/mK
λ_s	Wärmeleitfähigkeit Substrat	W/mK
ν	kinematische Viskosität	m ² /s
ρ	Dichte	kg/m ³
ρ_r	Reflektionsgrad	-
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante	W/m ² K ⁴
τ	Schubspannung	N/m ²
τ_r	Transmissionsgrad	-
ϑ	Temperatur	°C
ϕ	Skalare Größe	-

Abkürzungen

Kurzform	Bezeichnung
1D	Eindimensional
2D	Zweidimensional
3D	Dreidimensional
AGR	Abgasrückführung
ATL	Abgasturbolader
CAA	Computational Aero-Acoustics
CAD	Computer-aided design
CAE	Computer-aided engineering
CAF	Convective Argumentation Factor
CD	Central-Differencing
CFD	Computational Fluid Dynamics
CHT	Conjugate Heat Transfer
CPSI	Cells per square inch [Cell/ inch ²]
CSM	Computational Structural Mechanics
DOC	Diesel Oxidation Catalyst
DKA	Digitale Konzeptanalyse
DPF	Diesel Particle Filter
DPT	Digitaler Prototyp
FDM	Finite-Differenzen-Methode
FEM	Finite-Elemente-Methode
FOU	First Order Upwind
FSN	Filter Smoke Number
FVM	Finite-Volumen-Methode
IVK	Institut für Verbrennungsmotoren und Krafftahwesen
KK	Kühlmittelkühler
LLK	Ladeluftkühler
LS	Luftspalt
LSI	Luftspaltisolierung

MP	Motorprüfstand
MPCCI	Mesh-based parallel Code Coupling Interface
MSD	Mittelschalldämpfer
NSD	Nachschalldämpfer
SCR	Selective Catalytic Reaction
SÖ	Servoölkühler
SOU	Second Order Upwind
TWC	Three Way Catalyst
TWK	Thermowindkanal
VTG	Variable Turbinengeometrie
WÜK	Wärmeübergangskoeffizient
WWT	Wasserwärmetauscher

Zusammenfassung

Die thermische Absicherung des Gesamtfahrzeugs hat die Zielsetzung ein Fahrzeug möglichst frühzeitig so auszulegen, dass es im realen Fahrbetrieb zu keiner Schädigung von Bauteilen durch das Überschreiten von Temperaturgrenzwerten kommen kann. Diese Aufgabe wird durch dichtere Aggregateanordnung und daraus resultierende Bauraumrestriktionen im Fahrzeug sowie verschiedene Wärme-managementanforderungen erschwert. Es besteht großes Interesse, ein Fahrzeug möglichst schon in einem frühen Stadium des Entwicklungsprozesses thermisch zu bewerten. Die frühzeitige Bewertung wird durch den Einsatz numerischer Methoden ermöglicht, in denen die Durchströmung des Motorraums abgebildet wird und unter Berücksichtigung von Konvektion, Wärmeleitung und Strahlung Aussagen über erwartete Temperaturen getroffen werden. Für eine verlässliche Aussagefähigkeit der Simulationsergebnisse ist die Berücksichtigung der im Fahrbetrieb anfallenden Verlustenergie bzw. Wärmequellen entscheidend.

Die Abgasanlage stellt eine wichtige Wärmequelle für die Betrachtung von Luft- und Bauteiltemperaturen im Gesamtfahrzeug dar. Die resultierende Temperatur der Abgasanlage kann starken Einfluss auf Temperaturklassen von Materialien, Größe und Ausführung von Wärmeschutzblechen, Gestaltung von Luftleitblechen und die Leistung von Lüftern nehmen. Um den Wärmeeintrag der Abgasanlage in der CFD- und thermischen Simulation zu berücksichtigen, werden im Standardvorgehen feste Temperaturwerte als Randbedingung an der Geometrieoberfläche der Abgasanlage gesetzt. Dabei werden ganze Flächen oder Rohrabschnitte mit einem festen Temperaturwert belegt. Diese Vorgehensweise ist zwar recheneffizient, beinhaltet jedoch zwei wesentliche Nachteile. Zum einen müssen die hierfür benötigten Randbedingungen aus Messungen zur Verfügung gestellt werden. Die numerische Fahrzeugauslegung erfolgt jedoch lange bevor die erste Hardware zur Erprobung bereitsteht. Genaue Randbedingungen sind damit erst sehr spät verfügbar oder müssen als Schätzwerte bzw. aus Messungen von Vorgängermodellen übernommen werden. Dies bietet nur eine bedingte Vorhersagefähigkeit. Weiterhin werden in diesem Verfahren flächenhomogene Randbedingungen vorgegeben, die große Temperaturgradienten nicht berücksichtigen können. Diese sind jedoch für die gezielte Absicherung umliegender Bauteile von Bedeutung.

Um einen Ansatz zur Lösung der zuvor geschilderten Problematik zu liefern, wird ein Berechnungsverfahren entwickelt und validiert, das es ermöglicht, Oberflächentemperaturen der Abgasanlage im Gesamtfahrzeugmodell ausgehend vom Abgasmassenstrom und der Abgastemperatur sowie dem lokalen geometrie- und materialabhängigen Wärmedurchgang zu berechnen. Dabei soll auch die Interaktion mit der Fahrzeugumgebung für stationäre Lastfälle der thermischen Absicherung berücksichtigt werden, was eine direkte Koppelung aller Wärmeübertragungsmechanismen erforderlich macht.

Die Bilanzierung aller Wärmeübertragungsmechanismen stellt gegenwärtig eine Herausforderung in der Gesamtfahrzeugbetrachtung dar. Komplexe Einflüsse, die zu sehr großen und für den Entwicklungseinsatz ungeeigneten Berechnungsmodellen führen, haben bisher die Berechnung in getrennten Modellen für die Strömungs- und Strukturseite erforderlich gemacht. Das in dieser Arbeit entwickelte Berechnungsverfahren befasst sich mit dieser Herausforderung und bietet eine Lösung, um dennoch die Interaktion zwischen Abgasanlage und Fahrzeugumgebung zu ermöglichen. Ein speziell für die Wärmebilanzierung entwickeltes Detailmodell der Abgasanlage wird in das CFD-Gesamtfahrzeugmodell integriert. Das Detailmodell enthält Fluid- und Solidzellen, die zum einen die Abgasströmung und zum anderen die Strukturseite der Abgasanlage abbilden. Die direkte Koppelung aller Wärmeübertragungsmechanismen wird durch die „Conjugate Heat Transfer“ (CHT) Anwendung im Berechnungscode STARCCM+ realisiert. Die CHT Anwendung basiert auf einem Datenaustausch, der modell- bzw. programmintern über fest definierte Austauschflächen am Fluid-Strukturrand implementiert wird. Ein weiteres FE-Strukturmodell wird zur Bauteiltemperaturberechnung verwendet. Der zuvor im CHT-Modell ermittelte konvektive Wärmeübergang sowie die berechneten Oberflächentemperaturen der Abgasanlage, werden hierzu an das FE-Strukturmodell übergeben.

Die numerische Analyse und Validierung erfolgt in einem Pilotprojekt auf Basis einer Mercedes Benz C-Klasse mit einem V6 Dieselmotor. Die entsprechende EU4 Abgasanlage wird vollständig mit allen Komponenten und thermisch relevanten Details im Fahrzeug abgebildet. Hierzu gehört im Einzelnen die Modellbildung für Abgaskrümmen und Rohrführungssysteme, Abgasturbolader, Katalysator, Dieselpartikelfilter und Schalldämpfer. Weiterhin werden Energiequellen und -senken implementiert, die eine relevante Auswirkung auf die Temperaturentwicklung im Abgassystem haben. Die Berechnungsmethodik wird für stationäre Lastfälle in zwei Schritten validiert, zunächst durch umfangreiche Messungen auf einem Motorprüfstand sowie darauffolgend durch Messungen im Thermowindkanal des IVK/FKFS der Universität Stuttgart. Auf dem Motorprüfstand wird in einem ersten Schritt die Temperaturentwicklung an der Abgasanlage separat vom Gesamtfahrzeug analysiert und damit die Validierung des Detailmodells der Abgasanlage ermöglicht. Für die Messungen wurden ca. 125 Temperaturmessstellen verwendet. Exemplarisch werden Ergebnisse für Katalysator, Partikelfilter und Schalldämpfer in einigen ausgewählten stationären Lastfällen präsentiert. Da die Abgasanlage aus zahlreichen Komponenten und Materialien zusammengesetzt ist, entsteht eine komplexe Temperaturverteilung. Insbesondere lokale Spitzentemperaturen, die charakteristischerweise an Schweißnähten des Katalysator- und Partikelfiltergehäuses oder an Übergangsbereichen zwischen verschiedenen Isolierungen auftreten, können durch das Berechnungsmodell gut abgebildet werden. Dies stellt für die gezielte Absicherung von umliegenden Bauteilen eine wertvolle Information dar.

Nach der Bewertung des numerischen Teilmodells der Abgasanlage wird in einem zweiten Schritt das numerische Gesamtfahrzeugmodell validiert. Die verwendete Messsensorik im IVK / FKFS Thermowindkanal umfasst 66 Temperaturmessstellen entlang des Abgassystems. Mit zahlreichen weiteren Messsensoren wurden die Luft- und Medientemperaturen im Fahrzeug sowie Strömungsgeschwindigkeiten und die Lüfterdrehzahl überprüft. Der Fokus der Validierung liegt auf der Interaktion der Abgasanlage mit der Fahrzeugumgebung. Das Abkühlverhalten des Abgases lässt bereits erste Rückschlüsse auf die an die Fahrzeugumgebung abgeführte Wärmemenge zu. Im Vergleich zu den Messungen auf dem Motorprüfstand kühlt das Abgas durch die Fahrzeugströmung stärker ab. Der Einfluss prägt sich je nach Lastfall unterschiedlich aus und ist im Hochgeschwindigkeitslastfall am stärksten ausgeprägt. Rechnerische und messtechnische Untersuchungen der Oberflächentemperaturen wurden exemplarisch im Lastfall „Bergfahrt“ am Abgaskrümmen, Turbolader, Katalysator, Partikelfilter, Schalldämpfer und an den Rohrführungen präsentiert. Im Hinblick auf die Oberflächentemperaturen ist die Interaktion zwischen Abgasanlage und Fahrzeugumgebung von Bedeutung. Dies zeigt sich insbesondere für Komponenten die im Tunnel- und Heckbereich angeordnet sind und durch die Unterbodenströmung beeinflusst werden. So entsteht am Partikelfilter eine gemessene Temperaturdifferenz von ca. 68 K zwischen Gehäuseober- und -unterseite. Die Mess- und Berechnungsergebnisse stimmen sowohl für Abgastemperaturen als auch für die resultierenden Oberflächentemperaturen gut überein. Der Abtransport von Wärme und die Interaktion mit dem Fahrzeug können durch das entwickelte Berechnungsverfahren abgebildet werden.

Eine weitere Zielsetzung besteht in der experimentellen und numerischen Analyse thermisch kritischer Lastfälle unter dem Regelungseingriff der Dieselpartikelfilterregeneration. Da während der Regeneration sehr hohe Abgastemperaturen entstehen, können hierdurch thermisch kritische Lastfälle zusätzlich verschärft werden. Zusammenhänge und Einflussfaktoren, die zu einem Worst Case führen, werden experimentell auf dem Motorenprüfstand untersucht und kategorisiert. Hierbei stellt sich der Regenerationseingriff während der „Bergfahrt“ als besonders kritisch heraus. In numerischen 1D- und 3D-Untersuchungen werden die Regenerationslastfälle modelliert und mit Messdaten validiert. Es wird ein stationärer Ersatzlastfall abgeleitet, der die thermische Bewertung der Regeneration im Gesamtfahrzeug unter Anwendung des zuvor entwickelten Berechnungsverfahrens ermöglicht.

Abstract

The task of thermal protection begins at a very early stage of the vehicle development process. Main challenges are the reduction of prototype testing and development time as well as the increasing number of components incorporated into the engine compartment, causing a higher blockage of the underhood flow and thus creates lower heat dissipation which results in higher underhood temperatures. In order to face these challenges and to avoid the need for expensive major changes, it is important to identify critical heat load at a very early stage of the development process. Nowadays, numerical simulations are used as a standard tool in combination with experimental analysis. Using CAD data, a full vehicle steady-state thermal analysis can be performed for the prediction of component and air temperatures. At Mercedes Benz, coupled steady-state CFD and thermal full vehicle simulations are performed for all vehicles under development since 1990 and since then the development of the computational method has been continued with the benefit of a higher accuracy in temperature prediction. Results are available before the prototype measurements exist and provide valuable information about the flow field and temperature distribution during critical load cases. Computed results support experimentalists in both reducing costs as well as improving analysis accuracy in order to develop the first prototype as close as possible to the optimum design. In progression higher accuracy of temperature prediction provides great advantage for the heat protection development process.

Simulation accuracy is strongly dependent on the quality of boundary conditions. An important issue in the very early concept phase is the availability of accurate boundary conditions like the surface temperature of the exhaust gas system, which often causes critical heat load to surrounding components. In standard simulations, the exhaust gas surface temperatures are set as fixed boundary conditions. This approach has been useful and efficient but contains some important restrictions. The first restriction arises when measurement data is needed to set fixed temperatures as boundary conditions. However in the very early concept phase such data does not exist. The second restriction is that boundary conditions are set uniform for various components and pipe sections even though the temperature distribution on these components contains high temperature gradients especially in regions where insulation materials are used. Furthermore surface temperatures are also strongly influenced by underhood flow and temperature conditions.

Integrating the simulation of the exhaust system into the underhood simulation will bring two advantages. First practical exhaust boundary conditions will be available even before measurement data exists. Second, computing exhaust surface temperatures allows for the previously mentioned gradients and this results in a higher accuracy predicting the heat load of sensitive components affected by the exhaust system.

Numerical and experimental investigations were undertaken with a Mercedes Benz C-Class 6 Cylinder Diesel engine with a EU4 application. As surface temperatures of the exhaust gas system depend on both, thermal interactions between the internal exhaust gas flow and the external vehicle environment, a coupled steady-state CFD and thermal simulation process was carried out with a full-scale vehicle model including a detailed model of the exhaust gas system. In this computational method exhaust surface temperature results out of the internal gas heat transfer including the material and geometric heat transfer conditions through the devices and the environment. Main components contained in this system are Manifold, Turbocharger, Diesel Oxidation Catalyst, Diesel Particulate Filter, and Muffler. With the detailed model of the exhaust system, temperatures and its influence to the environment can be computed.

The validation of the numerical procedure is undertaken in two steps. In the first step exhaust system temperatures are computed for different steady-state load cases without the influence of the underhood model. In step one, only the heat transfer inside the exhaust system is examined whereas the interaction with the surrounding of the vehicle is examined in the second step. The detailed model of the exhaust system is validated with experimental results simulated on an engine test rig. More than 125 thermal couple are used for temperature measurements along the entire exhaust system as well as a thermal camera. Experimental and numerical results are exemplarily compared for a Diesel Oxidation Catalyst, Diesel Particulate Filter and a Muffler. Results show clearly that a very complex temperature distribution exists on the surface. These are caused by the geometry characteristics of the exhaust line, the different materials used and special gas flow conditions when passing through devices. High temperature gradients occur specifically in transitions of air gap and solid insulations which are found for example on weld joints of insulated pipes, Catalyst and Particulate Filter housings. The temperature gradients on the surface increase with higher load. Exhaust gas and surface temperature correlations show a very good agreement between analysis and test. Computing the detailed surface temperature distribution is a significant step in order to increase simulation accuracy concerning the exhaust heat load to surrounding components.

In the second step the detailed model of the exhaust system is integrated into the entire vehicle underhood model. Computed results are validated with experimental results simulated in a thermal wind tunnel for different steady-state load cases. As the detailed model of the exhaust system was validated in the first step, the correlation in the second step focuses on the interaction between the exhaust system and the environment, where 66 thermal couple were used to measure exhaust gas and surface temperatures. In addition various of thermal couples were used to measure temperatures of components and underhood air temperatures. Because of the cooling effect of the underhood flow usually gas and surface temperatures of the exhaust system are not as high as on the engine test rig.

Components in the underfloor and rear of the vehicle are partially cooled by the underhood flow conditions due to the high convection on the bottom. On the contrary, low convection exists on the top of the vehicle underbody. This effect occurs for example at the Diesel Particulate Filter housing. Experimental results for the hill climb load case show an averaged temperature difference of around 68 K between the top and bottom of the Diesel Particulate Filter housing. The influence of the exhaust system that interacts with the underhood flow is captured well by the numerical analysis.

A further objective was to examine the temperature influence of the diesel particulate regeneration process during critical load cases. The regeneration causes a high increase of exhaust gas temperatures. In certain combinations with critical load cases, this leads to a new worst case in terms of heat protection. As the regeneration is a very complex and unsteady process it is necessary to first understand and examine under which circumstances the regeneration causes an increase of exhaust temperatures specifically during critical load cases. The effect depends strongly on the characteristics of the respective load case, which determine decisive parameters such as the deposit of soot but also the temperature dependent passive regeneration.

Therefore important influencing factors were assessed in combination with different critical load cases on an engine test rig. Measurements allowed a deeper understanding and categorization of possible worst case scenarios. The regeneration during the hill climb is identified as worst case. For further computational studies a 1D model is developed to compute transient exhaust gas temperatures during this regeneration process. Furtheron, a simplified steady state load case is derived from the transient worst case in order to compute exhaust surface temperatures in a fully detailed 3D model. The computed gas and surface temperatures correlate with experimental results on the test rig. The method brings an improvement to the heat protection process regarding the regeneration and demonstrates how temperature prediction can be realized for a worst case scenario using a steady state simulation.

1 Einleitung und Zielsetzung

Modernes Wärmemanagement bedeutet, zu jedem Zeitpunkt und unter allen Betriebsbedingungen im und am Fahrzeug optimale Betriebstemperaturen zu erzielen. Es beinhaltet damit die Steuerung des Wärmehaushalts im Gesamtfahrzeug [77]. Das Wärmemanagement im Kraftfahrzeug hat sich in den letzten Jahren stark gewandelt, von einer ursprünglich reinen Absicherung der Kühlung und des Bauteilschutzes, hin zu einem wichtigen Potential zur Energieeinsparung. Innovative Wärmemanagement-Technologien ermöglichen Maßnahmen zur Absenkung des Kraftstoffverbrauchs. Diese zielen zum einen darauf ab, Motorwarmlaufverluste zu reduzieren, zum anderen, nicht genutzte Energien (Abwärme) zu speichern bzw. in eine für das Fahrzeug nutzbare Energie zu überführen [25].

Die thermische Absicherung des Gesamtfahrzeugs ist ein Teilgebiet des Energie- und Wärmemanagements und hat die Zielsetzung, ein Fahrzeug möglichst frühzeitig so auszulegen, dass es im Kundenbetrieb zu keinen thermischen Schäden an Bauteilen kommen kann [76]. Thermisch kritische Zustände können je nach Motorisierung und Fahrzeugkonfiguration unter verschiedenen Betriebszuständen auftreten. Für die intensive Erprobung von Vorserienfahrzeugen bestehen in der Daimler AG Messstandards, mit denen thermisch kritische Fahrzustände unter fest definierten Randbedingungen abgeprüft werden. Mit diesen Standards wird sichergestellt, dass das Erprobungsfahrzeug bei allen klimatischen Bedingungen im realen Fahrbetrieb voll funktionsfähig bleibt. Zu den wichtigsten Standardlastfällen gehören die stationäre „Bergfahrt“ mit maximal zulässiger Anhängerlast, das nachfolgende „Nachheizszenario“, bei dem das Fahrzeug im heißen Zustand abgestellt wird sowie die „Hochgeschwindigkeitsfahrt“ bei 240 km/h. Die Bewertung und Fahrzeugauslegung erfolgt somit auf Basis ausgewählter Lastfälle, die weitgehend die im realen Kundenbetrieb möglichen Worst Case Situationen abdecken. Durch den Vergleich der gemessenen Temperaturen mit den maximal zulässigen Temperaturen der Werkstoffe und Komponenten im Fahrzeug wird über notwendige Wärmeschutzmaßnahmen entschieden. Die zunehmende Komplexität der Fahrzeugkomponenten und Bauraumrestriktionen führen zu einer immer dichten Aggregatanordnung im Fahrzeug, während gleichzeitig die Anforderung an die Motorleistung steigt. Durch die bauraumbedingte Einschränkung wird somit das Abführen der anfallenden Wärme erschwert, während gleichzeitig die Umsetzung von Wärmeschutzmaßnahmen komplizierter wird. Der Anspruch an die thermische Absicherung nimmt weiterhin durch die Integration von Wärmemanagementmaßnahmen zur Kraftstoffabsenkung zu. Aktuatoren, wie regelbare Kühlmittelpumpe, regelbares Lüftersystem, regelbare Kühlerjalousie und Thermostate, stellen den Temperatursollwert für die bedarfsoptimierte Motorkühlung ein [110]. Gleichzeitig steigt dabei aber auch das gesamte Temperaturniveau im Motorraum. Dies bedeutet zum einen, dass mit einem höheren Temperaturniveau auch die Grenztemperaturen von Bauteilen schneller erreicht werden.

Zum anderen wird das Fahrzeugverhalten insgesamt komplexer. Die Einführung aktiver Regemaßnahmen führt dazu, dass bisherige Standardlastfälle nicht mehr alle Worst-Case Szenarien abdecken, da das thermische Verhalten des Gesamtfahrzeugs komplexer wird. Dies stellt eine weitere Herausforderung für die thermische Auslegung dar. Schließlich bleibt noch zu erwähnen, dass auch die Realisierbarkeit von innovativen Wärmemanagementmaßnahmen zur Energierückgewinnung und -einspeicherung, wie es beispielsweise bei der Motorkapselung der Fall ist, von der thermischen Auslegung und Kenntnis des Gesamtfahrzeugs abhängt [104]. Aus allen genannten Anforderungen ergibt sich das Bestreben, ein Fahrzeug möglichst frühzeitig thermisch auszulegen und mit Wärmemanagementanforderungen abzustimmen [106]. Eine frühzeitige Fahrzeugauslegung ist weiterhin wichtig, da späte Änderungen und Maßnahmen immer mit einem zunehmenden Zeit- und Kostenaufwand verbunden sind. Bild 1.1 stellt die genannten Zusammenhänge und Anforderungen an die thermische Fahrzeugauslegung zusammenfassend dar.

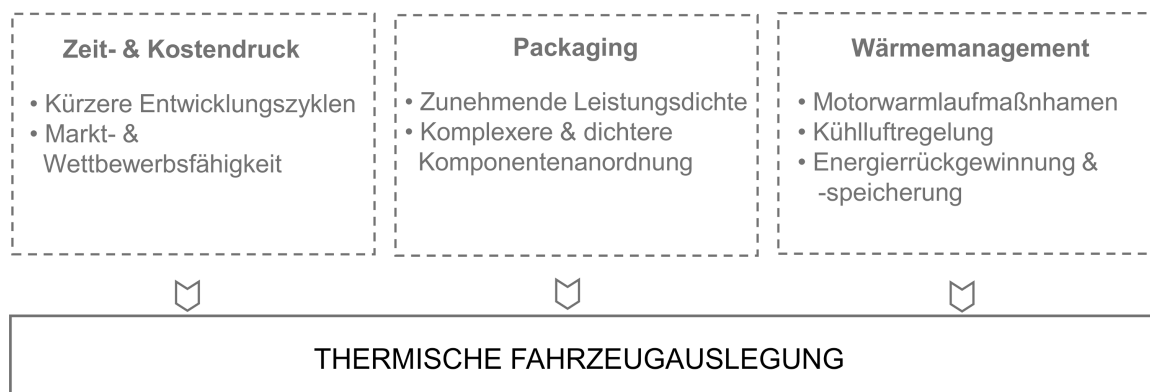


Bild 1.1: Anforderungen der frühzeitigen thermischen Gesamtfahrzeugauslegung

Die heutige Fahrzeugauslegung ist sowohl versuchs- als auch rechnerbasiert. So besteht zum einen die Möglichkeit, die versuchsseitige Hardwareerprobung voranzutreiben, indem Prozessabläufe und Versuchsmethoden optimiert werden. Zum anderen kann die rechnerbasierte Fahrzeugauslegung weiterentwickelt werden, worin ein zusätzliches großes Potential enthalten ist. Mit der Weiterentwicklung der Simulationsmethoden und -prozesse werden zunehmend detaillierte Optimierungen im Vorfeld ermöglicht, wodurch insbesondere der Reifegrad der ersten Prototypen deutlich gesteigert werden kann [105, 103]. Die numerische Simulation ist einsetzbar, bevor Versuchsfahrzeuge zur Verfügung stehen und je nach Qualität und Umfang der Simulationen, können frühzeitig Wärmeschutzmaßnahmen festgelegt werden. Sobald Versuchsfahrzeuge verfügbar sind, werden die in der Simulation festgestellten kritischen Bauteile überprüft und gegebenenfalls weitere Wärmeschutzmaßnahmen umgesetzt. Die versuchsseitige Auslegung kann durch die numerische Analyse unterstützt werden, da Informationen der Berechnung dazu verwendet werden, die Wärmeübertragungsmechanismen besser zu verstehen und Messstellen geeignet in temperaturkritischen Zonen zu positionieren.

Bild 1.2 zeigt den Fahrzeugentwicklungsprozess in der Daimler AG. Die gesamte Entwicklungszeit ist aufgeteilt in zwei Phasen, wobei die erste Phase aus digitalen Prototypen besteht und die zweite Phase aus Hardwareprototypen. Der Entwicklungsprozess beginnt in der Strategie- und Konzeptphase (digitale Konzeptanalyse, DKA) in Form von Expertenabschätzungen. Sobald CAD-Modelle verfügbar sind, können numerische Modelle erstellt werden, die die physikalischen Phänomene der Konvektion, Wärmeleitung und Strahlung im Gesamtfahrzeug berücksichtigen. Die Bewertung von Prototypen anhand von numerischen Modellen erfolgt für feste Entwicklungszyklen bzw. Datenstände vom Digitalen Prototypen 1 (DPT1) bis hin zum Digitalen Erprobungs- und schließlich Bestätigungsfahrzeug (E-Fzg und B-Fzg), wobei letztere parallel zur Hardwareerprobung erfolgen. Breitling et al. [19] berichten über den Reifegradzuwachs, der durch die Einführung des digitalen Prototypen (DPT) erfolgt. Dabei werden Simulationsmethoden nicht mehr nur unterstützend eingesetzt, sondern der DPT als eigener Entwicklungsgegenstand verstanden.

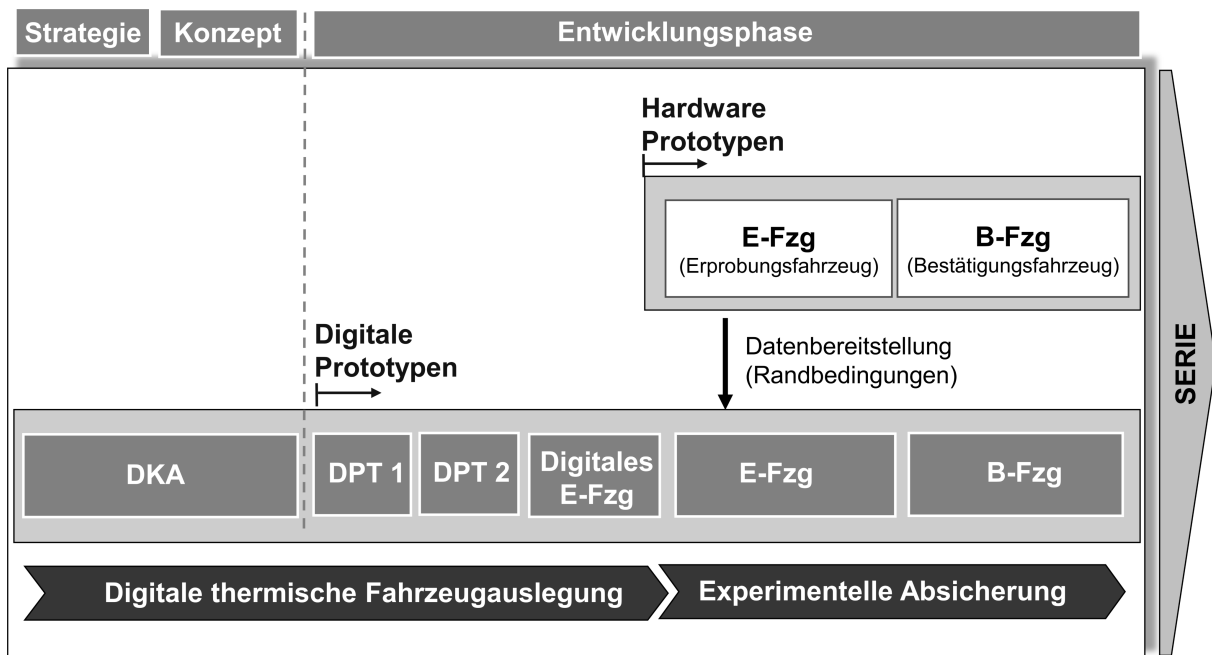


Bild 1.2: Die Phasen des Digitalen Prototypen (DPT) [19]

Die Realisierung einer frühzeitigen digitalen Fahrzeugauslegung hängt davon ab, inwiefern aussagefähige Simulationsergebnisse vor der ersten Hardwareerprobung verfügbar sind. Ein ausschlaggebender Faktor hierfür ist die Qualität bzw. Verfügbarkeit von Randbedingungen. Über Randbedingungen wird unter anderem die im Fahrbetrieb anfallende Verlustenergie bzw. Verlustwärme berücksichtigt. Die sogenannten Hauptwärmequellen im Fahrzeug bestehen aus dem Kühlpaket, dem Motor, dem Getriebe und der Abgasanlage. Über die Betriebspunktbedingungen, Materialeigenschaften und den Fahrzeugaufbau kann dann durch die Berechnung des Wärmetransports unter Vorgabe der Wärmequellen eine Aussage zu den resultierenden Temperaturen im Fahrzeug getroffen werden.

Die Abgasanlage stellt eine wesentliche Randbedingung für die Betrachtung von Luft- und Bauteiltemperaturen im Gesamtfahrzeug dar. Diese führt einen großen Teil der Verlustwärme ab, wobei lokal sehr hohe Oberflächentemperaturen entstehen. Die Wärmeübertragung auf andere Bauteile erfolgt aufgrund der hohen Temperaturen vorwiegend durch Strahlung. Weiterhin nimmt die Abgasanlage aber auch Einfluss auf die Lufttemperaturen. So kann durch das Aufheizen der Motorraumströmung das Temperaturniveau im Motorraum allgemein angehoben und Bauteile, die sich im Strömungsnachlauf befinden, indirekt über die aufgeheizte Kühlluft mit Wärme beaufschlagt werden. Entsprechend diesen Gegebenheiten ist es wichtig, frühzeitig Lösungen für notwendige Wärmeschutzmaßnahmen zu entwickeln und im Gesamtkonzept abzustimmen. Bezüglich Wärmeschutzmaßnahmen besteht ein weites Spektrum an Möglichkeiten. Diese können direkt an der Abgasanlage in Form von Isolierungen vorgenommen werden oder fahrzeugseitig durch das Abschirmkonzept und die Kühlluftführung erfolgen. Weitere Maßnahmen können durch die Lüfterregelung oder zusätzliche NACA-Düsen umgesetzt werden [102].

Um den Wärmeeintrag der Abgasanlage in der CFD- und thermischen Simulation zu berücksichtigen, werden im Absicherungsprozess der Daimler AG im Modell feste Temperaturwerte als Randbedingung an den Geometrieoberfläche der Abgasanlage gesetzt. Dabei werden ganze Flächen oder Rohrabschnitte mit einem festen Temperaturwert belegt (siehe Bild 1.3). Diese Vorgehensweise ist zwar recheneffizient, beinhaltet jedoch zwei wesentliche Nachteile.

- Diese Randbedingungen müssen aus Messungen zur Verfügung gestellt werden. Die digitale Fahrzeugauslegung erfolgt jedoch lange bevor die erste Hardware zur Erprobung bereitsteht. Genaue Randbedingungen sind damit erst sehr spät verfügbar oder müssen als Schätzwerte bzw. aus Messungen von Aggregateträgern oder Vorgängermodellen übernommen werden und bieten damit nur eine bedingte Vorhersagefähigkeit.
- Die Temperaturverteilung auf der Oberfläche ist oft sehr komplex und es treten große Temperaturgradienten auf. Dies verdeutlicht der im Bild 1.3 übergeblendete Ausschnitt der Thermographieaufnahme. Insbesondere lokale Temperaturspitzen sind für die Berücksichtigung der Strahlung auf umliegende Bauteile wesentlich. Mit den derzeitigen flächenhomogenen Randbedingungen kann dies nicht berücksichtigt werden.

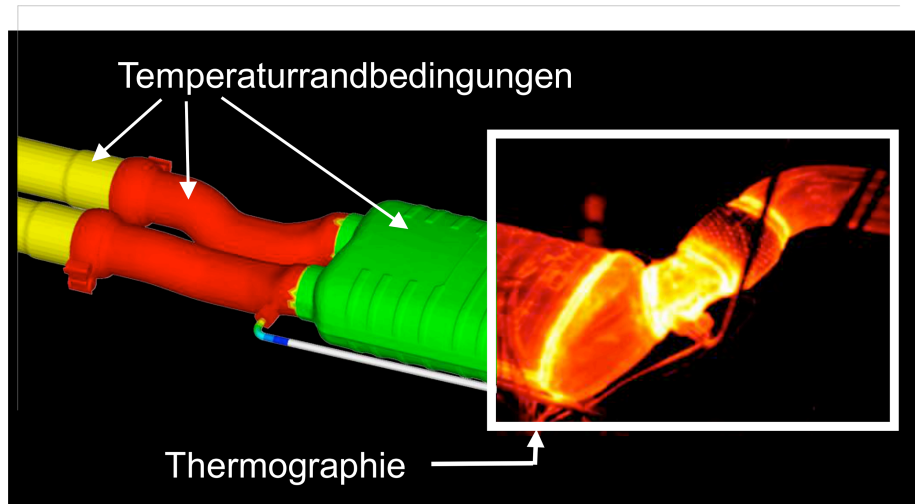


Bild 1.3: Implementierung der Temperaturrandbedingung der Abgasanlage im numerischen Modell

Um dieser Problematik zu begegnen, besteht ein großes Interesse die Simulationsgenauigkeit an dieser Stelle zu erhöhen. Zielsetzung der Arbeit ist die Integration der thermischen Simulation der Abgasanlage in den numerischen Berechnungsprozess der thermischen Gesamtfahrzeugauslegung. Unter dieser Voraussetzung können Oberflächentemperaturen der Abgasanlage ausgehend vom Abgasmassenstrom und der Abgastemperatur sowie dem lokalen geometrie- und materialabhängigen Wärmedurchgang und der Interaktion mit der Fahrzeugumgebung berechnet werden. Der Ansatz bietet eine Lösung für stationäre Lastfälle der thermischen Absicherung. Um eine allgemeine Anwendbarkeit im operativen Absicherungsprozess zu ermöglichen, muss ein optimaler Kompromiss hinsichtlich des Detaillierungs- und Genauigkeitsgrads gefunden werden, bei dem alle für die Fahrzeugbewertung relevanten thermischen Details erhalten bleiben.

Eine weitere Zielsetzung besteht in der experimentellen und numerischen Analyse thermisch kritischer Lastfälle unter dem Regelungseingriff der Dieselpartikelfilterregeneration. Da während der Regeneration sehr hohe Abgastemperaturen entstehen, können hierdurch thermisch kritische Lastfälle weiter verschärft werden. Zusammenhänge und Einflussfaktoren die zu einem Worst Case führen, sollen experimentell auf einem Motorenprüfstand untersucht werden. Weiterhin soll ein Ansatz abgeleitet werden, der die Betrachtung und Bewertung der Regeneration im Gesamtfahrzeug ermöglicht.

2 Stand der Technik

In diesem Kapitel wird zunächst auf den aktuellen Stand der numerischen Methoden in der Gesamtfahrzeuggerechnung eingegangen. Im Speziellen wird die Entwicklung der verwendeten Modellansätze erläutert. Der Fokus wird auf die Bedeutung der Abgasanlage als Wärmequelle gerichtet und deren Implementierung im Gesamtfahrzeugmodell diskutiert. Anschließend wird ein Überblick zu den wesentlichen Komponenten heutiger Abgassysteme gegeben. In Kapitel 2.3 werden dann Modellansätze zur thermischen Simulation der Abgasanlage, die aus der Abgassystemauslegung bekannt sind, diskutiert. Einige Ansätze, die auch für die Implementierung im Gesamtfahrzeug interessant sind, werden an dieser Stelle aufgegriffen.

2.1 Numerische Methoden Gesamtfahrzeugsimulation

Mit dem Fortschritt der Simulationsmethoden bei gleichzeitigem Anstieg der verfügbaren Rechenleistung hat sich der Fahrzeugentstehungsprozess in den vergangenen Jahren stetig weiterentwickelt. Der zu Beginn ausschließlich versuchsgeprägte Prozess ist mehr und mehr durch rechengestützte Methoden ergänzt worden. Insbesondere im Bereich der Aerodynamik, der Kühlung, der thermischen Gesamtfahrzeugabsicherung sowie der Klimatisierung haben sich numerische Methoden etabliert und enthalten ein besonders großes Potential zur Fahrzeugoptimierung, da die digitale Entwicklung schon zu einem sehr frühen Entwicklungsstadium eingesetzt werden kann [19, 25, 41]. In numerischen Anwendungen lässt sich hinsichtlich der Abbildungstiefe zwischen 0D-, 1D- und 3D-Modellen unterscheiden. 0D- und 1D-Werkzeuge werden vor allem in der frühen Konzeptphase für erste Bilanzierungen der im Fahrzeug auftretenden Wärmeströme eingesetzt. Dies erlaubt eine Analyse von Konfigurationen und möglichen Maßnahmen, die weitgehend unabhängig von genaueren Konstruktionsdaten sind. 1D-Werkzeuge werden weiterhin zur Auslegung des Kühlsystems eingesetzt und ermöglichen auf Basis der Stromfadentheorie die Untersuchung des Kühlkreislaufs und der Anordnung und Dimensionierung der Wärmetauscher [12]. Schwerpunkte der frühzeitigen thermischen Gesamtfahrzeugauslegung sind [41]:

- Die Optimierung des Kühlluftmassenstroms
- Die Bestimmung der Position und Größe der Kühlluft Eintrittsöffnungen
- Die Führung der Kühlluft im Motorraum und
- Die hiervon abhängigen Abschirmungs- oder Isolierungsmaßnahmen

Abschirmungen und Isolierungen sind wichtige Maßnahmen und überall dort notwendig, wo lokal temperaturkritische Bauteile mit Wärme beaufschlagt werden und infolge dessen den Temperaturgrenzwert überschreiten.

In vielen Situationen ist die Abgasanlage ausschlaggebend für diese Wärmeeinträge [88, 78, 102, 109]. Um die Problematik in einem numerischen Modell rechnerisch zu untersuchen, ist zum einen die Abbildung der Motorraumströmung und Lufttemperaturverteilung notwendig, zum anderen aber auch der Wärmeeintrag der Hauptwärmequellen und insbesondere der Wärmeeintrag seitens der Abgasanlage an die Umgebung. Unter Berücksichtigung der Wärmeleitung und Strahlung kann so eine Aussage zu den resultierenden Bauteiltemperaturen getroffen werden. Entsprechend sind für die numerische Modellierung drei Bereiche wesentlich, die nachfolgend diskutiert werden:

- Berechnung der Wärmebilanzen im Kühlsystem
- Berechnung der Kühlluft- und Motorraumströmung
- Berechnung der Bauteiltemperaturen

Wärmebilanzen im Kühlsystem

Entscheidend für das allgemeine Temperaturniveau im Motorraum ist die aus dem Kühlsystem auf die Kühlluft übertragene Wärmemenge. Schnittstellen zwischen Kühlsystem und Motorraumdurchströmung bilden die Wärmetauscher. Über die Koppelung von CFD-Strömungssimulationen mit Kühlleistungsprogrammen kann der über die Wärmetauscher in das System eingebrachte Wärmeeintrag berücksichtigt werden [13, 63, 46].

Erste numerische Betrachtungen zur Kühlsystemauslegung haben ihren Ursprung in den 1980er Jahren. Die Strömungen der Luft, des Kühlmittels, des Motor- und Getriebeöls sowie des Kältemittels werden durch 1D-Ansätze über die Energiegleichung für Strömungen dichtebeständiger Fluide (1D-Bernoulli-Gleichung) beschrieben, wobei oft semiempirische Ansätze zur Gesamtsystemabbildung verwendet werden und das Verfahren auf Erfahrungs- und Versuchsdaten zurückgreift, zu denen beispielsweise Lüfterkennlinien, Druckverlustkennlinien und Wärmeübertragungskennfelder von Wärmetauschern gehören [41, 70, 12, 8].

Kühlluft- und Motorraumströmung

Die Kühlluftbetrachtung ist für die Bauteiltemperaturberechnung ein wichtiger Faktor, da hier der Kühlluftmassenstrom bestimmt und insbesondere die Kühlerablufttemperatur bilanziert wird. Diese bestimmen in Abhängigkeit vom Wärmeeintrag aus dem Kühlsystem das Temperaturniveau im Motorraum und die von den Strömungsverhältnissen abhängige konvektive Wärmeübertragung. Der Luftmassenstrom sowie die Strömungsverteilung sind entscheidende Faktoren für Wärmebilanzen an Wärmetauschern, die sich durch 1D-Ansätze nicht beschreiben lassen. Um Kühlluftmassenströme detaillierter zu berücksichtigen und eine Unabhängigkeit von Versuchsdaten zu ermöglichen, werden in weiteren Ansätzen der Kühlsystemauslegung 1D-Kühlleistungsberechnungen mit 3D-CFD-Strömungsrechnungen gekoppelt [31, 46, 12, 8, 13].

In einer Sensitivitätsstudie untersuchen Beier 1999 [10] und Seider 2001 [79] die Vorhersagefähigkeit einer gekoppelten 1D-3D-Kühlungsberechnung. Dabei verursacht eine Abweichung des Kühlluftmassenstroms von 5 % eine Vorhersagegenauigkeit der Kühlmitteltemperatur von ± 2 K. CFD-Untersuchungen der Kühlluftmassenströme werden von Uhl et al. [92] mit Windkanalmessungen verglichen. Die Berechnungsergebnisse zeigen bei Geschwindigkeiten zwischen 90 km/h und 140 km/h eine gute Übereinstimmung während maximale Abweichungen (10 - 13 %) im Lastfall „Idle“ und bei Höchstgeschwindigkeit auftreten. Bei hohen Fahrgeschwindigkeiten verstärken sich Fehlereinflüsse die vor allem auf nicht modellierte Geometriedetails und Abdichtungen zurückzuführen sind. Im Lastfall Idle besteht insbesondere eine Herausforderung in der numerischen Abbildung von Rückströmeffekten. Für die Betrachtung des Kühlluftmassenstroms stellt die Modellierung des Lüfters einen weiteren wichtigen Einflussfaktor dar [107]. In [38] werden verschiedene Lüftermodellansätze (Sliding Mesh und Multiple Reference Frame MRF) gegenübergestellt. Nach Hörmann et al. [38] besteht ein deutliches Potenzial zur Abbildung der Rückströmeffekte in einer höheren numerischen Auflösung insbesondere im Bereich des Kühlergrills und des Lüfters.

Durch CFD-Ergebnisse wird nicht nur die Strömungsauflösung für die Kühlungsauslegung geliefert, sondern es kann insbesondere das Strömungsfeld und die räumliche Temperaturverteilung im Motorraum untersucht werden. Die Motorraumdurchströmung bestimmt in Abhängigkeit von dem Luftmassenstrom und der Kühlerablufttemperatur den Wärmetransport im Motorraum sowie die lokale konvektive Wärmeübertragung an den Bauteilen. Durch die Berechnung der Motorraumströmung kann der Wärmetransport analysiert und Lösungsmaßnahmen untersucht werden. Zwischen Kühlsystem, Bauteilschutz, Klimatisierung und der Fahrzeugaerodynamik bestehen gegensätzliche Anforderungen an die Motorraumdurchströmung [41, 108]. Für die Fahrzeugentwicklung ist dabei insbesondere das Potenzial zur frühzeitigen Optimierung von Zielkonflikten von Interesse.

Numerische Modelle zur Berechnung der Fahrzeug Um- und -Durchströmung werden seit Anfang der 90er in der Fahrzeugentwicklung eingesetzt. In einer der ersten Arbeiten auf diesem Gebiet beschreibt Reister 1994 in [75] die 3D-Strömungsrechnung eines Pkw-Motorraums mit ca. 1 Mio. Berechnungszellen. Die messtechnische Validierung zeigt, dass trotz der geringen Auflösung die prinzipielle Strömung gut abgebildet werden kann. Auf der Geometrieoberfläche der Abgasanlage werden feste Temperaturen als Randbedingung vorgegeben. Durch die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten kann die Energiebilanz über die Wand- und Fluidtemperatur berechnet und somit der Wärmeeintrag auf Lufttemperaturen berücksichtigt werden.

Bauteiltemperaturberechnung

Numerische Bauteiltemperaturberechnungen der FEM (Finite-Elemente-Methode) wurden in der Automobilindustrie in den 1990er als Entwicklungswerkzeug eingeführt. Die FEM wird zwar schon seit den 1960er in der Luft- und Raumfahrtindustrie bzw. in den 1980er auch in der Automobilindustrie angewendet, kommt aber, ähnlich wie auch in der 3D-Strömungsberechnung, erst systematisch zum Einsatz, nachdem die 3D-Konstruktion der CAD-Programme eingeführt wurde. Bauteilgeometrien können so aus CAD-Daten zu einem diskretisierten 3D-Berechnungsgebiet vernetzt und für die numerische Simulation verwendet werden [43]. Als Vernetzung wird die räumliche Diskretisierung der Berechnungsgeometrie bezeichnet, die für eine numerische Betrachtung notwendig ist. In den ersten FE-Anwendungen werden Wärmebilanzen unter Berücksichtigung von Wärmeleitung und Strahlung gelöst. Dabei wird der konvektive Wärmeübergang als Randbedingung aus Schätzwerten vorgegeben. Dies bedeutet, dass der Wärmetransport über die Motorraumdurchströmung zunächst nicht detailliert berücksichtigt wird, obwohl dieser einen erheblichen Einfluss auf die Bauteiltemperaturen hat. Die wesentliche Weiterentwicklung besteht daher in der Koppelung der Bauteiltemperaturberechnung mit CFD-Strömungsberechnungen.

Einen Ansatz, in dem Bauteile unter Berücksichtigung von CFD-Strömungsdaten berechnet werden, beschreiben Karlsson et al. 1999 [45]. Verwendet wird der auf der FVM basierende CFD-Code StarCD, wobei der Fokus speziell auf Bauteile im Fahrzeugunterboden gerichtet ist. Ein Vergleich verschiedener Abschirmvarianten und Isolierungen der Abgasanlage mit entsprechenden Prüfstandsmessungen zeigt eine gute Übereinstimmung mit maximalen Abweichungen von $\pm 12\%$ für Bauteiltemperaturen. Bauer et al. [7] untersuchen in einer Studie die Motorlagertemperatur bei einer 40 km/h Konstantfahrt. Um die Motorraumdurchströmung bei der Bauteiltemperaturberechnung zu berücksichtigen wird ein „Multi Mode Heat Transfer“ Ansatz mit 689.000 Fluidzellen und 75.000 Solidzellen gewählt. Der zum damaligen Zeitpunkt sehr hohe Vernetzungs- und Rechenaufwand stellte sich für die Entwicklungsanwendung als nicht Ziel führend heraus.

Um die genannte Problematik zu umgehen, werden getrennte Modelle für die Strömungs- und die Strukturseite verwendet. Einen entsprechenden Ansatz stellen Reister und Maihöfer [76] 2003 in einer Studie vor, in der die Bauteiltemperatur des Integralträgers für verschiedene Abschirmvarianten bei einer konstanten 40 km/h „Bergfahrt“ untersucht wird. Lufttemperaturen und Wärmeübergangskoeffizienten werden in einer Strömungsberechnung im CFD-Code StarCD berechnet und anschließend auf ein Strukturmodell übertragen, in dem über den FE Code RadTherm™ die Bauteiltemperaturen berechnet werden. Für den Übertragungsvorgang wird die Interface-Software MPCCI (Mesh-based parallel Code Coupling Interface) verwendet.

Eine Herausforderung bei der Datenübergabe (Mapping) vom Strömungs- auf das Strukturmodell besteht darin, dass grundsätzlich Strömungs- und Strukturmodell geometrisch aufgrund des Diskretisierungsvorgangs nicht übereinstimmen, wodurch einige Berechnungsknoten nicht eindeutig zugeordnet werden können. Um dennoch Werte an frei stehenden Berechnungsknoten zu übertragen, wird ein Interpolationschema zur Mittelwertbildung verwendet. Während in [76] nur einzelne Bauteile berechnet werden, wird in [61] eine entsprechende Simulationsmethode zur Bauteiltemperaturberechnung eines Gesamtfahrzeugs beschrieben. Das verwendete Wärmeleitungsmodell besteht aus ca. 3 Mio. Solidzellen und 1,7 Mio. Oberflächenelementen. Sowohl in der Strömungsberechnung als auch in der Bauteiltemperaturberechnung wird die Oberflächentemperatur der Abgasanlage als fester Wert vorgegeben. Der Vergleich mit Messungen zeigt eine Abweichung im Bereich von 5 - 10 %. Bendell E. beschreibt 2005 [11] eine weitere Methode zur Berechnung der Bauteiltemperaturen im Gesamtfahrzeug bei einer Konstantfahrt. Den Untersuchungen zufolge reicht ein „One-Way-Coupling“ Ansatz, also das einmalige Übertragen der konvektiven Strömungsgrößen auf das Strukturmodell, nicht aus. Daher wird ein Ansatz gewählt, bei dem zuerst in Radtherm mit geschätzten Konvektionskoeffizienten und gemessenen Lufttemperaturen als Randbedingung eine Wärmeleit- und Strahlungsberechnung aufgesetzt wird, anschließend die entsprechenden Bauteiltemperaturen als Randbedingung für die Berechnung der Motorraumdurchströmung verwendet werden und diese Prozedur dann mit zwei vollen Koppelungen bis zu einem konvergierten Ergebnis zwischen Strömungs- und Strukturmodell durchgeführt wird. Die Strömung wird mit ca. 9 Mio. Fluidzellen aufgelöst. Die Koppelung zwischen den Berechnungscodes RadTherm™ und StarCD wird mittels der Star Subroutine (BCDEFW) und weiteren Linuxskripten realisiert. Der Wärmeeintrag der Abgasanlage wird durch die Vorgabe fester Oberflächentemperaturen berücksichtigt. Untersuchungen konzentrieren sich insbesondere auf den Tunnelbereich, zeigen jedoch aufgrund mehrerer Unsicherheiten in den verwendeten Randbedingungen, deutliche Abweichungen zu den Messergebnissen. Der Aufwand zur Generierung der Berechnungsnetze ist hoch und eignete sich zum damaligen Zeitpunkt nicht für den Einsatz in der Entwicklung.

Bis Ende der 1990er Jahre steht zunächst noch die grundsätzliche Realisierung einer komplexen Gesamtfahrzeugberechnung unter Berücksichtigung aller drei Wärmeübertragungsmechanismen im Vordergrund. Weitere Untersuchungen beschäftigen sich mehr und mehr mit der Einbindung dieser Simulationstechniken in den Fahrzeugentstehungsprozess. Um hier gezielt einen Entwicklungsbeitrag und eine Verkürzung der Entwicklungszeit zu erzielen, muss die Komplexität der Modelle bewältigt werden, denn ein ausschlaggebender Aspekt für die Anwendbarkeit von Simulationsmethoden ist vor allem die Zeit, die von der Modellierung bis hin zu ersten Berechnungsergebnissen benötigt wird. Eine Arbeit die diese Thematik aufgreift wird von Schuster 2003 in [78] vorgelegt. Die Modellkomplexität und der Rechenaufwand werden durch eine selektiv modulare Struktur deutlich reduziert.

So werden gezielt nur bestimmte Bauteilgruppen rechnerisch detailliert aufgelöst. Diese Vorgehensweise eignet sich insbesondere zur Untersuchung von Konzeptvarianten. Fortunato et al. stellen in [30] eine Berechnungsprozedur vor, in der zur Berechnung der Kühlluftströmung und Temperaturverteilung im Motorraum zwei verschiedene CFD-Solver zum Einsatz kommen. Ziel ist es, einen geeigneten Kompromiss zwischen Modellierungs- bzw. Rechenaufwand und Genauigkeit zu finden. So wird für die Abbildung der Fahrzeugum- und -durchströmung der Lattice Boltzmann Code „Powerflow“ verwendet. Der Motorraum wird in einem weiteren Modell im Berechnungscode StarCD mit ca. 3 Mio. Zellen abgebildet. Schnittstellen zwischen den CFD-Programmen sind Ein- und Auslassöffnungen, die über eine Fortran- und Matlab-basierende Subroutine realisiert wird. Vorteil dieser Methode ist ein geringerer Aufwand in der Geometrievernetzung. Der Zeitrahmen bis zur Verfügbarkeit erster Berechnungsergebnisse beträgt so ca. 2 Monate.

Methodenweiterentwicklung

Letztgenannte Problematik wird aktuell durch den Trend der Weiterentwicklung der Rechenprozessoren und Softwarearchitektur wieder zunehmend aufgehoben. Aufwendigere und komplexere numerische Modelle, deren Lösungsvorgänge zunehmend parallelisiert werden können, werden auch für die direkte Entwicklungsanwendung interessant. Bild 2.1 stellt den Entwicklungsverlauf der Simulationswerkzeuge zusammenfassend dar.

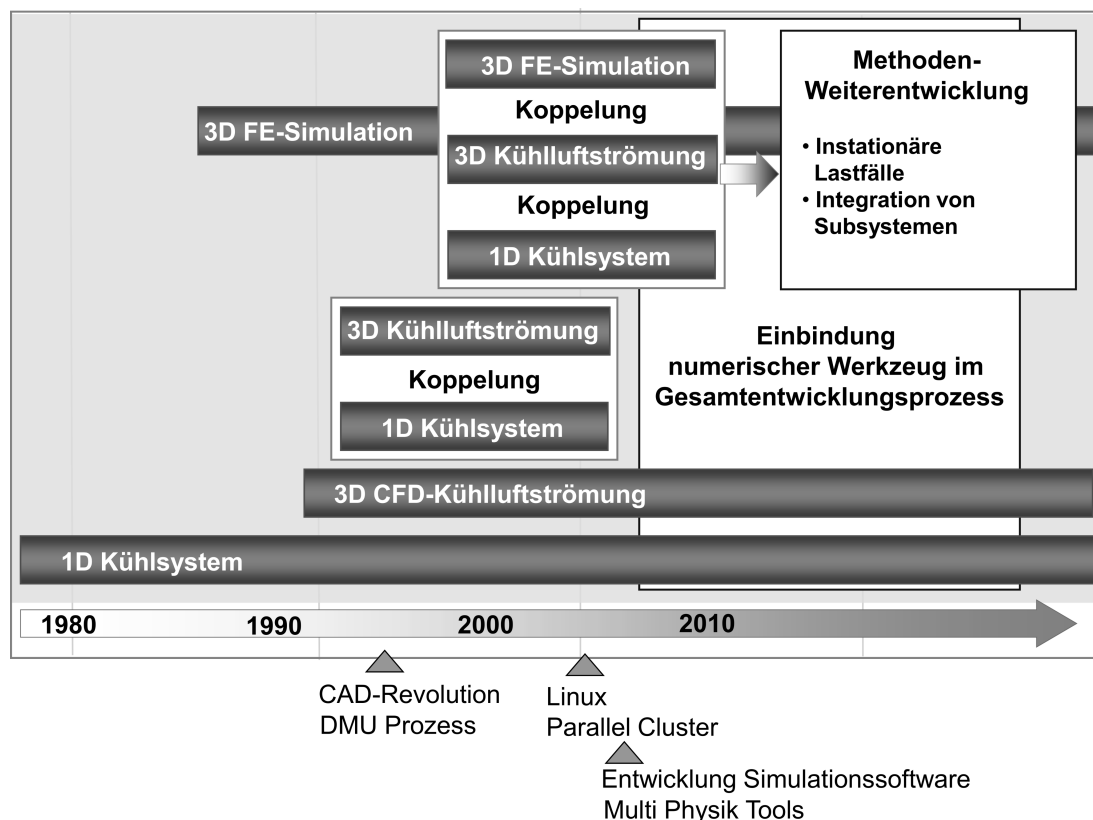


Bild 2.1: Entwicklungsverlauf der Simulationswerkzeuge zur thermischen Gesamtfahrzeugauslegung

Kommerzielle Softwarepakete setzten sich zunehmend bei Automobilherstellern und Zulieferern durch. Softwarepakete die ursprünglich auf reine Strömungsprobleme spezialisiert waren, werden immer stärker für den Multi-Physics Bereich weiterentwickelt. Eine neue Generation von Softwaretools zur Simulation von Strömungs- und Wärmeübertragungsvorgängen ermöglicht die Simulation komplexerer Systeme mit dem Potential, zukünftig auch über einzelne Fachbereiche hinaus Anwendung zu finden [81]. Durch diese Entwicklung wird zukünftig die aufwendige Koppelung verschiedener Simulationscodes zunehmend verdrängt werden. Der Vorteil, der daraus erwächst, zeigt sich vor allem in der Schnittstellenhandhabung, die innerhalb eines Codes deutlich besser auf die Eigenheit gekoppelter Systeme abgestimmt werden kann [81]. In diesem Zuge entsteht für die Entwicklung von Simulationsmethoden und -strategien ein Potential mit neuen Möglichkeiten und Aufgabefeldern. Die Methodenweiterentwicklung numerischer Werkzeuge lässt sich prinzipiell in zwei Aufgabengebiete gliedern (Bild 2.2).

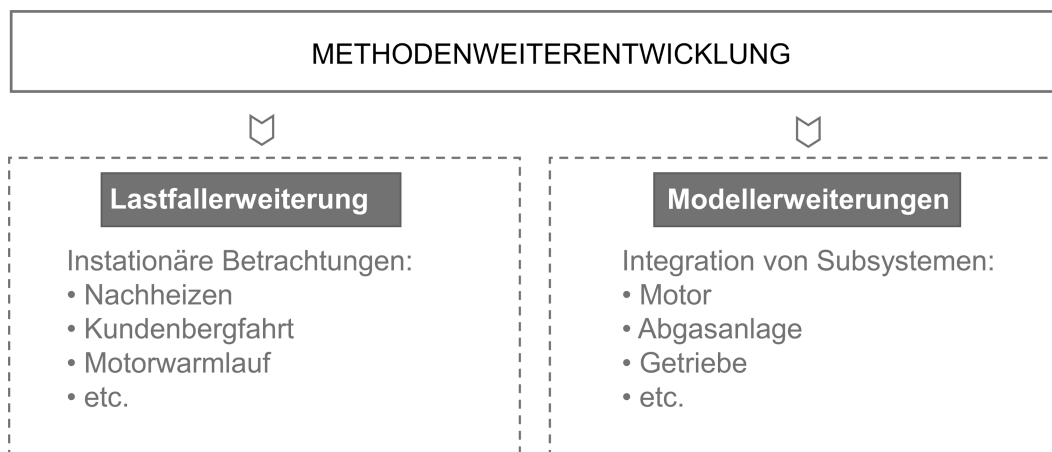


Bild 2.2: Aktuelle Schwerpunkte der Methodenweiterentwicklung numerischer Simulationsverfahren im Gesamtfahrzeug

Lastfallerweiterungen beinhalten im Wesentlichen Erweiterungen, die sich von stationären Betrachtungen hin zu instationären Vorgängen bewegen. Dies führt konsequenterweise zunächst zu dem Bestreben, den Nachheizeffekt zu betrachten. Der Nachheizeffekt entsteht, nachdem ein Fahrzeug unter hoher Last betrieben und anschließend abgestellt wird. Die ausbleibende Kühlluft kann zu kurzzeitigen lokalen Spitzentemperaturen führen. Dieses Phänomen tritt insbesondere im Umfeld der Abgasanlage auf und wird üblicherweise im Anschluss an eine „Bergfahrt“ überprüft. Seltam [82] und Schuster et al. [78] beschreiben eine Prozedur zur thermischen Analyse des Nachheizens in Teilbereichen eines Fahrzeugs. Es werden verschiedene Abschirmkonzepte verglichen. Die Validierung der Temperaturen zeigt prinzipiell eine gute Übereinstimmung mit Messdaten. Die Implementierung der Abgasanlage als entscheidende Wärmequelle erfolgt, indem die Oberflächentemperatur aus Messungen vorgegeben wird.

Eine umfassende experimentelle und numerische Untersuchung der Nachheizphänomenologie im Gesamtfahrzeug beschreibt Weidmann 2007 [96]. Eine wesentliche Herausforderung besteht dabei in der numerischen Berechnung natürlicher auftriebsinduzierter Konvektionsströmungen und in der Koppelung verschiedener Berechnungscodes zur instationären Bauteiltemperaturberechnung. Berechnete Nachheizverläufe verschiedener temperaturkritischer Bauteile, wie beispielsweise der Gelenkwellenscheibe, dem Motorlager und der Lenkung, zeigen eine gute Übereinstimmung mit Messungen. Jedoch muss auch hier die Abkühlkurve der Abgasanlage jeweils aus Messungen vorgegeben werden, was eine frühzeitige Anwendung ohne Versuchshardware unmöglich macht.

Die Methodenweiterentwicklung im Sinne der Modellerweiterungen hat das Ziel, die Aussagefähigkeit und Genauigkeit von Berechnungsmodellen zu erhöhen, indem numerische Modelle durch detaillierte Submodelle ergänzt werden. Dies betrifft im Wesentlichen Komponenten oder Systeme, die eine Wärmequelle darstellen. Durch die Modellierung und Simulation der inneren Wärmetransportvorgänge und die 3D-Auflösung der Komponentengeometrie kann so neben der höheren Auflösungsgenauigkeit auch eine Unabhängigkeit von Messdaten erreicht werden. Dies wiederum bedeutet, dass das Modell frühzeitig für aussagefähige Untersuchungen verwendbar ist. Die Arbeit von Reister et al. [73] beschreibt die numerische Analyse der Wärmeübertragungsmechanismen und Wechselwirkung zwischen einem Generator und dem Motorraum. Hierfür wird ein Detailmodell eines Generators mit ca. 5,7 Mio. Zellen im Gesamtfahrzeug einer S-Klasse betrachtet. Rotierende Teile werden über einen MRF-Ansatz berücksichtigt und Wärmequellen der Dioden, Ständereisen und Kupferwicklung im Detail dargestellt. Aufgrund der Generatorabwärme kann eine Temperaturerhöhung von Bauteilen identifiziert werden, die sich im Strömungsnachlaufgebiet befinden. Eine Aufstauung der Generatorabwärme (Wärmenest) verursacht an Abschirmblechen einen Temperaturanstieg von ca. 15-20 K. Seider et. al [81] analysieren in einer Studie die transiente Abkühlkurve im Gesamtfahrzeug. Hierzu wird ein aus 1D- (GT-Suite) und 3D- (STARCCM+) Submodellen gekoppeltes Gesamtfahrzeugmodell verwendet. Durch die Submodelle werden Randbedingungen zur Berücksichtigung der Wärmeströme bzw. Wärmeeinträge im Kühlmittel- und Ölkreislauf, der Motorstruktur und der Abgasanlage implementiert. Ohne die Vorgabe der Randbedingungen aus Submodellen ist eine transiente thermische Analyse im Fahrzeug nicht möglich. Pulz et al. beschreiben in [69] umfassend die Integration eines detaillierten Motormodells in ein bestehendes Gesamtfahrzeugmodell. Das Motormodell berücksichtigt alle temperaturrelevanten inneren Verteilungen der Wärmeströme in Abhängigkeit des Motorbetriebspunktes. Die Modellerweiterung beinhaltet sowohl die Motorstruktur als auch verschiedene CFD-Modelle zur Abbildung der inneren Fluidkreisläufe des Wassermantels und des Ölkreislaufs. Durch die Verwendung von 1D-Methoden (GT-Suite) können Randbedingungen zur Berücksichtigung der inneren gas- und kühlmittelseitigen Wärmeübertragungsvorgänge berücksichtigt werden.

Die Oberflächentemperatur des Motors wird nicht als flächenhomogene feste Randbedingung gesetzt, sondern rechnerisch bestimmt. Dadurch können thermische Interaktionen mit der Fahrzeugströmung und der Wärmestrom auf umliegenden Bauteilen, insbesondere dem Motorlager, detailliert analysiert werden. Lund et al. weisen in [60] auf den fachübergreifenden Synergieeffekt hin, der durch die Koppelung von Subsystemen zu einem modularen Gesamtfahrzeugmodell entsteht.

2.2 Komponenten heutiger Abgassysteme

Das Abgassystem im Kraftfahrzeug stand durch die Abgasgesetzgebung in den vergangenen Jahren unter einem großen Wandel. An dieser Stelle wird deshalb zunächst ein Überblick zu den wesentlichen Komponenten heutiger Abgassysteme gegeben, bevor im nachfolgenden Kapitel auf die numerischen Methoden zur Auslegung von Abgassystemen eingegangen wird. Da in diesem Rahmen nur ein zusammenfassender Überblick gegeben werden soll, wird für weiterführende Fragestellungen auf die Fachliteratur verwiesen. Durch die Einführung der EU5- und EU6-Abgasnorm ist eine Vielzahl an Systemkomponenten im Abgasstrang integriert worden. Dennoch ist die Validierung auf Basis eines in diesem Sinne einfachen Diesellabgassystems mit beispielsweise nur einem Katalysator und einem Partikelfilter ausreichend, um auch einen Ansatz für alle weiteren Komponenten in Otto- oder Diesellabgasanlagen zu liefern. Dies soll durch die kurze Diskussion der gegenwärtig zum Einsatz kommenden Komponentengruppen im Abgassystem erläutert werden. Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass es sich ausschließlich um ein Vorgehen für die Simulation der Wärmeübertragung in stationären Betriebspunkten handelt und keinesfalls um chemischen Vorgänge. Bei der Gliederung der Abgasanlage in die wesentlichen Komponenten wird deutlich, dass sich diese im Aufbau und im Hinblick auf Strömungs- und Wärmeübertragungsvorgänge ähneln. Dies gilt auch für die Gruppe der Nachbehandlungssysteme. Diese enthält eine Vielzahl an Katalysatoren. Bei der näheren Betrachtung wird jedoch deutlich, dass diese sich im Hinblick auf Strömungsvorgänge, verwendete Materialien und Gehäuseaufbau in der Art ähneln, dass sich ein gemeinsames Vorgehen für die thermischen Simulation ableiten lässt. Ein Überblick wesentlicher Komponenten ist in Bild 2.3 gegeben. Die Abgasanlage in heutigen Fahrzeugen lässt sich gliedern in:

- Abgaskrümmen und Rohrführungssystem
- Abgasturbolader
- Nachbehandlungssysteme
- Schalldämpfer

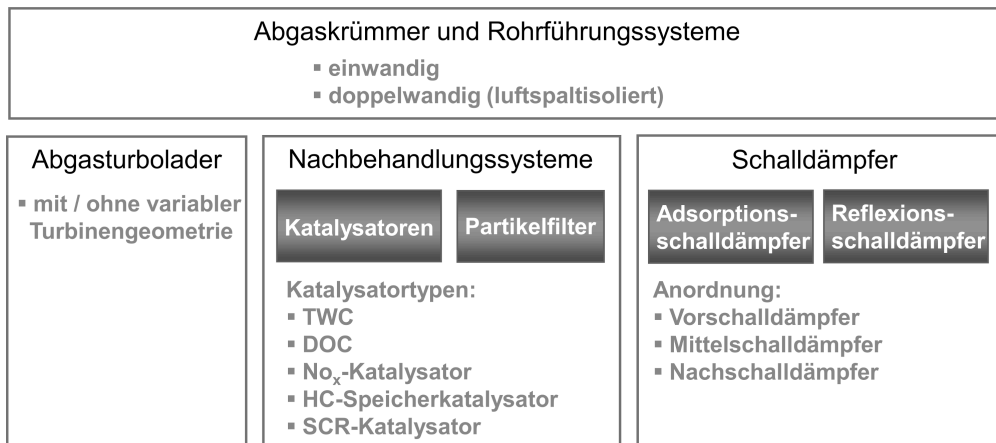


Bild 2.3: Komponenten der Abgasanlage

Prinzipiell besteht zwischen Diesel- und Ottoabgassystemen ein Unterschied, der sich aus dem zugrundeliegenden verschiedenartigen Verbrennungsprozess und der daraus resultierenden Abgastemperatur und -zusammensetzung ergibt. Im Vergleich entstehen beim Ottomotor deutlich höhere Rohemission und Abgastemperaturen als bei einem Dieselmotor. Weiterhin werden Dieselmotoren mit einem nicht stöchiometrischen Luft-Kraftstoffgemisch betrieben. Die Partikelemission ist beim Dieselmotor deutlich höher als beim Ottomotor. Dies sind wesentliche Faktoren für die Auswahl und Anordnung der verwendeten Abgasnachbehandlungskomponenten. Beim Dieselmotor können zusätzlich zum Katalysator Dieselpartikelfilter (DPF) sowie Nachbehandlungssysteme zur Stickoxidreduzierung (SCR-Katalysatoren) zum Einsatz kommen. Mit der EU5- und EU6-Abgasnorm kommen entsprechende Systeme auch für direkteinspritzende Ottomotoren mit Ladungsschichtung immer mehr zur Geltung und in Ergänzung zum Dreiwegekatalysator (TWC, engl. „Three-Way Catalyst“) wird auch der HC-Speicherkatalysator eingesetzt.

Nachbehandlungssysteme

Die motorische Verbrennung läuft weder beim Diesel- noch beim Ottomotor vollständig ab. Neben den Hauptbestandteilen des Abgases Kohlenstoffdioxid (CO₂), Wasser (H₂O) und Stickstoff (N₂) entstehen unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC), Kohlenmonoxid (CO), Stickoxide (NO, NO₂, N₂O) und Rußpartikel. Diese Emissionen können gesundheitsschädliche Auswirkungen auf den Menschen haben und führen zur Veränderung der Atmosphäre. Als erste Maßnahme wurde 1961 in den Vereinigten Staaten, 1966 in Japan und 1970 in Europa gesetzliche Abgasgrenzwerte für den Straßenverkehr eingeführt [36]. Die Verschärfung der gesetzlichen Grenzwerte hat jedoch seit den 1970er Jahren zur Einführung zahlreicher weiterer Komponenten im Abgassystem geführt [26], wobei insbesondere Systemerweiterungen infolge EU5 und EU6 eine zunehmende Zahl an eingesetzten Katalysatortypen zur Folge haben. Nachfolgend werden diese Katalysatortypen und der Dieselpartikelfilter beschrieben. Gegenwärtig können fünf Katalysatortypen unterschieden werden.

Die effizienteste Möglichkeit zur Schadstoffminimierung ist die Abgasnachbehandlung durch Drei-Wege-Katalysatoren (TWC, engl. Three-Way Catalyst) und wird für homogen betriebene Ottomotoren seit den 1970er Jahren eingesetzt. Bei einem Drei-Wege-Katalysator findet die Oxidation von CO und H_mC_n sowie die Reduktion von NO_x parallel zueinander auf der Oberfläche der katalytisch aktiven Platin-, Palladium- und Rhodium-Komponenten statt. Voraussetzung ist ein konstantes Luft-Kraftstoff-Gemisch im stöchiometrischen Verhältnis ($\lambda = 1$) von 14,8 Gramm Luft pro Gramm Benzin-Kraftstoff [56].

Da Dieselmotoren ein mageres Gemisch ($\lambda > 1$) verbrennen und somit im Abgas hohe Sauerstoffkonzentrationen vorhanden sind, ist die Reduktion von NO_x wie beim Drei-Wege-Katalysator nicht möglich. H_mC_n - und CO-Emissionen können aber durch den Einsatz eines Dieseloxidationskatalysators (DOC) weiterhin gemindert werden. Die Oxidationsreaktionen laufen hierbei entsprechend dem Prozess des Drei-Wege-Katalysators ab. Aufgrund der deutlich niedrigeren Abgastemperaturen im Vergleich zum Ottomotor sind Diesel-Oxidationskatalysatoren oft nahe am Abgaskrümmern verbaut. Der Washcoat enthält nur Platin und/oder Palladium [34].

Unter mageren Verbrennungsbedingungen können Stickoxide nicht mehr nach dem Prinzip des Drei-Wege-Katalysators reduziert werden. Magere Betriebsbedingungen liegen bei der dieselmotorischen Verbrennung und bei direkt einspritzenden Ottomotoren mit Ladungsschichtung (im Teillastbereich) vor. Eine Möglichkeit dennoch Stickoxide aus dem Abgasstrom zu beseitigen, bietet der NO_x -Speicherkatalysator. Prinzipiell liegt ein ähnlicher Aufbau wie beim Drei-Wege-Katalysator vor. Zusätzlich ist in der Beladung des NO_x -Speicherkatalysators eine weitere Komponente (Barium) enthalten, wodurch die Einspeicherung von Stickoxiden als Erdalkalinitrate ermöglicht wird. In periodischen Abständen (ca. eine Minute) wird kurzzeitig ein fettes Verbrennungsgemisch eingespritzt, um die Regeneration des Speicherkatalysators zu ermöglichen. Temperaturen über $750^\circ C$ sind kritisch und führen zur verstärkten thermischen Alterung des Katalysators [56, 65].

Das SCR-Verfahren (selektive katalytische Reduktion) wird in zahlreichen Fahrzeugen eingesetzt, um die Abgas-Grenzwerte nach EU5 und EU6 zu unterschreiten. Hierbei werden Stickoxide in einer sauerstoffreichen Atmosphäre durch selektiv reagierende Reduktionsmittel reduziert. Die Bezeichnung „selektiv“ bedeutet in diesem Fall, dass das Reduktionsmittel vorzugsweise mit dem Sauerstoff der Stickoxide und nicht mit dem molekularen Sauerstoff des Abgases reagiert. Standardmäßig wird Ammoniak (NH_3) als Reduktionsmittel bei den SCR-Katalysatoren eingesetzt. Hierbei wird kontinuierlich eine wässrige Harnstofflösung (Handelsname AdBlue), zum Beispiel durch eine Dosierpumpe, in den Abgasstrom eingespritzt. Hieraus entsteht durch Hydrolyse Wasser und Ammoniak NH_3 . Das somit entstandene Ammoniak ist in der Lage, die Stickoxide im Abgas zu Stickstoff zu reduzieren [56, 65].

Der HC-Speicherkatalysator hat die Aufgabe, die HC Emission nach dem Kaltstart zu reduzieren. Solange der Katalysator aufgrund niedriger Temperaturen nach dem Kaltstart noch nicht arbeitet, werden emittierte Kohlenwasserstoffe im HC-Speicherkatalysator abgefangen. Das System ist so ausgelegt, dass nach Anspringen des Katalysators bei höheren Temperaturen die gespeicherten HCs wieder freigegeben werden, was bedeutet, dass die Desorptionstemperatur der Speicherkomponente oberhalb der Anspringtemperatur des Katalysators liegen muss, und ein mageres Verbrennungsgemisch genügend Sauerstoff zur Oxidation zur Verfügung stellt [58].

Der Aufbau eines Katalysators besteht aus drei Bestandteilen (Bild 2.4):

1. Monolith: Ein wabenförmiger Katalysatorträger, auf dem der Washcoat und die Beladung aufgebracht ist
2. Matte: Befindet sich zwischen Monolith und Gehäuse und dient der bruch sicheren Lagerung des Monolithen (Canning)
3. Metallgehäuse: Dient der Lagerung/Befestigung und thermischen Isolierung des Monolithen

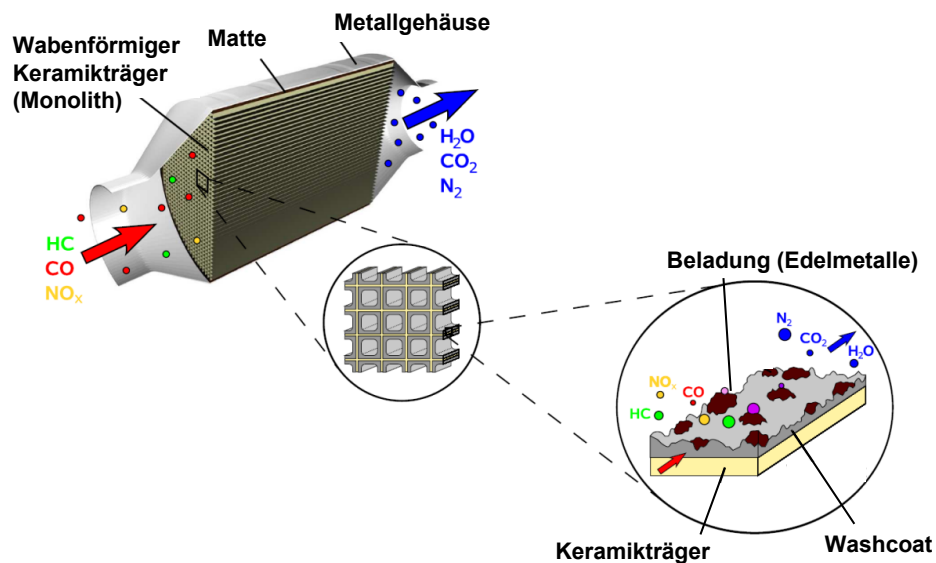


Bild 2.4: Aufbau eines Katalysators [65]

Die wabenförmige Trägerstruktur (Substrat), die vom Abgas durchströmt wird, besteht aus mehreren parallelen Kanälen und wird als Monolith bezeichnet. Neben monolithischen Wabenkörpern werden auch andere Trägertypen, wie z. B. perforierte Metallfolien, Schwämme und Zeolithe eingesetzt. Für den Serieneinsatz finden diese Strukturen jedoch nur begrenzt Anwendung. Keramische Monolithträger bestehen meist aus Cordierit, einem Magnesium- Aluminium-Silikat.

Besondere Eigenschaften dieses Werkstoffs sind die geringe thermische Ausdehnung und Leitfähigkeit sowie hohe Thermoschockbeständigkeit, chemische Beständigkeit und mechanische Druckfestigkeit. Cordierit ist bis Temperaturen von 1200° C einsetzbar [34, 56]. Auf den Monolithträger wird der sogenannte Washcoat aufgebracht. Der Washcoat hat die Aufgabe als Trägermaterial der aktiven Komponente, die spezifische Oberfläche zu vergrößern, um die Reaktionen zu begünstigen. Die im Washcoat aufgebraute Beladung stellt die „aktiven Komponente“ dar, die entweder als Katalysator oder als Speicherkomponente wirken. Der Einbau des Monolithen in eine Abgasanlage erfolgt über ein Metallgehäuse. Um eine stabile und bruchsichere Lagerung zu gewährleisten, befindet sich eine Matte zwischen Gehäuse und Monolith (Canning). Die Matte hat weiterhin auch die Funktion der thermischen Isolation, um eine Minimierung der Wärmeverluste zu erzielen. Weiterhin kann mit Hilfe der Isolierung eine niedrigere Oberflächentemperatur erzielt werden, um Schädigungen an benachbarten Bauteilen zu vermeiden [34].

An dieser Stelle lässt sich festhalten, dass der prinzipielle Aufbau bei allen Abgaskatalysatortypen sehr ähnlich ist. Entsprechend ähneln sich auch die Strömungs- und Wärmeübertragungsbedingungen. Dies bedeutet für die thermische Simulation, dass ein funktionierender Ansatz auch für weitere Katalysatoren Anwendung finden kann. Der wesentliche Unterschied besteht im verwendeten Washcoat und der Beladung. (siehe Bild 2.5). Entsprechend der chemischen Vorgänge muss gegebenenfalls die entstehende Wärmefreisetzung berücksichtigt werden.

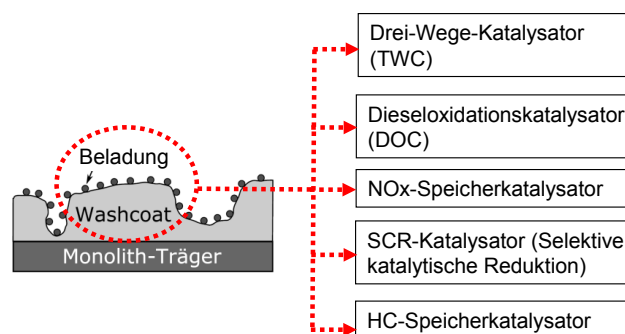


Bild 2.5: Katalysatortechnologien

Partikelfilter werden eingesetzt, um die im Abgas vorhandenen Partikel zu reduzieren. Unter Partikeln werden hauptsächlich Ruß und unverbrannte Kohlenwasserstoffe verstanden, deren mittlere Größe bei ca. 50-100 µm liegt [66]. Die Anforderungen an Filterkonzepte beinhalten einen Partikelmassenabscheidegrad von über 99 %, eine Temperaturbeständigkeit von über 1000° C und eine hohe Ruß- und Aschespeicherfähigkeit bei möglichst geringem Gegendruck [4].

Hinsichtlich der Funktionsweise unterscheidet man zwischen Wandstromfilter und Durchflussfilter. Wandstromfilter werden in der Automobilindustrie in Form von monolithischen Zellfiltern eingebaut, die entweder aus Siliciumcarbid oder Cordierit bestehen. Siliciumcarbid wird aufgrund der guten Temperaturbeständigkeit häufiger verwendet, während Cordierit, als Trägermaterial von Katalysatoren bekannt, weitaus kostengünstiger jedoch thermisch kritisch zu bewerten ist [66]. Bild 2.6 zeigt den in dieser Arbeit verwendeten SiC-Partikelfilter in der aufgeschnittenen Frontansicht. Der Grundaufbau eines Partikelfilters ist dem eines Katalysators sehr ähnlich (vgl. Bild 2.6) und besteht ebenfalls aus Gehäuse, Lagerungsmatte (Canning) und Monolith.

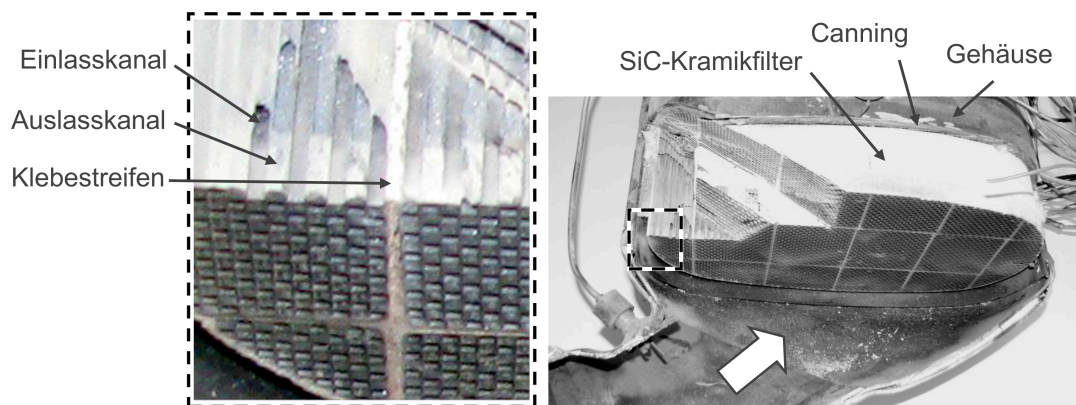


Bild 2.6: Dieselpartikelfilter mit einem SiC-Keramikfilter

Filtrationsmechanismus

Bild 2.7 zeigt die Funktionsweise eines Wandstromfilters. Dieser unterscheidet sich hinsichtlich der Durchströmung deutlich vom Katalysatormonolith. Die parallelen Filterkanäle sind wechselseitig am Ein- bzw. Austritt des Filters verschlossen. Bedingt durch alternierend offene und geschlossene Kanäle wird die Gasströmung zu einer Durchströmung der Wand gezwungen. Das Abgas muss von den Einlasskanälen durch die porösen Wände in die Auslasskanäle strömen, wobei sich die Rußpartikel in und auf den Kanalwänden ablagern.

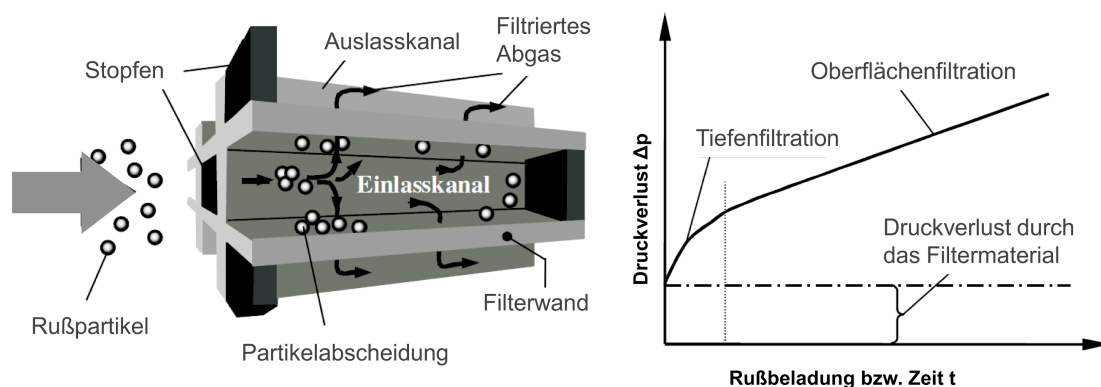


Bild 2.7: Funktionsprinzip des Wandstromfilters und schematische zeit- bzw. beladungsabhängige Druckverlustkurve [66]

Hinsichtlich der Ablagerung der Partikel unterscheidet man zwischen der Tiefenfiltration und der Oberflächenfiltration. Beim leeren Filter erfolgt das Abscheiden von Partikeln zunächst durch Tiefenfiltration, indem sich Partikel innerhalb der Filterwände ablagern. Mit zunehmender Beladung innerhalb der Filterwände lagern sich auch an der Oberfläche Partikel ab (Oberflächenfiltration), wodurch der sogenannte Filterkuchen aus Ruß entsteht. Der Übergang von der Tiefen- auf die Oberflächenfiltration lässt sich charakteristischerweise durch eine abflachende Druckverlustkurve erkennen und ist ein Hinweis, um auf das Verhältnis von tiefen- zu oberflächenabgelagerten Partikeln zu schließen. Das Verhältnis wiederum ist ein entscheidender Parameter, der über die Art und Weise des Regenerationsabbrands bestimmt und für die Modellierung im Simulationsmodell eine wichtige Eingabegröße darstellt [66].

Um einen zu hohen Abgasgedruck und eine Überladung des Filters zu vermeiden, muss der Ruß regelmäßig durch einen Regenerationseingriff abgebaut werden. Man unterscheidet zwei Arten der Regeneration. Bei der passiven Regeneration wird der Ruß durch NO_2 oxidiert. Dies ist bereits bei relativ niedrigen Temperaturen von ca. 280°C - 300°C möglich, wobei kein aktiv regelnder Eingriff notwendig ist. Bei der aktiven Regeneration wird über einen Motoreingriff durch hohe Abgastemperaturen eine Oxidation der Partikel durch O_2 erzwungen. Diese Regeneration ist ab einer Temperatur von über 600°C möglich [16, 65, 66, 50, 37].

Der Abgasturbolader

Der Abgasturbolader (ATL) hat die Funktion, den Ladedruck im Verbrennungsmotor unter Nutzung der im Abgas enthaltenen Energie zu erhöhen. Dies erfolgt in Kombination mit einem Verdichter im Ansaugtrakt. Der Verdichter wird durch eine Abgasturbine angetrieben und ermöglicht somit einen erhöhten Gemischdurchsatz. Zur Begrenzung des Ladedrucks wird bei herkömmlichen Turboladern der Abgasstrom über ein Wastegate (Ablassventil) an der Turbine vorbeigeleitet und dadurch die Leistung an der Turbine reduziert. Angesteuert wird das Wastegate durch eine vom Ladedruck abhängige Druckdose. Eine breitere Wirkungsgradausnutzung bietet die ebenfalls über eine Druckdose angesteuerte variable Turbinengeometrie (VTG), bei der über verstellbare Leitschaufeln der Strömungsquerschnitt und der Anströmwinkel für das Turbinenrad beeinflusst werden kann [119]. Bild 2.8 zeigt den Aufbau sowie den prinzipiellen Strömungsverlauf des Abgases, der Ladeluft und des Lageröls in einem Turbolader mit verstellbaren Leitschaufeln (VTG). Links im Bild 2.8 ist eine Schnittansicht der Turbinenseite dargestellt. Position 1 markiert den Einströmbereich in das Spiralgehäuse. In der Position 2 wird das Abgas beschleunigt und zwischen den Leitschaufeln in eine definierte Strömungsrichtung gezwungen. Von Position 3 aus verlässt das Abgas den Bereich der Leitschaufeln und trifft in Position 4 auf den Turbinenrotor.

Am Turbinenrotor verrichtet das Abgas Arbeit, wird umgelenkt und verlässt an Position 5 das Turbinengehäuse. Da sehr hohe Abgastemperaturen von bis zu 950° C auftreten können, muss insbesondere die Druckdose thermisch entkoppelt und abgeschirmt werden. Bild 2.8 zeigt rechts den Öleintritt sowie den Ölrücklauf der für die Schmierfunktion im Lager notwendig ist. Im Fall des Turboladers erfolgt die Ölversorgung aus dem Motorölkreislauf.

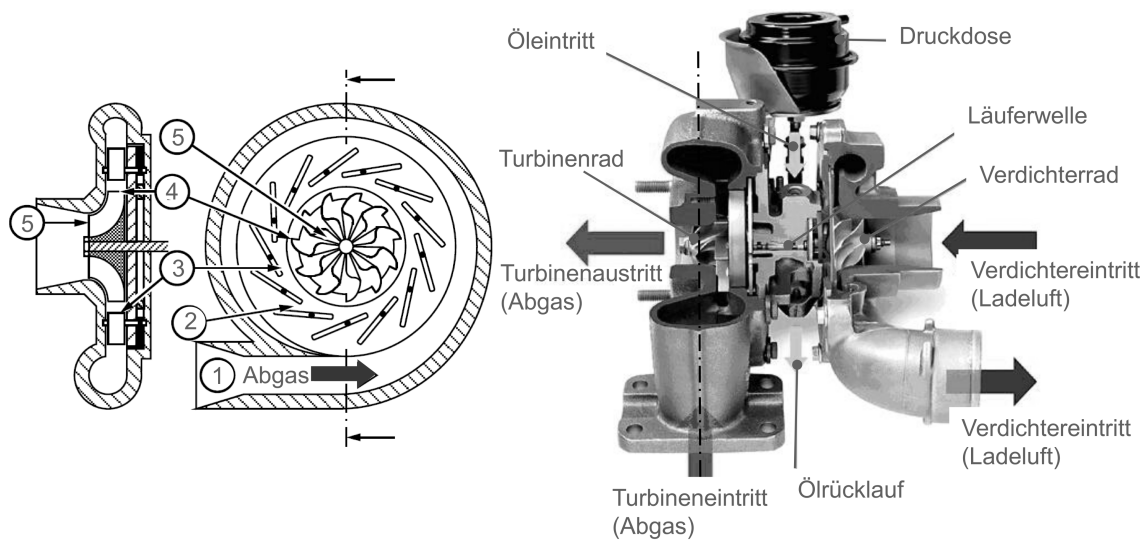


Bild 2.8: Aufbau des Abgasturboladers mit variabler Turbinengeometrie [111, 119]

Schalldämpfer

Schalldämpfer dienen der Reduzierung bzw. Optimierung der Geräuschemission. Hinsichtlich der Funktionsweise unterscheidet man zwischen Absorptions- und Reflexionsschalldämpfern.

Ein Absorptionsschalldämpfer absorbiert die Schallenergie und wandelt diese in einem porösen Material, im Regelfall Steinwolle oder Glaswolle, in Wärme um. Der dadurch entstehende Wärmeeintrag ist gering und kann für die Betrachtung der thermischen Absicherung vernachlässigt werden. Durch Absorption werden im Schalldämpfer hauptsächlich die oberen Frequenzen gedämpft wodurch eine Reduzierung des Abgaslärms um bis zu 50 dB möglich ist. Der Reflexionsschalldämpfer nutzt das Prinzip der Schallreflexion und besteht aus mehreren Kammern, die meist durch eine perforierte Wand voneinander getrennt sind. Bei der Schallreflexion wird eine Reduzierung der Schalldruckspitzen erzielt. Durch Reflexion werden im Schalldämpfer die tiefen Frequenzen gedämpft. Aufgrund der Bauweise erhöht sich der Abgasgedruck stärker als beim Absorptionsschalldämpfer. Um ein möglichst breites Frequenzspektrum abzudecken, werden in einer Abgasanlage häufig beide Verfahren kombiniert. Die Kombination kann entweder in einem einzigen Schalldämpfer erfolgen oder getrennt, durch die Anordnung in Mittel- und Endschalldämpfer.

2.3 Numerische Methoden zur Auslegung von Abgassystemen

Erste Modelle zur Berechnung der Wärmeübertragung an Motorabgassystemen werden Ende der 1970er eingeführt [62, 40, 71]. Das Interesse gilt dabei in erster Linie der Untersuchung von Kaltstart und Warmlaufphasen des Katalysators, für die zunächst die Rohrströmung und Rohrwärmeübertragung von Bedeutung ist. Die Simulationsmodelle basieren auf 1D-Ansätzen, in denen Wärmeübertragungsgleichungen zur Berücksichtigung der Strömung und konvektiven Wärmeübertragung in Gesamtsystemberechnungsmodelle eingefügt werden. Mit der Verschärfung der Abgasgesetzgebung und der damit einhergehenden Einführung zahlreicher weiterer Abgasnachbehandlungssysteme, nimmt die Bedeutung eines thermisch optimal abgestimmten Systems zu. Nur durch ein thermisch optimal abgestimmtes System können Emissionsgesetzgebungen eingehalten und die verschiedenen Abgasnachbehandlungssysteme frühzeitig in ihrer Anordnung und Konzeption ausgelegt werden. So hat sich die Weiterentwicklung von Berechnungsmethoden zur Auslegung von Abgassystemen seit den 1990er Jahren intensiviert. Allgemein werden gegenwärtig zahlreiche Simulationsverfahren angewendet, die neben der Optimierung der Abgasnachbehandlung durch thermo-chemische und strömungsmechanische Modelle, auch in den Bereichen des Sound-Designs, der mechanischen und thermischen Belastung sowie der Vorhersage von Dauer- und Zeitfestigkeit eingesetzt werden [9]. Hierfür kommen 0D-, 1D- und 3D-Berechnungsmodelle aus dem Bereich der Strömungsmechanik (CFD Computational Fluid Dynamics), der Strukturmechanik (CSM Computational Structural Mechanics) und der Akustik (CAA Computational Aero-Acoustics) zum Einsatz.

Die thermische Auslegung und Berechnung hat in vielen dieser Bereiche einen wesentlichen Einfluss. So ist die Temperaturberechnung nicht nur für die Abgasnachbehandlung eine wichtige Randbedingung, sondern auch für Festigkeitsberechnungen. Hierzu zählt unter anderem die Untersuchung der Thermochockbeständigkeit von Hot-End Komponenten. Die Haltbarkeit von Hot-End Komponenten wird in einem Testzyklus untersucht, der aus Beschleunigungs-, Vollast- und Leerlaufphasen besteht. Um die während der Aufheiz- und Abkühlphasen auftretenden Belastungen in einer Festigkeitsrechnung zu ermitteln, wird das transiente Temperaturfeld als Randbedingung benötigt. Hierzu wird ein bestehendes FE-Modell mit transienten CFD-Berechnungen der Abgasströmung gekoppelt [88]. Dieser Vorgang verläuft ähnlich, wie auch in der zuvor diskutierten Gesamtfahrzeuganwendung. Jedoch lässt sich in keinem der Anwendungsgebiete, in denen Temperaturuntersuchungen in einem thermischen 3D-Modell erfolgen, ein Ansatz finden, der äußere Einflüsse der Fahrzeugumgebung im Detail berücksichtigt. In vielen Anwendungsbereichen ist die Auslegung auf 3D-Basis zu komplex und zeitaufwendig, da die Kalibrierung verschiedener reaktionskinetischer Parameter notwendig ist und wesentliche Auslegungspunkte transiente Fahrzyklen betreffen.

Der Großteil der numerischen Entwicklung betrifft deshalb 1D-Verfahren. Nachfolgend sollen einige ausgewählte Aspekte der Entwicklung numerischer Methoden der Abgassystemauslegung diskutiert werden, die auch für die Einführung der thermischen Simulation der Abgasanlage im Gesamtfahrzeug von Interesse sind. Dies betrifft:

- Die Wärmeübertragungsbedingungen in motornahen Rohrführungen
- Die Berücksichtigung von Wärmeeinträgen in Katalysatoren und Partikelfilter

Wärmeübertragungsbedingungen in motornahen Rohrführungen

In der motornahen Abgasströmung ist die Strömung turbulent, da aufgrund des Öffnens und Schließens der Auslassventile am Motor eine pulsierende Strömung entsteht. Das Öffnen des Auslassventils bewirkt temporär erhöhte Wärmeübergangskoeffizienten. Gleichzeitig schwankt auch die Abgastemperatur und nimmt immer dann hohe Werte an, wenn auch die Strömungsgeschwindigkeiten und damit auch die Wärmeübergangskoeffizienten am höchsten sind. Aufgrund dieser Gegebenheit ist die Wärmeübertragung an der Rohrwand instationär und lässt sich über Modellannahmen, in denen vereinfacht gemittelte Abgasmassenströme und -temperaturen vorgegeben werden, nicht hinreichend genau bestimmen. In Bereichen, die weiter entfernt vom Auslasskanal angeordnet sind, stehen die Wärmeübergangsbeziehungen wieder in direktem Verhältnis zur durchschnittlichen Abgasströmungsgeschwindigkeit, denn der Effekt der Strömungspulsation wird beim Durchströmen von Turbolader oder Katalysator weitgehend aufgehoben [88, 44].

Der Effekt der Strömungspulsation bewirkt eine Erhöhung der Wärmeübertragung. Verschiedene Studien versuchen dabei über Wärmebilanzmessungen und Berechnungen eine Beziehung zu der Wärmeübertragung herzustellen, die sich aus der Vorgabe gemittelter Abgasmassenströme und -temperaturen ergeben [97, 83, 5, 21, 3, 44, 62]. In diesem Zusammenhang wird die Erhöhung der Wärmeübertragung aufgrund instationärer Effekte durch den sogenannten CAF-Faktor (Convective Argumentation Factor) angegeben. In den Ansätzen zur Bestimmung des CAF-Faktors wird die Abgasanlage in die drei Abschnitte

- Krümmerbereich
- Vorrohrbereich
- Abgasrohrbereich

unterteilt. Dabei wird für einen gesamten Abschnitt ein CAF-Faktor festgelegt. Wendland stellt umfangreiche experimentelle Untersuchungen auf dem Rollenprüfstand an sechs verschiedenen Abgaskonfigurationen mit unterschiedlichen Isolationen vor [97]. Die Ermittlung der Wärmeübertragung erfolgt für 33 stationäre Betriebspunkte durch Wärmebilanzmessungen.

Dabei werden über die Abgasenthalpie, das Abkühlverhalten der Abgasströmung zwischen fest definierten Punkten und über die ermittelten Oberflächentemperaturen Annahmen zum Wärmestrom an die Umgebung getroffen. Daraus wiederum können unter Berücksichtigung der Umgebungsbedingungen Annahmen zur Wandwärmeübertragung erfolgen. Wendland [97] ermittelt damit einen CAF-Faktor von 2,3 im Krümmerbereich, einen CAF-Faktor von 3,0 im Vorrohr und einen CAF-Faktor von 1,6 im Abgasrohr, die in den gewählten Betriebspunkten jeweils unabhängig von der Reynoldszahl sind. Weitere Untersuchungen von Shayler et al. ergeben einen CAF-Faktor von 0,5-4,5 im Krümmerbereich und einen CAF-Faktor von 1-3 im Vorrohr, wobei die instationäre Wärmeübertragung über Messungen an zwei Ottoabgasanlagen ermittelt wird und die stationäre Wärmeübertragung aus der Sieder-Tate-Beziehung mit gemittelten Werte für Abgasmassenstrom und –temperatur gebildet wird. Battiston et al. ermitteln an einer Diesellabgasanlage einen CAF-Faktor von 1,1-1,6 im Vorrohr und einen CAF-Faktor von 1-1,5 im Abgasrohr für 6 verschiedene stationäre Betriebspunkte. Weitere Werte sind in der Literatur aus Korrelationen von Condi et al. [21] und Bannister et al. [3] verfügbar.

Die Literatur zeigt, dass eine einheitliche und allgemeingültige Beziehung über den CAF-Faktor aus mehreren Gründen nicht definiert werden kann. Bereits aufgrund der Vielzahl an Motor- und Abgassystemvarianten, können sich instationäre Strömungseffekte sehr unterschiedlich ausprägen. Weiterhin besteht eine große Unsicherheit bezüglich der Aussagefähigkeit der über Wärmebilanzmessungen ermittelten instationären Nusseltzahlen. So ist bereits der Fehlereinfluss bei der Vernachlässigung von Umgebungseinflüssen groß. Messungen von Wendland [97] wurden mit voll zugeschaltetem Lüfter und offener Motorhaube durchgeführt. Die daraus resultierenden komplexen Umströmungsbedingungen können nicht über vereinfachte Annahmen berücksichtigt werden. Auch die Vergleichbarkeit der Studien untereinander ist schwierig, da zum einen sehr verschiedene Prüfstandseinrichtungen verwendet werden. Weiterhin werden für die Beziehung im CAF-Faktor unterschiedliche Korrelationen als Referenz verwendet. So ist oft die Sieder-Tate Beziehung in einer voll ausgebildeten geraden Rohrströmung als Referenz angegeben. Unklar ist dabei, ob geometrisch bedingte Strömungseffekte, wie beispielsweise Rohrbiegungen, in den CAF-Faktor mit einfließen und diesen damit verfälschen. Trotz der schwierigen Vergleichbarkeit zeigt sich einheitlich, dass der instationäre Effekt zu einer deutlich erhöhten Wärmeübertragung in der motornahen Abgasrohrführung führt. Weiterhin liefern die zahlreichen Studien Anhaltswerte zur Größenordnung dieses Einflusses im Krümmerbereich, Vorrohr und Abgasrohr, wobei sich im Vorrohr der größte Einfluss auf die Wärmeübertragung feststellen lässt. Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Abgasströmung voll instationär für zwei unterschiedliche Lastpunkte in einem 3D-Teilmodell eines Krümmers berechnet. Entsprechende Ergebnisse werden in Kapitel 6.2 stationären Berechnungsergebnissen gegenübergestellt und im Zusammenhang mit recherchierten Literaturwerten diskutiert.

Katalysatoren

Die ersten Arbeiten zur Entwicklung von numerischen Katalysatormodellen begannen Ende der 1979er Jahre und beschäftigten sich zunächst mit der Beschreibung des Aufheizverhaltens, wobei die Strömungsvorgänge auf 1D-Basis modelliert wurden. Aufbauend hierauf erfolgt die Erweiterung der Modelle um Impuls- und Stofftransportbilanzen sowie chemische Reaktionen. Einen Überblick zum gesamten Entwicklungsverlauf der eindimensionalen Katalysatormodellierung geben Deptcik und Assanis [22]. Für die schnelle Vergleichbarkeit verschiedener Konfigurationen eignet sich die ressourcen- und zeiteffiziente 1D-Simulation derzeit am besten [22]. In Bezug auf Energiebilanzen sowie die Modellierung des Wärmeübergangs wurden während den gesamten Modellerweiterungen kaum Änderungen vorgenommen.

Die Arbeit von Groppi und Tronconi [33] befasst sich mit der Modellierung der effektiven axialen und radialen Wärmeleitfähigkeit im Monolithen eines Katalysators und leitet diese auf strukturbedingte Geometriefaktoren zurück. Mit einem ähnlichen Ansatz befasst sich auch Boger und Heibel in [17]. Dieser Ansatz wird für die 3D-Modellierung des Katalysatormonoliths in dieser Arbeit modifiziert eingebunden und in Kapitel 4.3.1 weiterführend beschrieben.

Für den Drei-Wege-Katalysator erfolgen im Verlauf der Zeit immer detailliertere Beschreibungen der chemischen Reaktionen und Stofftransportvorgänge. Hierzu zählt die Berücksichtigung der „Water-Gas-Shift“-Reaktion (CO-Reaktion Rhodium) [52] oder die „Steam-Reforming“-Reaktion (HC-Oxidation durch Rhodium) [51]. Durch die Einführung neuer Komponenten im Washcoat wurden weitere Erweiterungen zur Beschreibung der chemischen Reaktionen in die bestehenden Modelle implementiert, so auch die Modellierung des Sauerstoffspeichers [52, 51]. Weitere Modellerweiterungen folgten mit der Einführung neuer Katalysatortypen. Hierzu zählen im Wesentlichen der Dieseloxydationskatalysator, der NO_x -Speicherkatalysator und der SCR-Katalysator. Mit der Einführung der Dieseloxydationskatalysatoren wurde die Modellierung der Adsorption von Kohlenwasserstoffen in der Kaltstartphase eingebunden [67]. Mit dem SCR-Katalysator erfolgte die Modellierung der selektiven katalytischen Reduktion von NO_x mit Ammoniak [90, 49, 48]. Der Erweiterung der chemischen Beschreibung des Speichervorgangs von NO_x widmeten sich Koltsakis et al. [53] sowie Wang et al. [95], wobei immer detailliertere Reaktionsmechanismen auf Basis von Messungen implementiert wurden.

Der wesentliche Aspekt für die thermische Betrachtung besteht in der Berücksichtigung des Wärmeeintrags, der durch chemisch exotherme Reaktionen entsteht. Die Betrachtung lässt sich auf zwei Fragen reduzieren. Zunächst ist eine Kategorisierung notwendig, die aussagt, unter welchen Bedingungen hohe Wärmeeinträge auftreten können und welche Reaktionen dafür ausschlaggebend sind.

Weiterhin stellt sich die Frage, an welcher Stelle der Wärmeeintrag dann erfolgt. Ausschlaggebend für einen deutlichen Wärmeeintrag ist die Oxidation von CO und HC im Dreiwegekatalysator und Dieseloxidationskatalysator. Hierbei kann eine beträchtliche Wärmemenge freigesetzt werden, die auch das Temperaturprofil beeinflusst. Der maximal mögliche Wärmeeintrag ist abhängig von der CO/HC Rohemission. Diese ist beim Ottomotor deutlich höher als beim Dieselmotor [65]. Entsprechend ist auch die resultierende Wärmezufuhr durch den Oxidationsvorgang in Dreiwegekatalysatoren höher als bei Dieseloxidationskatalysatoren. Alle weiteren Reaktionen in NO_x- und SCR-Katalysatoren können weitgehend für thermische Betrachtungen im Gesamtfahrzeug vernachlässigt werden. Für die Implementierung eines Quellterms im 3D-CFD-Modell ist es notwendig, einen Ansatz zu finden, der es erlaubt, den Ort der Wärmefreisetzung möglichst allgemeingültig und in Abhängigkeit weniger Parameter zu definieren. Die Analysen der thermischen Absicherung lassen sich auf stationäre Lastfälle bei sehr hohen Temperaturen reduzieren. Katalysatoren sind darauf ausgelegt, bereits bei niedrigen Temperaturen eine gute Umsatzrate zu gewährleisten und eine möglichst kurze Light-Off Zeit zu erreichen. Entsprechend ist die Beladung mit aktiven Komponenten derart hoch ausgelegt, dass bei hohen Temperaturen eine nahezu vollständige Umsatzrate bereits im Einströmbereich erfolgt [65]. Für die Implementierung des Quellterms bedeutet dies, dass vereinfacht davon ausgegangen werden kann, dass der Wärmeeintrag im Frontbereich erfolgt, vorausgesetzt es liegen hohe Temperaturen vor. Ein entsprechender Ansatz wurde im Rahmen dieser Arbeit definiert und in das Modell eingebunden.

Partikelfilter

Die Wärmemengen die bei der Regeneration eines beladenen Partikelfilters freigesetzt werden, können zu kurzzeitigen Spitzentemperaturen und thermischen Belastungen im Filter und in der Umgebung führen. Da die Regeneration einen instationären Vorgang darstellt, muss auch die Berechnung instationär erfolgen.

Die numerische Modellierung von Partikelfiltern wird seit den 1980er Jahren betrieben. Berechnungen zielen zum einen auf die Optimierung des Beladungsvorgangs und auf die Reduzierung des Druckverlustes ab. Zum anderen werden zum Schutz von Material und Vorhersage der Dauerhaltbarkeit Maximaltemperaturen während der Regeneration ermittelt. Im Laufe der Zeit wurden verschiedene 0D- bis 3D-Modelle entwickelt. Ein 0D-Modell berücksichtigt nur den konvektiven Stofftransport und geht von einer gleichmäßigen Durchströmung der Kanalwände aus. Das 0D-Modell eignet sich für Parameterstudien und erste Aussagen zu Maximaltemperaturen. Im 1D-Modell wird das betrachtete Bilanzvolumen in die Phasen Einlasskanal, Rußschicht, Filterwand und Auslasskanal unterteilt, wodurch im Gegensatz zum 0D-Modell die unterschiedliche Ablagerung durch Kuchen- und Tiefenfiltration abgebildet wird und Aussagen zur Temperaturentwicklung längs der Filterkoordinate ermöglicht werden [54, 55, 37]. Sehr ähnlich ist auch der erweiterte Ansatz für 2D- und 3D-Betrachtungen.

Um die Massenstromverteilung im Einströmbereich zu erhalten, muss eine 3D-Strömungsberechnung erfolgen [54, 37]. Der Großteil der Anwendungen bezieht sich auf die transiente Auslegung und den Vergleich von Konfigurationen. Dafür eignen sich 1D-Modelle am besten aufgrund des geringeren Berechnungs- und Modellierungsaufwands. 2D- und 3D-Ansätze werden speziell für Detailuntersuchungen und Optimierungen eingesetzt [37].

2.4 Fazit numerische Methoden

Nach dem aktuellen Stand der Technik gibt es keine Arbeit, die einen vollständigen Ansatz zur detaillierten Temperaturberechnung der Abgasanlage in einem Gesamtfahrzeug liefert. Dies betrifft sowohl die numerischen Methoden der thermischen Gesamtfahrzeugauslegung als auch die Verfahren, die spezifisch für die Auslegung des Abgassystems existieren. In Bezug auf numerische Methoden, die im Fahrzeugentwicklungsprozess eingesetzt werden, lassen sich sehr viele Arbeiten zur Optimierung der Kühlsystemauslegung und der Abbildung des Wärmetransports über die Motorraumströmung vorfinden. Im Einzelnen betrifft dies die Bestimmung des Kühlluftmassenstroms, der Wärmebilanzen am Wärmetauscher, die Diskretisierung und Modellierung der Motorraumströmung und die Berücksichtigung des Lüftereinflusses. Bis Ende der 1990er Jahre steht die grundsätzliche Realisierung einer komplexen Gesamtfahrzeugberechnung unter Berücksichtigung aller drei Wärmeübertragungsmechanismen im Vordergrund. Nachfolgende Arbeiten beschäftigen sich mit der Strömungsauflösung sowie der Bewältigung der Komplexität von Berechnungsmodellen und dem effizienten Einsatz in der Fahrzeugentwicklung. Umfassend behandelt wird auch die Thematik der Berechnungsprozedur zwischen Struktur- und Strömungsrechnungen, auch im Hinblick darauf, die Analyse von instationären Vorgängen wie das Nachheizen, Aufheizvorgänge oder transiente Fahrzyklen zu realisieren. Der Wärmeeintrag der Abgasanlage wird durch die Vorgabe von festen Temperaturwerten auf der Geometrieoberfläche berücksichtigt. Um die Vorhersagefähigkeit von Berechnungsmodellen der thermischen Absicherung zukünftig zu steigern, bestehen im Sinne der Methodenweiterentwicklung zwei dringende Aspekte, die detaillierte Abbildung der Abgasanlage einzuführen. Der erste Aspekt beinhaltet die Steigerung der Simulationsgenauigkeit. Der zweite Aspekt betrifft den erweiterten Einsatz dieser Modelle auf instationäre Betrachtungen.

Die Abgasanlage spielt eine wesentliche Rolle für die Betrachtung von Luft- und Bauteiltemperaturen im Fahrzeug. Neben der Abbildung der fahrzeugspezifischen Wärmeübertragungsphänomene ist für eine Erhöhung der Vorhersagefähigkeit und Genauigkeit der Berechnungsergebnisse eine detaillierte Abbildung der Abgasanlage erforderlich. Insbesondere, da in vielen Bereichen eine komplexe und mit Gradienten versehene Oberflächentemperaturverteilung vorliegt.

Durch den aktuellen Entwicklungstrend der Rechenprozessoren und Softwarearchitektur werden aufwendigere und komplexere numerische Modelle für die direkte Entwicklungsanwendung interessant. Die Einbindung der thermischen Simulation der Abgasanlage im Gesamtfahrzeugmodell stellt damit eine sinnvolle Modellerweiterung zur Erhöhung der Vorhersagefähigkeit und Genauigkeit von Berechnungsergebnissen zur thermischen Absicherung dar.

Verschiedene Studien die sich mit der Methodenweiterentwicklung im Sinne der Lastfallenerweiterung auseinandersetzen, zeigen auf, dass eine transiente Vorgabe der Wärmequellen im Fahrzeug zwingend notwendig ist. Insbesondere im Nachheizlastfall kommt dem Wärmeeintrag seitens der Abgasanlage eine besondere Rolle zu. Die Arbeiten von Weidmann [96] und Schuster [78] zeigen, dass eine Nachheizrechnung nur unter Vorgabe gemessener Temperaturen der Abgasanlage möglich ist. Die Anwendung ist damit beschränkt auf den parallelen Einsatz zur Hardwareerprobung und kann damit nicht für Bewertungen in der frühzeitigen digitalen Prototypenphase verwendet werden. Mit der detaillierten Abbildung und thermischen Simulation der Abgasanlage besteht die Möglichkeit, die Temperaturen und im Abgassystem gespeicherte Wärmeenergie rechnerisch zu ermitteln und damit die notwendige Unabhängigkeit von Messdaten zu erreichen.

In der Entwicklung numerischer Verfahren, die für die Systemauslegung der Abgasanlage zum Einsatz kommen, bestehen zahlreiche Ansätze, die die Wärmeübertragungsmechanismen in einer Abgasanlage untersuchen. Einige wichtige Ansätze, die auch für die Einbindung der thermischen Simulation im Gesamtfahrzeug wesentlich sind, wurden in Kapitel 3.2 diskutiert. Diese betreffen die konvektive Wärmeübertragung im Bereich der motornahen Rohrführung sowie die Implementierung und Modellierung der Wärmeeinträge in Katalysatoren und Partikelfiltern.

3 Grundlagen

In diesem Kapitel werden die wesentlichen physikalischen und numerischen Grundlagen beschrieben, die zur Betrachtung der Temperaturentwicklung im Pkw notwendig sind. Die thermischen Bedingungen im Fahrzeug können je nach wirkenden Wärmequellen, strömungsbedingten Wärmeverteilungen sowie Position und Lage variieren. Prinzipiell jedoch lässt sich ein Fahrzeug (hier mit Frontmotor) entsprechend Bild 3.1 in Motorraum-, Tunnel- und Heckbereich einteilen.

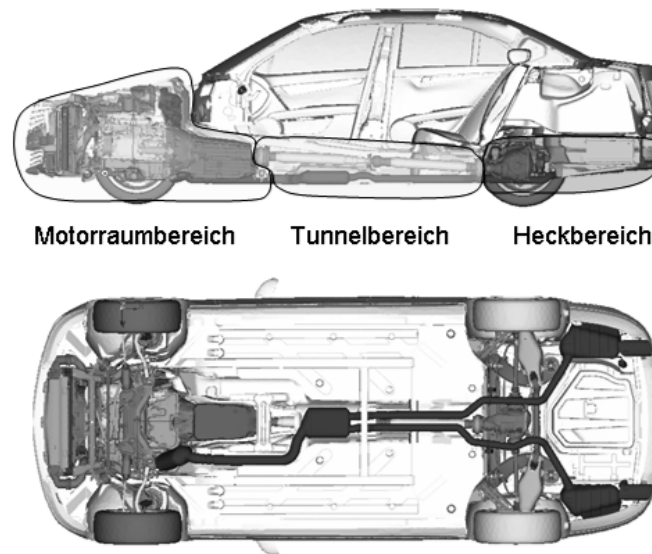


Bild 3.1: Einteilung Gesamtfahrzeug

Der Motorraum enthält eine Vielzahl von eng angeordneten Aggregaten und wird von der Kühlerabluft durchströmt. Charakteristisch für diesen Bereich ist, dass sämtliche Bauteiltemperaturen von der Kühlerabluft und damit von der Auslastung des Kühlsystems abhängen.

Ein großer Anteil der Kühlluftströmung gelangt in den Tunnelbereich, der sich stromabwärts an den Motorraum anschließt. Zu den wesentlichen Bauteilen zählen die Gelenkwelle, die Abgasanlage und der Tank. Je nach Position können Bauteile von der Kühlerabluft und der Abgasanlage aufgeheizt oder von der Unterbodenströmung gekühlt werden.

Im Heckbereich ist für das allgemeine Temperaturniveau ausschlaggebend, wieviel aufgeheizte Kühlluft vom Motorraum über den Tunnelbereich ins Heck gelangt bzw. sich durch die Strömungsbedingungen frische Kühlluft hinzumischt. Es besteht eine große Abhängigkeit von der Fahrzeugumströmung. Wesentliche Wärmequellen stellen hier die Abgasanlage und gegebenenfalls das Hinterachsgetriebe dar.

Die Abgasanlage findet sich bei Fahrzeugen mit Frontmotor üblicherweise in allen drei Bereichen wieder. Um die Einflüsse der unterschiedlichen Bereiche in der Temperaturberechnung der Abgasanlage zu berücksichtigen, ist die genaue Abbildung der Wärmeübertragungsmechanismen im Motor-, Tunnel- und Heckbereich wichtig. Die Wärmeübertragungsmechanismen lassen sich über die Grundgleichungen der Strömungsmechanik und der Wärmeübertragung beschreiben. Diese werden nachfolgend in Kapitel 3.1 und Kapitel 3.2 im Detail aufgeführt.

3.1 Grundgleichungen der Strömungsmechanik

Strömungsvorgänge im Fahrzeug lassen sich über die Strömungsmechanik beschreiben. Zusammen mit der Kontinuitätsgleichung und dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik, bilden die Navier-Stokes-Gleichungen ein System von gekoppelten, nichtlinearen, partiellen, elliptischen Differentialgleichungen, mit denen sich alle kontinuumsmechanischen Fluideigenschaften vollständig beschreiben lassen [91].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad \text{Masse (3.1)}$$

$$\frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot w)}{\partial z} = X - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z}$$

$$\frac{\partial(\rho \cdot v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot v \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot v \cdot w)}{\partial z} = Y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z}$$

$$\frac{\partial(\rho \cdot w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot w \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot w \cdot v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot w^2)}{\partial z} = Z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \quad \text{Impuls (3.2)}$$

mit

ρ	: Dichte des Fluids
t	: Zeit
x, y, z	: Ortsvektor
u, v, w	: Geschwindigkeitsvektor
p	: Druck
τ	: Schubspannungsvektor
X, Y, Z	: Kraftfelder

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial \left(\rho \cdot \left[e + \frac{V^2}{2} \right] \right)}{\partial t} = - \left(\frac{\partial \left(\rho \cdot \left[e + \frac{V^2}{2} \right] \cdot u \right)}{\partial x} + \frac{\partial \left(\rho \cdot \left[e + \frac{V^2}{2} \right] \cdot v \right)}{\partial y} + \frac{\partial \left(\rho \cdot \left[e + \frac{V^2}{2} \right] \cdot w \right)}{\partial z} \right) \\
& + \left(\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right] \right) \\
& + \left(- \frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial(\tau_{xx} \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial(\tau_{xy} \cdot v)}{\partial x} + \frac{\partial(\tau_{xz} \cdot w)}{\partial x} \right) \\
& + \left(- \frac{\partial(\rho \cdot v)}{\partial y} + \frac{\partial(\tau_{yx} \cdot u)}{\partial y} + \frac{\partial(\tau_{yy} \cdot v)}{\partial y} + \frac{\partial(\tau_{yz} \cdot w)}{\partial y} \right) \\
& + \left(- \frac{\partial(\rho \cdot w)}{\partial z} + \frac{\partial(\tau_{zx} \cdot u)}{\partial z} + \frac{\partial(\tau_{zy} \cdot v)}{\partial z} + \frac{\partial(\tau_{zz} \cdot w)}{\partial z} \right) \\
& + F_x \cdot u + F_y \cdot v + F_z \cdot w
\end{aligned}$$

Energie (3.3)

mit

F_x, F_y, F_z : Volumenkräfte
 V^2 : $u^2 + v^2 + w^2$
 e : Spezifische innere Energie
 λ : Wärmeleitfähigkeit

3.2 Grundlagen der Wärmeübertragung

Definitionsgemäß wird unter Wärmeübertragung der Transport von thermischer Energie über mindestens eine Systemgrenze hinweg verstanden. Der Transport erfolgt unter der Voraussetzung eines Temperaturgradienten und ist daher verbunden mit einem Wärmehaushalt. Die Wärmeübertragung lässt sich im Hinblick auf den zugrunde liegenden Wirkmechanismus in drei Arten unterscheiden:

- Wärmeleitung
- Konvektion
- Wärmestrahlung

Wärmeleitung

Unter der Wärmeleitung wird der molekulare Wärmetransport verstanden, der in festen oder in Ruhe befindlichen Stoffen auftritt, sobald eine Temperaturdifferenz vorhanden ist. In der ersten Fourieschen Gleichung wird der stationäre Zustand der Wärmeleitung wie folgt beschrieben:[15]

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \nabla \vartheta = -\lambda \cdot \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial x} + \frac{\partial \vartheta}{\partial y} + \frac{\partial \vartheta}{\partial z} \right) \quad \text{Gl. (3.4)}$$

Die Wärmeleitfähigkeit λ des Materials wird in der Einheit W/mK angegeben. Das negative Vorzeichen bedeutet, dass die Wärmemenge in Richtung abnehmender Temperatur strömt.

$$\left(\frac{\partial \vartheta}{\partial x} + \frac{\partial \vartheta}{\partial y} + \frac{\partial \vartheta}{\partial z} \right) < 0 \quad \text{Gl. (3.5)}$$

Der Wärmestrom ist der Integralwert der Wärmestromdichte über die Querschnittsfläche eines Körpers

$$\dot{Q} = \int_A \dot{q} \cdot dA \quad \text{Gl. (3.6)}$$

Die vereinfachte stationäre Darstellung des Wärmestroms stellt eine gute Näherung dar, wenn die zeitliche Änderung der Temperatur vernachlässigt werden darf. Bei der Betrachtung von instationären Wärmeströmen muss die zweite Fouriersche Differentialgleichung verwendet werden. Diese enthält zusätzlich die Wärmespeicherkomponente mit der charakteristischen Speicherfähigkeit c_p und dem Massewert ρ sowie die zeitlich abhängige Temperaturänderung.

$$\rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial t} - \lambda \cdot \left(\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial z^2} \right) = \dot{q}_i \quad \text{Gl. (3.7)}$$

Konvektion

Die Wärmeübertragung durch Konvektion erfolgt bei einer Temperaturdifferenz zwischen zwei Systemen, die sich relativ zueinander bewegen, wie es beispielsweise bei der Wärmeübertragung von einer Wand auf ein Fluid gegeben ist. Grundsätzlich kann zwischen freier und erzwungener Konvektion unterschieden werden. Ist eine Strömung durch ein temperaturabhängiges Dichtegefälle induziert, spricht man von der freien Konvektion. Eine erzwungene Konvektion erfolgt dann, wenn die Strömung durch ein äußeres Druckgefälle aufrecht erhalten wird. Mit dem Newtonschen Ansatz für den Wärmeübergang α in W/m²K lässt sich die Wärmestromdichte wie folgt beschreiben:

$$\dot{q} = \alpha \cdot (\vartheta_w - \vartheta_\infty) \quad \text{Gl. (3.8)}$$

In technischen Anwendungen ist häufig die Wärmeübergangszahl α eine wichtige Größe. Diese steht in Abhängigkeit von einer großen Anzahl unabhängiger Variablen

und lässt sich daher nicht analytisch herleiten. Die Beziehungen müssen aus Messungen empirisch ermittelt, oder in einer numerischen Simulation berechnet werden.

Strahlung

Wärmeübertragung durch Strahlung erfolgt durch elektromagnetische Wellen und kann auch unabhängig von Materie im Vakuum zwischen zwei Körpern erfolgen. Die Wärmestrahlung ist abhängig von der Temperatur sowie der Größe und Struktur der Oberfläche des betrachteten Körpers. Das Spektrum der thermischen Strahlung liegt im ultraroten Wellenlängenbereich zwischen $0,8\mu\text{m}$ und $400\mu\text{m}$. Der durch Strahlung übertragene Wärmestrom wird im Stefan-Boltzmann-Gesetz beschrieben und ist proportional zur Differenz der vierten Potenz der thermodynamischen Temperatur der jeweiligen Körper.

$$\dot{Q} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot T^4 \quad \text{Gl. (3.9)}$$

\dot{Q} = Strahlungswärmestrom pro Fläche W/m^2

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

ε = Emissionsvermögen der Oberfläche

T = Temperatur K

Die auf einer Oberfläche auftreffenden elektromagnetischen Wellen können teilweise absorbiert, reflektiert und transmittiert werden. Das Verhältnis wird über den Absorptionsgrad α_r , den Reflexionsgrad ρ_r und den Transmissionsgrad τ_r definiert. Eigenschaften bezüglich Absorption, Reflexion und Transmission sind meist auch von der Wellenlänge der Strahlung abhängig. Nach dem Energieerhaltungssatz besteht folgender Zusammenhang:

$$\alpha_r + \rho_r + \tau_r = 1 \quad \text{Gl. (3.10)}$$

3.3 Numerische Grundlagen

Für die numerische Lösung von Strömungs- und Wärmetransportproblemen stellt sich zunächst die Frage nach einem geeigneten mathematischen Modell. Diese Grundlage ist durch die zuvor beschriebenen Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie gegeben. Weiterhin müssen die dazu gehörigen Randbedingungen vorgegeben werden und entsprechend der Anwendung geeignete Modellannahmen (kompressibel, turbulent, zwei- oder dreidimensional) getroffen werden. Dieses Modell kann notwendige Vereinfachungen der genauen Erhaltungsgleichung enthalten. Eine häufige Vereinfachungsannahme ist die Abbildung eines Problems in einem stationären Modell oder die nachfolgend beschriebene Turbulenzmodellierung durch den Reynolds-Ansatz.

Turbulenzmodelle

Die mathematische Beschreibung von Strömungen durch die Navier-Stokes-Gleichung gilt sowohl für laminare als auch für turbulente Strömungen. Turbulente Strömungen lassen sich jedoch mit dieser Gleichung nur mit sehr großem numerischen Aufwand über die sogenannte DNS (direkte numerische Simulation) lösen. Für viele Anwendungen ist dies ein nicht realisierbarer numerischer Aufwand. Für turbulente Strömungen wird deshalb die RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) Gleichung verwendet, bei der über den Reynolds-Ansatz

$$\bar{u} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \cdot \int_0^T (u_{(x,t)}) \cdot dt \quad \text{Gl. (3.11)}$$

die Geschwindigkeitsgrößen aus einem Mittelwert aus zeitabhängigen Schwankungsgrößen und einem quasistationären Wert zusammengesetzt werden.

$$u_{(x,t)} = \bar{u}_{(x,t)} + u'_{(x,t)} \quad \text{Gl. (3.12)}$$

Die Anwendung des Reynolds-Ansatzes auf die Navier-Stokes-Gleichung führt zur RANS-Gleichung.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} \rho (\bar{u}_i \bar{u}_j + \overline{u'_i u'_j}) = f_v - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ji}}{\partial x_j} \quad \text{Gl. (3.13)}$$

In der RANS-Gleichung treten die sogenannten Reynolds-Spannungen ($\overline{u'_i u'_j}$) nun als zusätzliche unbekannte Größen auf. Um das Gleichungssystem wieder zu schließen, sind weitere Gleichungen im Rahmen der Turbulenzmodellierung notwendig.

Je nach Strömungseigenschaft lassen sich verschiedene Turbulenzmodelle verwenden. Das Standard $K - \varepsilon$ -Modell für hohe Reynoldszahlen ist das am häufigsten eingesetzte und auch in dieser Arbeit verwendete Turbulenzmodell. Das $K - \varepsilon$ -Modell ist nur für hohe Reynoldszahlen gültig, besitzt eine gute Stabilität und bietet einen guten Kompromiss zwischen numerischem Aufwand und Genauigkeit. Bei diesem Ansatz werden zusätzlich zu den Erhaltungsgleichungen zwei Transportgleichungen für die turbulente kinetische Energie K und die Dissipationsrate ε gelöst. In Wandnähe treten viskose Effekte auf und die Reynoldszahl sinkt auf einen für das $K - \varepsilon$ -Modell ungültigen Bereich. Deshalb wird als Wandrandbedingung die logarithmische Wandfunktion eingeführt. Kriterium für den Einsatz der Wandfunktion ist dabei der dimensionslose Wandabstand y^+ .

Wandwarmeubergang

Die Berechnung des konvektiven Warmeubergangs ist abhängig von der verwendeten Wandfunktion. Im logarithmischen Wandgesetz gilt für die dimensionslose Temperatur T^+ und für die Schubspannungsgeschwindigkeit u_τ folgende Beziehung:

$$T^+ = \text{Pr}_\tau (u^+ + P) \quad \text{Gl. (3.14)}$$

$$u_\tau = (C_\mu)^{0,25} \cdot \sqrt{t_{KE}} \quad \text{Gl. (3.15)}$$

Der dimensionslose Wandabstand y^+ ist definiert als:

$$y^+ = \frac{y \cdot u_\tau}{\nu} \quad \text{Gl. (3.16)}$$

Für den lokalen Warmeubergangskoeffizient h gilt:

$$h = \frac{\rho_f \cdot c_{p,f} \cdot u_\tau}{T^+} \quad \text{Gl. (3.17)}$$

Die konvektive Warmeubertragung an der Wand lässt sich dann folgendermaßen darstellen:

$$\dot{q}_w = \frac{\rho_f \cdot c_{p,f} \cdot u_\tau \cdot (T_w - T_f)}{T^+} \quad \text{Gl. (3.18)}$$

Poröses Medium

Der Ansatz des porösen Mediums wird in dieser Arbeit zur Abbildung der Wärmetauscher, der Monolithen im Katalysator und Partikelfilter und im Turbolader verwendet und soll an dieser Stelle kurz erläutert werden. Ein poröses Medium kann eingesetzt werden, um die Strömung durch einem bestimmten Volumenbereich mit einer komplizierten Geometrie vereinfacht darzustellen. Der als poröses Medium definierte Bereich enthält dadurch keine Detailinformationen über die sich im Inneren befindende Geometrie, berücksichtigt aber dessen Einfluss auf die Strömung über die Vorgabe des Druckverlusts in Abhängigkeit von Strömungseigenschaften. Der theoretische Druckverlust pro Längeneinheit steht in Abhängigkeit zur Strömungsgeschwindigkeit v und lässt sich wie folgt beschreiben:

$$\frac{\Delta p}{L} = -(P_i \cdot |v| + P_v) \cdot v \quad \text{Gl. (3.19)}$$

Die Gleichung enthält mit P_i und P_v zwei Druckverlustkoeffizienten. $P_i \text{ kg/m}^4$ wird als Trägheitswiderstand bezeichnet und $P_v \text{ kg/m}^3\text{s}$ als Zähigkeitswiderstand. Oft wird der Druckverlustkoeffizient experimentell bestimmt.

Lösungsalgorithmen und Diskretisierungsmethoden

Die Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie werden durch ein System gekoppelter, partieller Differentialgleichungen beschrieben, die außer in wenigen vereinfachten Fällen nicht analytisch gelöst werden können. Nach Auswahl eines mathematischen Modells muss zur Lösung ein geeignetes numerisches Lösungsverfahren herangezogen werden. Hierauf wird nachfolgend näher eingegangen. Es handelt sich um eine Diskretisierungsmethode zur Approximation der Differentialgleichungen durch ein System algebraischer Gleichungen.

Zu den am weitesten verbreiteten Methoden zählen die Finite-Volumen-Methode (FVM), Finite-Elemente-Methode (FEM), Finite-Differenzen-Methode (FDM). Eine ausführliche Beschreibung dieser Diskretisierungsmethoden ist in [93, 28] gegeben. Nachfolgend wird die in dieser Arbeit verwendete FVM sowie die FEM näher beschrieben.

In der FVM wird das Lösungsgebiet durch ein Gitter in eine endliche Anzahl von Kontrollvolumina (KV) unterteilt, in denen Erhaltungsgleichungen integriert und die Werte der abhängigen Variablen im Zellzentrum (Schwerpunkt) approximiert werden. Auswahlkriterien für das numerische Gitter sind vielfältig und können sich nach der verwendeten Diskretisierungsmethode oder der Art und Komplexität der Geometrie richten. Die FVM verwendet die Integralform der Erhaltungsgleichung als Startpunkt. Der Transport einer skalaren Größe ϕ ist definiert als [28]:

$$\underbrace{\frac{d}{dt} \int_V \rho \chi_p \phi dV}_{\text{transienter Term}} + \underbrace{\oint_A \rho \chi_p (v - v_g) \cdot da}_{\text{konvektiver Fluss}} = \underbrace{\oint_A \Gamma \nabla \phi \cdot da}_{\text{diffusiver Fluss}} + \underbrace{\int_V S_\phi \cdot dV}_{\text{Quellterm}} \quad \text{Gl. (3.22)}$$

mit

- ϕ : Skalare Größe
- S : Quellterm
- A : Flächeninhalt der Kontrollvolumenseitenfläche f
- t : Zeit
- ρ : Dichte des Fluids
- χ_p : Porosität
- $\nabla \phi$: $\frac{\partial \phi}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial \phi}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial \phi}{\partial z} \vec{k}$
- Γ : Diffusionskoeffizient

- V : Volumen
 v : Geschwindigkeit
 v_g : Geschwindigkeit (bei Relativbewegung der Gitterkoordinaten)

Die diskrete Lösung der integralen Transportgleichung für das Kontrollvolumen 0 lautet dann:

$$\frac{d}{dt}(\rho\chi\phi dV)_0 + \sum_f \rho\phi(v \cdot a - G)_f = \sum_f (\Gamma\nabla\phi \cdot a)_f + (S_\phi \cdot V)_0 \quad \text{Gl. (3.23)}$$

mit

- f : Kontrollvolumen (KV) Seitenfläche
 G : Gitterfluss an der KV Seitenfläche f (bei Relativbewegung der Gitterkoordinaten)

Es müssen in der FVM Approximationen für Gradienten, Flächen- und Volumenintegrale und Interpolationen zwischen den Stützstellen gewählt werden. Für den konvektiven Term bestehen zahlreiche Approximationsverfahren, dabei steigt die Genauigkeit mit der Höhe der Ordnung.

- FOU = First Order Upwind (1. Ordnung)
 SOU = Second Order Upwind (2. Ordnung)
 CD = Central-Differencing (2. Ordnung)

Die FEM ähnelt der FVM in vielfältiger Weise, jedoch besteht ein wesentlicher Unterschied darin, dass die algebraischen Gleichungen mit einer Gewichtungsfunktion multipliziert werden, bevor die Integration über das gesamte Lösungsgebiet erfolgt. Bei der Anwendung einer FEM müssen zur Approximation die Formfunktionen und Gewichtungsfunktionen ausgesucht werden.

Wärmeleitung

Die instationäre Gleichung der Wärmeleitung wird in dieser Arbeit je nach Anwendungsgebiet im Berechnungscode STARCCM+ oder PERMAS gelöst. Diese werden in Kapitel 5.1 näher beschrieben.

$$\rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} - \lambda \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = q_i \quad \text{Gl. (3.24)}$$

In PERMAS wird die Gleichung der Wärmeleitung über die Kapazitätsmatrix C, die Wärmeleitungsmatrix K und über den Lastvektor F_L gelöst:

$$C \cdot T + K \cdot T = F_L$$

Gl. (3.25)

Strahlung

Zur Bilanzierung des Strahlungswärmeaustauschs zwischen verschiedenen Oberflächen, müssen diese in spezielle Flächenelemente (engl. „patches“) eingeteilt werden. Für die Bilanzierung ist als Ausgangspunkt weiterhin die Berechnung der Konfigurationsfaktoren (Sichtfaktoren) notwendig. Entsprechend Bild 3.2 lässt sich der Konfigurationsfaktor F_{1-2} von Flächenelement F_1 auf Flächenelement F_2 über folgende Gleichung bestimmen:

$$F_{1-2} = \frac{1}{A_1} \iint_{A_1 A_2} \frac{\cos(\beta_1) \cdot \cos(\beta_2)}{\pi \cdot L^2} dA_1 dA_2$$

Gl. (3.26)

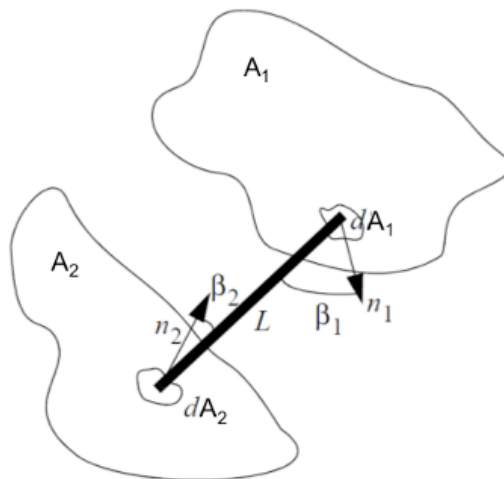


Bild 3.2: Strahlungswärmestrom von Fläche A_1 auf Fläche A_2 [86]

Nach der Berechnung der Konfigurationsfaktoren kann die Strahlungswärmebilanz iterativ für alle Flächenelemente gelöst werden. Die Strahlungsbilanz an einem Flächenelement i ergibt sich entsprechend Bild 3.3 aus der Summe der einfallenden Strahlungswärme I_i , der reflektierten Strahlung J_i und der transmittierten Strahlung T_i .

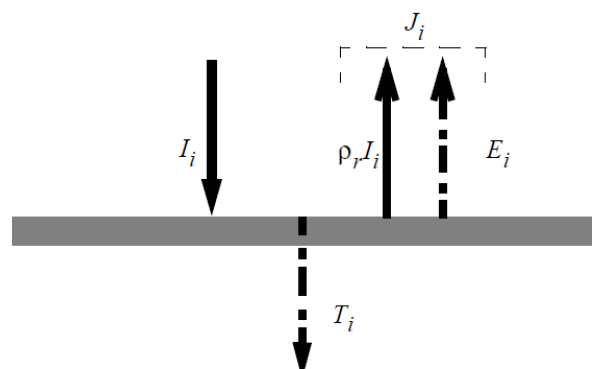


Bild 3.3: Strahlungswärmebilanz an einer Teilfläche i [86]

Strahlungsbilanz am Flächenelement i:

$$\dot{Q}_{I,i,\lambda_r} = A_i \cdot I_{i,\lambda_r} = \sum_{j=1}^{N_p} \left(\frac{F_{j-i,\lambda_r}}{1 - \tau_{i,\lambda_r} - \rho_{A,i,\lambda_r}} \right) \cdot J_{d,j,\lambda_r} \cdot A_j + \left(\frac{F_{e-i,\lambda_r}}{1 - \tau_{i,\lambda_r} - \rho_{A,i,\lambda_r}} \right) \cdot J_{e,\lambda_r} \cdot A_e$$

Gl. (3.27)

mit

- \dot{I}_{i,λ_r} : Spektrale Strahlungsintensität am Flächenelement i
- $\dot{Q}_{I,i,\lambda}$: Spektraler Strahlungswärmestrom am Flächenelement i
- λ_r : Wellenlängenspektrum
- $F_{j-i,\lambda}$: Konfigurationsfaktor von Fläche j auf Fläche i
- J_d : Diffuser Anteil der Ausstrahlung
- $\tau_{i,\lambda}$: Spektraler Transmissionsgrad
- $\rho_{s,i,\lambda}$: Spektraler Reflexionsgrad
- e : Umgebende Flächenelemente

Aus der Strahlungswärmebilanz ist ersichtlich, dass der Berechnungsaufwand mit steigender Zahl der Flächenelemente zunimmt. Gleiches gilt auch für die Berechnung der Konfigurationsfaktoren. Die Flächenelemente der Strahlungsbilanz fassen üblicherweise mehrere Flächenelemente des numerischen Gitters zusammen und sind daher deutlich größer.

4 Simulationsmethodik

Die Zielsetzung dieser Arbeit besteht in der Integration der thermischen Simulation der Abgasanlage in die Gesamtfahrzeugsimulation der thermischen Absicherung. Die dabei gewählte Methodik und Vorgehensweise wird nachfolgend beschrieben. In Kapitel 4.1 erfolgt zunächst die Beschreibung der verwendeten Simulationstools. Anschließend wird in Kapitel 4.2 auf die gewählte Berechnungs- und Koppelungsprozedur eingegangen. In Kapitel 4.3 wird abschließend das Detailmodell der Abgasanlage im Gesamtfahrzeug näher erläutert.

4.1 Simulationstools

Das Softwareprogramm STARCCM+ wird für alle in dieser Arbeit vorgestellten 3D Strömungssimulationen verwendet. Die thermische Analyse der Bauteile der Abgasanlage erfolgt ebenfalls auf Basis des Berechnungscodes STARCCM+. Die thermische Analyse der Bauteile im Gesamtfahrzeug erfolgt durch die Übertragung der Strömungsdaten mit den Berechnungscodes PERMAS und POSRAD. Die Abbildung der instationären Partikelbelastung und Regeneration erfolgt in einem Teilmodell des Partikelfilters auf Basis eines 1D-Ansatzes im Berechnungscode GT-SUITE Aftertreatment.

STARCCM+

Der auf der Finiten-Volumen-Methode basierende CFD-Code STARCCM+ der Firma Adapco ist ein Code, der neben dem Einsatz für Strömungsprobleme und Temperaturberechnungen unter Berücksichtigung von Konvektion, Wärmeleitung und Strahlung auch die Berechnung von Mehrphasenströmungen, Verbrennungsvorgängen und chemischen Reaktionen erlaubt. Eine detaillierte Beschreibung ist in [86] gegeben. Das Programm umfasst mehrere CAE-Funktionen und Preprocessingwerkzeuge, sowie den eigentlichen Solver und verschiedene Postprocessingfunktionen. Die räumliche Diskretisierung erfolgt auf Basis der in Kapitel 4.2 beschriebenen Finite-Volumen-Methode [86].

Thermische Analyse PERMAS/POSRAD

Der auf der Finite-Elemente-Methode (FEM) basierende Code PERMAS ist ein Softwarepaket der Firma INTES und wird derzeit für Berechnungen in der Akustik, Wärmeleitung, Elektrodynamik und in Festigkeitsanalysen angewendet. PERMAS eignet sich vor allem zur Berechnung großer Modelle [114]. POSRAD ist ein Softwarecode der Firma Adapco. Die Wärmeübertragung durch Strahlung erfolgt durch die sogenannte Surface-to-surface-Methode [115]. In einem vorgeschalteten Modul (prerad) werden zunächst die Sichtfaktoren zusammengefasster Elemente (engl. Patches) ermittelt, um anschließend die Strahlungsbilanz zu ermöglichen.

Sichtfaktoren werden in patches ermittelt, da dieser Berechnungsschritt sehr rechenaufwendig ist (vgl. Kapitel 3.2).

GT-SUITE Aftertreatment

GT-SUITE ist ein 1D-Berechnungscode der Firma Gamma Technology Inc. (GTI) und umfasst ein weites Spektrum von Anwendungsgebieten für die CAE Fahrzeugauslegung. Die Simulation unterschiedlicher Anwendungsgebiete, wie Motor- und Kühlsystemauslegung, Verbrauchsanalyse, Abgasnachbehandlung etc. werden über Unterprogramme realisiert und können zur Gesamtsystemanalyse gekoppelt betrachtet werden. Der Berechnungscode GT-SUITE Aftertreatment wird in dieser Arbeit zur Modellierung der Partikelbeladung und Regeneration in einem 1D-Ansatz verwendet [116].

4.2 Berechnungsprozedur

Die hier beschriebene Berechnungsprozedur versteht sich als eine Weiterführung der in der Daimler AG eingesetzten Vorgehensweise zur Temperaturberechnung im Gesamtfahrzeug, die in [75, 76, 61] detailliert beschrieben wird. An dieser Stelle wird ein kurzer Gesamtüberblick der Abläufe und der einzelnen Berechnungsschritte gegeben. Auf den konkreten Aufbau des Detailmodells der Abgasanlage wird im nachfolgenden Kapitel eingegangen.

Um Oberflächentemperaturen der Abgasanlage im Gesamtfahrzeug zu berechnen und die Wechselwirkungen der Abgasanlage mit der Fahrzeugumgebung zu erfassen, ist eine Berechnungsstrategie notwendig, die es ermöglicht, die Wärmebilanz für alle drei Wärmeübertragungsmechanismen (Konvektion, Wärmeleitung, Strahlung) im Fahrzeug abzubilden. Die Anforderung an das Simulationsmodell beinhaltet damit:

- Die vollständige Abbildung der Strömungs- und Wärmetransportvorgänge in der Fahrzeugum- und -durchströmung
- Die vollständige Abbildung der Strömungs- und Wärmetransportvorgänge in der Abgasströmung
- Die Wechselwirkung zwischen der Strömung und dem konvektiven Wärmeübergang mit der Strukturseite auf der Innenseite durch das Abgas und auf der Außenseite durch die Fahrzeugströmung
- Energiebilanz im Bauteil unter Berücksichtigung des konvektiven und konduktiven Wärmeübergangs sowie des Strahlungswärmeübergangs

Conjugate Heat Transfer (CHT) Modell

Zur Abbildung der Motorraumströmung werden die Geometriedaten des Versuchsfahrzeugs aus CAD-Konstruktionsdaten entnommen und zur Volumenvernetzung in STARCCM+ importiert und halbautomatisiert zu einem numerischen Berechnungsgebiet diskretisiert. Das so generierte CFD-Modell besteht aus insgesamt 22 Mio. Fluidzellen vom Zelltyp „trimmed mesh“ und gliedert sich in weitere Unterregionen, in denen die Strömung durch Wärmetauscher und Lüfter berücksichtigt wird. In Bild 4.1 ist ein Ausschnitt der Netzgeometrie im Motorraum und die Anordnung der Wärmetauscher dargestellt.

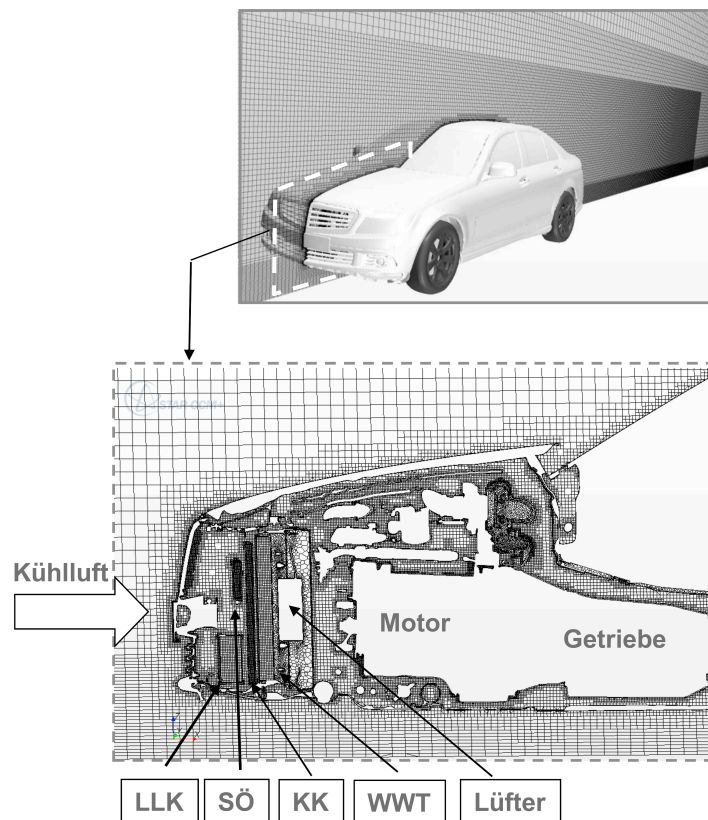


Bild 4.1: Schnittansicht der Netzgeometrie im Motorraum und Anordnung der Wärmetauscher

Um den Wärmetransport zu beschreiben, muss die über das Kühlsystem eingebrachte Wärmeenergie an den einzelnen Wärmetauschern berücksichtigt werden. Zudem müssen Temperaturrandbedingungen an Getriebe und Motor gesetzt werden. Die Kühlluftströmung tritt durch Kühlluftöffnungen oberhalb und unterhalb des Stoßfängers ein und durchströmt den Ladeluftkühler (LLK), den Servoölkühler (SÖ), Kühlmittelkühler (KK) und den Wasserwärmetauscher (WWT). Alle Wärmetauscher werden durch den Ansatz des porösen Mediums (engl. porous media) modelliert, wobei der aus dem Kühlsystem stammende Wärmeeintrag über Subroutines implementiert und an jedem Wärmetauscher separat berücksichtigt wird. Üblicherweise wird der Wärmeeintrag aus 1D-Kühlleistungsberechnungen ermittelt.

Die Rotation des hinter dem Kühlpaket angeordneten Sauglüfters wird durch die Methode der rotierenden Referenzkoordinatensysteme modelliert, Dies bedeutet, dass eine drehende Geometrie weiterhin als stationär betrachtet wird. Sie wird auf ein drehendes Referenzkoordinatensystem bezogen. Es erfolgt anschließend eine Transformation der Strömungsgrößen in das ruhende globale Bezugskordinatensystem Die gängigste Kurzbezeichnung ist MRF und steht für „Multiple Reference Frame“. Die Berücksichtigung des Lüfters hat insbesondere in langsamen Lastfällen einen großen Einfluss auf die Kühlluftströmung. Die Rotation der Räder wird ebenfalls durch den MRF-Ansatz berücksichtigt. Die Temperaturrandbedingung an Motor und Getriebe und Hinterachsgetriebe wird jeweils aus den Validierungsmessungen direkt übernommen.

In das bestehende CFD-Gesamtfahrzeugmodell wird in einem zweiten Schritt das Detailmodell der Abgasanlage integriert. Das Detailmodell besteht aus ca. 8 Mio. Fluid- und Solidzellen, die zum einen die Abgasströmung und zum anderen die Strukturseite der Abgasanlage abbilden. Verschiedene Zelltypen werden verwendet, um in optimaler Weise unterschiedlichen geometrischen Anforderungen gerecht zu werden. Während der Zelltyp „Trimmed Mesh“ sich vor allem für große Regionen eignet und eine robuste und effiziente Raumauflösung für die Fahrzeug- Um- und Durchströmung bietet, eignet sich für die Diskretisierung der Abgasanlage die Zelltypen „Poly Mesh“- und „Thin Mesh“, da diese Vorteile bei der Vernetzung komplexer Geometrien bieten. Die Abgasanlage enthält insbesondere aufgrund der dünnwandigen und zum Teil in verschiedenen Isolierungsschichten angeordneten Wände und Luftspaltisolierungen komplexe Geometrien. Bild 4.2 zeigt die Schnittansicht der Netzgeometrie am Turbolader und Partikelfilter, in denen die unterschiedlichen Zelltypen zu erkennen sind.

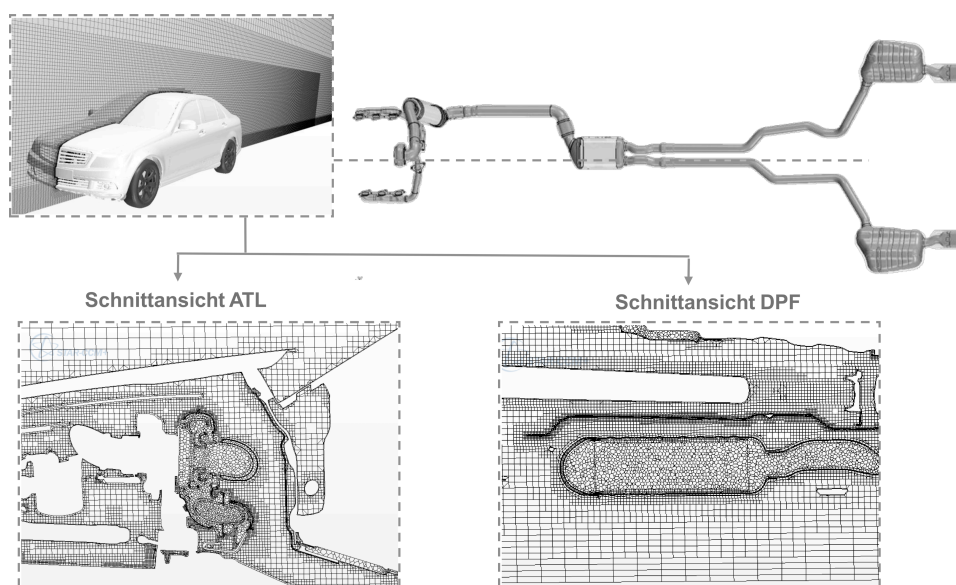


Bild 4.2: Schnittansicht der Netzgeometrie am Turbolader und Partikelfilter

Die direkte Koppelung aller Wärmeübertragungsmechanismen (Konvektion, Wärmeleitung und Strahlung) wird an der Abgasanlage durch die sogenannten CHT-Anwendung (Conjugate Heat Transfer) in STARCCM+ realisiert. Mit der Bilanzierung aller Wärmeübertragungsmechanismen an der Strukturseite der Abgasanlage, enthält das Berechnungsmodell eine integrierte FSI-Anwendung (engl. Fluid-Structure-Interaction) und wird entsprechend nicht mehr als CFD-Modell, sondern als CHT-Modell bezeichnet. Die CHT-Anwendung basiert auf einem Datenaustausch, der modell- bzw. programmintern über fest definierte Austauschflächen am Fluid-Strukturrand (Interfaces) implementiert wird.

Die Diskretisierung innerhalb eines numerischen Modells wird als NCM (engl. „Non-Conformal Mesh“) bezeichnet, wenn verschiedene Regionen enthalten sind, die aus unterschiedlichen Zelltypen bestehen. Andernfalls bezeichnet man diese als CM (engl. „Conformal Mesh“). Da das hier verwendete CHT-Modell wie beschrieben verschiedene Zelltypen enthält, liegt im Modell eine NCM-Diskretisierung vor. Hierbei sind Austauschflächen am Fluid-Strukturrand geometrisch nicht identisch, wodurch Fehler in der Datenzuordnung auftreten können. Aus diesem Grund wurde für erste Modellansätze eine CM-Diskretisierung gewählt, um den Datenaustausch möglichst genau zu halten. Durch mehrere Vergleichsstudien konnte jedoch gezeigt werden, dass durch die Weiterentwicklung der Schnittstellenhandhabung innerhalb der Software mittlerweile eine gleichwertige Datentransferqualität für CM- und NCM-Diskretisierungen in diesem Anwendungsgebiet gegeben ist. Dies bedeutet für die CHT-Anwendung zwei wesentliche Vorteile gegenüber der entkoppelten FSI Anwendung in getrennten Modellen. Zum einen erfolgt die Geometriaufbereitung der Fluid- und Strukturseite in einem gemeinsamen Schritt. Trotz der Verwendung einer NCM-Diskretisierung weichen damit die Hüllflächen für Fluid- und Strukturseite nur geringfügig voneinander ab. Bei der Verwendung einer CM-Diskretisierung gleicher Zellgröße sind diese identisch. Dies ist bei der Verwendung getrennter Modelle für Fluid- und Strukturseite nicht gegeben. Es entstehen bereits aufgrund der Geometriaufbereitung unterschiedliche und damit nicht deckungsgleiche Hüllflächen bzw. Austauschflächen. Die Abweichung wird bei der Verwendung unterschiedlicher Zelltypen und -größen weiter verstärkt. Der zweite Vorteil der CHT-Anwendung besteht in der modellinternen Schnittstellenhandhabung, die dann in Zusammenhang mit der guten Übereinstimmung von Austauschflächen zu einer sehr hohen Datentransferqualität führt.

Thermisches FE-Modell

Neben dem im CHT-Modell integrierten Strukturmodell der Abgasanlage wird zur Temperaturberechnung aller weiteren Bauteile im Gesamtfahrzeug ein zweites Strukturmodell verwendet. Es handelt sich um ein FE-Strukturmodell. Dieses enthält zum einen ein Oberflächengitter, um die Strahlungsbilanz in POSRAD zu ermöglichen und zum anderen ein Volumengitter, um die 3D-Berechnung der Wärmeleitung im Bauteil zu realisieren.

Für die thermische Analyse werden die zuvor im CHT-Modell berechneten Wärmeübergangskoeffizienten und Lufttemperaturen an das FE-Strukturmodell übergeben. Weiterhin wird auch die Oberflächentemperaturverteilung der Abgasanlage aus dem CHT-Modell an das FE-Modell übertragen. Der Transfer der Berechnungsgrößen, auch als Meshmapping-Verfahren bezeichnet, wird von Reister et. al. und Dehning C. et al. in [76, 117] näher beschrieben. Die Bauteiltemperaturverteilung im Gesamtfahrzeug wird anschließend iterativ über die Codes PERMAS und POSRAD berechnet. Die Ergebnisse der einzelnen Teilschritte sind die Strömungs- und Lufttemperaturverteilung, die Abgas- und Oberflächentemperaturen und im zweiten Schritt die Bauteiltemperaturen im Gesamtfahrzeug (siehe Bild 4.3).

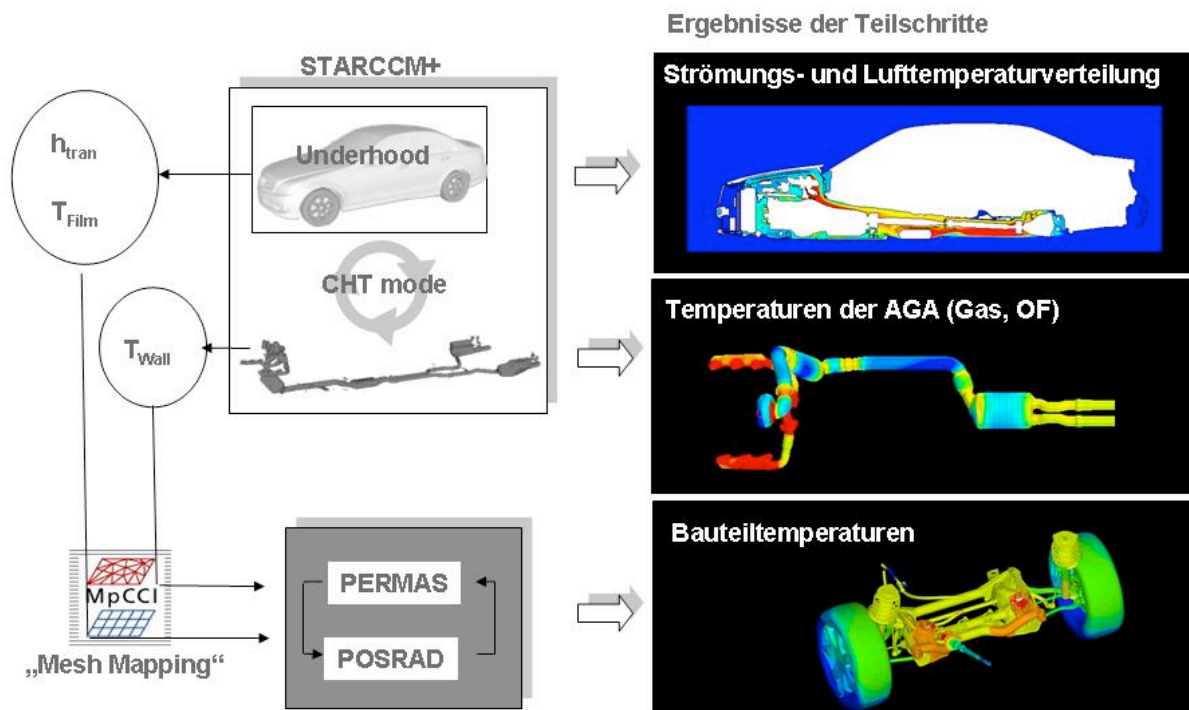


Bild 4.3: Teilschritte der Gesamtfahrzeugsimulation mit Abgasanlage

Innerhalb der Berechnungscodes PERMAS und POSRAD wird die Wärmebilanz für Wärmeleitung und Strahlung für die Strukturseite im Bauteil unter Berücksichtigung der zuvor genannten Konvektions- und Abgastemperaturrandbedingungen gelöst. Weiterhin gehen Oberflächentemperaturen des Motors, des Getriebes und Hinterachsgetriebes als Randbedingung in die Bilanz mit ein. Die Wärmeleitung wird in PERMAS gelöst, die Strahlungsbilanz erfolgt in POSRAD. Damit der Energieaustausch durch Strahlung berücksichtigt werden kann, müssen im Vorfeld die Konfigurationsfaktoren für den Strahlungsaustausch bestimmt werden. Diese berücksichtigen die Lage und Sicht der emittierenden und absorbierenden Oberflächen zueinander, die hierzu in sogenannte Patches eingeteilt werden [20].

Das Lösungsverfahren ist iterativ. Dabei werden Oberflächentemperaturen aus PERMAS an POSRAD übergeben, im Gegenzug wird der in POSRAD bilanzierte Wärmestrom an PERMAS zurück übertragen (siehe Bild 4.4). Diese Koppelung wird in stationären Berechnungen solange fortgeführt, bis die Temperaturänderung ein festgelegtes Konvergenzkriterium erreicht.

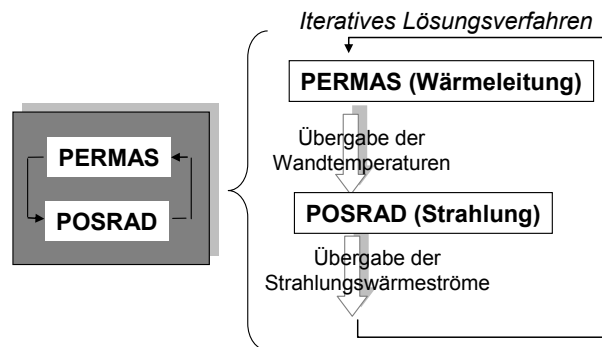


Bild 4.4: Iteratives Lösungsverfahren der Wärmeleitung und Strahlung auf Basis von PERMAS und POSRAD

4.3 Modellierung der Abgasanlage im Gesamtfahrzeug

Die numerischen und experimentellen Untersuchungen dieser Arbeit wurden an einer Mercedes Benz C-Klasse mit einem V6 Dieselmotor durchgeführt. Das Versuchsfahrzeug ist ein Serienfahrzeug und hat die interne Bezeichnung W204 OM642. Die zugehörige EU4 Abgasanlage ist in Bild 4.5 dargestellt.

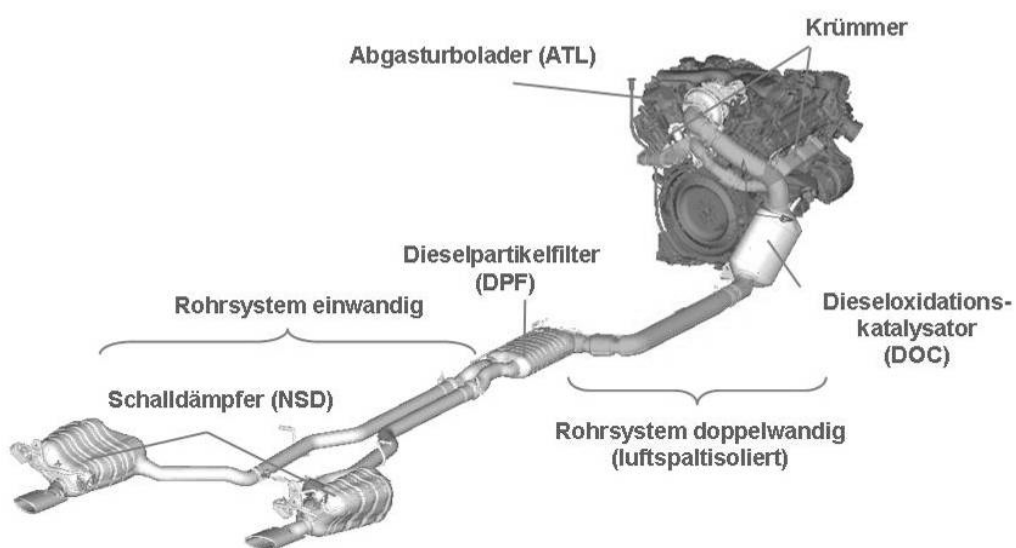


Bild 4.5: Aufbau und Komponenten der EU4 Abgasanlage einer Mercedes Benz C-Klasse mit einem V6 Dieselmotor (W204 OM642)

Die Abgasanlage besteht im Wesentlichen aus einem luftspaltisolierten Krümmer, einem Abgasturbolader, einem Dieseloxydationskatalysator, einem Dieselpartikelfilter und zwei Resonanzschalldämpfern. Das gesamte Rohrsystem ist bis zum Dieselpartikelfilter luftspaltisoliert ausgeführt. Stromabwärts vom Dieselpartikelfilter ist das Rohrsystem einwandig. Nachfolgend werden die Teilmodelle näher beschrieben.

Bild 4.6 zeigt den Abgaskrümmer und Turbolader. Der Abgasmassenstrom und die Abgastemperatur werden am Krümmer durch sechs Massenstromrandbedingungen (engl. „Inlet-Mass-Flow“) vorgegeben. Bevor das Abgas durch ein Sammelrohr in den Turbolader gelangt, wird die Abgasrückführung (AGR) durch eine „negative“ Massenstromrandbedingungen berücksichtigt. Entsprechende Randbedingungen können aus 1D-Ladungswechselberechnungen implementiert werden. Der Krümmer ist doppelwandig ausgeführt und enthält eine Luftspaltisolierung. Speziell der Bereich der Luftspaltisolierung stellt geometrisch und von den Wärmeübertragungsmechanismen her betrachtet, eine besondere Anforderung an das Simulationsmodell.

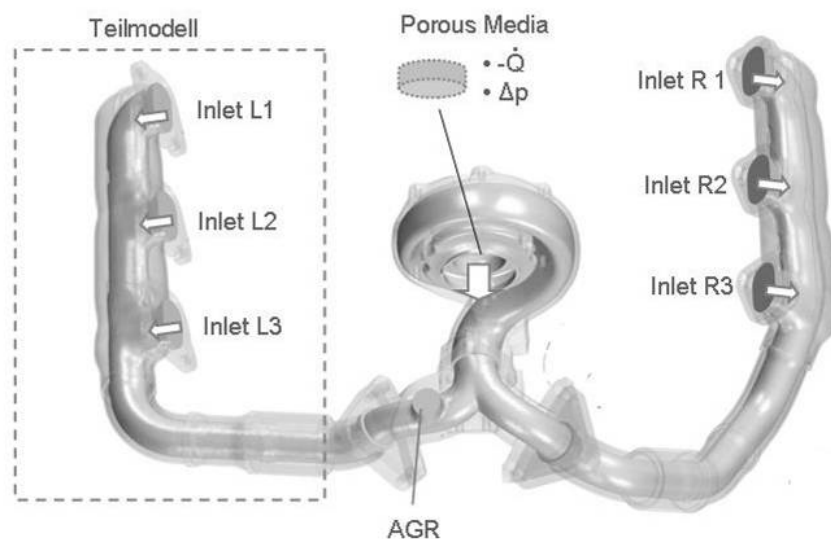


Bild 4.6: Modellierung des Krümmers und des Abgasturboladers

Die Luftspaltisolierung wird als Fluidregion modelliert, in der insbesondere die Strahlung berücksichtigt werden muss. Diese kann je nach Temperaturbedingung einen Wärmetransportanteil von der Innen- an die Außenwand von 40 - 50 % enthalten. Bild 4.7 zeigt einen Ausschnitt der linken Krümmerhälfte mit einer Detailansicht vom Innenrohr, wobei die LSI und die Außenschale in einer Schnittansicht dargestellt sind.

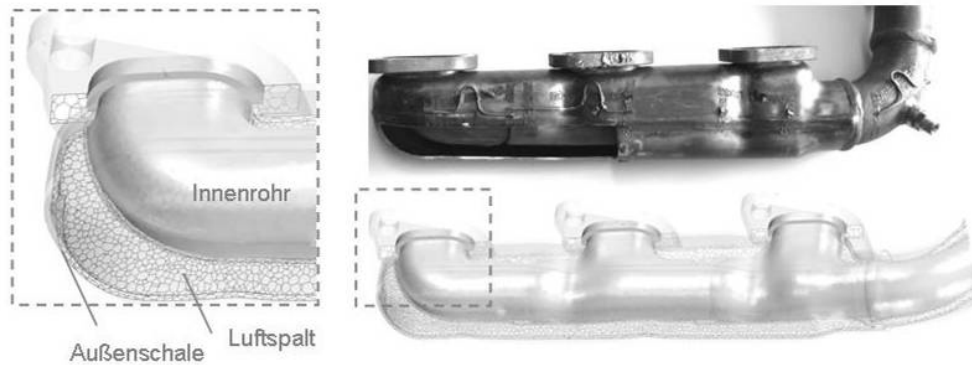


Bild 4.7: Schnittdiagramm der Luftspaltisolierung an der linken Krümmerhälfte

Abgesehen von der Turbinengeometrie wird der Abgasturbolader vollständig aufgelöst modelliert. Die Turbine wird vereinfacht durch ein poröses Medium dargestellt, wobei der aus der abgeführten Arbeit resultierende Temperatur- und Druckabfall durch die Implementierung von Quelltermen und Druckverlustkoeffizienten berücksichtigt wird. Die von dem Abgas bei der Entspannung abgegebene Leistung P lässt sich über die Gleichung für die polytrope Zustandsänderung wie folgt berechnen:

$$P[\text{J / s}] = \dot{m}_{AG} \cdot c_p \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\eta_{poly}(\chi-1)}{\chi}} \right] \quad \text{Gl. (5.1)}$$

mit

- c_p = spezifische Wärmekapazität
- T_3 = Abgastemperatur Turbineneintritt
- p_3 = Abgasdruck Turbineneintritt
- p_4 = Abgasdruck Turbinenausritt
- η_{poly} = Polytroper Wirkungsgrad Turbine
- χ = Isentropenexponent
- \dot{m}_{AG} = Abgasmassenstrom

Die Modellierung des Abströmdralls nach der Turbine ist prinzipiell durch die Strömungsführung des spiralförmigen Gehäuses gegeben. Für eine noch genauere Auflösung des Strömungsfeldes nach der Turbine müssen die Schaufel- und Kanalgeometrie inklusive Vorleitreihe detailliert abgebildet werden. Hierfür stehen speziell für die Berechnung von Turbomaschinen konzipierte CFD-Werkzeuge zur Verfügung, die aber für die in diesem Rahmen gestellte Aufgabe einen geringen Nutzen bei verhältnismäßig großem Aufwand bedeuten. Sie werden deshalb in dieser Arbeit nicht berücksichtigt. Für die Berechnung der Wärmeströme ist primär die Wärmeabfuhr über das Turbinengehäuse von Bedeutung.

Die Wärme wird vom Turbinengehäuse durch Konvektion und Strahlung an die Umgebung abgeführt oder durch Wärmeleitung an das Lagergehäuse weitergegeben. Vom Lagergehäuse wird die Wärme durch den Öl- und Kühlmittelkreislauf abgeführt. Ein vergleichsweise sehr kleiner Anteil wird über die Lagergehäuseoberfläche an die Umgebung abgeführt. Für die Betrachtung der Wärmeströme spielt das Turbinenlaufrad nur eine geringfügige Rolle, da die von hier über die Welle an das Öl abgeführte Wärme im Vergleich zum Gesamtwärmeverlust sehr gering ist [118, 113, 119].

In Bild 4.8 sind der Katalysator und der Dieselpartikelfilter dargestellt. Ein- und Auslasstrichter des Katalysators enthalten eine Feststoffisolierung und sind über Schweißnähte mit dem Hauptgehäuse verbunden. In der Detailansicht ist die Anordnung von Monolith, Canning und Gehäuse dargestellt. Der Aufbau des Partikelfilters ist sehr ähnlich, enthält jedoch keine Isolierung im Auslasstrichter. Die verschiedenen Komponenten und Isolierungen werden im Modell mit werkstoffspezifischen Materialeigenschaften (spezifische Wärmekapazität, Wärmeleitfähigkeit, Dichte und Emissionskoeffizient) berücksichtigt. Die sehr feine Geometrie der Monolithen wird nicht im Detail aufgelöst, sondern vereinfacht durch ein poröses Medium abgebildet, da andernfalls der Modellierungsaufwand aufgrund der Vielzahl an Kanälen, ähnlich wie auch beim Wärmetauscher, einen erheblichen Aufwand bedeuten würde. Strömungsrichtung und Druckverlust können über entsprechende Koeffizienten berücksichtigt werden. Die wabenförmige Trägerstruktur des Monolithen besteht aus mehreren parallelen Kanälen und wird nur in Längsrichtung durchströmt.

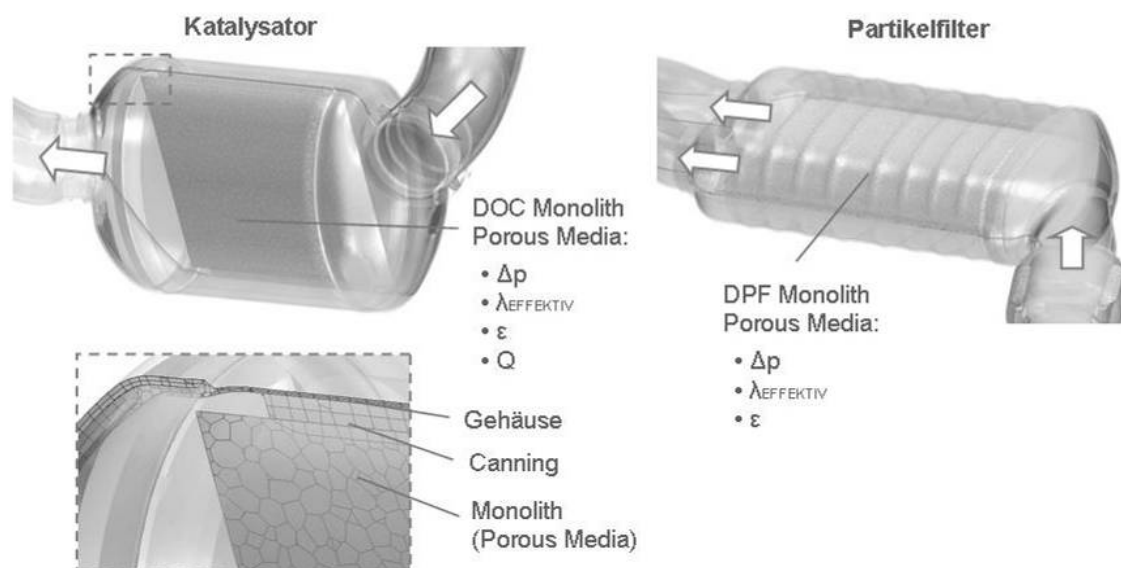


Bild 4.8: Modellierung des Katalysators (DOC) und Partikelfilters (DPF)

Die entsprechende Strömungseigenschaft kann über eine räumlich orthotrope Definition der Druckverlustkoeffizienten berücksichtigt werden. Hierbei werden die Verlustkoeffizienten quer zur Strömungsrichtung sehr hoch angesetzt, während in Strömungsrichtung dann der Verlustkoeffizient definiert wird, der sich aus der Kanalströmung ergibt. Entsprechende Werte der Druckverlustkoeffizienten werden aus Messungen implementiert. Im Definitionsvolumen des porösen Mediums muss eine Ersatzwärmeleitfähigkeit in axiale und radiale Richtung vorgegeben werden, da die Geometrieinformationen wegfallen. Im Modell wird eine effektive radiale Wärmeleitfähigkeit λ_{rs} [33].

$$\lambda_{rs} = \frac{\lambda_s}{1 - \sqrt{\varepsilon_L} + \frac{1}{\frac{\lambda_g}{\lambda_s} + \left(\frac{1 - \sqrt{\varepsilon_L}}{\sqrt{\varepsilon_L}} \right)}} \quad \text{Gl. (5.2)}$$

und eine axiale Wärmeleitfähigkeit λ_{as}

$$\lambda_{as} = (1 - \varepsilon_L) \cdot \lambda_s \quad \text{Gl. (5.3)}$$

verwendet [33]. Eine detaillierte Beschreibung und Herleitung der effektiven Wärmeleitfähigkeiten wird in Kapitel 7.3 gegeben.

Bild 4.9 zeigt den inneren Aufbau des linken Nachschalldämpfers. Dieser besteht aus zwei Kammern die durch eine perforierte Wand getrennt werden. Das Abgas strömt durch das Einlassrohr ein und gelangt von diesem über mehrere radiale und axiale Öffnungsschlitze in die Kammer I. Durch die treibende Kraft der Druckdifferenz gelangt das Abgas in die zweite Kammer von der aus es dann über das Auslassrohr ausströmen kann. Das Metallgehäuse des Schalldämpfers ist einwandig und ohne Isolierungen ausgeführt

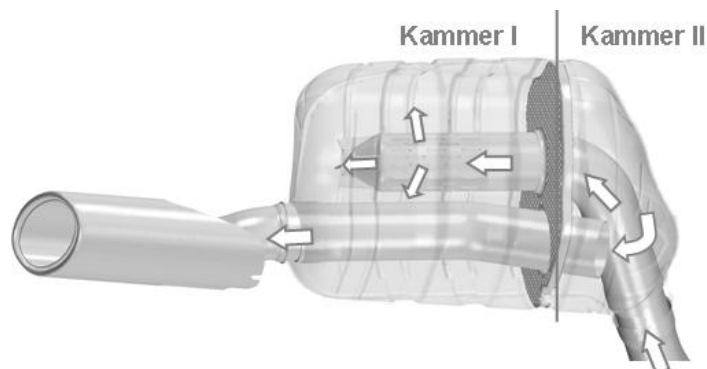


Bild 4.9: Aufbau und Modellierung des Schalldämpfers

4.4 1D-Dieselpartikelfiltermodell

Die Partikelbeladung sowie die instationäre Wärmefreisetzung während der Regeneration lassen sich mit dem in Kapitel 5.2 beschriebenen 3D-Modell nicht abbilden. Für die instationäre Temperaturberechnung ist jedoch die zeitabhängige Wärmefreisetzung eine wichtige Einflussgröße. Um diese rechnerisch zu bestimmen, wird ein zusätzliches 1D-Teilmodell des Partikelfilters im Berechnungscode GT-*Power* eingesetzt und nachfolgend beschrieben. Die Modellierung der Regeneration erfolgt in mehreren Teilschritten, wobei zunächst die Geometrie, das Volumen und das Filtersubstrat über verschiedene Parameter in einem Partikelfiltermodell definiert werden (Bild 4.10). Im nächsten Schritt folgt die Kalibrierung des Druckverlusts im unbeladenen Filter. Anschließend wird der Druckverlust unter Berücksichtigung der Rußbeladung kalibriert. Die Berechnung der Strömungsverhältnisse und Druckverluste im Partikelfilter wird über ein Differentialgleichungssystem gelöst.

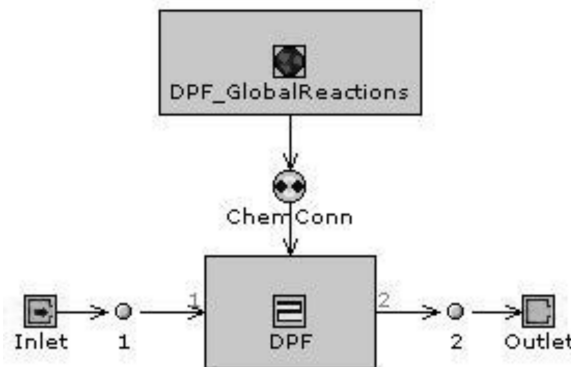


Bild 4.10: GT Modell zur Abbildung der Regeneration im Partikelfilter [116]

Im Gleichungssystem werden die Ein- und Auslassstrichter, die Ein- und Auslasskanäle des Filters, die Strömung durch die Filterwand sowie die Ablagerung von Asche und Ruß berücksichtigt (Bild 4.11).

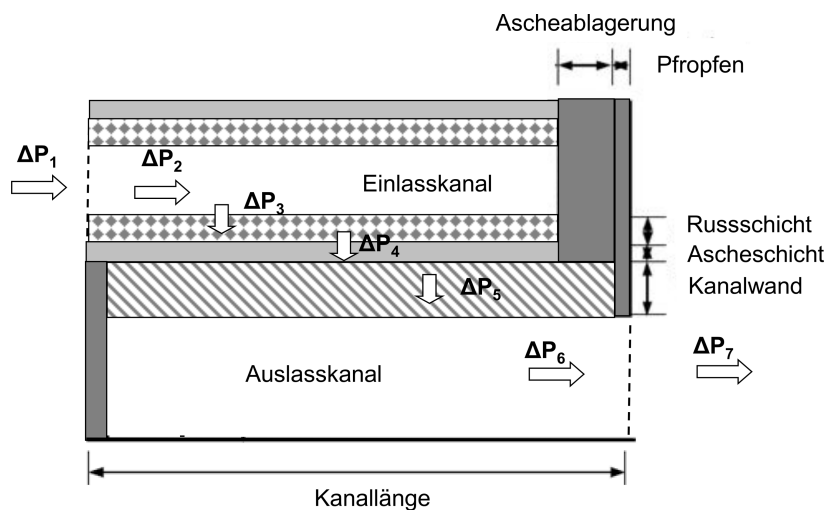


Bild 4.11: Druckverluste im Partikelfilter [116]

Der Druckverlust setzt sich damit aus folgenden Anteilen zusammen [116]:

$$P_{Total} = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5 + \Delta P_6 + \Delta P_7 \quad \text{Gl. (5.4)}$$

Zwingend notwendig für die Kalibrierung des Druckverlusts unter Berücksichtigung der Rußbelastung ist die Kenntnis des zeitlichen Druckverlustverlaufs über die Beladungsphase. Die Messdaten sind notwendig, da diese Aufschluss über die Form geben, in der der Ruß im Partikelfilter abgelagert wird. Dabei werden, wie auch schon in Kapitel 2.3.2 beschrieben, prinzipiell zwei Formen unterschieden. Zu Beginn der Beladung liegt eine reine Tiefenfiltration vor, bei der sich die Partikel in den Filterwänden ablagern. Die Tiefenfiltration geht mit zunehmender Beladung in eine Kuchenfiltration über, bei der sich der Ruß auf der Oberfläche im Einlasskanal ablagert. Der Übergang von der Tiefen- zur Kuchenfiltration ist an einer abflachenden Druckverlustkurve über die Beladungszeit erkennbar. Aus dem Übergang lässt sich das Verhältnis von tiefen- zu oberflächenabgelagerten Partikeln herleiten. Dies ist zum einen ein wichtiger Parameter für die Kalibrierung des Druckverlusts unter Berücksichtigung der Rußbelastung, zum anderen aber auch ein Einflussfaktor für den Verlauf der Rußoxidation während der Regeneration.

Der nächste Schritt beinhaltet die Kalibrierung der reaktionskinetischen Parameter zur Abbildung des eigentlichen Regenerationsvorgangs. Hierzu zählen Parameter über die im Wesentlichen die Aktivierungsenergie, der Frequenzfaktor sowie die CO-Selektivität eingestellt werden. Weiterhin müssen Annahmen zur Partikelbeschaffenheit (mittlerer Durchmesser und Dichte) vorgegeben werden. In Summe bestimmen diese Parameter über den zeitlichen Verlauf der Wärmefreisetzung und damit auch über den Temperaturverlauf sowie die erreichten Spitzentemperaturen.

Zur Abbildung der Rußoxidation sind im Berechnungscode GT in einer Schablone vordefinierte Reaktionsgleichungen hinterlegt, über die die passive und aktive Regeneration unter Vorgabe der zuvor genannten Parameter berechnet werden kann. Die Randbedingungen am Eingang und Ausgang des Partikelfilters werden aus Messungen vorgegeben und betreffen den Massenstrom, die Temperatur, die Zusammensetzung sowie den Druck des Abgases [116].

5 Experimentelle Analyse

In diesem Kapitel werden die für die Validierung der Simulationsverfahren durchgeführten experimentellen Untersuchungen beschrieben. Hierbei wird zunächst auf die verwendeten Prüfstandseinrichtungen und prinzipiellen Messabläufe eingegangen, anschließend wird die installierte Messsensorik beschrieben.

5.1 Prüfstandseinrichtung

Für die experimentellen Untersuchungen wurden zwei Prüfstände verwendet. Zum einen kam ein Motorenprüfstand am IVK/FKFS zum Einsatz, auf dem Untersuchungen an der Abgasanlage separat vom Gesamtfahrzeug durchgeführt wurden. Gegenüber Untersuchungen im Gesamtfahrzeug bietet der Motorenprüfstand in Bezug auf Regenerationsuntersuchungen einen deutlichen Vorteil, da sich lang andauernde Beladungszyklen automatisieren lassen und eine deutlich bessere Zugänglichkeit zur Abgasanlage gegeben ist. Letzteres ist auch für die Thermographieaufnahmen ein wesentliches Kriterium. Die Messungen im Thermowindkanal dienen der Validierung und Bewertung der Vorhersagefähigkeit des Simulationsverfahrens im Gesamtfahrzeugmodell. Wichtig hierbei ist die Erfassung der Interaktion der Abgasanlage mit der Fahrzeugströmung und -umgebung.

IVK/FKFS Motorprüfstand

Bild 5.1 zeigt den Aufbau von Abgasanlage, Motor, Durchtrieb und elektrischer Bremse auf dem Motorprüfstand H4 am IVK/FKFS.

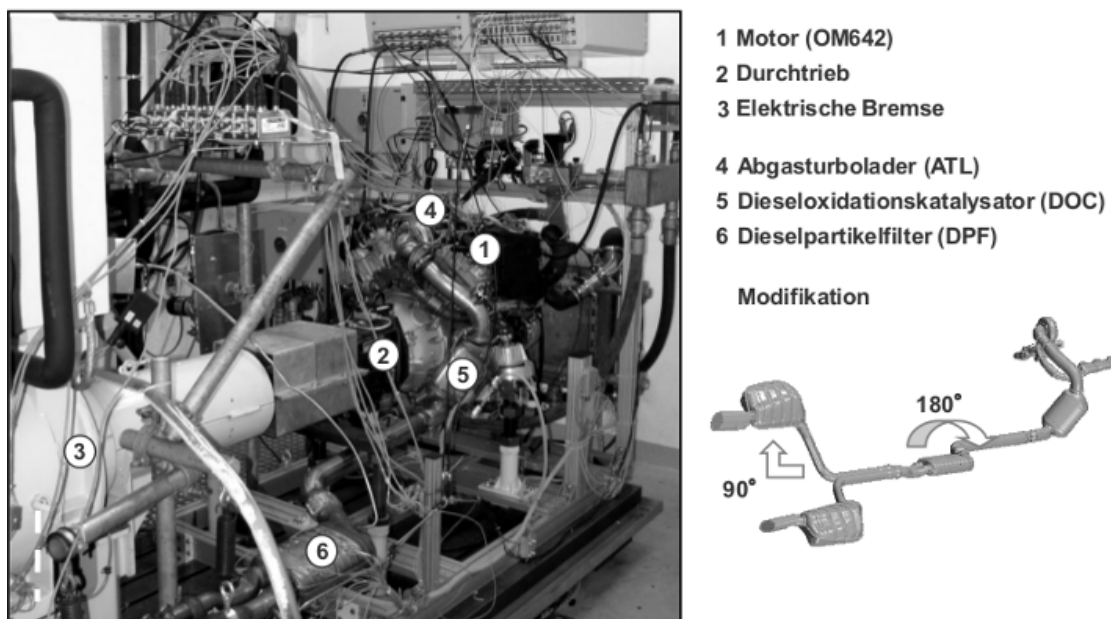


Bild 5.1: Aufbau Motorprüfstand IVK/FKFS

Wesentlicher Bestandteil der Prüfstandseinrichtung ist die elektrische Bremse sowie die Konditioniereinrichtung für das Kühlsystem. Bei der elektrischen Bremse handelt es sich um eine Asynchronmaschine, Typ MDA380 mit einer maximalen Leistung von 380 kW. Aufgrund der bauraumbedingten Einschränkung auf dem Prüfstand, musste der Ausgangszustand der Abgasanlage entsprechend Bild 5.1 modifiziert werden. Hierzu wurde der Partikelfilter um 180° gedreht und der linke Nachschalldämpfer um 90° senkrecht angewinkelt.

Die anfallende Motorlast der abgebildeten Lastfälle wird über das Motorsteuergerät und über die elektrische Bremse eingestellt. Weiterhin werden die Kühlmedientemperaturen des Kühlsystems über Wasserwärmetauscher der Konditioniereinrichtung auf zuvor gemessene Werte eingestellt, die im realen Fahrbetrieb entstehen. Die Konditionierung der Kühlmedien ist wichtig, da diese die Verbrennungsprozess-temperatur und damit auch die Abgastemperatur bestimmt. Durch die Untersuchungen auf dem Motorenprüfstand konnte zunächst die Temperaturentwicklung an der Abgasanlage ohne den komplexen Einfluss der Fahrzeugumgebung betrachtet und Temperaturgradienten und -verteilungen im Detail untersucht werden. Ein wichtiger Aspekt der Detailanalyse ist dabei die Ergänzung der diskret über Thermoelemente gemessenen Temperaturen durch Thermographiemessungen, die im Fahrzeug aufgrund der Zugänglichkeit nicht möglich sind. Weiterhin konnte hier auch die Regeneration unter Lastfällen der thermischen Absicherung analysiert werden. Wichtig für Regenerationsmessungen ist die Kenntnis der Partikelbeladung im Partikelfilter. Diese wurde jeweils nach der Beladungsphase durch das Wägevorgang ermittelt. Dabei ist eine zeitnahe Wägung der Partikelmasse wichtig, um den Fehlereinfluss durch das Auskondensieren von Wasser beim Abkühlen zu verhindern. Hierzu wird ein spezieller Einbau des Partikelfilters über Schnellverschlüsse vorgesehen, so dass ein schneller Ausbau zur Wägung erfolgen kann.

Thermowindkanal

Messtechnische Untersuchungen am Gesamtfahrzeug fanden im Thermowindkanal des IVK/FKFS statt. Im Gegensatz zu Straßenmessfahrten können äußere Störeinflüsse, wie z. B. Straßenverhältnisse und Witterungsbedingungen, eliminiert werden [98]. Dies gewährleistet zum einen die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse und zum anderen eine bessere Vergleichbarkeit mit numerischen Ergebnissen. Der Thermowindkanal ist ein Zweiachs-Trommelprüfstand mit geschlossener Luftführung. Ein Vertikalschnitt vom Thermowindkanal wird in Bild 5.2 gezeigt. Es handelt sich um einen Windkanal Göttinger Bauart mit einer Gebläseleistung von maximal 1,0 MW und einem Durchmesser von 3,15 m. Es kann eine Windgeschwindigkeit von maximal 200 km/h bei Verwendung der 6 m² Düse erreicht werden. Für höhere Anströmgeschwindigkeiten kann die Düse auch auf 4 m² verkleinert werden. Lastfälle bei 240 km/h wurden entsprechend mit verkleinertem Düsenquerschnitt gemessen.

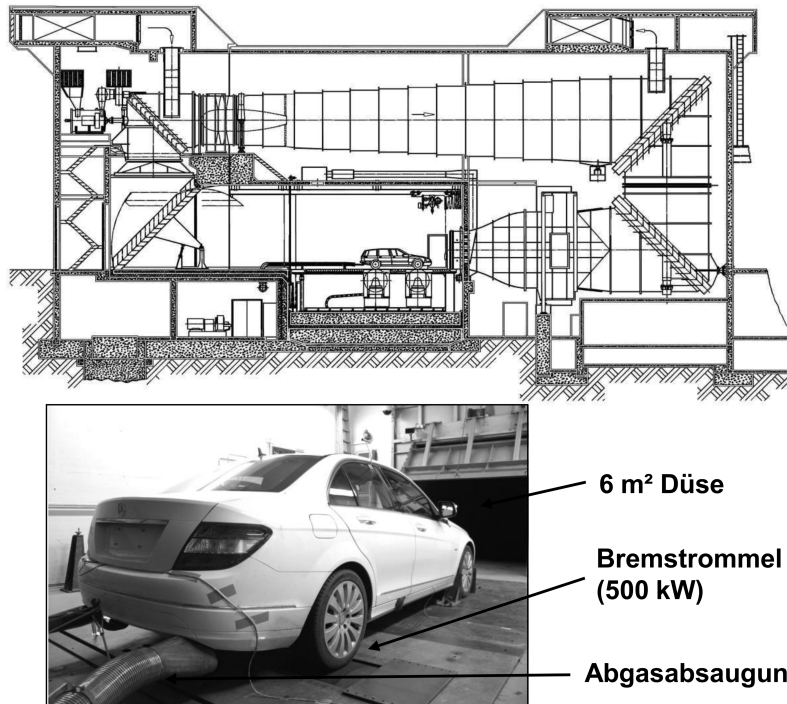


Bild 5.2: Vertikalschnitt vom Thermowindkanal und Versuchsträger [39]

Die Last der realen Straßenfahrt wird im Windkanal über die Lauftrommel des Rollenprüfstands aufgeprägt. Der verwendete Rollenprüfstand hat eine maximale Bremsleistung von 500 kW und einen Trommeldurchmesser von 1,6 m. Für die Messungen wird das Fahrzeug mit fest eingespannten, nicht rotierenden Vorderrädern betrieben. Die Rollenlast an den Hinterrädern wird auf den jeweiligen Fahrwiderstand eingestellt. Der Fahrwiderstand ergibt sich aus der Hauptgleichung des Kraftfahrzeugs [99]:

$$P_e = P_{VT} + P_S + P_R + P_{LW} + P_{St} + P_a \quad \text{Gl. (6.1)}$$

- P_e = Effektive Motorleistung
- P_{VT} = Triebstrangverlustleistung
- P_S = Schlupfverlustleistung
- P_R = Rollwiderstandsleistung
- P_{LW} = Luftwiderstandsleistung
- P_{St} = Steigleistung
- P_a = Beschleunigungsleistung

Die Anströmgeschwindigkeit und Lufttemperatur werden über die Konditioniereinrichtung und über die Turbine des Windkanalprüfstands eingestellt. Die Lufttemperatur kann über Zu- und Abluftklappen sowie Zuheizung über einen Wärmetauscher konditioniert und damit konstant gehalten werden.

5.2 Messablauf

Tabelle 6.1 zeigt die wichtigsten gemessenen Lastfälle und Parameter im Überblick. Die „Anhängerbergfahrt“ stellt aufgrund der hohen Motorlast bei gleichzeitig geringer Um- und Durchströmung für viele Fahrzeuge oftmals den kritischsten Lastfall dar. Die Straßenerprobung der Daimler AG wird auf der Bergstrecke am Mt. Ventoux in Frankreich mit einer Messstrecke von 8 km, einer durchschnittlichen Steigung von 10 % und einer Anhängerlast durchgeführt. Die Fahrgeschwindigkeit wird entsprechend der Fahrzeuggetriebekonstruktion festgelegt, beträgt aber üblicherweise 35 km/h. Bergfahrtsimulationen mit Anhängerbremslast in der Ebene oder auf dem Rollenprüfstand im Thermowindkanal orientieren sich an den Bedingungen der Mt. Ventoux-Messstrecke. Für die Simulation im Thermowindkanal wird eine Außentemperatur von 30° C vorausgesetzt. Der „Hochgeschwindigkeitslastfall“ (v_{max}) kann auf einer beliebigen ebenen Messstrecke bei 240 km/h erfolgen. Für die Simulation im Thermowindkanal wird eine Außentemperatur von 35° C vorgegeben. Vergleichsweise ist die Motorlast hier deutlich höher als bei der „Bergfahrt“, die Kühlerablufttemperaturen jedoch aufgrund des hohen Kühlluftmassenstroms niedriger.

Lastfall	Fahrgeschwindigkeit	Motordrehzahl/-drehmoment	Lufttemperatur (TWK)
Anhängerbergfahrt	35 km/h	2179 U/min 196,8 Nm	30°C
Hochgeschwindigkeit	240 km/h	4153U/min 332,32 Nm	35°C
Leerlauf	0 km/h	600 U/min	35°C
Ersatzlastfall Beladung	-	1700 U/min 70 Nm	-

Table 5.1: Überblick stationärer Lastfälle

Für die Basismessungen wird der Sauglüfter im Fahrzeug nicht geregelt, sondern auf die maximale Drehzahl eingestellt und zusätzlich mit einem optischen Drehzahlmesssensor überprüft. Weiterhin wird der Klimabetrieb für alle Basismessungen abgestellt, da die Wärmebilanz im Kältemittelkreislauf durch die Abhängigkeit verschiedener Parameter schwanken kann und damit eine Störgröße darstellt. Diese Maßnahmen führen zu einer thermischen Entlastung des Systems, begünstigen jedoch reproduzierbare und damit vergleichbare Messungen.

Der Messablauf für stationäre Lastfälle lässt sich entsprechend Bild 5.3 in zwei Phasen gliedern und verhält sich sowohl im Thermowindkanal als auch auf dem Motorprüfstand vom Prinzip her ähnlich.

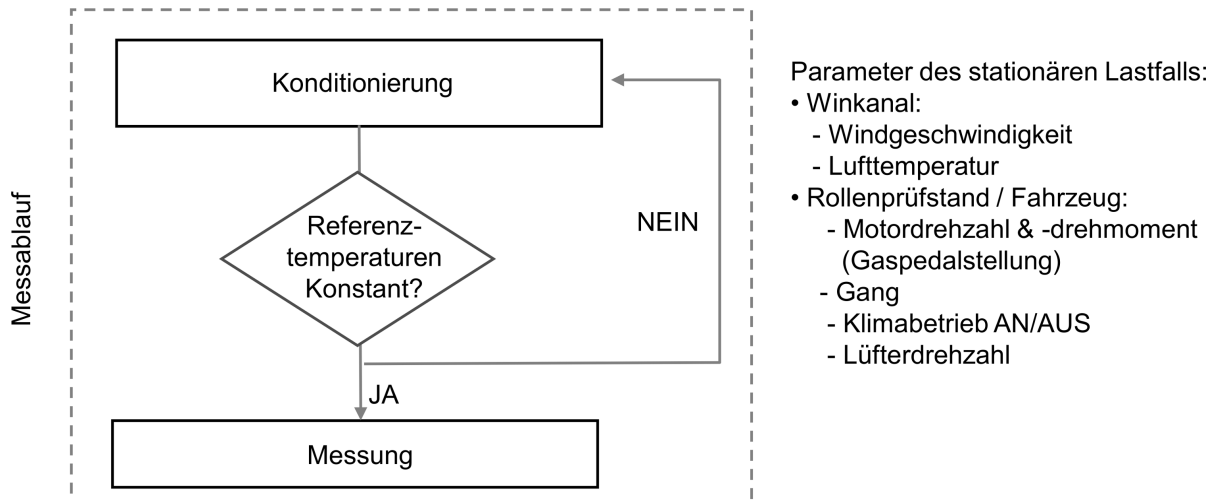


Bild 5.3: Schematischer Messablauf im stationären Lastfall

Die erste Phase dient der Konditionierung und lässt sich dadurch charakterisieren, dass die Temperaturen im Fahrzeug und an der Abgasanlage allgemein noch ansteigen. In der zweiten Phase liegen Beharrungstemperaturen vor und das System befindet sich im thermischen Gleichgewicht. Die Bewertung darüber, welche Phase vorliegt, erfolgt über verschiedene Referenzmessstellen. Wichtige Referenzmessstellen im Fahrzeug befinden sich an temperaturempfindlichen Bauteilen (z. B. Motorlagerkern), die sich aufgrund ihres Materials und ihrer Masse nur langsam aufheizen. So erwärmt sich ein Abschirmblech bereits nach sehr kurzer Zeit, während ein Motorlager sehr langsam die Beharrungstemperatur erreicht. Messwerte werden für den Vergleich mit der Simulation erst in Phase II über mehrere Sekunden gemittelt und aufbereitet.

Der Messablauf der Regeneration lässt sich in drei Phasen einteilen und ist schematisch in Bild 5.4 dargestellt. In der ersten Phase wird der Partikelfilter über eine Dauer von ca. 28 h in einem beschleunigten generischen Ersatzlastfall beladen. Bis zur Kenntnis der Beladungsgeschwindigkeit muss der Partikelfilter mehrmals ausgebaut und gewogen werden. Die Zielbeladung für die Regenerationsmessungen beträgt für alle Varianten 6 g/l und wird jeweils durch eine Wägung am Ende der Beladungsphase ermittelt. Anschließend werden in Phase 2 Motor und Abgasanlage auf Beharrungstemperaturen im Lastfall „Bergfahrt“ konditioniert. Sobald konstante Temperaturen an der Abgasanlage vorliegen, kann der manuell über das Motorsteuergerät ausgelöste Regenerationseingriff eingeleitet werden. Hierbei wird die Dieseleinspritzung zu einem späteren Kurbelwinkelzeitpunkt verschoben, so dass die Prozess- und Abgastemperatur angehoben wird. Weiterhin wird eine zusätzliche Nacheinspritzung initiiert, bei der Kraftstoff nicht im Brennraum verbrennt, sondern in gasförmigen Zustand bis zum Katalysator transportiert und oxidiert wird.

Durch die Energiefreisetzung im Katalysator entsteht ein weiterer Temperaturanstieg, so dass stromabwärts im Partikelfilter die Regenerationstemperatur erreicht wird. Bis zum Regenerationseingriff verlaufen die Varianten A, B und C gleich. Anschließend unterscheiden diese sich ausschließlich über die vorgegebene Motorlast. Diese bleibt in der Variante A unverändert entsprechend dem Lastfall „Bergfahrt“. In der Variante B wird in den Motorleerlauf gewechselt und in Variante C in einen „Schleppbetrieb“, durch den eine Bergabfahrt bei gleichbleibender Motordrehzahl simuliert wird. Die Dauer der Regenerationsmessung beträgt maximal 15 min.

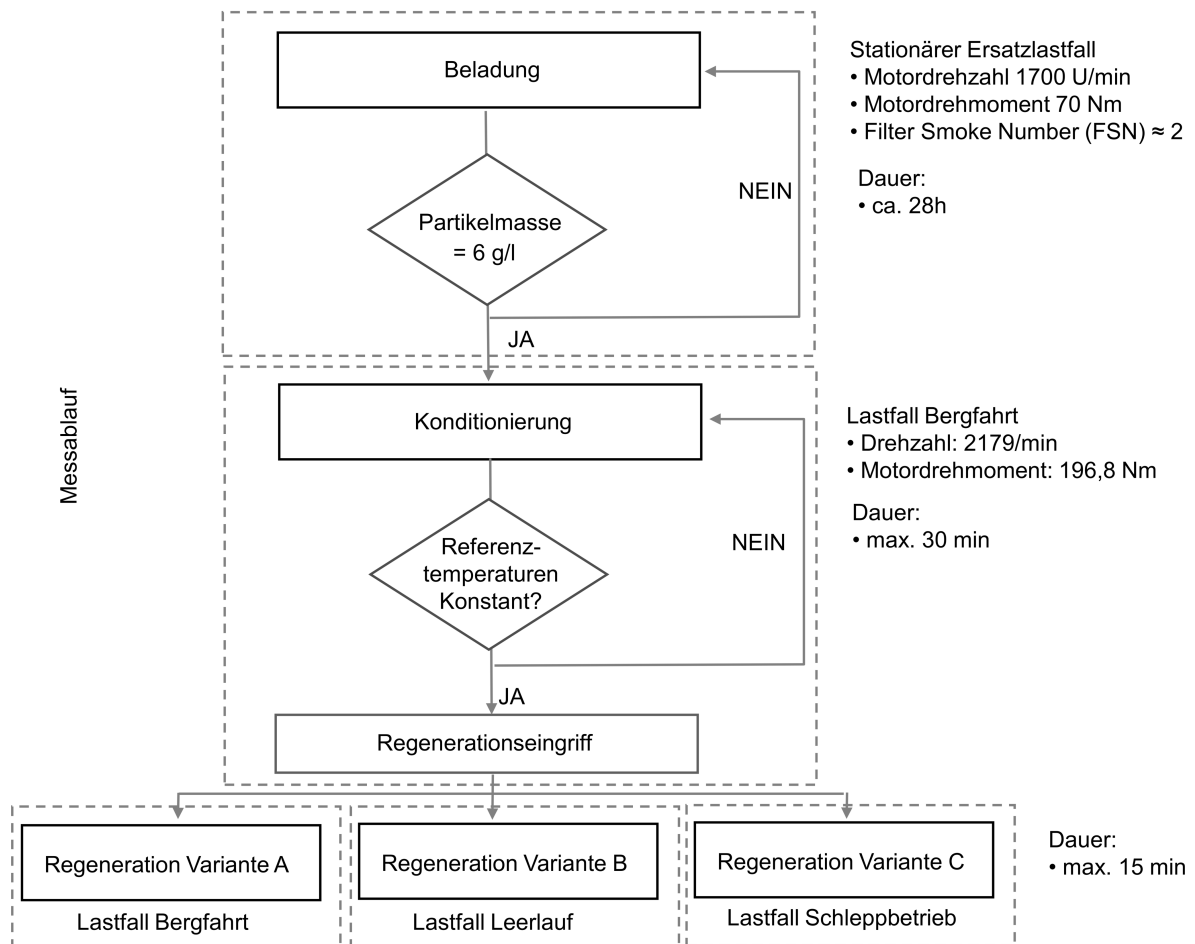


Bild 5.4: Schematischer Messablauf der Regenerationsuntersuchungen

5.3 Messtechnik

In diesem Kapitel wird die verwendete Messtechnik beschrieben. Dies betrifft im Einzelnen:

- Temperaturmesssensoren (Thermoelemente)
- Thermographiemessungen
- Abgasmessanlage

Temperaturmesssensoren

Für die Temperaturmessungen in dieser Arbeit wurden die in der Industrie gängigen Thermoelemente Typ K (Ni-Chrom und Ni-Al) und Typ N (Ni-Chrom und NiSiMg) der Klasse 1 nach DIN IEC 584-1 verwendet. Die Messgenauigkeit ist abhängig von der Temperatur und kann für die hier gemessenen Temperaturspannbreiten mit $\pm 1,5$ K angenommen werden [18]. Oberflächentemperaturmessungen können im Gegensatz zu Luft- oder Bauteiltemperaturmessungen stärker mit Fehlereinflüssen behaftet sein. Um zusätzliche Fehlereinflüsse zu vermeiden, muss bei der Installation ein guter Kontakt zwischen Oberfläche und Thermoelement hergestellt werden. Bei der Positionierung der Abgasmessstellen wurde besonders auf eine im Strömungsquerschnitt zentrale Lage der Thermoelemente geachtet, da bereits durch den Abkühlereffekt an der Rohrwand ein im Strömungsquerschnitt inhomogenes Temperaturfeld auftreten kann. Um Strömungsbedingungen im Fahrzeug nicht durch Messkabelstränge zu verfälschen, wurde hier im Gegensatz zum Motorenprüfstand eine reduzierte Anzahl an Messstellen eingesetzt. Weiterhin wurde speziell darauf geachtet, dass die verlegten Messkabelstränge eine möglichst geringe Versperrung der Kühlluftströmung verursachen.

Ein Thermoelement besteht prinzipiell aus zwei unterschiedlichen Metallen, die an einem Ende miteinander verbunden sind.

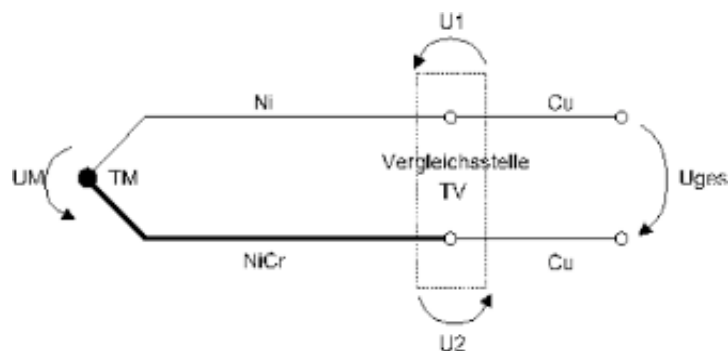


Bild 5.5: Funktionsprinzipskizze Thermoelement [59]

Aufgrund des Seebeck-Effekts [18]

$$U = \int_{T_V}^{T_M} [SB(T) - SA(T)] dT \quad \text{Gl. (6.2)}$$

SA = Seebeck-Koeffizienten Material A [Volt/Kelvin]

SB = Seebeck-Koeffizienten Material B [Volt/Kelvin]

T_M = Temperatur Messstelle

T_V = Temperatur Vergleichsmessstelle

wird bei einer Temperaturdifferenz (T_M, T_V) entlang der Leiter eine elektrische Spannung U durch Thermodiffusionsströme erzeugt. Ist diese Kennlinie bekannt, so kann über die gemessene Spannung (und die bekannte Temperatur T_V der Vergleichsmessstelle) auf die Temperatur geschlossen werden. Kriterien bei der Auswahl einer Materialpaarung zu Messzwecken sind eine hohe Thermospannung, hohe Linearität, hohe Temperaturbeständigkeit und hohe Festigkeits- sowie Korrosionseigenschaften [18].

Auf dem Motorprüfstand wurden an der Abgasanlage insgesamt 125 Thermo-
elemente zur Erfassung von Abgas- und Oberflächentemperaturen installiert. Eine
große Anzahl wurde speziell in Zonen mit Temperaturgradienten am Katalysator,
Partikelfilter und Schalldämpfer positioniert. Bild 5.6 zeigt die installierten
Thermomessstellen beispielhaft am Partikelfilter. Für die Untersuchungen im
Thermowindkanal wurden 66 Thermoelemente an der Abgasanlage installiert.
Weitere Thermoelemente wurden zur Erfassung von Luft- und Medientemperaturen
im Gesamtfahrzeug eingesetzt.

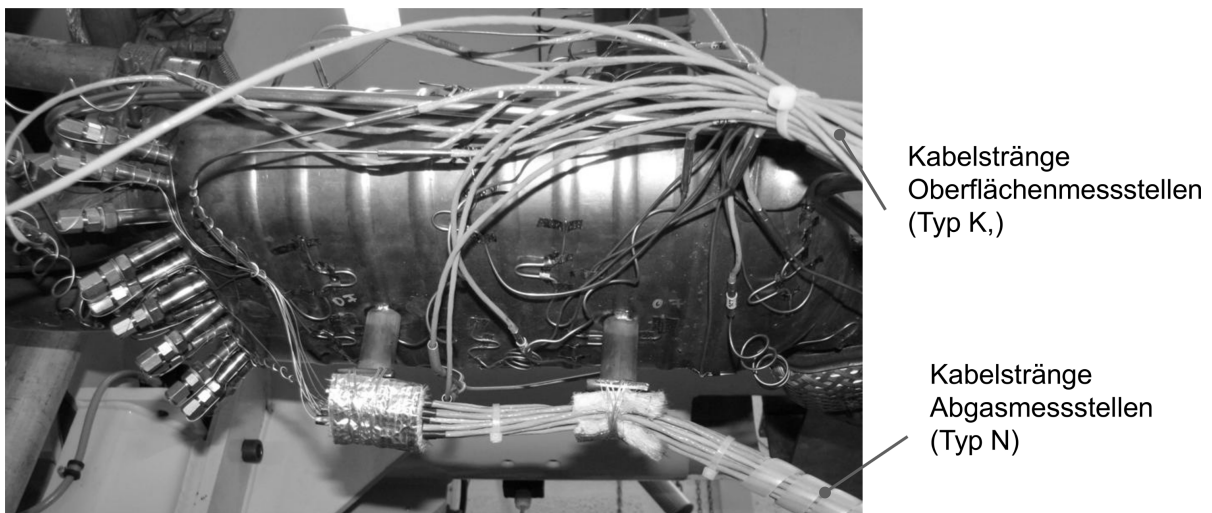


Bild 5.6: Thermomessstellen am Dieselpartikelfilter

Thermografische Messtechnik

Für die Oberflächentemperaturanalyse kam eine ThermacamTM PM675 der Firma Flir Systems zum Einsatz [29]. Der Fokus dieses Messinstruments besteht in der qualitativen Erfassung komplexer Temperaturverteilungen und Gradienten, die mit diskreten Messpunkten über Thermoelemente nur schwer erfassbar sind. Für die Thermographieaufnahmen wurden alle abgebildeten Oberflächen mit schwarz matter Lackfarbe behandelt, um einen möglichst einheitlichen Emissionsgrad zu erreichen. Die Ermittlung sowie Kalibrierung der Emissionskoeffizienten erfolgte über ein internes Softwareprogramm. Dies kann nur dann erfolgen, wenn die Temperatur einer entsprechenden Referenzfläche über Thermoelemente im Voraus ermittelt wurde.

Der Einsatz der Thermographie ohne Referenzmessungen ist mit Unsicherheiten verbunden. Die Entfernung ist ein Parameter, der den Effekt berücksichtigt, dass Strahlung zwischen Objekt und Kamera absorbiert wird und bei hohen Oberflächentemperaturen an Bedeutung zunimmt.

Die Infrarotstrahlung ist eine Funktion der Oberflächentemperatur eines Objektes. Die Thermographiekamera misst die Infrarotstrahlung und wandelt diese in ein elektromagnetisches Spektrum um, das für den Menschen in einem sichtbaren Bereich liegt (siehe Bild 5.7). Für die Temperaturmessung durch Thermographie ist unter anderem der Emissionsgrad der Oberfläche ein wichtiger Eingabeparameter. Weiterhin sollten die Umgebungstemperatur, die relative Luftfeuchtigkeit und die Entfernung zum Objekt bekannt sein.

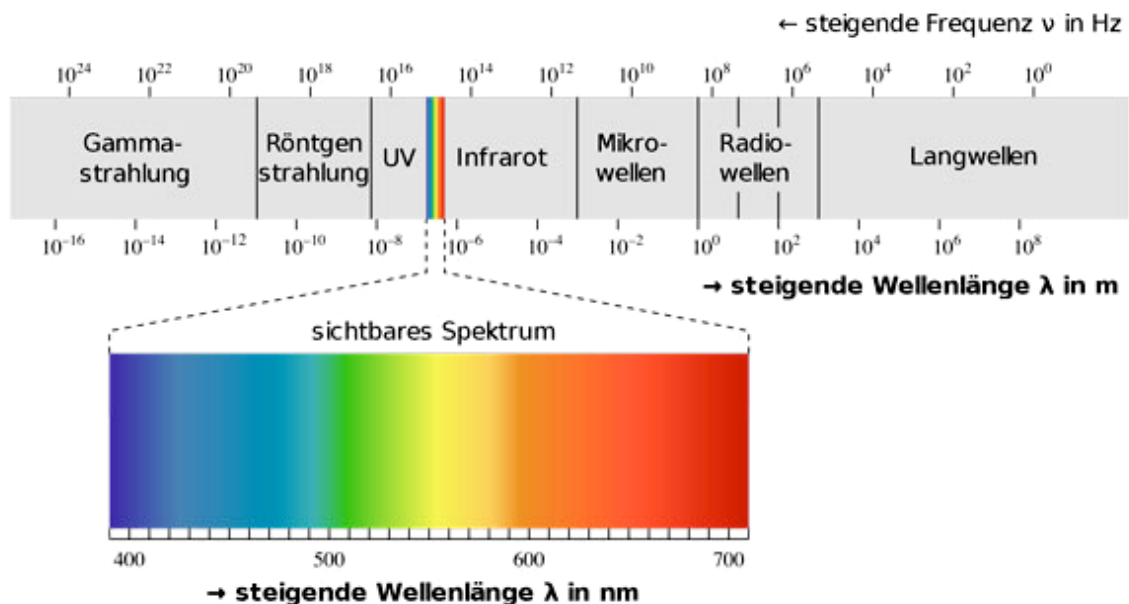


Bild 5.7: Das elektromagnetische Spektrum [42]

Abgasmessanlage

Zur Analyse der Abgaszusammensetzung wurde eine MEXA-7170DEGR Abgasmessanlage der Firma Horiba [121] verwendet und im Einströmbereich des Dieselpartikelfilters eingesetzt. Der Rußgehalt im Abgas wird über ein AVL415S Smoke-meter der Firma AVL erfasst, indem ein fest definierter Massenstrom abgezweigt über einen Bypasskanal durch ein Filterpapier geleitet wird. Der Ruß verursacht eine dunkle Verfärbung im Filter die photoelektrisch erfasst und automatisch ausgewertet wird. Hierbei wird der Rußanteil durch die sog Filter Smoke Number FSN angegeben. Die untere Grenze der Rußerfassung liegt bei einer FSN von 0.002 ($\approx 20 \mu\text{g}/\text{m}^3$) [120].

6 Ergebnisse numerischer Voruntersuchungen

Die Integration der Abgasanlage in den numerischen Berechnungsprozess der Gesamtfahrzeugabsicherung versteht sich als ein Erweiterungsansatz der zugrunde liegenden Berechnungsprozedur. Einige der für die numerische Modellierung wichtigen Voruntersuchungen werden an dieser Stelle diskutiert und betreffen im Wesentlichen drei Bereiche:

- Kapitel 7.1 widmet sich dem Einfluss der Temperaturabhängigkeit von Stoffeigenschaften auf den Wärmetransport und die konvektive Wärmeübertragung sowie den notwendigen Schlussfolgerungen für die Modellannahmen der Fluideigenschaften.
- Im Bereich zwischen Krümmer und Turbolader liegt real eine pulsierende Abgasströmung vor, die im Gesamtfahrzeugmodell stationär mit zeitlich gemittelten Werten für Masse und Temperatur vorgegeben und modelliert wird. Aus der Diskussion in Kapitel 2.2 geht hervor, dass eine stationäre Strömungsrechnung die konvektive Wärmeübertragung unterschätzt. Dieser Sachverhalt wird numerisch durch den Vergleich mit instationären Berechnungen in einem Krümmerteilmodell untersucht und in Kapitel 7.2 diskutiert.
- Kapitel 7.3 behandelt den Ansatz, der für die Modellierung von Katalysatormonolithen gewählt wurde. Die Modellierung auf Basis des porösen Mediums erfordert aufgrund der vereinfachten Geometrieabbildung eine spezielle Modifikation, um die effektiven radialen und axialen Wärmeübergänge zu berücksichtigen.

6.1 Temperaturabhängigkeit von Stoffeigenschaften

Durch die Implementierung der Abgasströmung wird die ursprünglich reine Betrachtung der Fahrzeugum- und -durchströmung auf ein weitaus größeres Temperatur- und Geschwindigkeitsspektrum erweitert. Entscheidend für die Betrachtung des Wärmetransports durch ein strömendes Medium sind die Stoffeigenschaften Dichte ρ , Wärmeleitfähigkeit λ , dynamische Viskosität η und spezifische Wärmekapazität c_p . Diese Stoffgrößen sind nicht konstant, sondern hängen vom thermodynamischen Zustand des strömenden Mediums ab. Einen wesentlichen Einfluss hierauf kann die Temperatur haben. In der Modellannahme für Fluideigenschaften wird in der Gesamtfahrzeuganwendung ausschließlich die Temperaturabhängigkeit der Dichte berücksichtigt. Alle weiteren Stoffeigenschaften werden als konstant (30° C) angenommen. Diese vereinfachende Annahme ist für die Kühlluftströmung im Motorraum zulässig, da die Temperaturspannen verhältnismäßig klein sind und Lufttemperaturen nur in Ausnahmefällen lokal über 120° C liegen.

Mit der Abbildung der Abgasströmung wird diese Temperaturspannweite erweitert. Dies gilt sowohl für die Abgasströmung als auch für die ebenfalls als Fluidkontinuum modellierte Luftspaltisolierung. Grundsätzlich stellt sich daher die Frage nach dem Fehlereinfluss, der hier durch die Annahme in der Temperaturberechnung entsteht. Bild 6.1 zeigt die Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit, der dynamischen Viskosität und der spezifische Wärmekapazität von Luft. Zusätzlich abgebildet ist die prozentuale Abweichung, die durch die Annahme entsteht.

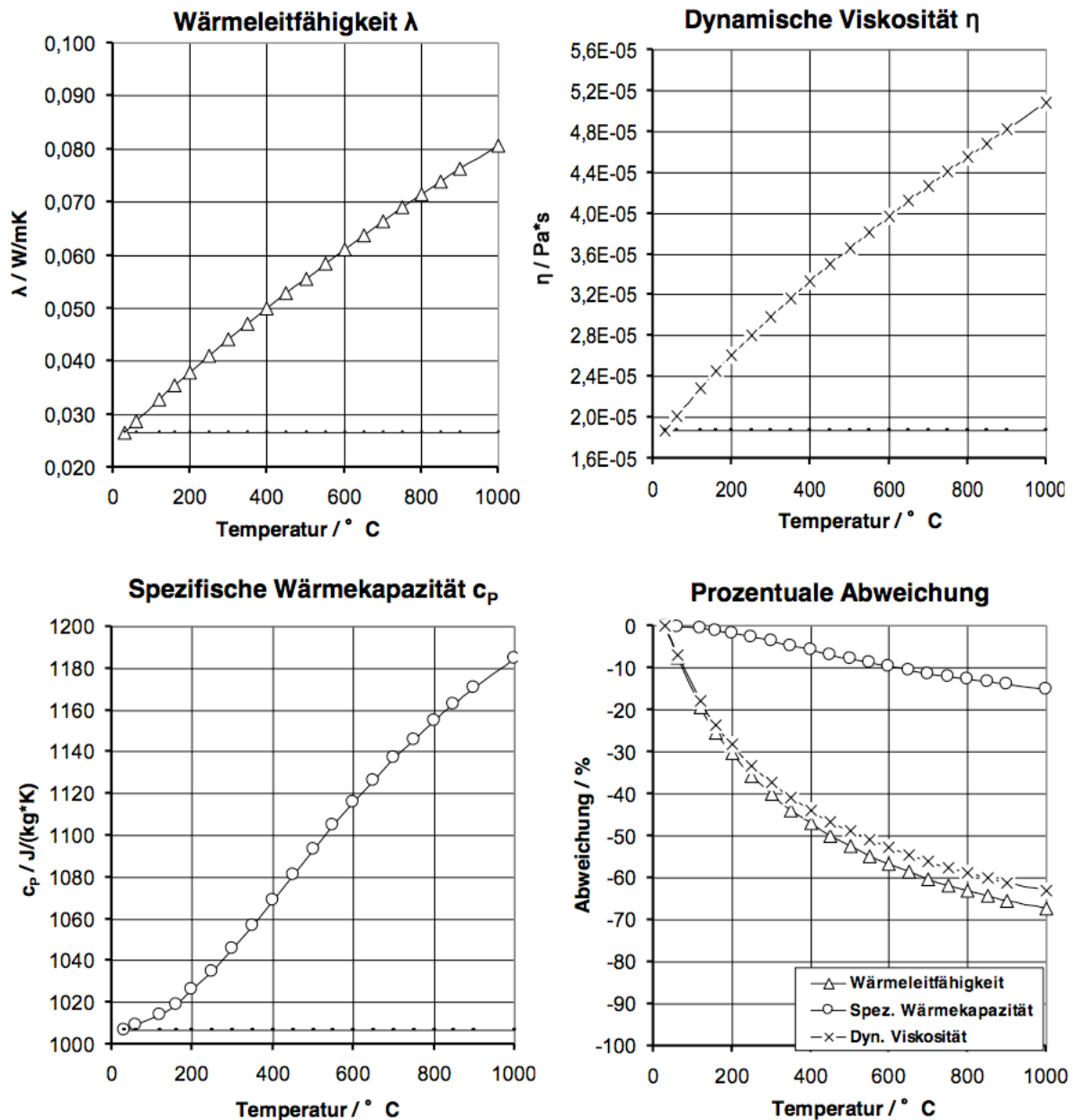


Bild 6.1: Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit, der dynamischen Viskosität, der spezifischen Wärmekapazität und die relative Abweichung zwischen realem Gasverhalten und den als konstant angenommenem Stoffeigenschaften für Luft bei 30° C [122]

Die Abgastemperatur gegenwärtiger Ottomotoren kann unter Vollast bis zu 1000° C betragen, bei Dieselmotoren bis zu 800° C. Für die Wärmeleitfähigkeit und die dynamischen Viskosität ist bei 100 - 120° C eine Abweichung von ca. 10 - 15 % zu erkennen, während bei einer Temperatur von 200° C die Abweichung bereits 30 % beträgt. Die Temperaturabhängigkeit der spezifischen Wärmekapazität ist deutlich geringer und beträgt bei 600° C etwa 10 %. Insgesamt lässt sich eine deutliche Änderung der Stoffeigenschaften für abgasspezifische Temperaturbereiche feststellen. Die Annahme der konstanten Stoffeigenschaften prägt sich in der Abgasströmung und im Luftspalt unterschiedlich auf die Wärmebilanz aus. In der Abgasströmung steht die Auswirkung auf den berechneten Wärmeübergangskoeffizienten im Vordergrund. Weicht dieser aufgrund der Annahme ab, so wird die Wärmeabfuhr an die Wand mit einem gewissen Fehlereinfluss bilanziert, hierdurch wird weiterhin die Abgastemperatur stromabwärts beeinflusst. Im Luftspalt dominiert die Wärmeübertragung durch Wärmeleitung, insofern ist hier der Temperatureinfluss auf die Wärmeleitfähigkeit der entscheidende Einflussfaktor.

Die Auswirkung der Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit, der dynamischen Viskosität und der spezifische Wärmekapazität auf den Wärmeübergang kann analytisch betrachtet werden. In der Literatur werden für Betrachtungen in Abgasrohrführungen verschiedene Nusselt-Korrelationen zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten vorgeschlagen. Die hier verwendete Sieder-Tate Korrelation [80] gilt für turbulente Strömungen und stellt die Nusseltzahl in Abhängigkeit von der Reynolds- und Prandtlzahl dar:

$$Nu = 0,016 \cdot Re^{0,875} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad \text{Gl. (7.1)}$$

$$Pr = \frac{c_p \cdot \eta}{\lambda} \quad \text{Gl. (7.2)}$$

$$Re = \frac{v \cdot d_i \cdot \rho}{\eta} \quad \text{Gl. (7.3)}$$

Die Wandrauheit ist über die Blasius Beziehung berücksichtigt:

$$f = \frac{0,3164}{Re^{1/4}}, \text{ für } Re \leq 10^5 \quad \text{Gl. (7.4)}$$

Weiterhin gilt für den Wärmeübergangskoeffizient folgende Beziehung:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L_0} \quad \text{Gl. (7.5)}$$

Nachfolgend wird eine Rohrströmung mit einem Rohrdurchmesser von 0,05 m und einer Strömungsgeschwindigkeit von 20 m/s angenommen. Bild 6.2 zeigt den Kurvenverlauf des Wärmeübergangskoeffizienten für die voll ausgebildete Rohrströmung in Anhängigkeit von der Temperatur. Gegenübergestellt wird dabei der Verlauf des Wärmeübergangskoeffizienten α_{REAL} mit berechneten Stoffeigenschaften und der vereinfachte Wärmeübergangskoeffizient α_0 mit konstanten Stoffeigenschaften. Der Wärmeübergangskoeffizient wird bei Verwendung konstanter Stoffeigenschaften zu niedrig berechnet. Dabei nimmt die Abweichung mit steigender Temperatur deutlich zu.

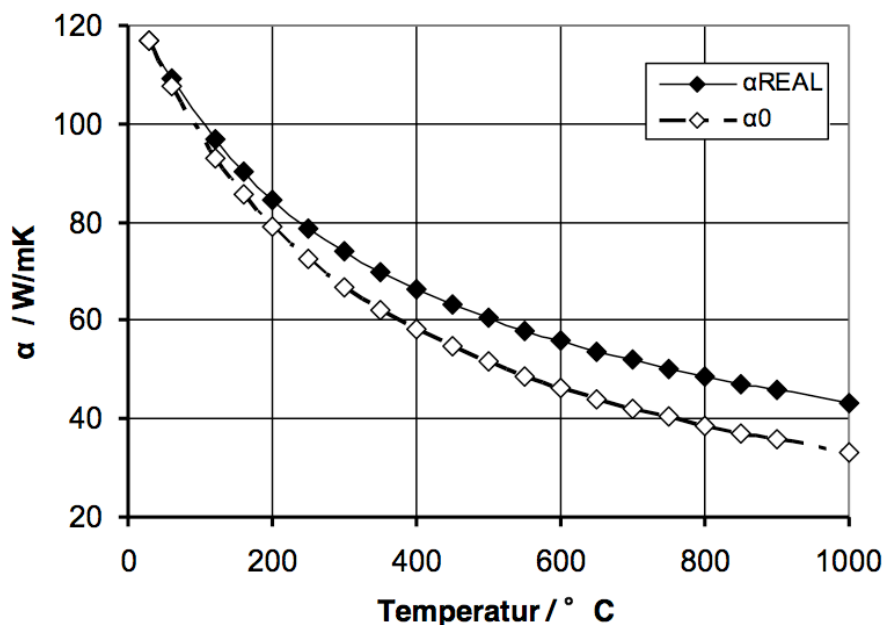


Bild 6.2: Verlauf der Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit von der Temperatur in einer Rohrströmung, mit (α_{REAL}) und ohne (α_0) temperaturabhängigen Stoffeigenschaften

In Bild 6.3 wird die prozentuale Abweichung des realen Wärmeübergangskoeffizienten α_{REAL} bezogen auf den Wärmeübergangskoeffizienten mit konstanten Stoffeigenschaften α_0 dargestellt. Diese Beziehung gilt nun allgemein für eine Rohrströmung, da sich die Dimensionen der Strömungsgeschwindigkeit und des Rohrdurchmessers herauskürzen und nur noch die Abhängigkeit von der Temperatur besteht. Bei einer Temperatur von 600° C beträgt die Abweichung ca. 20 %. Bei 1000° C tritt eine Abweichung von 30 % auf. Die relative Abweichung steigt für steigende Temperaturen degressiv weiter an. Aus dem Verlauf ist zu erkennen, dass die Vernachlässigung der Temperaturabhängigkeit bei hohen Temperaturen zu einer deutlichen Abweichung der Wärmeübergangskoeffizienten führt.

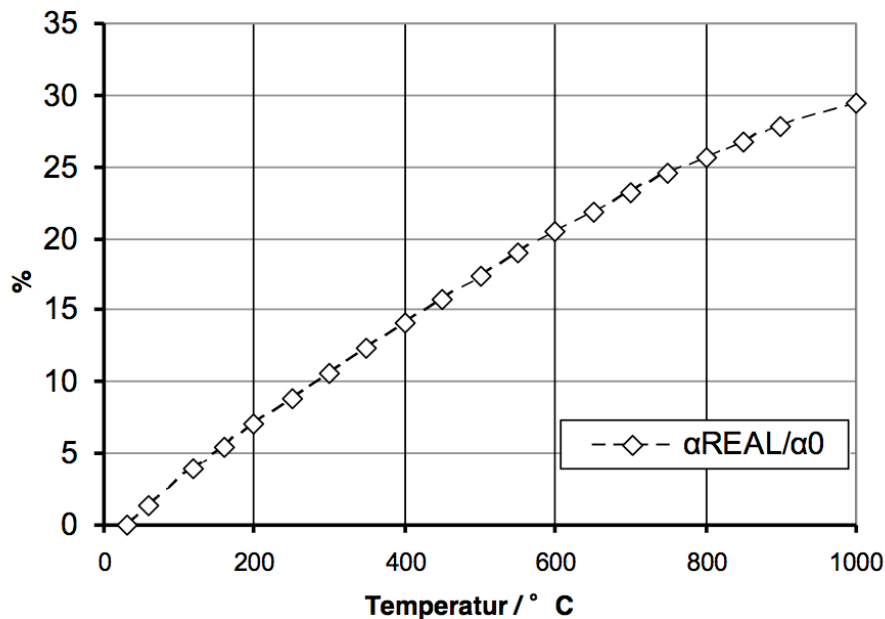


Bild 6.3: Prozentuale Abweichung des Wärmeübergangskoeffizienten bei konstanten Stoffeigenschaften für Wärmeleitfähigkeit, dynamische Viskosität und spezifische Wärmekapazität

Die Auswirkung des Fehlereinflusses auf die berechnete Temperaturentwicklung an einer realen Abgasanlage soll an dieser Stelle exemplarisch durch numerische Ergebnisse an einer Abgasanlage verdeutlicht werden. Es handelt sich dabei um ein einfaches 3D-Testmodell einer Ottoabgasanlage. Dieses wurde zu Beginn der Forschungsarbeit für verschiedene Parameterstudien eingesetzt. Das Testmodell besteht aus einem Krümmer, einem Turbolader, einem Katalysator sowie einem Mittelschalldämpfer und einem Nachschalldämpfer. Bild 6.4 zeigt die in einem stationären Lastfall berechneten Abgas- und Oberflächentemperaturen entlang des Abgassystems. Gegenübergestellt werden Berechnungsergebnisse, in denen die Stoffeigenschaften (λ , η und c_p) zum einen konstant, zum anderen temperaturabhängig angenommen werden.

Im Verlauf der Abgastemperatur lässt sich bis zum Katalysator nur eine sehr geringfügige Temperaturdifferenz feststellen. Ab dem Mittelschalldämpfer stromabwärts tritt eine zunehmende Abweichung der Kurven auf, in der die Abgastemperatur der Berechnung mit temperaturabhängigen Stoffeigenschaften schneller abkühlt und am Austritt um -23 K abweicht. Dies lässt sich durch den deutlich höheren Wärmeübergangskoeffizienten der Berechnung mit temperaturabhängigen Stoffeigenschaften erklären. Aufgrund des höheren Wärmeübergangskoeffizienten kann mehr Wärme abgeführt werden, wodurch die Abgasströmung wiederum schneller abkühlt.

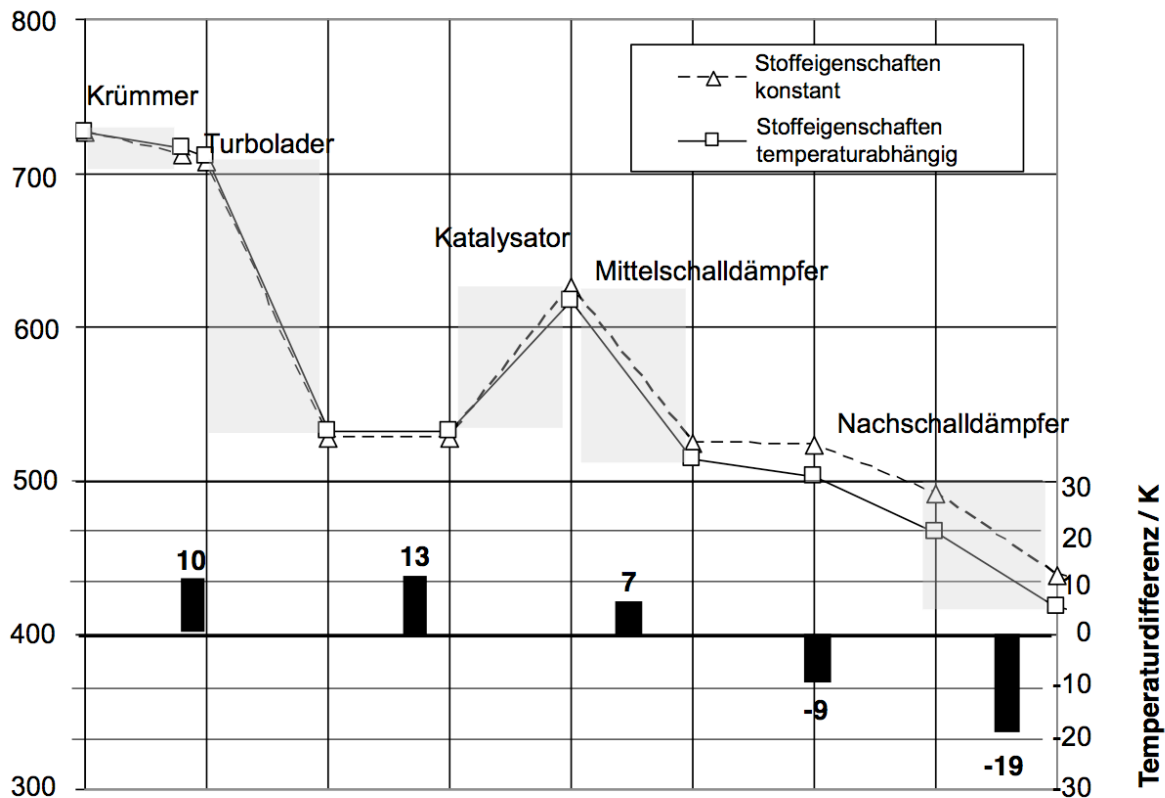


Bild 6.4: Vergleich der Abgas- und Oberflächentemperaturen für eine Berechnung mit konstanten und temperaturabhängigen Stoffeigenschaften in einem stationären Lastfall

Dieser Sachverhalt spiegelt sich auch in der Betrachtung der Oberflächentemperaturen wider. Die abgebildete Temperaturdifferenz bezieht sich auf den Vergleich der Oberflächentemperatur entlang der Abgasanlage. Im vorderen bis mittleren Bereich der Abgasanlage zeigt sich für die Berechnung mit temperaturabhängigen Stoffeigenschaften eine durchschnittlich um 10 K höhere Oberflächentemperatur. Ab dem mittleren Bereich stromabwärts kehrt sich die Differenz in den negativen Bereich um. Die maximale Abweichung von -19 K tritt am Nachschalldämpfer auf. Die vereinfachte Annahme eines Fluids mit konstanten Stoffeigenschaften bedeutet, dass im motornahen Bereich zu wenig Wärme an die Abgasrohre und -komponenten abgeführt wird und diese dadurch eine geringere Oberflächentemperatur erreichen. Da die Abgasströmung dadurch weniger Wärmeenergie verliert, kehrt sich diese Tendenz ab einem bestimmten Punkt stromabwärts um. Die analytische Betrachtung des Wärmeübergangskoeffizienten zeigt, dass bereits bei einer Abgastemperatur von 300 - 600° C eine Abweichung zwischen 10-20 % auftritt. Aus der analytischen und numerischen Voruntersuchung heraus lässt sich erkennen, dass für die Modellierung der Abgasanlage im Gesamtfahrzeug eine Fluideigenschaft mit temperaturabhängigen Stoffeigenschaften notwendig ist. Ein entsprechender Ansatz wird deshalb für Simulationen im Gesamtfahrzeugmodell gewählt. Die dynamische Viskosität, die Wärmeleitfähigkeit und die spezifischen Wärmekapazität werden hierbei über die Sutherland-Beziehung sowie durch polynomische Gleichungen in Abhängigkeit von der lokalen Temperatur bestimmt.

6.2 Instationäre Strömungsberechnung im Krümmerteilmodell

Die Ergebnisse der instationären Strömungsberechnung im Teilmodell des Krümmers beziehen sich auf den in Kapitel 2.3 bereits diskutierten Einfluss der Strömungspulsation. Die real instationären Abgasmassenströme und -temperaturen an den einzelnen Auslassventilen werden in der vorliegenden stationären Berechnungsmethode durch zeitlich gemittelte Werte vorgegeben. Infolge dessen wird eine zu geringe Wandwärmeübertragung berechnet. Die Literatur bietet zwar grobe Anhaltswerte für die Größenordnung des instationären Einflusses, jedoch ist die messtechnische Bilanzierung der Wärmeströme mit mehreren Unsicherheiten verbunden.

Zur Untersuchung des instationären Einflusses werden in einem Teilmodell des Krümmers instationäre und stationäre Berechnungen miteinander verglichen. Bei dem verwendeten Modell handelt es sich um ein 3D-CFD Modell, in dem die Strömung in der linken Krümmerhälfte bis zum Sammelrohr hin abgebildet wird. Untersucht werden die zwei Lastfälle „Bergfahrt“ und „Hochgeschwindigkeit“. Entsprechende Ein- sowie Ausströmrandbedingungen werden aus 1D-Ladungswechselberechnungen vorgegeben. Hierzu liegen jeweils drei Datensätze für den zeitlichen Massenstrom und den Temperaturverlauf der einzelnen Auslassventile vor sowie ein Datensatz für die Druckrandbedingungen am Auslass des Sammelrohrs. Für die stationäre Berechnung werden die entsprechenden Randbedingungen zeitlich gemittelt. Bild 6.5 veranschaulicht den Verlauf des Abgasmassenstroms für 0,5 Sekunden an den einzelnen Auslassventilen sowie den zeitlich gemittelten Abgasmassenstrom der stationären Berechnung im Lastfall „Bergfahrt“.

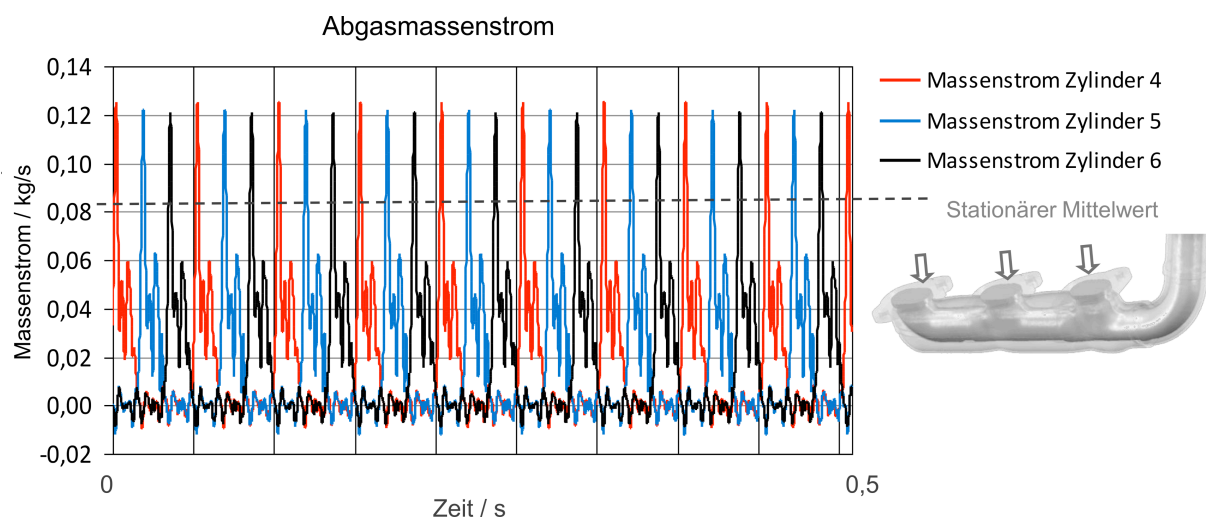


Bild 6.5: Zeitlicher Verlauf des Abgasmassenstroms am Auslassventil, im Lastfall „Bergfahrt“

Neben der Fluidseite werden auch die Strukturseite sowie die Luftspaltisolierung abgebildet. Das Krümmerteilmodell besteht insgesamt aus 600.000 Fluid- und Solidzellen. Um einen vergleichbaren Wärmestrom an die Umgebung zu bilanzieren, werden die gleichen Oberflächenrandbedingungen für stationäre und instationäre Berechnungen vorgegeben. Es werden konvektive Randbedingungen verwendet, die aus der entsprechenden Gesamtfahrzeugberechnung extrahiert werden.

Aufgrund der pulsierenden Strömung liegt ein weites Geschwindigkeits-, Druck- und Temperaturspektrum vor. Die Vernetzung und die verwendeten Wandfunktionen müssen speziell auf diese Gegebenheit angepasst werden, um numerische Fehler in der Berechnung der Wandwärmeübertragung zu vermeiden. Weiterhin erfordern die zeitlichen Massenstrom- und Temperaturgradienten eine sehr kleine Zeitschrittweite.

Bild 6.6 enthält den zeitlichen Verlauf berechneter Wärmeübergangskoeffizienten im Lastfall „Bergfahrt“. Der Verlauf stellt den flächengemittelten Wert an den Innenrohren über einen Zeitabschnitt von 0,5 Sekunde dar. Es zeigt sich eine zeitliche Schwankung des Wärmeübergangskoeffizienten, bei der die Minimalwerte im Bereich von 150 W/m²K liegen und die Maximalwerte über 600 W/m²K betragen. Der zeitliche Mittelwert beträgt 321 W/m²K. Mit einem stationären Wert von 212 W/m²K ergibt sich daraus ein CAF-Faktor von 1,5. Der zeitliche Mittelwert im Hochgeschwindigkeitslastfall beträgt 697 W/m²K. Mit einem stationären Wert von 529 W/m²K ergibt sich im Hochgeschwindigkeitslastfall ein CAF-Faktor von 1,3. Bild 6.7 stellt die verschiedenen Wärmeübergangskoeffizienten zusammenfassend gegenüber.

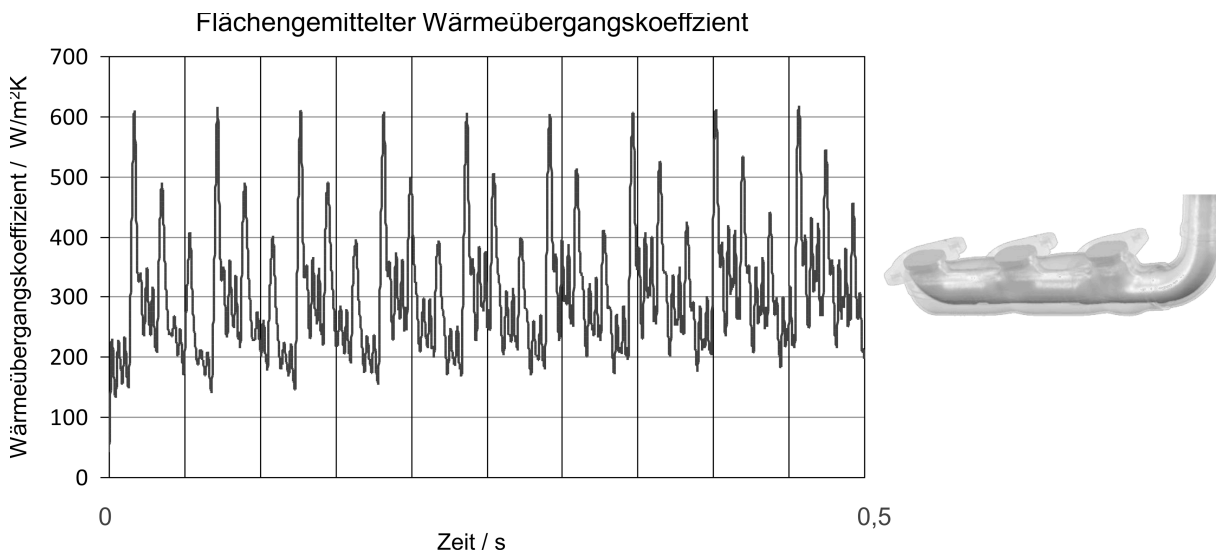


Bild 6.6: Zeitlicher Verlauf flächengemittelter Wärmeübergangskoeffizienten der instationären Berechnung, „Bergfahrt“

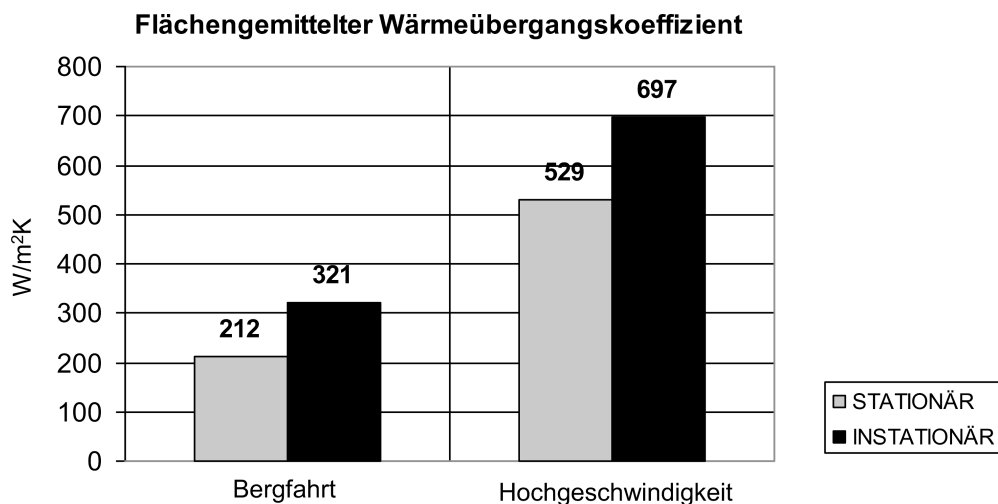


Bild 6.7: Flächen- und zeitgemittelte Wärmeübergangskoeffizienten am Krümmerinnenrohr im Vergleich für die stationäre und instationäre Berechnung

Einen Überblick der CAF-Faktoren aus der numerischen Studie und entsprechenden Literaturangaben wird Tabelle 6.1 gegeben. Es ist dabei zu beachten, dass die Vergleichbarkeit diese Werte aufgrund mehrerer Faktoren schwierig ist. So wurden, wie auch in Kapitel 2.2 erläutert verschiedene Abgassysteme, Motoren und Lastpunkte verwendet, was eine Vergleichbarkeit nur sehr beschränkt zulässt. Weiterhin unterscheiden sich auch die Vorgehensweisen in der Bilanzierung und Ermittlung des CAF-Werte. Die CAF-Werte der numerischen Studie von 1,3 und 1,5 resultieren aus zwei unterschiedlichen Lastpunkten. Weiterhin wird durch die Analyse deutlich, dass die Erhöhung der Wärmeübergangskoeffizienten nur einen Teil des instationären Effekts auf die Wärmeübertragung ausmacht. Die gewonnenen Ergebnisse werden im Gesamtfahrzeugmodell durch einen entsprechenden Faktor berücksichtigt.

Übersicht ermittelter CAF-Faktoren			
Studien	Krümmer	Sammelrohr	Abgasrohr
Numerische Studie am Krümmer-teilmodell	1,3 + 1,5	-	-
Shayler et al [47]	0,5 ÷ 4,5	1 ÷ 3	-
Battiston et al [48]	-	1,1 ÷ 1,6	1,0 ÷ 1,5
Condie et al [49]	-	2,7 ÷ 8,0	-
Wendland [46]	2,3	3,0	1,6

Tabelle 6.1: Übersicht ermittelter CAF-Faktoren aus Simulation und Literatur

6.3 Modellierung von Katalysatormonolithen

Um die Oberflächentemperatur eines Katalysatorgehäuses rechnerisch zu bestimmen, muss ausgehend vom Strömungs- und Temperaturprofil der Wärmedurchgang an die Gehäuseoberfläche aufgelöst werden.

Der Monolith wird vom Abgas aufgeheizt und führt die Wärme durch Wärmeleitung über die Canningmatte an die Gehäuseoberfläche ab. Bild 6.8 zeigt ein typisches Temperaturprofil im Querschnitt eines Katalysators. Bei einem homogen mittig angeströmten Katalysator ergibt sich ein symmetrisches Temperaturprofil mit einem mittig angeordneten Temperaturmaximum (Bereich 1). Ein großer Temperaturgradient stellt sich aufgrund der geringen Wärmeleitfähigkeit des Isolationsmaterials im Bereich 2 ein. Das Metallgehäuse wiederum hat eine hohe Wärmeleitfähigkeit. Entsprechend stellt sich im Bereich 3 zwischen Gehäuseinnenseite und -außenseite ein kleiner Temperaturgradient ein. Optimalerweise werden Katalysatoren symmetrisch homogen angeströmt, was jedoch bauraumbedingt nicht immer ermöglicht werden kann. Sie unterliegen dann einer asymmetrischen Anströmung. Das Temperaturprofil, das sich daraufhin ergibt, wird in Bild 6.8 durch die grüne bzw. rote Kurve angedeutet. Je nach Anströmbedingungen verschiebt sich indes das Temperaturmaximum im Monolith. Hierbei spielt auch die Wärmeleitfähigkeit im Monolith eine Rolle, da Wärmeleitfähigkeit nicht nur material- sondern auch geometrieabhängig ist. Der als poröses Medium definierte Raum enthält jedoch keine Geometrieinformationen und damit auch keine explizite Feststoffphase. Um die Wärmeleitung dennoch in der Energiebilanz zu berücksichtigen, muss eine Ersatzwärmeleitfähigkeit definiert werden, die der realen effektiven Wärmeleitfähigkeit entspricht.

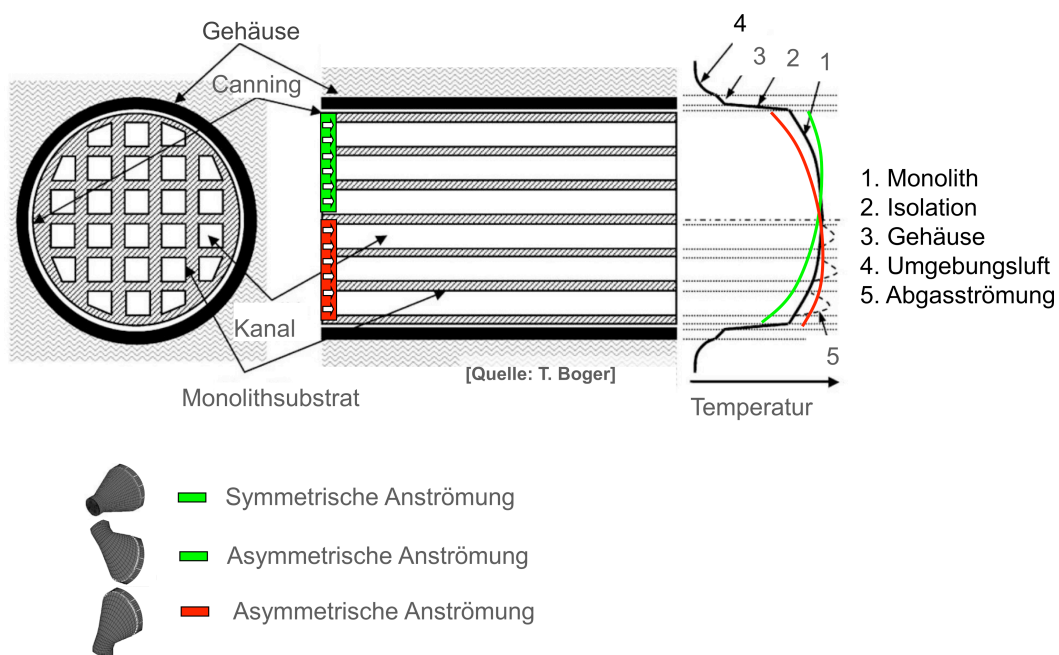


Bild 6.8: Temperaturprofil im Querschnitt eines Katalysators [17]

Bei der Definition der Ersatzwärmeleitfähigkeit muss zwischen axialer und radialer Wärmeleitung unterschieden werden. In radialer Richtung besteht die Geometrie aus einem wiederkehrenden Grundmuster. Repräsentativ kann am Einzelkanal entsprechend Bild 6.9 eine Ersatzwärmeleitfähigkeit hergeleitet werden.

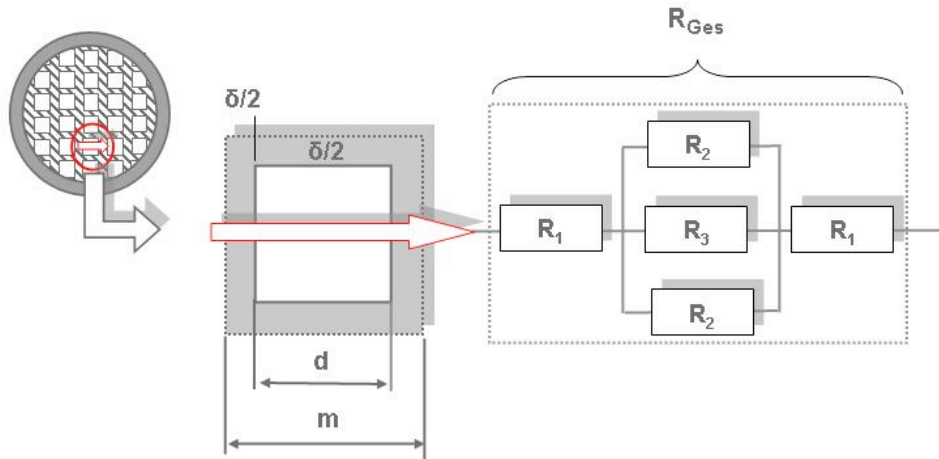


Bild 6.9: Herleitung der radialen Ersatzwärmeleitfähigkeit für die Abbildung der Katalysatormonolith im porösen Medium

Die zugehörigen Teilwiderstände R_1 bis R_3 lassen sich gemäß Bild 6.9 wie folgt beschreiben:

$$R_1 = \frac{1}{\lambda_s} \cdot \frac{\delta}{2 \cdot m \cdot 1}, \quad R_2 = \frac{1}{\lambda_s} \cdot \frac{2 \cdot d}{\delta \cdot 1}, \quad R_3 = \frac{1}{\lambda_G} \cdot \frac{d}{d \cdot 1}$$

Zusammengefasst ergibt dies den Gesamtwiderstand:

$$R_{ges} = 2 \cdot R_1 + \frac{0,5 \cdot R_2 \cdot R_3}{0,5 \cdot R_2 + R_3} \quad \text{Gl. (7.6)}$$

Für die Charakterisierung von Katalysatoren ist die Angabe des sogenannten Lückengrads ϵ üblich. Dieser beschreibt das Verhältnis von offener zu geschlossener Querschnittsfläche und definiert sich zu:

$$\epsilon_L = \frac{d_h^2}{(d_h + \delta_w)^2} = \frac{m^2}{d^2}$$

Nach Groppi [33] lässt sich die effektive Wärmeleitfähigkeit in radialer Richtung dann folgendermaßen definieren:

$$\lambda_{rs} = \frac{\lambda_s}{1 - \sqrt{\varepsilon_L} + \frac{1}{\frac{\lambda_g}{\lambda_s} + \left(\frac{1 - \sqrt{\varepsilon_L}}{\sqrt{\varepsilon_L}} \right)}}$$

Gl. (7.7)

Bild 6.10 veranschaulicht die Definition der Ersatzwärmeleitfähigkeit im porösen Medium am Beispiel des in dieser Arbeit modellierten Dieseloxydationskatalysators. Das Monolithsubstrat λ_s hat eine Wärmeleitfähigkeit von 2 W/mK. Die effektive Wärmeleitfähigkeit ist rechts im Bild in Abhängigkeit vom Lückengrad ε aufgetragen und ergibt mit der entsprechenden Wärmeleitfähigkeit des Abgases λ_g für diesen Katalysator eine effektive Wärmeleitfähigkeit von 0,36 W/m²K. Diese Gleichung kann noch weiter ergänzt werden, um gegebenenfalls die höhere Wärmeleitfähigkeit im Washcoat und in der Beladung zu berücksichtigen.

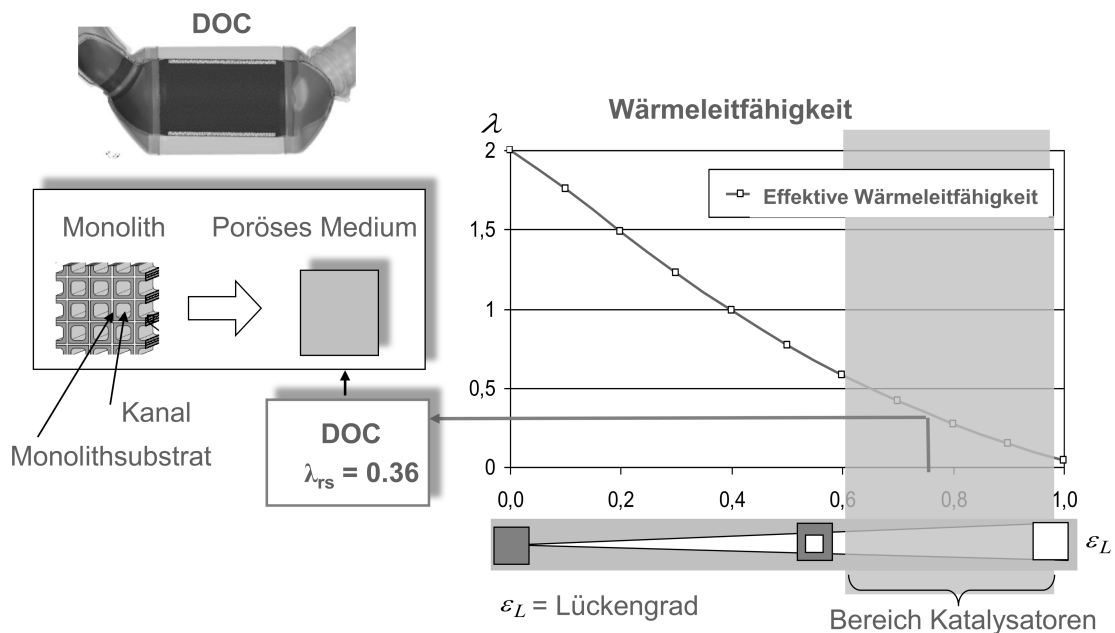


Bild 6.10: Effektive radiale Wärmeleitfähigkeit in Abhängigkeit vom Lückengrad

In axialer Richtung liegt eine andere Struktur vor, die eine weitere effektive Wärmeleitfähigkeit erforderlich macht. Die effektive Wärmeleitfähigkeit in axiale Richtung lässt sich nach folgender Gleichung bestimmen:

$$\lambda_{as} = (1 - \varepsilon_L) \cdot \lambda_s$$

Gl. (7.8)

Die effektive radiale und axiale Wärmeleitfähigkeit wird im Gesamtfahrzeugmodell in der Modellierung des Dieseloxydationskatalysators entsprechend der hier erläuterten Vorgehensweise berücksichtigt.

7 Ergebnisse stationärer Lastfälle

Die Validierung der Simulationsmethode für stationäre Lastfälle der thermischen Absicherung erfolgt in zwei Schritten. In einem ersten Schritt wird das numerische Modell der Abgasanlage zunächst ohne Fahrzeugumgebung betrachtet, nachfolgend auch als Prüfstandsmodell bezeichnet. Entsprechende Ergebnisse werden in Kapitel 7.1 mit Messungen auf dem Motorenprüfstand im Detail verglichen. Von Interesse ist dabei die Abbildungsgenauigkeit der Temperaturverteilungen, die infolge der komplexen Geometrie- und Materialeigenschaften sowie der inneren Strömungsbedingungen der Abgasanlage entstehen. Nach der Bewertung des numerischen Teil-modells der Abgasanlage werden in Kapitel 7.2 in einem zweiten Schritt experimentelle und numerische Ergebnisse im Gesamtfahrzeug analysiert. Hierbei wird der Fokus auf die äußeren Einflussgrößen und die Interaktion mit der Fahrzeugumgebung gesetzt.

7.1 Ergebnisse Motorprüfstand

Zur Analyse der Wärmeübertragungsvorgänge im Prüfstandsmodell werden zunächst Abgastemperaturen und anschließend Oberflächentemperaturen aus Berechnung und Messung gegenübergestellt. Bei dem Prüfstandsmodell handelt es sich um ein numerisches Modell, das ausschließlich die Geometrie der Abgasanlage entsprechend dem Aufbau des Motorprüfstands enthält. Die Umgebungsbedingungen werden durch feste Randbedingungen vorgegeben.

7.1.1 Abgastemperaturen

Zur Untersuchung der Abgastemperaturen wird an dieser Stelle in Ergänzung zu den Standardlastfällen der thermischen Absicherung der Betriebspunkt im Leerlauf mitbetrachtet, um ein möglichst weites Temperatur- und Abgasmassenstromspektrum gegenüberzustellen. Bild 7.1 zeigt für die drei Lastfälle den jeweils gemessenen Abgasmassenstrom. Dieser beträgt im Hochgeschwindigkeitslastfall 0,207 kg/s, im Bergfahrtlastfall 0,089 kg/s und im Leerlauflastfall 0,021 kg/s. Die Abgastemperaturen betragen vor Turbolader (ATL) im Hochgeschwindigkeitslastfall 694° C, im Bergfahrtlastfall 459° C und im Leerlauflastfall 230° C.

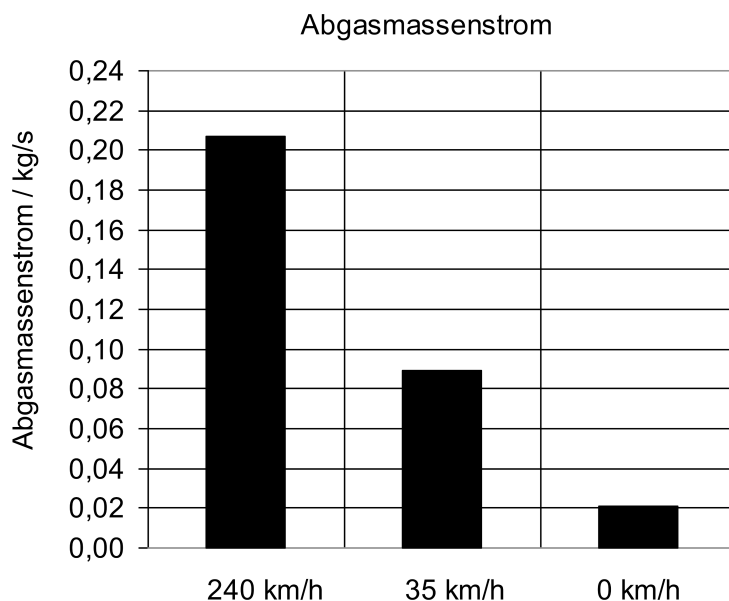


Bild 7.1: Gemessener Abgasmassenstrom in den Lastfällen „Hochgeschwindigkeit“, „Bergfahrt“ und „Leerlauf“

Bild 7.2 zeigt einen Vergleich der berechneten und gemessenen Abgastemperaturen entlang des Abgassystems. Dargestellt werden diskrete Messwerte entlang der Abgasanlage für die Lastfälle „Hochgeschwindigkeit“, „Bergfahrt“ und „Leerlauf“, die in diesem Diagramm zur Veranschaulichung miteinander verbunden sind.

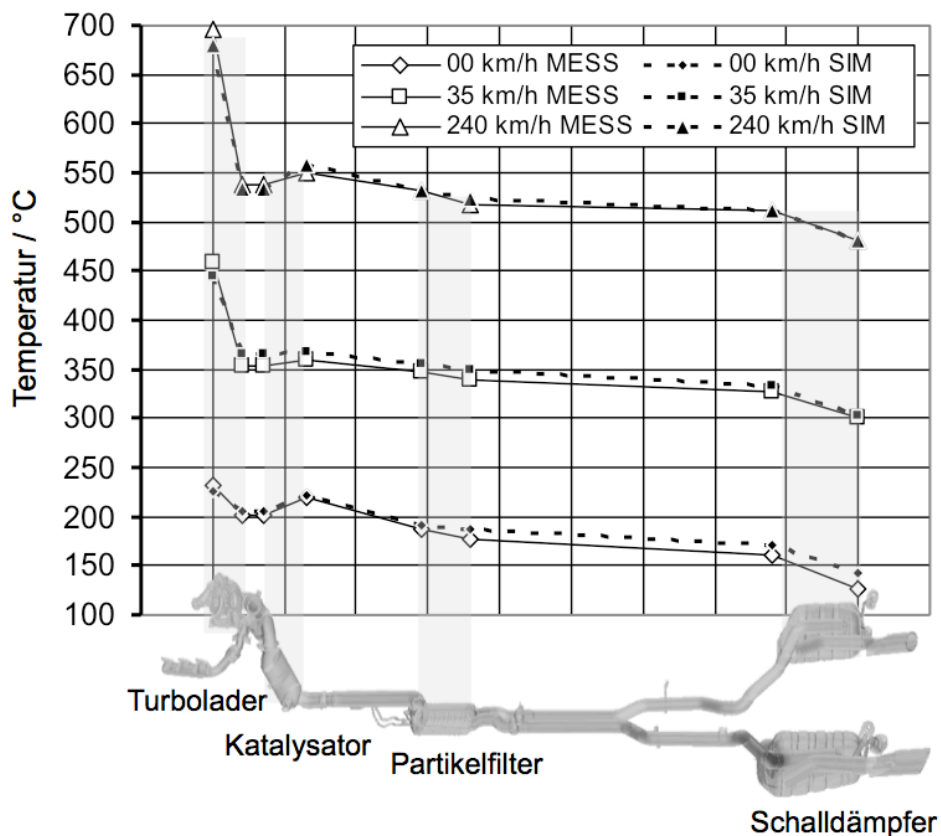


Bild 7.2: Vergleich berechneter und gemessener Abgastemperaturen

Das Abgas kühlt zwischen Turbineneintritt und Schalldämpferendrohr im Hochgeschwindigkeitslastfall um 212 K, im Bergfahrtlastfall um 156 K und im Leerlaufastfall um 101 K ab. Bei der Betrachtung der Einzelkomponenten tritt der größte Temperaturabfall am Turbolader auf. Durch die an der Turbine verrichtete Arbeit entsteht im Hochgeschwindigkeitslastfall ein Temperaturabfall von ca. 150 K. Im Bergfahrtlastfall beträgt dieser ca. 100 K und im Leerlaufastfall ca. 25 K. Über den Katalysator tritt in allen Lastfällen ein geringfügiger Temperaturanstieg auf, der aus der Oxidation von Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxid resultiert. Ein weiterer Temperaturabfall erfolgt im nicht isolierten Rohrabschnitt zwischen Partikelfilter und Schalldämpfer sowie im Schalldämpfer selbst. Das Gehäuse des Schalldämpfers ist ebenfalls nicht isoliert und bietet eine große Wärmeübertragungsfläche zur Umgebung. Hier entsteht im Hochgeschwindigkeitslastfall ein Temperaturabfall von 30 K. Im Bergfahrtlastfall beträgt dieser 28 K und im Leerlaufastfall 41 K. Obwohl die Temperaturdifferenz zur Umgebung im Leerlaufastfall am geringsten ist, tritt hier der größte Temperaturabfall im Schalldämpfer auf. Dies steht jedoch nicht in Zusammenhang mit einer höheren Wärmeabfuhr an die Umgebung. Der größere Temperaturabfall entsteht aufgrund des deutlich geringeren Abgasmassenstroms, da mit dem geringeren Massenstrom deutlich weniger Wärmeenergie transportiert wird.

Der Vergleich zwischen berechneten und gemessenen Werten zeigt entlang des gesamten Abgassystems eine gute Übereinstimmung. Die größte Abweichung tritt im Leerlaufastfall am Schalldämpferendrohr auf und beträgt ca. 18 K. Nachfolgend werden die berechneten Geschwindigkeits- und Temperaturverteilungen im Turbolader, Katalysator, Partikelfilter und Schalldämpfer im Detail exemplarisch für den Lastfall „Bergfahrt“ dargestellt.

Bild 7.3 veranschaulicht die berechnete Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung in der linken Krümmerhälfte. Der aus der Verbrennungskammer in den Abgaskrümmer einströmende Abgasmassenstrom wird an drei Einströmöffnungen durch entsprechende Randbedingungen vorgegeben. Im Krümmer addieren sich die Massenströme, was als Geschwindigkeitsanstieg stromabwärts zu erkennen ist. Rechts im Bild ist die Temperaturverteilung abgebildet. Die Luftspaltisolierung hebt sich im Temperaturbild deutlich von der inneren Abgasströmung ab. Während die Abgastemperatur immer über 450° C beträgt, entsteht im Luftspalt zwischen Innen- und Außenrohrführung eine Temperatur zwischen 430° C und 350° C.

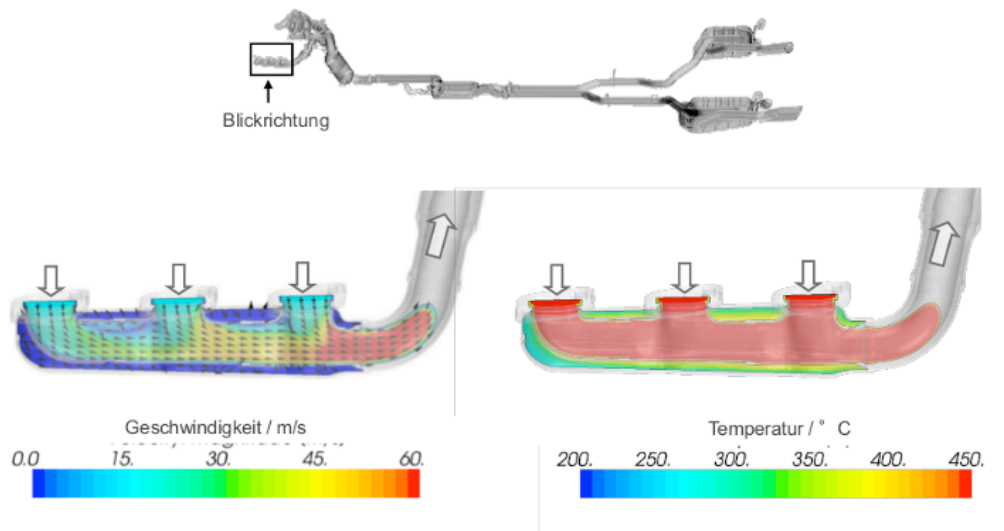


Bild 7.3: Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung im Krümmer, Lastfall „Bergfahrt“

Bild 7.4 zeigt die berechnete Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung in einer symmetrischen Schnittebene durch den Turbolader im Lastfall „Bergfahrt“. Das Abgas strömt in einem spiralförmigen Verlauf in die Turbine ein. Hierdurch entsteht im Ausströmbereich eine in Umfangsrichtung rotierende Strömung, was zu einer erhöhten Geschwindigkeit im äußeren Radius führt. Die abgeführte Leistung wird durch die implementierte Wärmesenke und den Druckverlustkoeffizienten berücksichtigt. Der daraus resultierende Temperaturabfall über den Turbinenbereich von ca. 100 K ist rechts im Bild 7.4 zu erkennen.

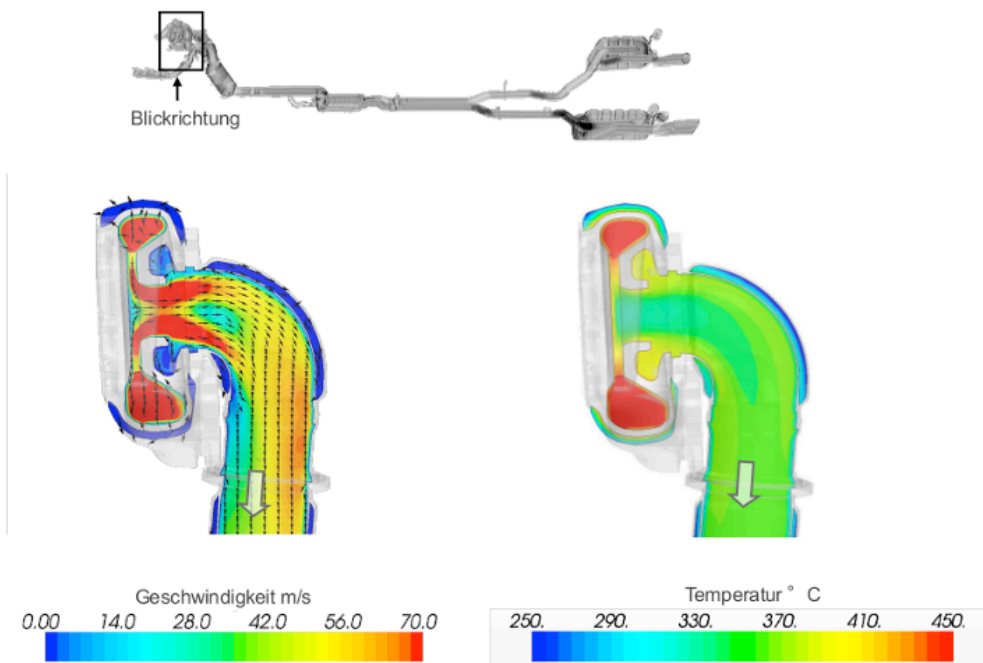


Bild 7.4: Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung im Turbolader Lastfall „Bergfahrt“

Bild 7.5 stellt die berechnete Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung im Katalysator im Lastfall „Bergfahrt“ dar. Links im Bild ist die Geschwindigkeitsverteilung abgebildet. Die Strömungsgeschwindigkeit verringert sich deutlich beim Übergang vom Einlasstrichter in den Monolith aufgrund des größeren Volumenverhältnisses. Ab dem Auslasstrichter nimmt diese zum Abgasrohr hin wieder deutlich zu. Rechts im Bild 7.5 ist die Temperaturverteilung zu erkennen. Das Abgas strömt mit einer Temperatur von ca. 354° C in den Katalysator ein. Im Monolithquerschnitt treten die höchsten Temperaturen mittig auf, während die Temperatur zum Rand hin um bis zu 20 K abnimmt. Die inhomogene Temperaturverteilung hängt zum einen mit der inhomogenen Anströmung im Einlasstrichter zusammen, zum anderen mit der zum Gehäuse abgeführten Wärme. Im Katalysator wird der Wärmeeintrag aufgrund exothermer Reaktionen über einen implementierten Quellterm im vorderen Bereich des Monolith berücksichtigt und beträgt ca. 340 Watt. Da die Rohemissionen bei Dieselmotoren im Vergleich zu Ottomotoren sehr gering sind, fällt der Wärmeeintrag verhältnismäßig klein aus und bewirkt einen Temperaturanstieg von ca. 6 K.

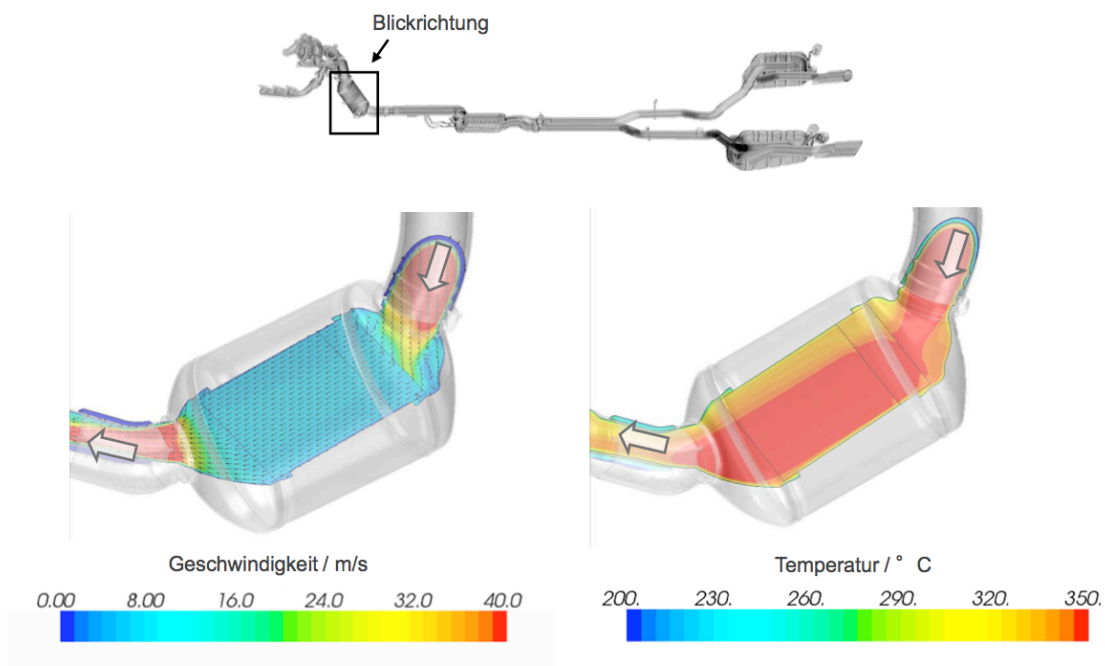


Bild 7.5: Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung im Katalysator, Lastfall „Bergfahrt“

In Bild 7.6 ist die berechnete Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung im Partikelfilter im Lastfall „Bergfahrt“ abgebildet. Die Geschwindigkeitsverteilung links im Bild zeigt ähnlich wie auch beim Katalysator, eine Verringerung der Strömungsgeschwindigkeit im Übergang des Einlasstrichters zum Bereich des Monolithen und erhöht sich wieder beim Austritt im Auslasstrichter. Aufgrund der asymmetrischen Form des Einlasstrichters bildet sich im unteren Bereich eine Drallströmung mit einer deutlich geringeren Strömungsgeschwindigkeit aus.

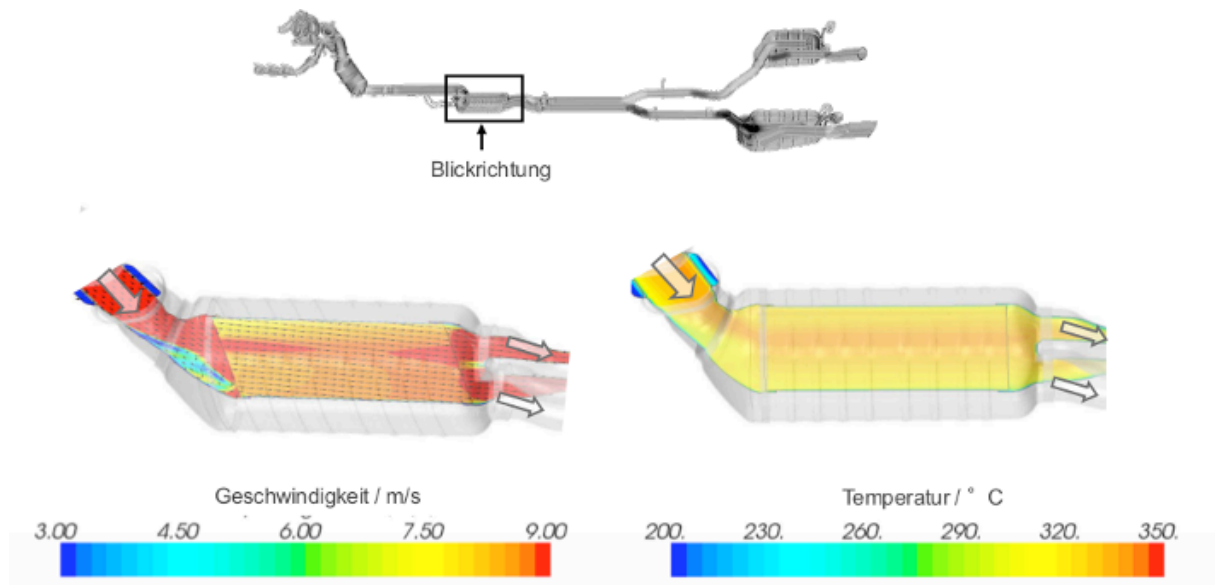


Bild 7.6: Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung im Partikelfilter, Lastfall „Bergfahrt“

Die Temperaturverteilung ist rechts im Bild dargestellt. Das Abgas strömt mit einer Temperatur von ca. 350° C in den Partikelfilter ein und kühlt bis zum Auslasstrichter um ca. 7 - 8 K ab. Im Querschnitt tritt eine homogene Temperaturverteilung auf. Spitzentemperaturen befinden sich leicht um die Mittelachse versetzt.

In Bild 7.7 wird die berechnete Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung im Schalldämpfer im Lastfall „Bergfahrt“ dargestellt. In der Schnittebene lassen sich Ein- und Ausströmröhre sowie die innere Aufteilung bestehend aus zwei Kammern, erkennen.

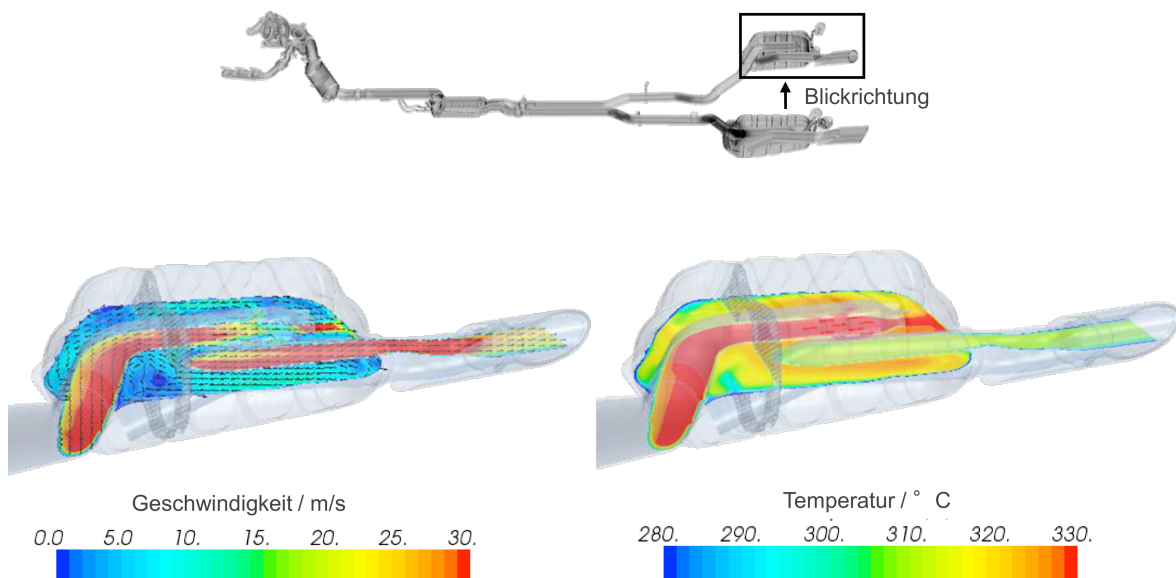


Bild 7.7: Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung im Schalldämpfer, Lastfall „Bergfahrt“

Die höchsten Strömungsgeschwindigkeiten entstehen im Ein- und Ausströmrohr. In den Kammern verringert sich die Strömungsgeschwindigkeit durch das deutlich größere Volumen. Die berechnete Temperaturverteilung ist rechts im Bild 7.7 zu entnehmen. Das Abgas strömt mit ca. 330° C durch das Einströmrohr in die erste Kammer ein. Erst hier kühlt das Abgas um ca. 10 - 15 K ab, bevor es durch die perforierte Trennwand in die zweite Kammer strömt. In der zweiten Kammer kühlt das Abgas um weitere 10 - 15 K ab und wird über ein Ausströmrohr abgeführt.

7.1.2 Oberflächentemperaturen der Abgasanlage

Die Oberflächentemperaturverteilung der Abgasanlage ist komplex und mit Gradienten versehen. Dies resultiert aus der Tatsache, dass eine sehr heiße Innenströmung (Abgas) von einer vergleichsweise kalten Umgebung getrennt wird. Entscheidend für die Wärme, die nach außen getragen wird, ist dabei der Wärmedurchgang. Der lokale geometrie- und materialabhängige Wärmedurchgang kann variieren. Bereits die Wärmeleitfähigkeit der verbauten Materialien liegt in einem Spektrum zwischen 0,025 – 132 W/mK.

Um die daraus resultierende komplexe Oberflächentemperaturverteilung zu analysieren, kommen in der messtechnischen Analyse sowohl Thermoelemente als auch Thermographieaufnahmen zum Einsatz. Die Thermographie wird dazu verwendet den Temperaturvergleich über Thermoelemente insbesondere in Bereichen, in denen große Gradienten auftreten zu ergänzen. Nachfolgend werden Ergebnisse am

- Katalysator
- Partikelfilter und
- Schalldämpfer

gegenübergestellt. Für die einzelnen Komponenten wird jeweils die ermittelte Oberflächentemperaturverteilung aus Thermographie und Simulation exemplarisch im Lastfall „Bergfahrt“ gegenübergestellt. Es wird ein qualitativer Vergleich gegeben und die grundsätzliche charakteristische Temperaturverteilung an einer Komponente erläutert. Anschließend werden diskrete Messwerte mit Berechnungswerten für die drei Lastfälle „Leerlauf“, „Bergfahrt“ und „Hochgeschwindigkeit“ gegenüber gestellt.

Bild 7.8 zeigt die berechnete und gemessene Oberflächentemperaturverteilung am Katalysator im Lastfall „Bergfahrt“. Im oberen Bild werden die Oberflächentemperaturen der Thermographieaufnahme mit Berechnungsergebnissen gegenüber gestellt. In der Thermographieaufnahme sind weiterhin die installierten Thermoelemente und Kabelstränge zu erkennen. Hohe Temperaturen entstehen jeweils an den Übergängen zu Anschlussrohren und an den Schweißnähten im Übergangsbereich zwischen Ein- und Auslasstrichter zum mittleren Hauptgehäuse.

Am Hauptgehäuse entsteht eine homogene Temperatur zwischen 230° C und 240° C, die auf beiden Seiten jeweils im direkten Umfeld der Schweißnähte deutlich ansteigt. Die Temperaturen an den Schweißnähten sowie an den Anschlussstellen zur Rohrführung betragen ca. 270 - 290° C.

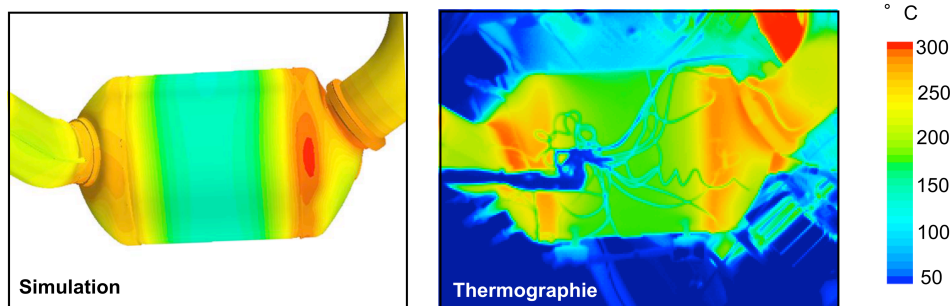


Bild 7.8: Vergleich der gemessenen und berechneten Oberflächentemperaturen am Katalysator im Lastfall „Bergfahrt“

Das Diagramm in Bild 7.9 zeigt die über Thermoelemente ermittelten diskreten Messwerte im Vergleich zur Berechnung für die Lastfälle „Leerlauf“, „Bergfahrt“ und „Hochgeschwindigkeit“. Die Messwerte der Positionen 1-5 stehen repräsentativ für die einzelnen Gehäuseteilbereiche am Einlasstrichter (5), am Auslasstrichter (1), an der Schweißnaht (2 und 4) und am Hauptgehäuse (3). Die Messpositionen 1, 3 und 5 befinden sich auf isolierten Flächen. Entsprechend entstehen hier deutlich niedrigere Temperaturen als an den Messpositionen 2 und 4, die sich auf den nicht isolierten Schweißnähten befinden. Im Leerlaufastfall entstehen Oberflächentemperaturen die in einem Bereich zwischen 110° C und 155° C liegen.

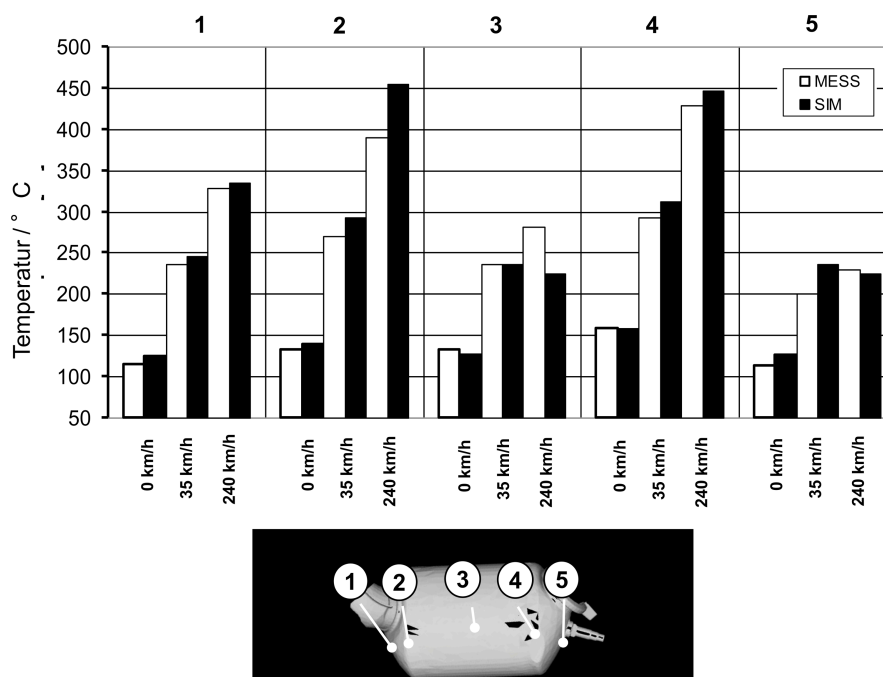


Bild 7.9: Vergleich der gemessenen und berechneten Oberflächentemperaturen am Katalysator

Diese Spannbreite wächst mit zunehmenden Temperaturen im Hochgeschwindigkeitslastfall auf ca. 230 - 430°C an. Die Temperaturgradienten nehmen mit zunehmender Abgastemperatur deutlich zu. Die Berechnung gibt diese Tendenz sehr gut wieder. Im Vergleich zwischen Berechnung und Messung zeigt sich die beste Übereinstimmung im Leerlauflastfall. Die größten Abweichungen treten im Hochgeschwindigkeitslastfall auf. Da sich der Katalysator im direkten Umfeld des Motors befindet, ist ein gewisser Störeinfluss durch die Motorbelüftung gegeben, die bei einer Simulation des Hochgeschwindigkeitslastfalls unvermeidbar ist. Diese konnte in der Simulation durch die vorgegebenen Randbedingungen nicht berücksichtigt werden und erklärt die tendenziell höheren Berechnungswerte im Hochgeschwindigkeitslastfall.

Bild 7.10 visualisiert die berechnete und gemessene Oberflächentemperaturverteilung am Partikelfilter im Lastfall „Bergfahrt“. Die Oberflächentemperaturen aus Thermographie und Berechnung lassen, wie auch beim Katalysator, die Übergänge zwischen Gehäuseteilbereichen deutlich erkennen. Spitzentemperaturen liegen im Bereich zwischen 290 - 310° C und treten an der Schweißnaht zwischen Einlasstrichter und Hauptgehäuse sowie am gesamten nicht isolierten Auslasstrichter und den Rohrführungen auf. Im isolierten Bereich am Hauptgehäuse und am Einlasstrichter entstehen Temperaturen zwischen 230 - 250° C, die jeweils im Umfeld der Schweißnähte deutlich ansteigen.

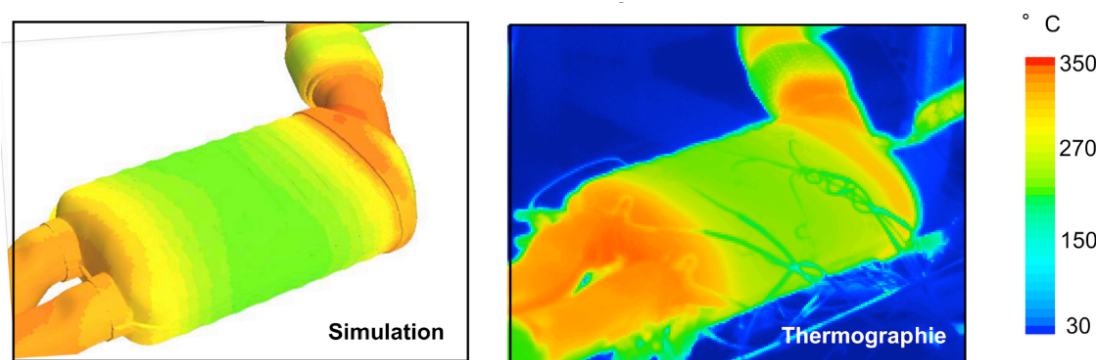


Bild 7.10: Vergleich der gemessenen und berechneten Oberflächentemperaturen am Partikelfilter im Lastfall "Bergfahrt"

Das Diagramm in Bild 7.11 zeigt die über Thermoelemente ermittelten diskreten Messwerte im Vergleich zur Berechnung am Einlasstrichter (5), am Auslasstrichter (1), am Hauptgehäuse (2, 3) und an der Schweißnaht (4). Es werden die Lastfälle "Leerlauf", "Bergfahrt" und "Hochgeschwindigkeit" gegenübergestellt. Wie bereits aus der Thermographie ersichtlich, befinden sich die Messpositionen 2, 3 und 5 auf isolierten Flächen mit einer vergleichsweise niedrigen Temperatur, während die Messposition 1 und 4 in Bereichen mit Spitzentemperaturen installiert sind.

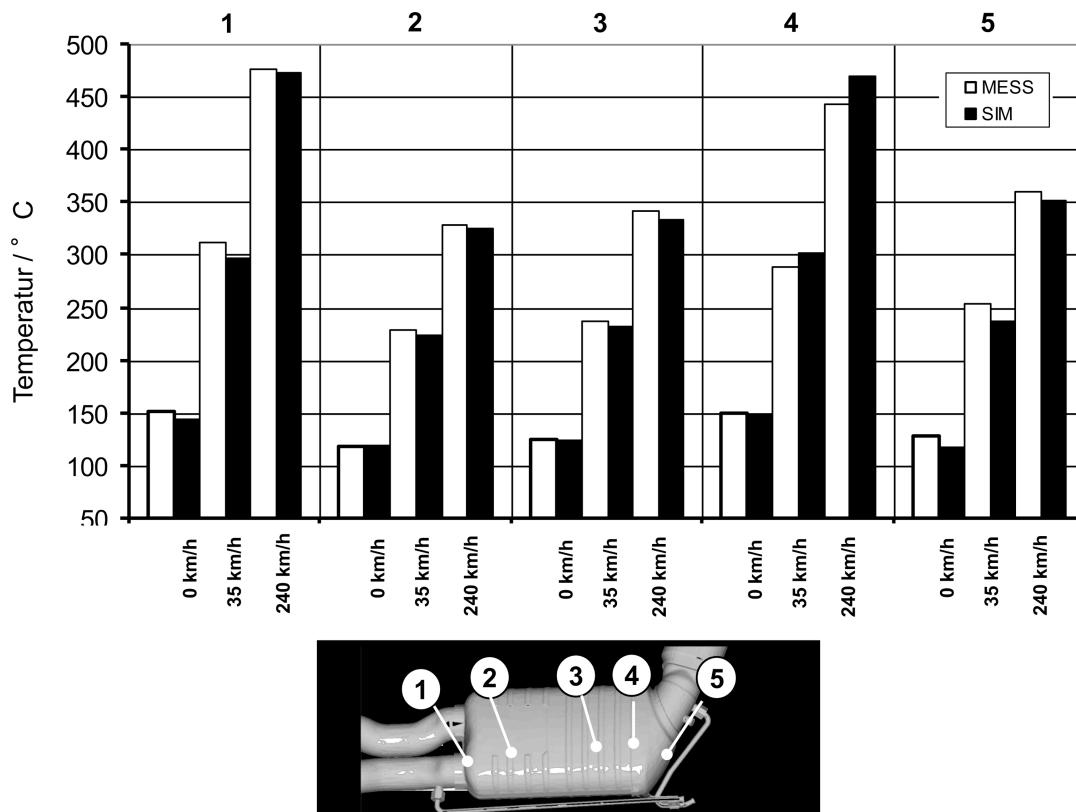


Bild 7.11: Vergleich der gemessenen und berechneten Oberflächentemperaturen am Dieselpartikelfilter

Ähnlich wie beim Katalysator ist auch hier ersichtlich, dass mit zunehmender Abgastemperatur Spitzentemperaturen und damit die Temperaturgradienten an der Oberfläche zunehmen. Im Leerlaufast liegen die geringsten Temperaturen und auch die geringste Temperaturspannbreite an der Oberfläche vor. Diese befindet sich zwischen 120°C und 150°C . Im Hochgeschwindigkeitslastfall liegt diese zwischen 245°C und 475°C . Der Vergleich der berechneten und gemessenen Werte zeigt, dass der hier geschilderte Verlauf im Simulationsmodell für die unterschiedlichen Lastfälle sehr gut erfasst werden kann. Die größte Abweichung insgesamt tritt im Hochgeschwindigkeitslastfall an der Position 4 auf und beträgt 27 K.

Der prinzipielle Aufbau und die Übergänge zwischen Gehäuseteilbereichen spiegeln sich entsprechend der erläuterten unterschiedlichen geometrie- und materialabhängigen lokalen Wärmedurchgänge sichtbar in der Oberflächentemperaturverteilung wieder. Gehäuseteilbereiche werden durch Schweißnähte verbunden. Aufgrund der sehr guten Wärmeleiteigenschaft wird hier die Abgaswärme von innen nach außen geleitet und es bilden sich Spitzentemperaturen auf der Oberfläche aus. Bild 7.12 verdeutlicht den hier geschilderten Sachverhalt am Beispiel des Partikelfilters. Ähnlich ist jedoch auch der Sachverhalt am zuvor diskutierten Katalysatorgehäuse zu verstehen.

Sowohl Einlassstrichter als auch Gehäuse enthalten eine Feststoffisolierung mit einer sehr geringen Wärmeleitfähigkeit. Den Übergang zwischen diesen Bereichen bildet eine Schweißnaht. Im Hochgeschwindigkeitslastfall entstehen zwischen Einlassstrichter und Schweißnaht Temperaturdifferenzen von über 200 K. Im Bergfahrtlastfall betragen diese über 100 K. Die Erfassung dieser Hotspots ist aus diesem Grund für eine gezielte thermische Absicherung umliegender Bauteile von Bedeutung.

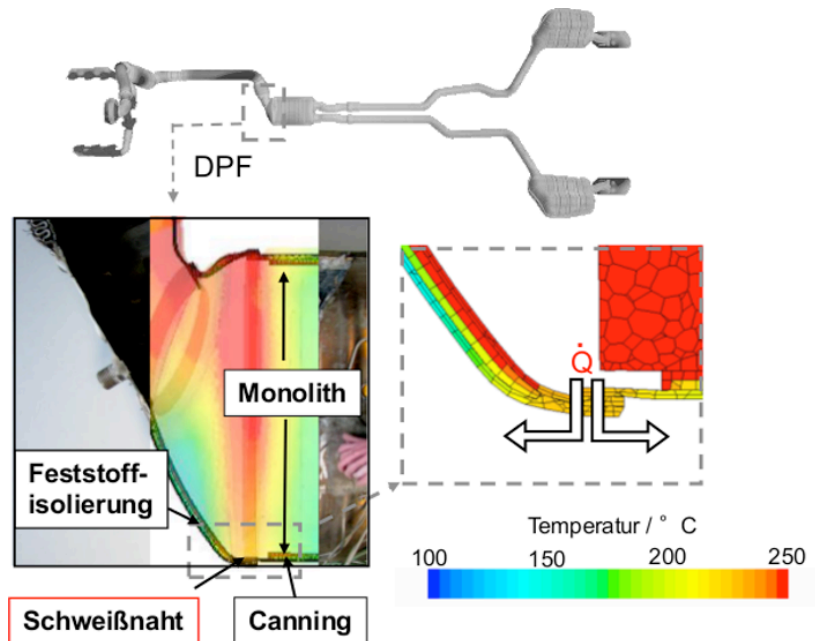


Bild 7.12: Berechnete Oberflächentemperatur am Dieselpartikelfilter, Lastfall „Bergfahrt“

Bild 7.13 stellt die berechnete und gemessene Oberflächentemperaturverteilung am Schalldämpfer im Lastfall „Bergfahrt“ dar. Das Schalldämpfergehäuse besteht aus einem dünnwandigen Stahlblech und enthält keine Isolierungen. Die aus der Berechnung und Thermographie erkennbare Oberflächentemperaturverteilung resultiert aus den inneren Strömungsbedingungen des Abgases. Der Schalldämpfer ist (vgl. Bild 4.9) im Inneren aus zwei Kammern aufgebaut.

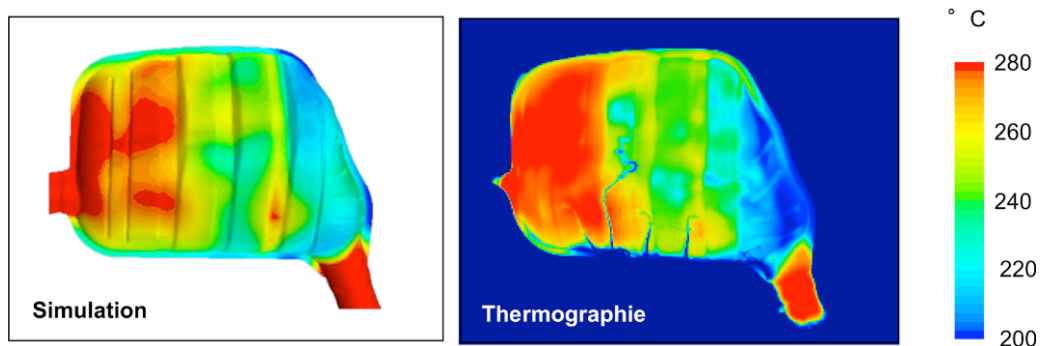


Bild 7.13: Vergleich der gemessenen und berechneten Oberflächentemperaturen am Schalldämpfer im Lastfall „Bergfahrt“

Die erste Kammer, in die das Abgas einströmt, befindet sich auf der linken Seite und hebt sich deutlich sichtbar durch eine höhere Temperatur im Bereich zwischen 260° C und 270° C hervor. Das Abgas kühlt in der ersten Kammer ab und strömt durch ein perforiertes Blech in eine zweite Kammer auf der rechten Seite und wird über das Endrohr abgeführt. Die Oberflächentemperatur der zweiten Kammer ist vergleichsweise niedrig und liegt zwischen 230° C und 250° C. Der Vergleich aus Thermographie und Berechnung zeigt eine gute Übereinstimmung.

In Bild 7.14 werden die über Thermoelemente erfassten diskreten Werte mit Berechnungswerten für die Lastfälle „Leerlauf“, „Bergfahrt“ und „Hochgeschwindigkeit“ gegenübergestellt. Die einzelnen Messpositionen befinden sich auf der Rückwand sowie auf der Oberseite der Kammer I (1, 2, 3), am Übergang zwischen Kammer I und II (4) und auf der Oberseite der Kammer II (5). Im Leerlaufastfall liegen die gemessenen Oberflächentemperaturen zwischen 80° C und 100° C. Im Hochgeschwindigkeitslastfall liegen diese zwischen 380° C und 445° C. Anders als beim Katalysator und Dieselpartikelfilter steigen die Oberflächentemperaturen mit zunehmender Last insgesamt gleichmäßiger an. Die unterschiedlichen Abgas-temperaturen der Lastfälle prägen sich aufgrund der nicht vorhandenen Isolierung direkt nach außen hin aus. Die höchste Temperatur tritt an der Rückwand der Kammer 1 auf. Ursache für die Spitzentemperaturen in diesem Bereich ist die direkt aus dem Einströmrrohr auf die Rückwand auftreffende Abgasströmung. Der Vergleich der berechneten und gemessenen Werte zeigt in allen Lastfällen eine gute Übereinstimmung mit einer maximalen Abweichung von 28 K an der Messposition 1 im Hochgeschwindigkeitslastfall.

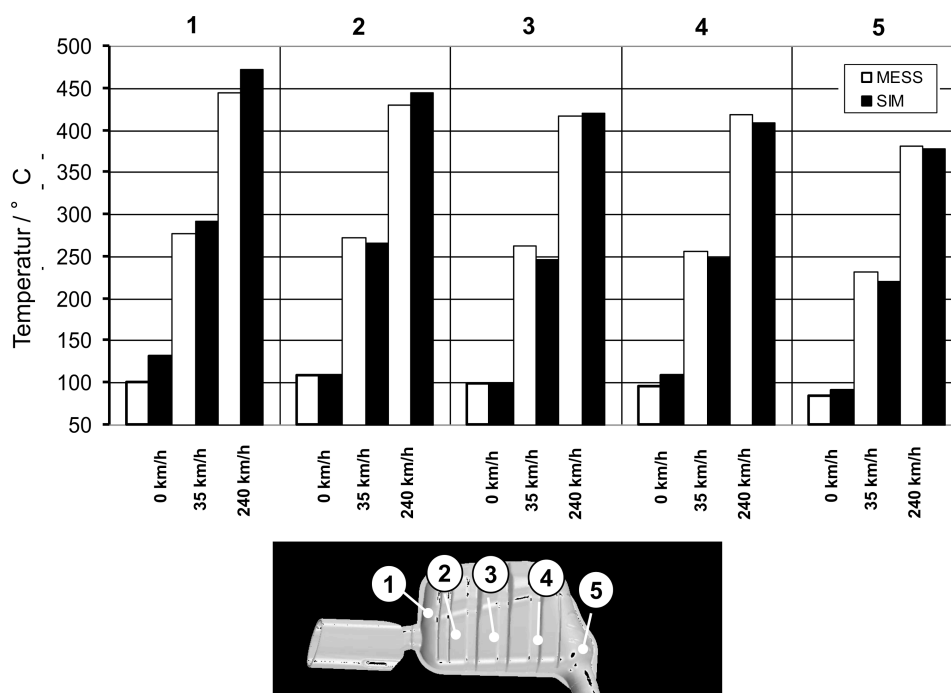


Bild 7.14: Vergleich der gemessenen und berechneten Oberflächentemperaturen am Schalldämpfer

7.2 Ergebnisse im Gesamtfahrzeug

Die Validierungsergebnisse des Motorprüfstands aus Kapitel 7.1 zeigen, dass die thermische Simulation der Abgasanlage im Teilmodell erfolgreich umgesetzt werden kann. Nachfolgend werden exemplarisch Ergebnisse aus Berechnung und Messung im Gesamtfahrzeug vorgestellt, wobei nun insbesondere die Wechselwirkung zwischen Fahrzeug und Abgasanlage als zusätzliche Einflussgröße auf die resultierenden Temperaturen hinzukommt.

Voraussetzung für die Vergleichbarkeit der Oberflächentemperaturen der Abgasanlage ist, dass im Experiment und in der Berechnung gleiche Umgebungsbedingungen vorliegen. Dies bedeutet, dass im Gesamtfahrzeugmodell vor allem Strömungsverhältnisse und Lufttemperaturen abgebildet werden. Dies wurde in einem ersten Schritt als Voraussetzung für den Vergleich der Oberflächentemperaturen über mehrere Kontrollmessgrößen im Fahrzeug überprüft. Eine wichtige Kontrollgröße stellt die Kühlerablufttemperatur dar. Bild 7.15 zeigt links den Kühlmittelkühler mit zwölf Messstellen. Rechts im Bild ist die berechnete Temperaturverteilung zu sehen. Der Vergleich der gemittelten Werte der Kühlerabluft zeigt eine gute Übereinstimmung. Weitere wichtige Umgebungsbedingungen sind unter anderem durch die Materialeigenschaften von Abschirmblechen gegeben, die einen entsprechenden Einfluss auf die Strahlungsbilanz haben.

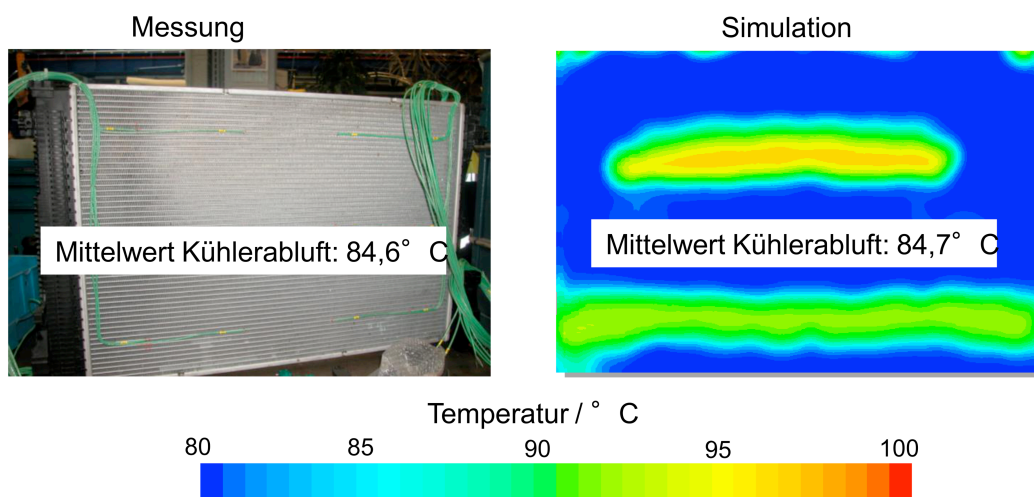


Bild 7.15: Kühlerablufttemperaturen, Messstellen am Kühlmittelkühler und berechnete Temperaturverteilung der Kühlerabluft, Lastfall „Bergfahrt“

Nachfolgend werden zunächst die rechnerisch und experimentell ermittelten Abgastemperaturen gegenübergestellt. Anschließend werden die Ergebnisse der Oberflächentemperaturen der Abgasanlage und Wechselwirkungen im Gesamtfahrzeug untersucht.

7.2.1 Abgastemperaturen

Bild 7.16 stellt die gemessenen Abgastemperaturen aus dem Motorprüfstand (MP) mit denen aus dem Gesamtfahrzeug im Thermowindkanal (TWK) gegenüber. Dargestellt werden diskrete Messwerte für die Lastfälle „Hochgeschwindigkeit“ und „Bergfahrt“, die über Linien miteinander verbunden sind. Bei der Betrachtung des Abkühlverhaltens wird deutlich, dass die Abgastemperaturen im Gesamtfahrzeug stärker abkühlen. Der Einfluss ist im Hochgeschwindigkeitslastfall am deutlichsten ausgeprägt und führt zu einem zusätzlichen Temperaturabfall von ca. 81 K. Im Bergfahrtlastfall entsteht ein zusätzlicher Temperaturabfall von 22 K. Das stärkere Abkühlverhalten im Gesamtfahrzeug wird durch den Wärmeabtransport der umgebenden Kühlluftströmung verursacht. Diese nimmt vom Bergfahrtlastfall bei 35 km/h zum Hochgeschwindigkeitslastfall bei 240 km/h deutlich zu und führt insbesondere ab dem Dieselpartikelfilter im Tunnelbereich stromabwärts zu einer Abkühlung des Abgasstroms. Dieser Einfluss ist am Nachschalldämpfer deutlich erkennbar. Der Nachschalldämpfer befindet sich in einem Bereich, der von der Unterbodenströmung beeinflusst ist. Die hier gemessene Differenz der Ein- und Ausströmtemperatur beträgt im Fahrzeug im Hochgeschwindigkeitslastfall 62 K und im Bergfahrtlastfall 33 K. Auf dem Motorprüfstand beträgt diese Differenz im Hochgeschwindigkeitslastfall nur 30 K und im Bergfahrtlastfall 27 K.

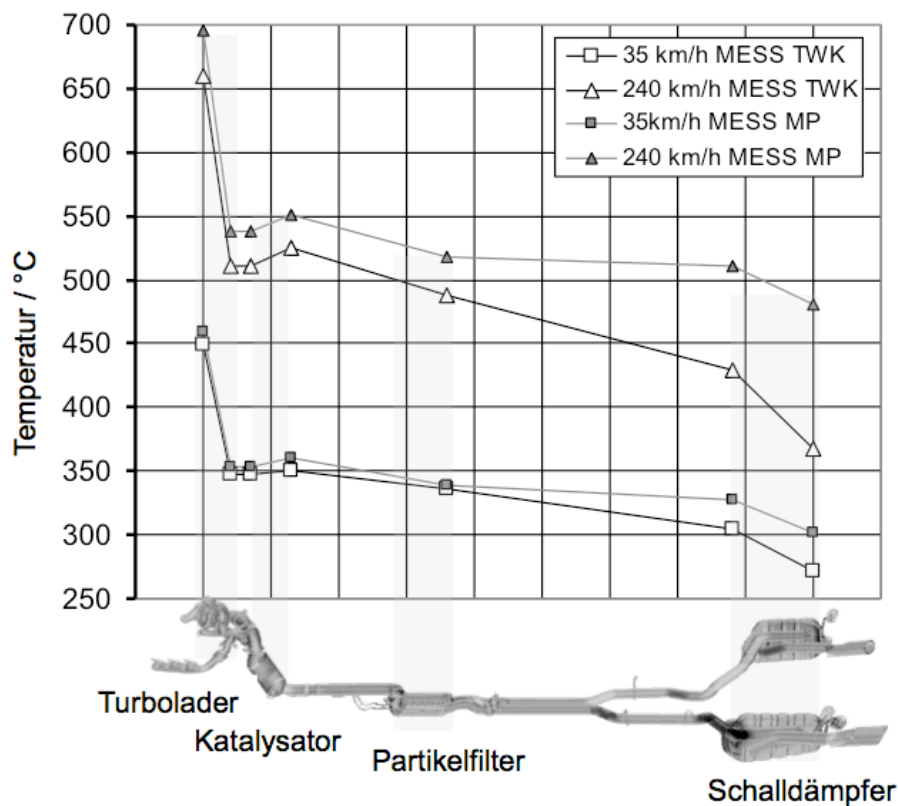


Bild 7.16: Vergleich experimentell bestimmter Abgastemperaturen auf dem Motorprüfstand und im Thermowindkanal im Lastfall „Bergfahrt“

Die entwickelte Berechnungsmethode befasst sich mit der Betrachtung der Abgasanlage als Wärmequelle im Gesamtfahrzeug. Ein interessanter Untersuchungspunkt ist das zuvor diskutierte Abkühlverhalten der Abgasströmung. Das Abkühlverhalten lässt bereits Schlüsse über den Abtransport von Wärme an die Fahrzeugumgebung zu und ermöglicht damit eine erste Bewertung der Interaktion von Abgassystem und Fahrzeugumgebung im Simulationsmodell.

Bild 7.17 zeigt einen entsprechenden Vergleich berechneter und gemessener Abgas-temperaturen entlang des Abgassystems im Gesamtfahrzeug. Das Abgas strömt im Hochgeschwindigkeitslastfall mit ca. 660° C und im Lastfall „Bergfahrt“ mit einer Temperatur von ca. 450° C in den Turbolader ein. Am Schalldämpferendrohr beträgt die Abgastemperatur im Hochgeschwindigkeitslastfall ca. 367° C und im Lastfall „Bergfahrt“ ca. 272° C. Der Vergleich aus Berechnung und Messung zeigt für beide Lastfälle entlang des Abgassystems eine gute Übereinstimmung. Das Abkühlverhalten durch die Interaktion mit der Fahrzeugumgebung kann im Modell erfasst werden.

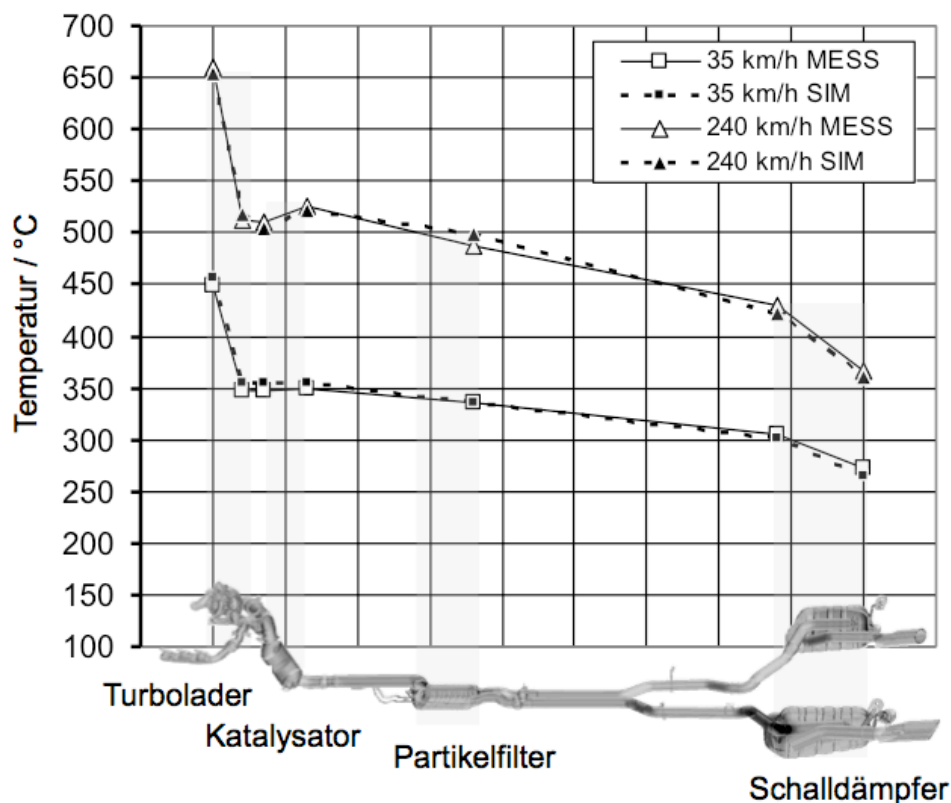


Bild 7.17: Vergleich experimentell und rechnerisch bestimmter Abgas-temperaturen entlang des Abgassystems im Lastfall „Bergfahrt“ und „Hochgeschwindigkeit“

7.2.2 Oberflächentemperaturen der Abgasanlage

In diesem Abschnitt werden die rechnerisch und experimentell ermittelten Oberflächentemperaturen der Abgasanlage exemplarisch im Lastfall „Bergfahrt“ diskutiert. Bild 7.18 enthält einen Überblick der Temperaturen an der gesamten Abgasanlage im Lastfall „Bergfahrt“. Die unten im Diagramm enthaltenen Werte stellen dabei über mehrere Stellen gemittelte Temperaturen dar, die hier repräsentativ für die einzelnen Komponenten stehen. Oben im Bild ist die berechnete Oberflächentemperaturverteilung abgebildet. Im Vergleich mit den Messungen zeigt sich insgesamt eine gute Übereinstimmung. Tendenziell sind die berechneten Werte geringfügig niedriger als die gemessenen Werte. Die größte mittlere Abweichung von 24 K tritt am Krümmer auf.

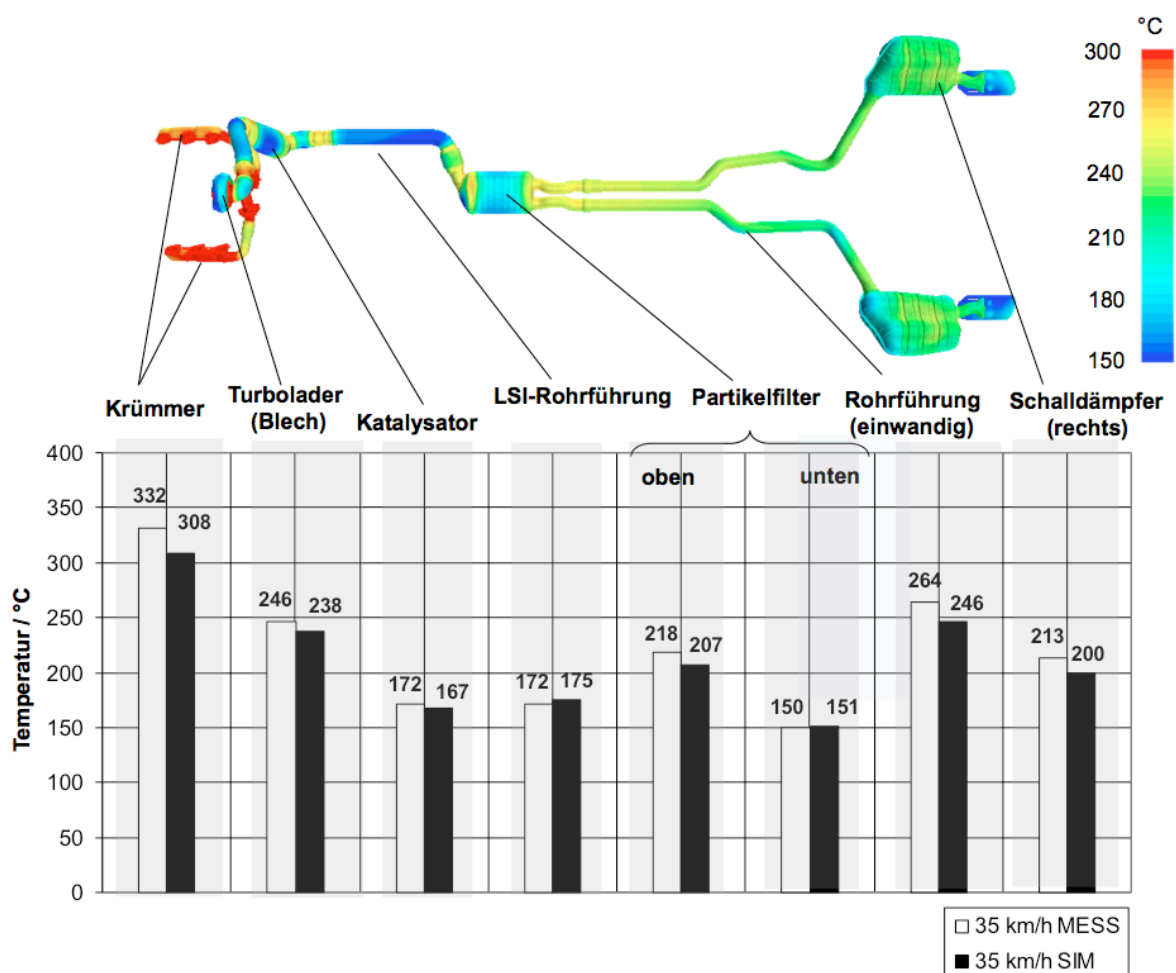


Bild 7.18: Vergleich der berechneten und gemessenen Oberflächentemperaturen der Abgasanlage im Lastfall „Bergfahrt“

Bei der Oberflächentemperaturentwicklung müssen verschiedene Einflussfaktoren berücksichtigt werden. Diese können je nach Komponente und Einbaulage variieren. Nachfolgend sollen exemplarisch einige Beispiele vorgestellt werden, die in der numerischen Berechnung eine Herausforderung bei der Berücksichtigung komplexer Wärmeübertragungsprobleme darstellen.

Bild 7.19 zeigt einen Vergleich der berechneten und gemessenen Oberflächentemperaturen am Krümmer, Turbolader und Katalysator. Die Messposition 1 ist mittig am Katalysatorhauptgehäuse positioniert. Die Messpositionen 2 und 3 befinden sich auf dem äußeren Gehäuseblech des Turboladers. Die Messpositionen 4 und 6 sowie 5 und 7 befinden sich auf dem rechten bzw. linken Krümmersammelrohr. Während berechnete und experimentell ermittelte Werte am Katalysator und am Turboladerblech sehr gut übereinstimmen und nur ca. 6 - 9 K voneinander abweichen, fallen die berechneten Oberflächentemperaturen am Krümmer deutlich niedriger aus. In der Voruntersuchung wurde die Problematik der pulsierenden Abgasströmung im Krümmerbereich näher untersucht. Diese verursacht durch die instationären Effekte eine Erhöhung der konvektiven Wärmeübertragung. Dieser Einfluss ist dabei entsprechend dem Ergebnis aus Kapitel 6.2 bereits in der Berechnung berücksichtigt worden. Zum Vergleich ist in Bild 7.19 zusätzlich eine gestrichelte Kurve abgebildet. Diese zeigt die Abweichung der nicht korrigierten Oberflächentemperatur. Trotz der Korrektur sind die berechneten Oberflächentemperaturen jedoch noch zu niedrig. Ursache hierfür ist der Einfluss eines weiteren instationären Effektes, der mit der konstruktionsbedingten Luftspaltisolierung im Krümmerbereich zusammenhängt. So besteht die Luftspaltisolierung sowie die innere Rohrführung des Krümmers aus mehreren ineinander gesteckten Rohren, die nicht vollkommen verschlossen sind.

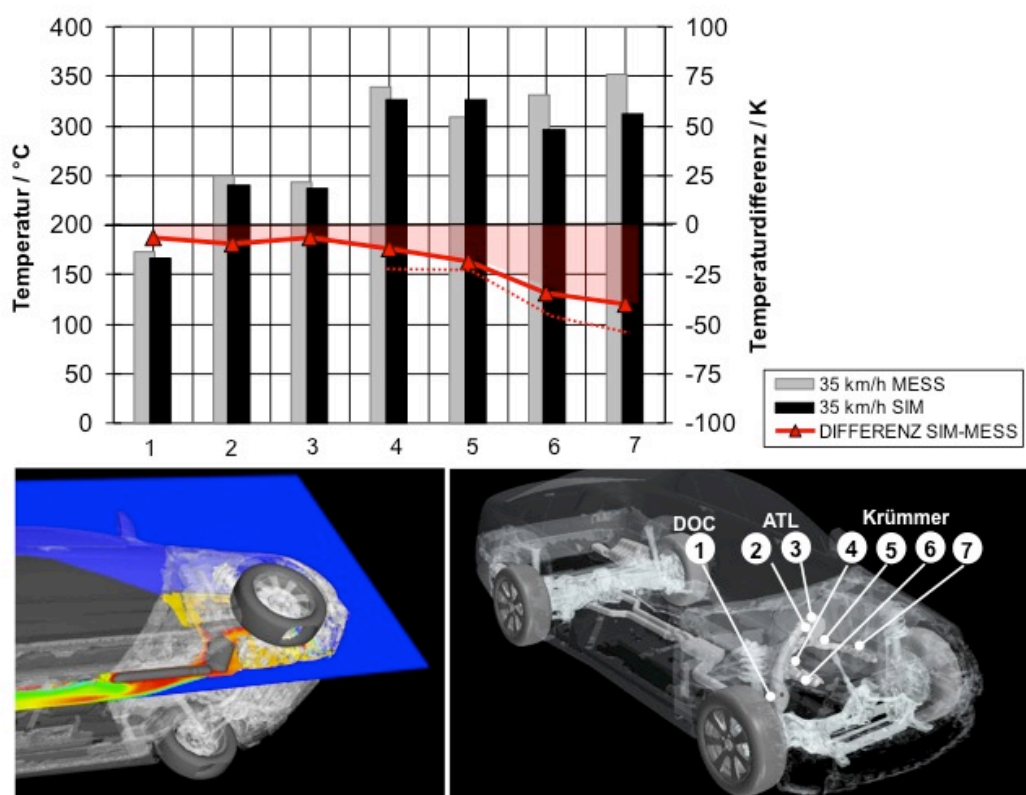


Bild 7.19: Vergleich berechneter und gemessener Oberflächentemperaturen am Krümmer, Turbolader und Katalysator im Lastfall "Bergfahrt"

Infolge dessen tritt eine geringfügige Undichtigkeit durch die pulsierende Druckschwankung auf. Trotz der sehr geringfügigen Undichtigkeit kann diese bereits zu einer deutlichen Erhöhung der konvektiven Wärmeübertragung im luftspaltisolierten Bereich führen. Da der Luftspalt im Simulationsmodell als ideal geschlossener Raum abgebildet wird, wird dieser Effekt nicht berücksichtigt. Dies führt dazu, dass die berechneten Oberflächentemperaturen niedriger ausfallen. Ein generelles Vorgehen zur Vorhersage dieses Fehlereinflusses stellt sich als problematisch heraus, da viele verschiedene Parameter zu diesem Effekt beitragen. Hierzu zählen an erster Stelle die aus dem Betriebspunkt des Motors und des Turboladers resultierenden Druckschwankungen im Krümmer, sowie die konstruktionsbedingten Fertigungstoleranzen der Krümmerteile. Trotz dieses Fehlereinflusses liegt die größte Abweichung (bezogen auf die Absoluttemperaturen) im Simulationsmodell noch unter 11 %.

Bild 7.20 stellt berechnete und gemessene Oberflächentemperaturen am Partikelfilter gegenüber. Die Abweichung zwischen experimentell und numerisch ermittelten Werten liegt unter 14 K. Aus den Mess- und Berechnungswerten ist ersichtlich, dass ein Temperaturunterschied zwischen der Ober- und Unterseite am Partikelfilter auftritt. So beträgt die mittlere gemessene Temperaturdifferenz zwischen Ober- und Unterseite 68 K. Diese Tendenz tritt auch in der Berechnung mit einer mittleren Differenz von 83 K auf.

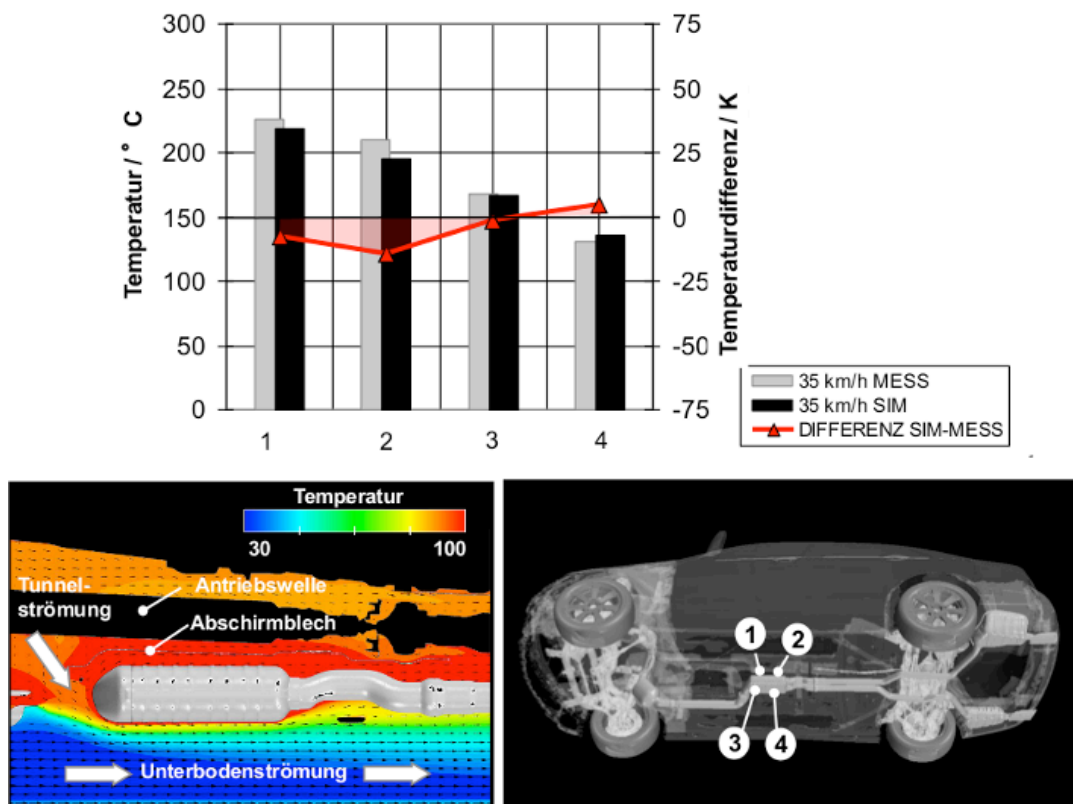


Bild 7.20: Vergleich berechneter und gemessener Oberflächentemperaturen am Partikelfilter im Lastfall "Bergfahrt"

Die Temperaturdifferenz entsteht durch den Einfluss der Fahrzeugumgebung. Zur Veranschaulichung dessen sind die umgebenden Strömungsverhältnisse und Lufttemperaturen links im Bild 7.20 abgebildet. Der Partikelfilter befindet sich im Tunnelbereich und wird am Unterboden von der kalten Unterbodenströmung gekühlt. An der Oberseite wird das Gehäuse von der wärmeren Kühlluft umströmt. Weiterhin sind hier auch die Strömungsgeschwindigkeiten niedriger als in der Unterbodenströmung. Dies führt insgesamt zu einem höheren Wärmeabtransport an der Unterbodenseite und infolge dessen auch zu niedrigeren Temperaturen. Weiterhin wird die Oberseite direkt von einem Abschirmblech umgeben. Zusätzlich zu dem Strömungseffekt kann dadurch auf der Oberseite auch weniger Strahlungswärme abgegeben werden. Im Hochgeschwindigkeitslastfall tritt dieser Effekt in der Unterbodenströmung verstärkt auf und führt dadurch zu einer gemessenen Differenz von 98 K zwischen der Ober- und Unterseite. Anhand dieses Beispiels wird ersichtlich, dass der Umgebungseinfluss und insbesondere die Kühlluftströmung einen beträchtlichen Einfluss auf resultierende Oberflächentemperaturen der Abgasanlage haben.

Bild 7.21 zeigt die berechnete Oberflächentemperaturverteilung am Partikelfilter im Lastfall "Bergfahrt". Deutlich zu erkennen sind die bereits in Kapitel 7.1 identifizierten Spitzentemperaturen an der Schweißnaht sowie am nicht isolierten Auslasstrichter. Die durch die Umgebungsbedingungen aufgeprägte Temperaturdifferenz zwischen der Gehäuseoberseite und -unterseite ist in allen Gehäuseteilbereichen gleichermaßen zu erkennen. Ebenfalls abgebildet ist die Oberflächentemperatur der Rohrführung stromabwärts des Partikelfilters. Auch hier wird eine Temperaturdifferenz zwischen der abgeschirmten Oberseite und der zur Unterbodenströmung zugewandten Unterseite sichtbar und beträgt ca. 50 K.

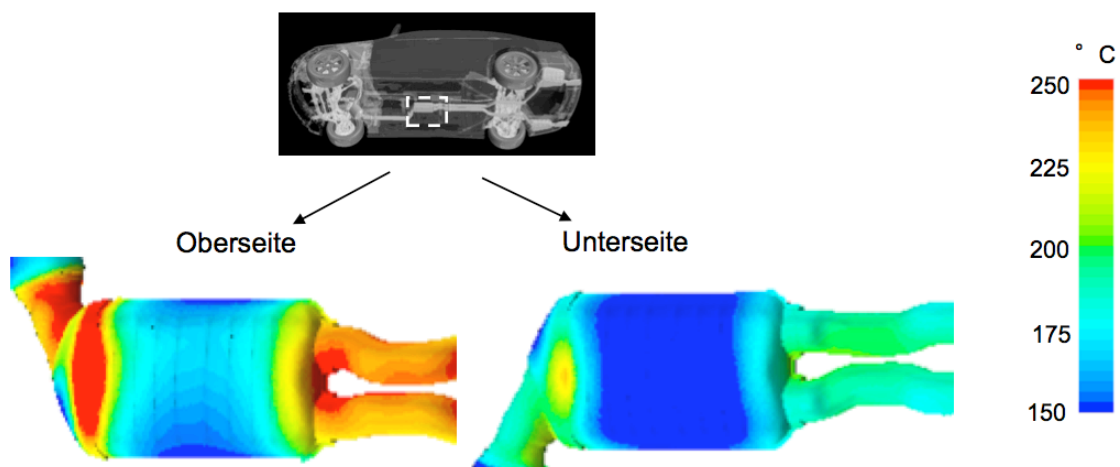


Bild 7.21: Berechnete Oberflächentemperaturverteilung am Dieselpartikelfilter im Bergfahrtlastfall

Bild 7.22 zeigt einen Vergleich der berechneten und gemessenen Oberflächentemperaturen am Schalldämpfer. Die Messpositionen 1 und 2 befinden sich an der Gehäuseoberseite, die Messpositionen 3 - 6 hingegen an der Gehäuseunterseite. Da der Schalldämpfer im Unterbodenbereich angeordnet ist, führt die Unterbodenströmung ähnlich wie beim Partikelfilter zu tendenziell niedrigeren Temperaturen an der Gehäuseunterseite. In der Detailuntersuchung in Kapitel 6.1 wurde bereits diskutiert, weshalb der Schalldämpfer im hinteren Bereich (Kammer I) höhere Temperaturen erreicht als im vorderen Bereich (Kammer II). Dies lässt sich dadurch begründen, dass das Abgas zuerst in Kammer I einströmt und abkühlt, bevor es durch die perforierte Trennwand in die zweite Kammer gelangt. Diese Tendenz zeigt sich auch im Gesamtfahrzeug. So ergeben sich an Position 2 höhere Temperaturwerte als an Position 1. Weiterhin werden links in Bild 7.22 die Umgebungstemperaturen am Schalldämpfer abgebildet. In der Umgebung der Messposition 3 wird die Umströmung abgeschirmt. Die Strömung staut sich an dieser Stelle und wird vom Schalldämpfer aufgeheizt. Aufgrund dessen entstehen an der Position 3 höhere Temperaturen als an der Position 4. Insgesamt zeigt sich am gesamten Schalldämpfer eine gute Übereinstimmung der experimentell und numerisch ermittelten Temperaturen.

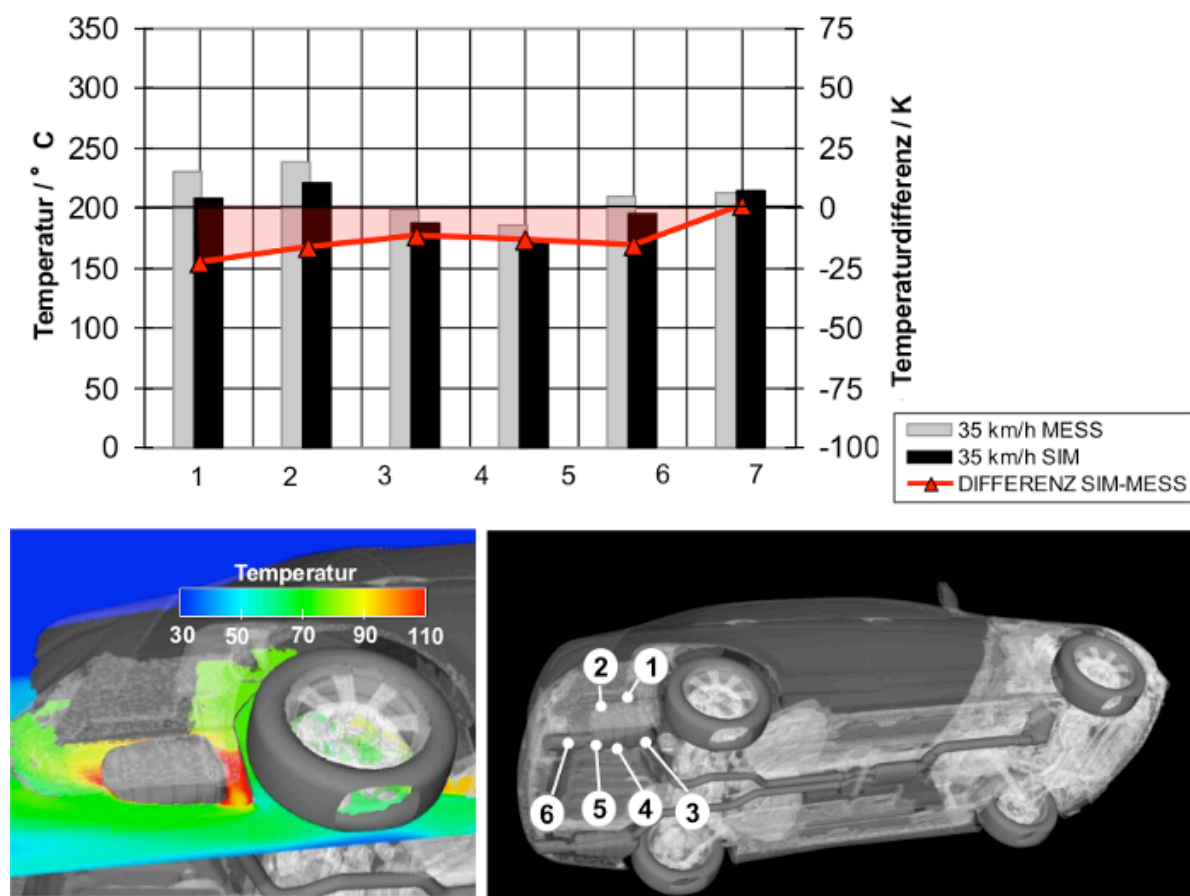


Bild 7.22: Vergleich berechneter und gemessener Oberflächentemperaturen am Schalldämpfer im Lastfall "Bergfahrt"

In Bild 7.23 ist die berechnete Oberflächentemperatur am Schalldämpfer abgebildet. Die Temperaturverteilung ist ähnlich ausgeprägt wie im Prüfstandsmodell und der zuvor beschriebene Temperaturunterschied zwischen den beiden Kammern ist sichtbar. Die Oberseite erreicht wie zuvor beschrieben aufgrund der Fahrzeugbedingungen sichtbar höhere Temperaturen als die Unterseite.

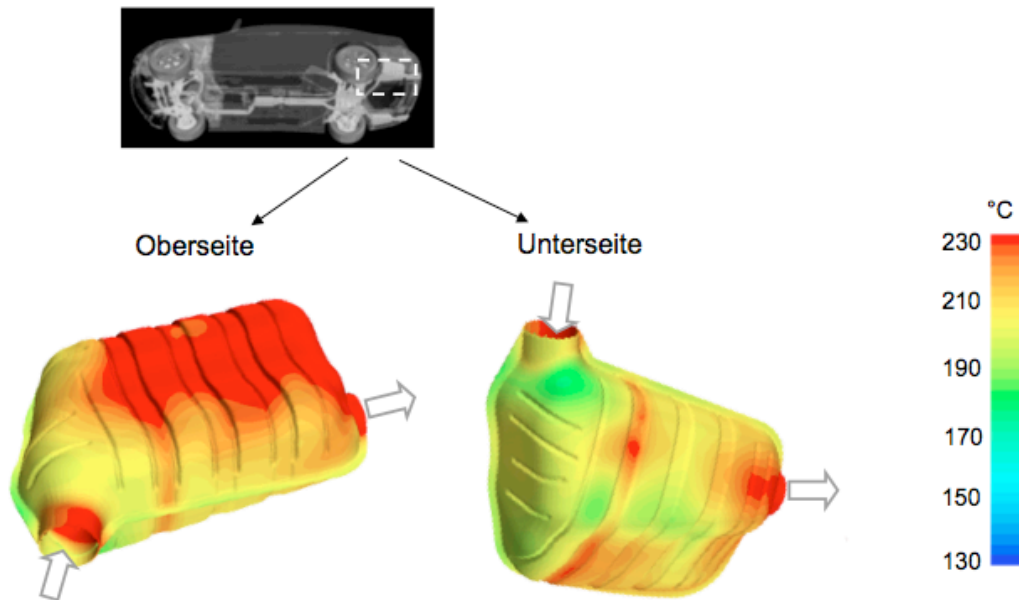


Bild 7.23: Berechnete Oberflächentemperaturverteilung am Schalldämpfer im Lastfall "Bergfahrt"

7.3 Diskussion der Ergebnisse

In diesem Kapitel wurde die Temperaturentwicklung an der Abgasanlage für stationäre Lastfälle der thermischen Absicherung untersucht. Dies erfolgte in zwei Schritten, wobei zunächst das numerische Prüfstandsmodell der Abgasanlage ohne Fahrzeugumgebung mit entsprechenden Messungen auf dem Motorprüfstand validiert wurde. In einem zweiten Schritt wurde die Temperaturentwicklung in einem Gesamtfahrzeugmodell betrachtet und mit Messdaten im Thermowindkanal validiert.

Die Temperaturberechnung der Abgasströmung zeigt sowohl im Prüfstands- als auch im Gesamtfahrzeugmodell eine gute Übereinstimmung mit experimentellen Werten. Im Gesamtfahrzeug tritt aufgrund der Um- und Durchströmung ein größerer Wärmeabtransport auf als auf dem Motorprüfstand, der sich auch in einem höheren Temperaturverlust der Abgasströmung ab dem Tunnelbereich abzeichnet. Die gute Übereinstimmung zwischen Berechnung und Messung zeigt, dass die Interaktion zwischen Abgasanlage und Fahrzeugumgebung im Simulationsmodell erfasst wird.

Die vorgestellten Ergebnisse im Prüfstandsmodell geben einen ausführlichen Einblick in die Oberflächentemperaturverteilung der Abgasanlage. Es wird deutlich, dass Oberflächentemperaturen aufgrund des variierenden lokalen geometrie- und materialabhängigen Wärmedurchgangs große Gradienten aufweisen. Die in diesen Bereichen entstehenden Temperaturdifferenzen konnten rechnerisch aufgelöst und identifiziert werden. Der Vergleich von Berechnungs- und Messergebnissen zeigt, dass diese komplexe Temperaturverteilung mit der vorliegenden Berechnungsmethode erfasst werden kann. Weiterhin können komplexe Temperaturverteilungen auch bedingt durch die Strömungsverhältnisse der Abgasströmung entstehen, wie es am Beispiel des Schalldämpfers gezeigt werden konnte. Für die gezielte Absicherung von umliegenden Bauteilen kann insbesondere die Information über lokale Temperaturmaxima wertvoll sein.

Die vorgestellten Ergebnisse im Gesamtfahrzeug geben Aufschluss über den Einfluss der Fahrzeugumgebung auf resultierende Oberflächentemperaturen der Abgasanlage. Dieser Einfluss wird insbesondere im Tunnel- und Heckbereich sichtbar. Entsprechende Zusammenhänge können durch die entwickelte Berechnungsmethode gut abgebildet und am Beispiel des Partikelfilters ausführlich diskutiert werden.

8 Ergebnisse der Regenerationsabsicherung

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit der Gesamtfahrzeugabsicherung thermisch kritischer Lastfälle unter dem Regelungseingriff der Dieselpartikelfilterregeneration und liefert einen Ansatz zur numerischen Gesamtfahrzeugauslegung auf Basis der vorhergehend beschriebenen Berechnungsmethode.

Mit dem Partikelfilter ist seit einigen Jahren eine Abgasnachbehandlungstechnologie eingeführt worden, die aufgrund der Regeneration in regelmäßigen Abständen zu sehr hohen Abgastemperaturen führt. Thermisch kritische Lastfälle können hierdurch weiter verschärft werden. Aufgrund der Häufigkeit des Eingriffs und der deutlichen Verschärfung der thermischen Situation im Fahrzeug besteht eine Notwendigkeit, die Regeneration schon im Vorfeld in der digitalen Prototypenphase abzusichern. Für die numerische Gesamtfahrzeugauslegung bedeutet dieser instationäre Regelvorgang eine neue Herausforderung, da für den Verlauf ein komplexer Zusammenhang mehrerer Einflussfaktoren ausschlaggebend ist. Insbesondere stellt dabei auch die Partikelbeladung einen wichtigen Einflussfaktor dar. Um aus diesen Zusammenhängen eine Systematik für die numerische Betrachtung herzuleiten, wurden Messungen auf dem Motorprüfstand durchgeführt. Anschließend konnten Ansätze zur numerischen Analyse hergeleitet werden. Folgende Ergebnisse werden nachfolgend diskutiert:

- Experimentelle Analyse und Kategorisierung thermisch kritischer Lastfälle unter dem Regelungseingriff der Dieselpartikelfilterregeneration (Kapitel 9.1)
- Numerische Modellierung der Regeneration im Teilmodell und Validierung mit Messergebnissen auf dem Motorprüfstand (9.2)
- Numerische Analyse eines Worst Case Ersatzlastfalls der Regeneration im Gesamtfahrzeug (9.3)

8.1 Experimentelle Analyse von Worst-Case-Szenarien

Der zeitliche Verlauf und die erreichten Spitzentemperaturen während der Regeneration hängen abgesehen von der Fahrzeugkonstellation und der Konfiguration des Abgassystems von folgenden Faktoren ab:

- Fahrzustand
- Motorbetriebspunkt und
- Partikelbeladung

Unter diesen Einflussfaktoren müssen für die Betrachtung einer Worst-Case-Situation maximale Temperaturen im Gesamtfahrzeug in Kombination mit maximalen Temperaturen im Abgasstrang bzw. im Partikelfilter auftreten.

In der Analyse möglicher Worst Case Szenarien treffen dabei unterschiedliche Schwerpunkte aus zwei Entwicklungsfachbereichen aufeinander. Diese betreffen zum einen die Abgassystemauslegung (Abgasnachbehandlung) und zum anderen die thermische Gesamtfahrzeugabsicherung. So steht auf der einen Seite die Abgasnachbehandlung, die für die Systemauslegung sowie für die Funktionalität und Effizienz des Partikelfilters zuständig ist. Besonders kritische Temperaturen können durch eine Überladung des Partikelfilters entstehen, wenn durch ungünstige Regenerationsbedingungen der Rußabbrand nicht rechtzeitig angestoßen werden kann. Eine geeignete Applikation muss die Überladung des Filters auch unter ungünstigen Lastkollektiven verhindern. Hierzu zählen Fahrprofile bei niedriger Last und kurzer Wegstrecke, wie es zum Beispiel beim „Stop&Go“ Betrieb im Stadtverkehr der Fall ist. Weiterhin dauert der Regenerationseingriff bei niedrigen Temperaturen länger an. Damit wird ein Fahrzustand vorausgesetzt, der sich prinzipiell deutlich von den Fahrprofilen der thermischen Gesamtfahrzeugabsicherung unterscheidet, die hohe Lasten und allgemein hohe Aggregatetemperaturen voraussetzt. Um hohe Temperaturen im Fahrzeug zu erreichen, muss dieses (vgl. Kapitel 6.2) über längere Zeit in einem Betriebspunkt mit hoher Last bzw. geringer Wärmeabfuhr betrieben werden. Der Messablauf gliedert sich wie in Bild 8.1 gezeigt in drei Phasen:

- Beladung
- Konditionierung und
- Regeneration.

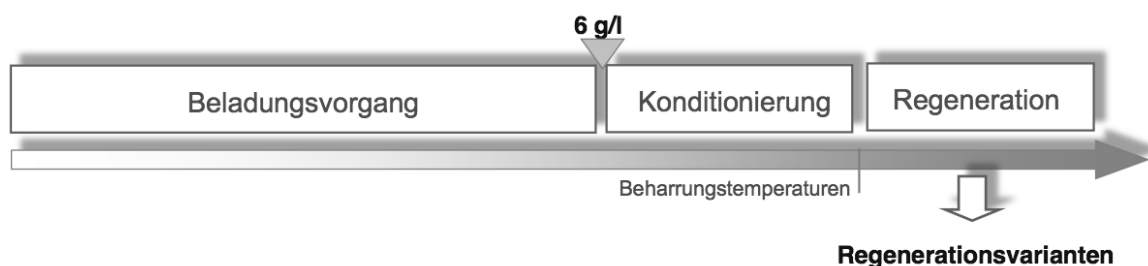


Bild 8.1: Messablauf der Regenerationsuntersuchung

Der Beladungsvorgang ist speziell für die gezielte und kontrollierte Beladung notwendig. Die Konditionierung ist erforderlich um Beharrungstemperaturen für den nachgebildeten Betriebspunkt zu erreichen. Die eigentliche Messung startet nach dem Regenerationseingriff direkt am Ende der Konditionierphase und dauert ca. 20 Minuten an. Für die Analyse stehen folgende thermisch kritischen Betriebspunkte der Gesamtfahrzeugabsicherung zur Auswahl:

- Die „Hochgeschwindigkeit“ in der Ebene
- Die „Bergfahrt“
- Das „Nachheizen“
- Der „Schleppbetrieb“ (maximale Sauerstoffzufuhr)

Ausgenommen von der Messung im Hochgeschwindigkeitsbetriebspunkt, werden alle Untersuchungen im Lastfall „Bergfahrt“ konditioniert. Zusätzlich wurde der nachfolgend als „Schleppbetrieb“ bezeichnete Betriebspunkt in die Analyse mit aufgenommen. Dieser leitet sich als kritischer Regenerationsbetriebspunkt aus der Abgasnachbehandlung ab. Durch den „Schleppbetrieb“ wird dem Partikelfilter über das Abgas der maximale Sauerstoffgehalt zugeführt. Infolge dessen wird die Oxidation der Beladung nicht durch den Sauerstoffgehalt beschränkt. Dies führt zu einer Beschleunigung der Regeneration und damit auch zu höheren Spitzentemperaturen. Dieser Betriebspunkt wird insbesondere im Zusammenhang mit zunehmender Beladung kritisch.

Bild 8.2 zeigt die Abgastemperaturen, die während der Konditionierphase im Eingangsbereich des Partikelfilters gemessen wurden. Die für die passive Regeneration notwendige Temperatur von $>280^{\circ}\text{C}$ [66] wird in allen Fällen erreicht, im Hochgeschwindigkeitsbetriebspunkt sogar deutlich überschritten. Die Messungen während der Konditionierung im Bergfahrtlastfall zeigen einen deutlich sichtbaren Abbau der Beladung durch die passive Regeneration. Dieser Effekt tritt im Hochgeschwindigkeitslastfall deutlich stärker auf. Der Abbau der Beladung in einem konstanten Lastfall lässt sich anhand der abnehmenden Druckdifferenz am Partikelfilter erkennen. Es kann davon ausgegangen werden, dass im oberen Teillastbereich ein Anteil der Beladung über die passive Regeneration abgebaut werden kann. Hierbei wird bereits deutlich, dass sich eine Kombination der aus der Abgasnachbehandlung bzw. Partikelfilterauslegung bekannten Worst-Case-Situation der Partikelüberladung mit den aus der Gesamtfahrzeugabsicherung bekannten Worst Case Lastfällen nicht in Kombination auftreten kann.

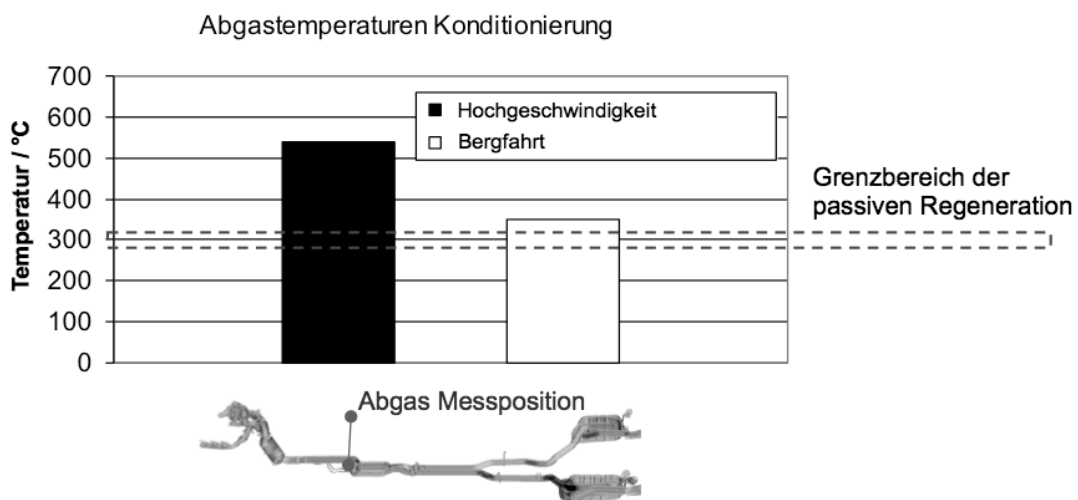


Bild 8.2: Abgastemperaturen vor Partikelfilter während der Konditionierung

Dies schließt jedoch nur die maximale Beladung (und Überladung) des Partikelfilters aus, nicht aber die Regeneration in thermisch kritischen Lastfällen an sich.

Ausnahme bildet der Betriebspunkt im Hochgeschwindigkeitslastfall. Hier liegen derart hohe Temperaturen vor, dass die gesamte Beladung innerhalb der Konditionierphase nahezu vollständig abgebaut werden kann. Folglich ist für diesen Lastfall der Regenerationseingriff bei Beharrungstemperaturen mit hoher Wahrscheinlichkeit ausgeschlossen. Zwar wurde auch die Regeneration bei „Hochgeschwindigkeit“ untersucht, die Ergebnisse werden jedoch aufgrund der fehlenden Relevanz nachfolgend nicht weiter aufgeführt. Für die Analyse von Worst Case Szenarien verbleiben drei Varianten:

- Variante A: Bergfahrt-Regeneration
- Variante B: Leerlauf-Regeneration
- Variante C: Schleppbetrieb-Regeneration

Die Zielbeladung wird für alle Regenerationsuntersuchungen auf 6 g/l festgelegt, was entsprechend der vorherigen Erkenntnis nicht einer maximalen Beladung, sondern nur einer Teilbeladung (jedoch $> 2/3$) entspricht.

Die genaue Erfassung der Beladung spielt für die Analyse des Regenerationsvorgangs eine wichtige Rolle. Diese wurde jeweils nach der Beladungsphase durch das Wägeverfahren ermittelt. Zur Vermeidung der passiven Regeneration erfolgte die Konditionierung in einem modifizierten Bergfahrtlastfall bei geringerer Motorlast.

Während der Regeneration führen verschiedene Mechanismen zu einem Anstieg der Abgastemperaturen (siehe Bild 8.3). Diese werden zum einen über den Regeleingriff initiiert, zum anderen durch den Rußabbrand im Partikelfilter. Der Regeleingriff wird durch eine im Motorsteuergerät hinterlegte Regenerationsapplikation umgesetzt, die so ausgelegt ist, dass im jeweiligen Motorbetriebspunkt die für die Regeneration notwendigen Abgastemperaturen von 600 - 650° C im Dieselpartikelfilter eingestellt werden können. Dies wird durch zwei Mechanismen erreicht. Zum einen werden die Verbrennungsprozesstemperaturen und damit auch die Abgastemperaturen durch das Verschieben der Kraftstoffeinspritzung zu einem späteren Kurbelwinkelzeitpunkt angehoben. Zum anderen erfolgt eine zusätzliche sehr späte Kraftstoffeinspritzung, wodurch Kraftstoff bis zum Katalysator transportiert wird und erst dort verbrennt. Dies führt zu einem zusätzlichen Temperaturanstieg des Abgases stromabwärts des Katalysators. Durch die Oxidation der Partikelbeladung (Rußabbrand) wird Wärme freigesetzt, wodurch ein weiterer Anstieg der Abgastemperaturen verursacht wird. Von Interesse für die Analyse ist, wie und in welchen Bereichen die Überlagerung dieser Effekte den zeitlichen Verlauf der Temperaturentwicklung an der Abgasanlage und infolge dessen auch im Gesamtfahrzeug beeinflussen kann.

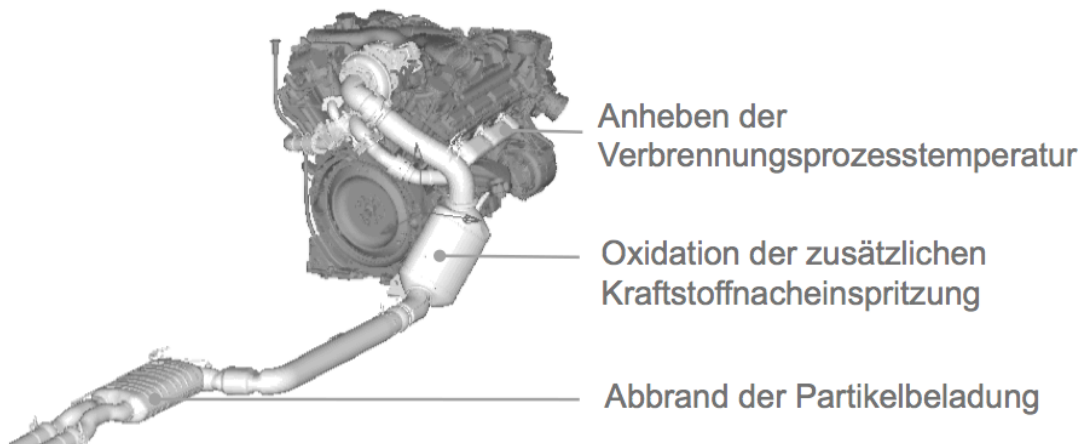


Bild 8.3: Effekte die zum Temperaturanstieg während der Regeneration führen

Die Bilder 8.4, 8.5 und 8.6 zeigen den zeitlichen Verlauf der Abgastemperaturen der drei Varianten

- Bergfahrt-Regeneration (A)
- Leerlauf-Regeneration (B)
- Schleppbetrieb-Regeneration (C)

Dargestellt wird die Abgastemperatur vor Katalysator sowie vor und nach Dieselpartikelfilter (Messposition Z1 und Z6). Bis zur dritten Minute ist der Verlauf der Abgastemperaturen aus der vorhergehenden Konditionierphase zu sehen. Der Regenerationseingriff erfolgt ab der dritten Minute und ist deutlich am schlagartigen Anstieg der Abgastemperaturen erkennbar.

Beim Durchströmen des Katalysators entsteht aufgrund des Wärmeeintrags der verbrennenden Nacheinspritzung ein deutlicher Temperaturanstieg. Zu erkennen ist dieser an der Temperaturdifferenz zwischen den Messstellen vor Katalysator und vor Partikelfilter (Z1). Diese beträgt in Variante A ca. 225 K, in Variante B ca. 200 K und in Variante C, ca. 300 K. Der größte Temperaturanstieg am Katalysator erfolgt in Variante C, da aufgrund der niedrigen Last der größte Wärmeeintrag zum Erreichen der Regenerationstemperaturen erforderlich ist. Der aus der Partikelbeladung stammende Wärmeeintrag und daraus resultierende Temperaturanstieg ist anhand der Messwerte nach Partikelfilter erkennbar (Z6). Der Rußabbrand beginnt jeweils 30 - 60 Sekunden nach Regenerationseingriff und dauert wenige Minuten an. Während der Bergfahrt-Regeneration (A) ist der Temperatureinfluss sehr gering und beträgt maximal 25 K und endet bereits zwei Minuten nach Regenerationsstart. Der Temperatureinfluss während der Leerlauf- (B) und Schleppbetrieb-Regeneration (C) ist größer als in der Bergfahrt-Regeneration und beträgt maximal 100 K bezogen auf die Einströmtemperatur am Partikelfilter.

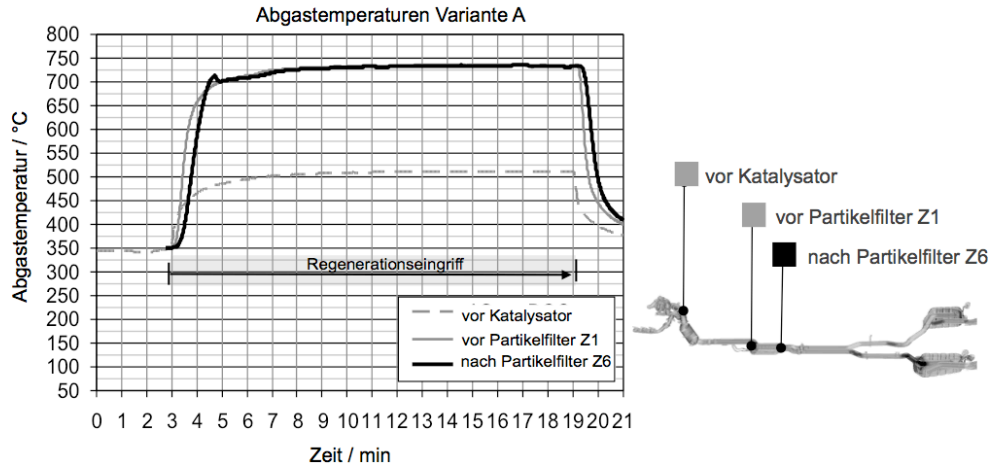


Bild 8.4: Zeitlicher Verlauf der Abgastemperaturen Regenerationsvariante A

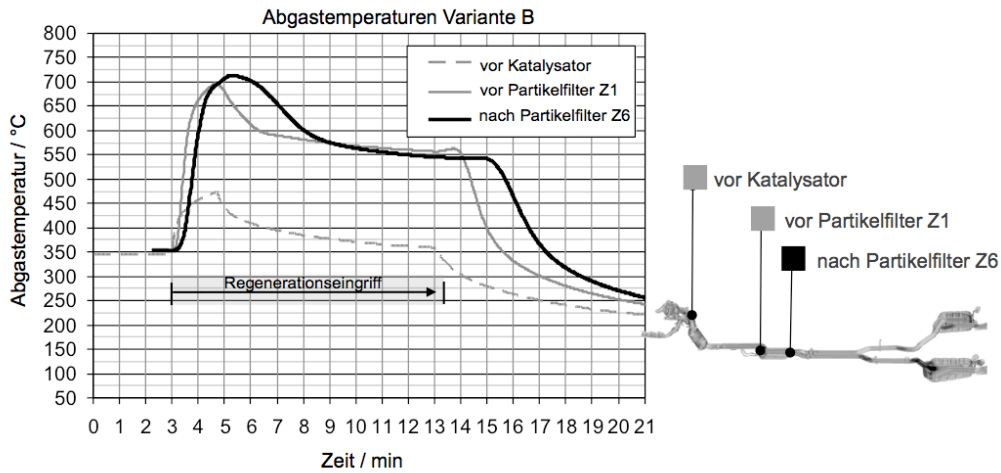


Bild 8.5: Zeitlicher Verlauf der Abgastemperaturen Regenerationsvariante B

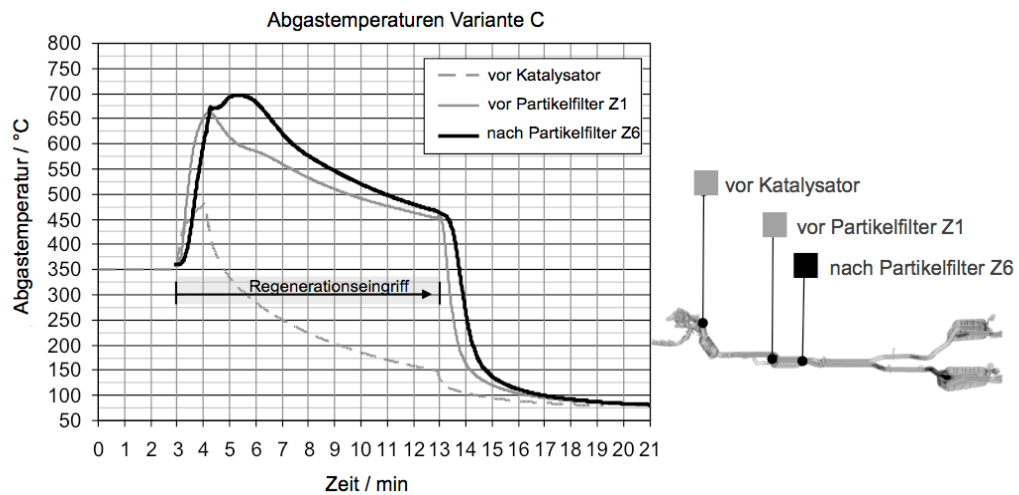


Bild 8.6: Zeitlicher Verlauf der Abgastemperaturen Regenerationsvariante C

Aus dem Verlauf ist ersichtlich, dass der Temperatureinfluss der Beladung in Variante B und C deutlich länger anhält als in Variante A. Dies lässt sich zum einen dadurch erklären, dass in Variante A höhere Regenerationstemperaturen vorliegen und der Rußabbrand schneller erfolgt bzw. kürzer andauert. Zum andern erfolgt für Variante B und C der Wechsel in einen niedrigeren Lastfall mit einem vergleichsweise geringen Massenstrom, wobei sich der Einfluss des Energieeintrags auf die Temperatur erhöht.

Das Bild 8.7 zeigt den örtlichen Verlauf der Abgastemperaturen entlang des Abgassystems zur dritten bzw. zur vierten Minute nach Regenerationsstart. Im Vergleich treten entlang des gesamten Abgassystems die höchsten Temperaturen während der Bergfahrt-Regeneration (A) auf. Diese liegen ab dem Katalysator stromabwärts im Schnitt 350 K über denen der normalen Bergfahrt-Konditionierung.

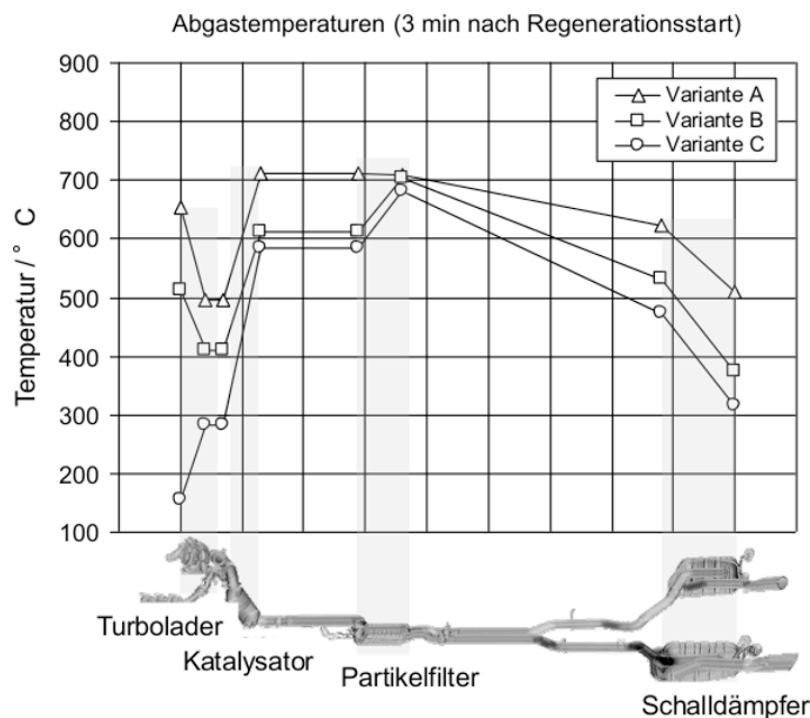


Bild 8.7: Örtlicher Verlauf der Abgastemperatur drei Minuten nach Regenerationsstart

Für die Betrachtung eines Worst Case Szenarios ist neben den Abgastemperaturen auch der Fahrzustand und die allgemeine Wärmeentwicklung im Fahrzeug ausschlaggebend. Da unter Berücksichtigung der höheren Motorlast und der Wärmezufuhr aus dem Kühlsystem auch fahrzeugseitig eine größere Wärmezufuhr während der Bergfahrt-Regeneration zu erwarten ist, lässt sich diese im Vergleich der Varianten als Worst Case für das Gesamtfahrzeug einstufen.

Aus Bild 8.5 bzw. 8.6 ist ersichtlich, dass die Leerlauf-Regeneration (B) genauso wie die Schlepptrieb-Regeneration (C) instationär verläuft, was insbesondere auf den Einfluss der Beladung zurückzuführen ist. Spitzentemperaturen entstehen aufgrund der Wärmefreisetzung am Auslass des Partikelfilters.

Der Temperaturanstieg infolge des Rußabbrands ist für die Leerlauf- und Schleppbetrieb-Regeneration nahezu gleich. Ab dem Katalysator stromabwärts treten sehr ähnliche Abgastemperaturen auf, wobei die Temperaturen während der Schleppbetrieb-Regeneration immer etwas niedriger ausfallen.

Für weiterführende Betrachtungen im Gesamtfahrzeug muss berücksichtigt werden, dass im „Schleppbetrieb“ das Fahrzeug in Bewegung ist und ein Wärmeabtransport über die Kühlluft erfolgt. Dies ist im Leerlauf (Nachheizen) nicht der Fall. Im Vergleich ergibt sich so aus der Leerlauf-Regeneration ein kritischerer Betriebspunkt, da sowohl die thermische Last als auch die Abgastemperaturen höher sind.

Aufgrund der maximalen Sauerstoffzufuhr wurde für die Schleppbetrieb-Regeneration eine beschleunigte Wärmefreisetzung durch den Rußabbrand erwartet. Für die gewählte Beladung von 6/l konnte infolge dessen jedoch nur eine geringfügige Steigerung der Temperaturentwicklung beobachtet werden. Der für diesen Lastfall charakteristische Effekt tritt erst bei einer höheren Beladung auf.

8.2 Ergebnisse Motorprüfstand

Mit den Ergebnissen auf dem Motorprüfstand werden in diesem Kapitel zwei Simulationen validiert. In Kapitel 8.2.1 wird der zeitliche Verlauf der Abgastemperaturen im Partikelfilter für die drei Regenerationsvarianten in einem 1D-Ansatz berechnet und mit Messergebnissen gegenübergestellt. Die Berechnung ist instationär und es werden ausschließlich Abgastemperaturen im Partikelfilter betrachtet. Weiterhin erfolgt in Kapitel 8.2.2 die Ableitung und Definition eines stationären Ersatzlastfalls. Die Berechnungsergebnisse des stationären Ersatzlastfalls werden in Kapitel 8.2.3 mit Messdaten validiert. Der Ersatzlastfall wird in einem 3D-Modell stationär berechnet.

8.2.1 Validierung instationärer Berechnungen im 1D-Modell

Das für die instationäre Berechnung der Abgastemperaturen verwendete 1D-Modell wird in Kapitel 5.3 detailliert beschrieben. Es bildet die Rußablagerung im Partikelfilter sowie die instationäre Wärmefreisetzung und den resultierenden Temperaturverlauf während der Regeneration ab. Dieses Teilmodell des Partikelfilters ermöglicht die Berechnung der instationären Wärmefreisetzung während der Regeneration. Dadurch kann die Wärmefreisetzung anschließend im 3D-Modell als feste zeitabhängige Randbedingung vorgegeben werden. Die Bilder 8.8 bis 8.10 stellen die berechneten und gemessenen Abgastemperaturen für die Regenerationsvarianten Bergfahrt-Regeneration (A), Leerlauf-Regeneration (B) und Schleppbetrieb-Regeneration (B) gegenüber. Dabei wird der zeitliche Verlauf der Abgastemperaturen im Eingangsbereich (Z1) und im Ausgangsbereich (Z6) verglichen.

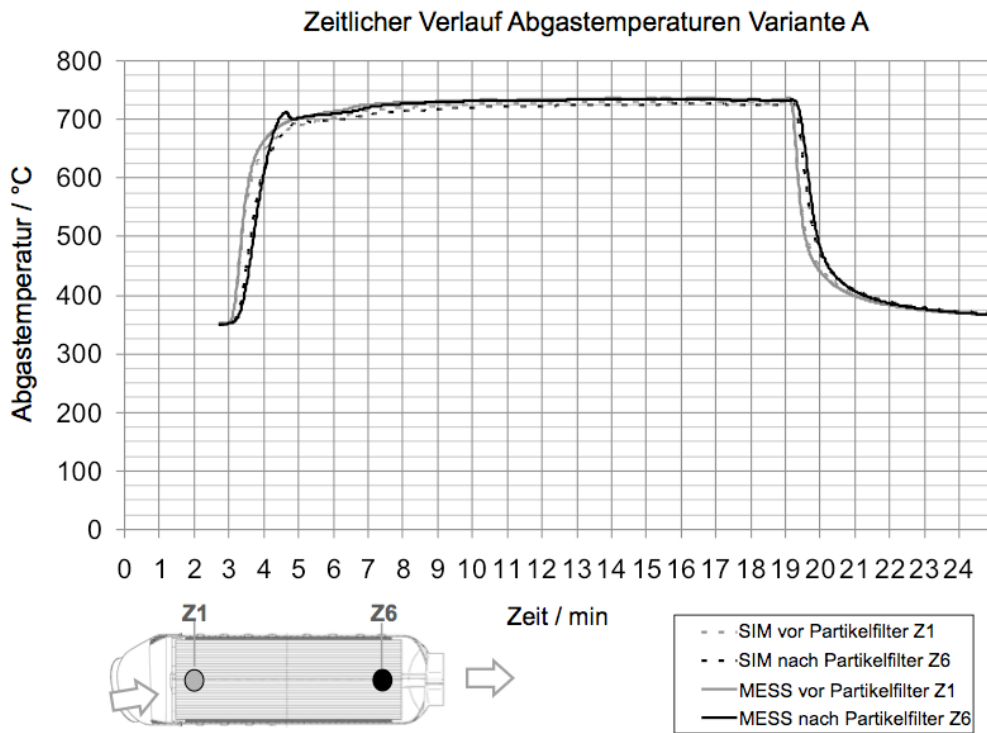


Bild 8.8: Zeitlicher Verlauf der berechneten und gemessenen Abgastemperaturen im Vergleich für die Bergfahrt-Regeneration, Variante A

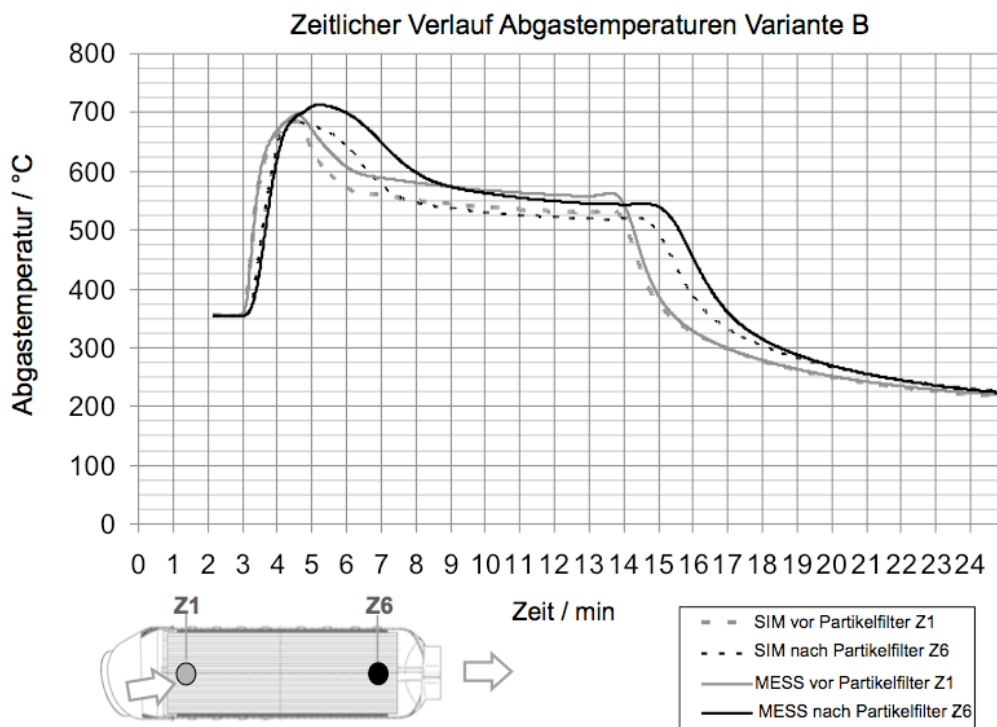


Bild 8.9: Zeitlicher Verlauf der berechneten und gemessenen Abgastemperaturen im Vergleich für die Leerlauf-Regeneration, Variante B

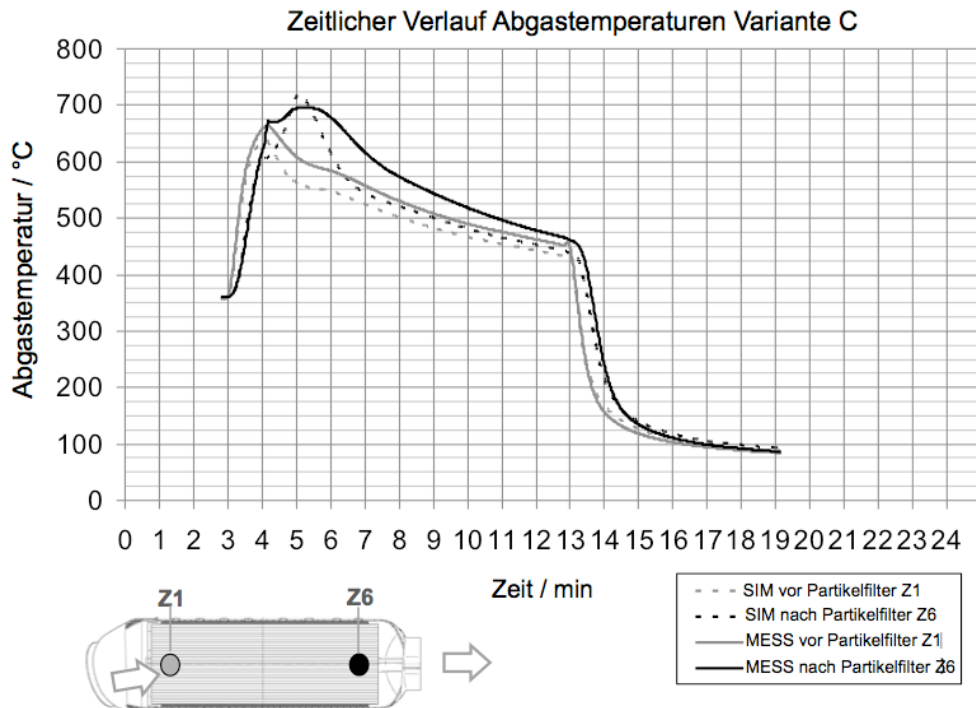


Bild 8.10: Zeitlicher Verlauf der berechneten und gemessenen Abgastemperaturen im Vergleich für die Schleppbetrieb-Regeneration, Variante C

Bild 8.8 enthält die Ergebnisse der Bergfahrt-Regeneration.. Der Einfluss des Wärmeeintrags durch die exotherme Rußoxidation fällt in der Berechnung geringer aus als in der Messung und tritt zu Beginn der 5. Minute (Z6) auf. Dies bewirkt kurzzeitig einen zusätzlichen Anstieg der Temperaturen um ca. 6 K. Der Vergleich von Berechnungs- und Messwerten zeigt eine mittlere Abweichung von 4 – 10 K auf. Die Ergebnisse der Leerlauf-Regeneration enthält Bild 8.9. Insgesamt ist der Einfluss der Rußoxidation sowohl in der Messung als auch in der Berechnung deutlich vorhanden und lässt sich am Überschwingen der Temperaturen im Auslassbereich (Z6) gegenüber den Temperaturen im Eingangsbereich (Z1) erkennen. Die mittlere Abweichung zwischen Berechnung und Messung beträgt ca. 25 K. Bild 8.10 stellt die Ergebnisse der Schleppbetrieb-Regeneration dar. Ähnlich wie auch in der Leerlauf-Regeneration verläuft die Rußabbranddauer in der Berechnung kürzer als in der Messung.

Tendenziell fallen in allen drei Varianten die berechneten Abgastemperaturen geringfügig niedriger aus als in der Messung. In der Leerlauf- und Schleppbetrieb-Regeneration kann der Einfluss der Rußoxidation gut erfasst werden. Im zeitlichen Verlauf lässt sich jeweils eine verkürzte Rußabbranddauer feststellen, wobei jedoch der qualitative Temperaturverlauf insgesamt gut abgebildet wird. In dem verwendeten 1D-Ansatz wurde eine verhältnismäßig einfache Kalibrierung der thermochemischen Parameter vorgenommen. Eine Optimierung der Berechnungsergebnisse ist durch zusätzliche Messdaten möglich.

Dies betrifft insbesondere die Kalibrierung der CO Selektivität und den Einfluss von NO₂ während der aktiven Regeneration, da nur die Abgaszusammensetzung am Einlass des Partikelfilters messtechnisch erfasst wurde (Kap. 6.3). Ziel des vorgestellten 1D-Ansatzes besteht ausschließlich in der Bestimmung des zeitabhängigen Wärmeeintrags und nicht in der Optimierung des Partikelfilters an sich. Die Abbildungstiefe reicht damit für diese Zielsetzung völlig aus.

8.2.2 Ableitung eines stationären Ersatzlastfalls

Da die Bergfahrt-Regeneration (A) im Vergleich der Varianten den Worst Case darstellt, wird diese nun für weiterführende numerische Betrachtungen ausgewählt. Aufgrund der geringfügigen Auswirkung der Beladung auf die Temperaturentwicklung, kann diese in der Betrachtung vernachlässigt werden. Unter diesen Voraussetzungen lässt sich für die numerische Analyse ein quasi stationärer Ersatzlastfall definieren. Da der reale Regenerationseingriff bereits nach wenigen Minuten beendet wird, muss dabei jedoch berücksichtigt werden, dass im stationären Ersatzlastfall höhere Temperaturen auftreten, im Gegenzug wird jedoch der zusätzliche Wärmeeintrag der Beladung nicht berücksichtigt. Bild 8.11 zeigt auf der linken Seite die gemessenen Oberflächentemperaturen am Katalysator und am Partikelfilter zu verschiedenen Zeitpunkten. Dargestellt wird die Temperatur zum einen auf der isolierten Gehäuseoberfläche, zum anderen auf der Schweißnaht am Übergang zwischen Einlasstrichter und Gehäuse. Das Diagramm auf der rechten Seite stellt den zeitlichen Verlauf der Abgastemperaturen dar.

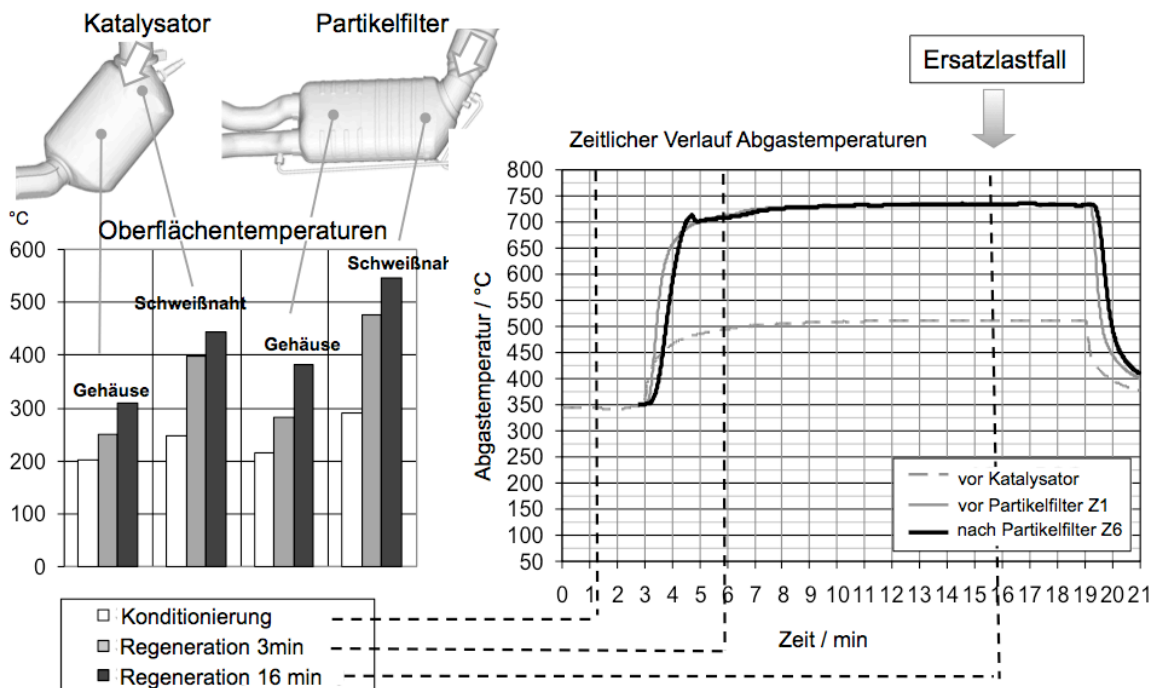


Bild 8.11: Zeitliche Entwicklung der Oberflächentemperaturen am Katalysator und Partikelfilter während der Bergfahrt-Regeneration

Die Temperaturen zum Zeitpunkt der Konditionierung entsprechen dem Bergfahrtlastfall. Ungefähr drei Minuten nach Regenerationsstart ist die Beladung abgebaut. Die zu diesem Zeitpunkt gemessenen Temperaturen entsprechen den Maximalwerten, die in einem frei geregelten Regenerationseingriff erreicht werden können. Sechzehn Minuten nach Regenerationseingriff stellen sich entsprechend dem stationären Ersatzlastfall Beharrungstemperaturen ein. In schlecht isolierten Bereichen (Schweißnaht), folgt die Oberflächentemperatur der inneren Vorgabe der Abgastemperatur sehr schnell. So steigt die Oberflächentemperatur der Schweißnaht am Partikelfilter bereits drei Minuten nach Regenerationsstart von 290° C auf 472° C an. Bis zur Beharrung steigt die Temperatur weiter auf 545° C an. Entsprechend ähnlich verhält es sich auch an der Schweißnaht am Katalysatorgehäuse. An isolierten Bereichen dagegen folgt die Oberflächentemperatur der Abgastemperatur nur träge. So steigt die Gehäusetemperatur des Partikelfilters innerhalb der ersten drei Minuten von 216° C auf 283° C und bis zur Beharrung weiter auf 380° C. Auch die Gehäusetemperatur des Katalysators steigt langsamer an.

Aus der Gegenüberstellung lassen sich zwei Schlussfolgerungen ziehen. Grundsätzlich sind die Temperaturen im stationären Ersatzlastfall höher als die Temperaturen der realen Bergfahrt-Regeneration. Diese wird bereits nach ca. drei bis vier Minuten beendet. Im Ersatzlastfall werden Oberflächentemperaturen von gut isolierten Bereichen überschätzt, während die Oberflächentemperaturen in schlecht isolierten Bereichen gut wiedergegeben werden, da diese sich der Beharrungstemperatur besonders schnell angleichen. Aufgrund der Spitzentemperaturen in schlecht isolierten Bereichen sind diese zur Absicherung von umliegenden Bauteilen von besonderem Interesse. Das heißt, dass in diesem Ersatzlastfall insbesondere kritische und damit wichtige Oberflächentemperaturen sehr gut erfasst werden. Dies ist eine wichtige Erkenntnis, um weiterführend eine numerische Absicherung im Gesamtfahrzeug durch einen stationären Ersatzlastfall zu ermöglichen.

8.2.3 Validierung im stationären Ersatzlastfall im 3D-Modell

In diesem Kapitel werden die Berechnungsergebnisse im 3D-Prüfstandsmodell mit entsprechenden Messungen für den stationären Ersatzlastfall der Bergfahrt-Regeneration gegenübergestellt. Hierzu erfolgt im ersten Schritt ein Vergleich der Abgastemperaturen. Anschließend werden die Oberflächentemperaturen am Partikelfilter analysiert.

Abgastemperaturen

Bild 8.12 zeigt einen Vergleich der gemessenen und berechneten Abgastemperaturen im Ersatzlastfall. Dargestellt wird der örtliche Verlauf der Abgastemperaturen entlang des Abgassystems. Die gemessene Abgastemperatur am Turboladereintritt beträgt 644° C. Am Schalldämpferendrohr strömt das Abgas mit einer Temperatur von 555° C aus.

Der Wärmeeintrag im Katalysator bewirkt einen Anstieg der Abgastemperatur um 218 K. Der Temperaturverlauf entlang des Abgassystems ähnelt dem Verlauf aus Bild 8.7, der sich bereits drei Minuten nach Regenerationsstart einstellt, jedoch ist das Temperaturniveau ab dem Katalysator stromabwärts höher. Die größte Abweichung tritt am Schalldämpferendrohr auf und beträgt 11 K.

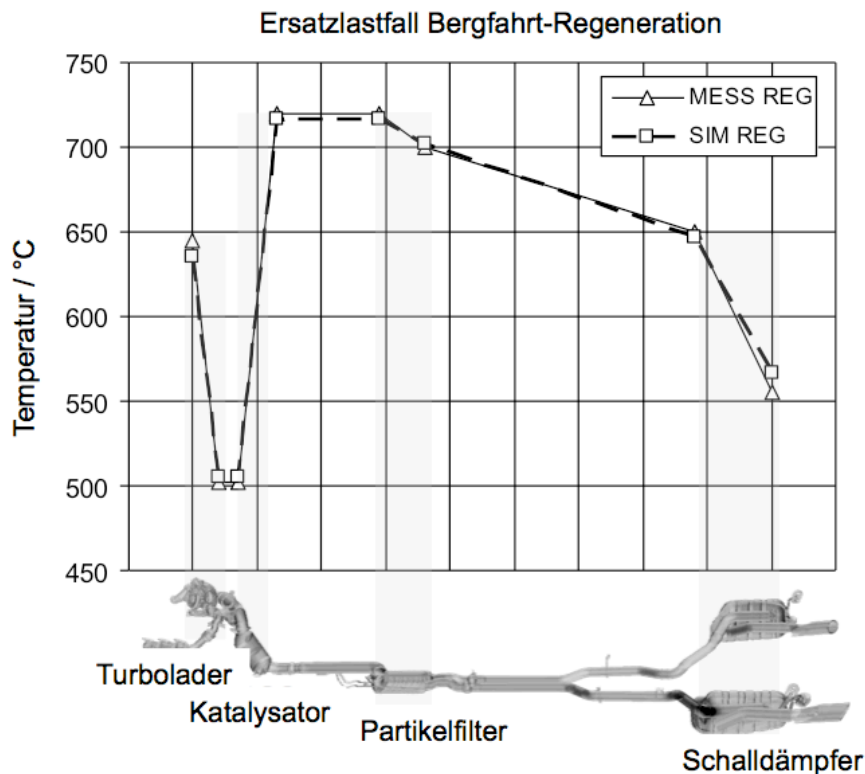


Bild 8.12: Vergleich der gemessenen und berechneten Abgastemperaturen im Ersatzlastfall der Bergfahrt-Regeneration

Oberflächentemperaturen

Bild 8.13 stellt oben die Oberflächentemperaturverteilung aus Thermographie und Simulation dar. Die hohen Abgastemperaturen bewirken im Gegensatz zur normalen „Bergfahrt“ deutlich höhere Oberflächentemperaturen, wobei dies insbesondere in den nicht isolierten Bereichen sichtbar wird. Die Spitzentemperaturen liegen im Bereich zwischen 540 - 550° C und treten an den Schweißnähten sowie am gesamten nicht isolierten Auslasstrichter und den Rohrführungen auf. Im isolierten Bereich am Hauptgehäuse und am Einlasstrichter betragen die Temperaturen 330 - 350° C. Unten im Diagramm werden diskrete gemessene und berechnete Werte gegenübergestellt. Die größte Abweichung tritt an der Messposition 5 auf und beträgt 64 K. Die mittlere Abweichung beträgt 15 K. Insgesamt zeigt sich sowohl in der Temperaturverteilung als auch im Vergleich diskreter Mess- und Berechnungswerte eine gute Übereinstimmung.

Stationärer Ersatzlastfall

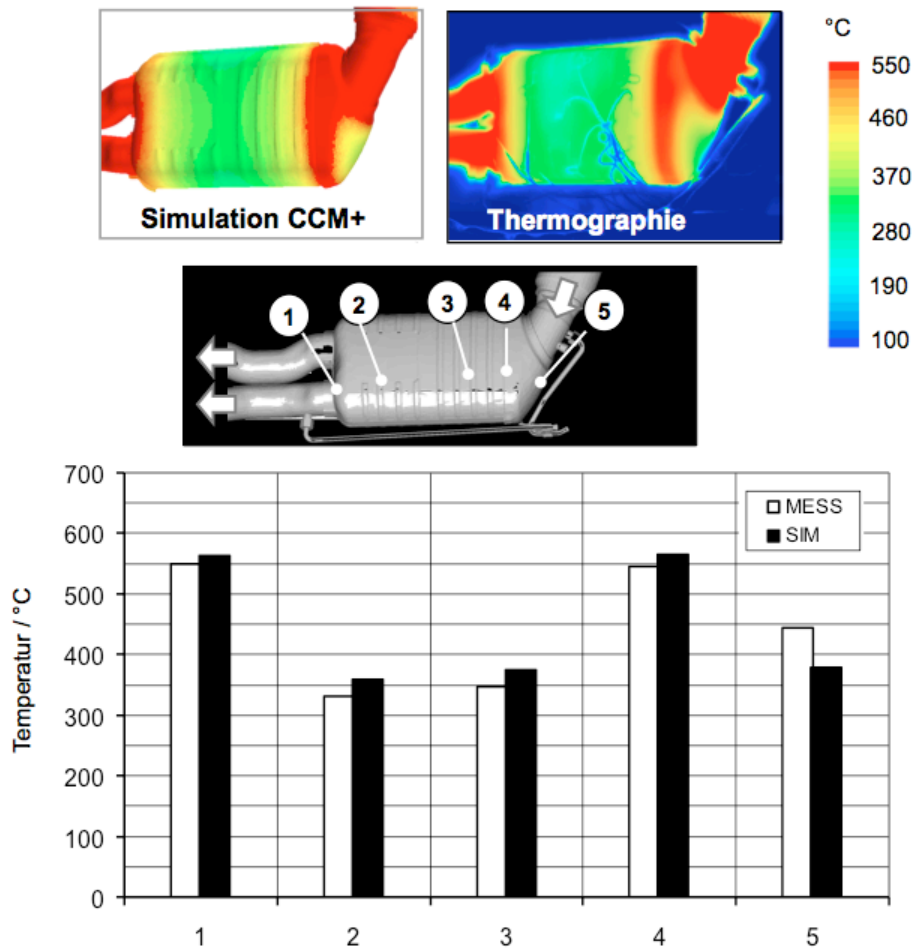


Bild 8.13: Vergleich der gemessenen und berechneten Oberflächentemperaturen am Partikelfilter im stationären Ersatzlastfall der Bergfahrt-Regeneration

Bild 8.14 stellt die berechnete Oberflächentemperaturverteilung der „Bergfahrt“ mit Regeneration im Ersatzlastfall (rechts) und ohne Regeneration (links) gegenüber. Im Vergleich steigen die Oberflächentemperaturen infolge der Regeneration an den Schweißnähten um 240 - 250 K an. Im isolierten Gehäusebereich beträgt der Anstieg ca. 100 K (vgl. auch Bild 8.11).

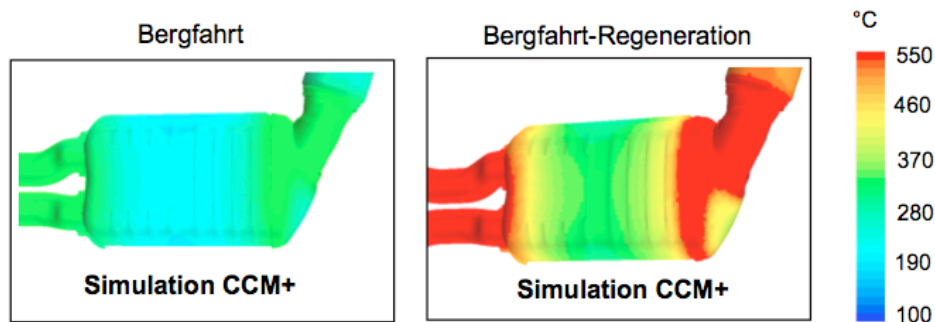


Bild 8.14: Berechnete Oberflächentemperaturverteilung der „Bergfahrt“ mit Regeneration im Ersatzlastfall (rechts) und ohne Regeneration (links)

8.3 Ersatzlastfall Regeneration im Gesamtfahrzeug

Im vorhergehenden Kapitel wurde für die Bergfahrt-Regeneration ein stationärer Ersatzlastfall abgeleitet und im 3D-Prüfstandsmodell validiert. Dabei lässt sich deutlich erkennen, dass sowohl Abgas- als auch Oberflächentemperaturen ansteigen. Die Temperaturentwicklung spielt für die Bewertung und Absicherung im Gesamtfahrzeug eine wesentliche Rolle. Abschließend wird nun die Auswirkung im Gesamtfahrzeug in einer numerischen Analyse veranschaulicht. Verwendet wird hierfür der zuvor diskutierte Ersatzlastfall der Bergfahrt-Regeneration. Die Abgasrandbedingungen werden aus den Prüfstandsuntersuchungen übernommen. Bild 8.15 zeigt einen Vergleich der Abgastemperaturen im Lastfall „Bergfahrt“ mit und ohne Regeneration.

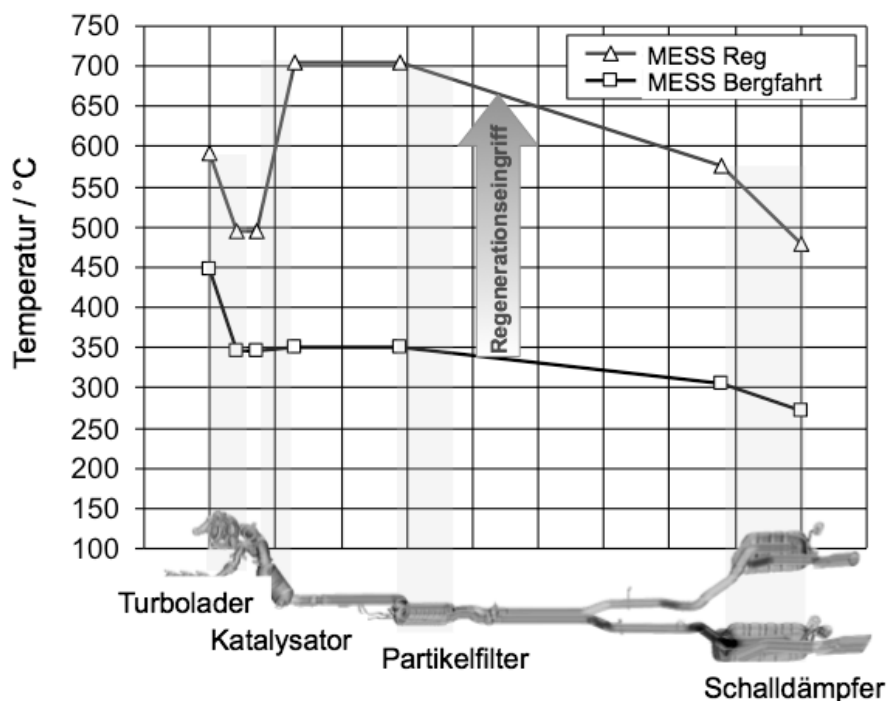


Bild 8.15: Abgastemperaturen der „Bergfahrt“ und im Ersatzlastfall der Bergfahrt-Regeneration

Wie in Bild 8.16 aus dem Vergleich ersichtlich ist, hat die Regeneration einen Einfluss auf Lufttemperaturen während einer „Bergfahrt“. Deutlich erkennbar ist hierbei der Temperaturanstieg im Unterboden- und Heckbereich. Bild 8.17 stellt einen Temperaturvergleich der Abschirmbleche dar. Die Regeneration verursacht im Bereich zwischen Katalysator und Dieselpartikelfilter lokal einen Anstieg von über 30 K.

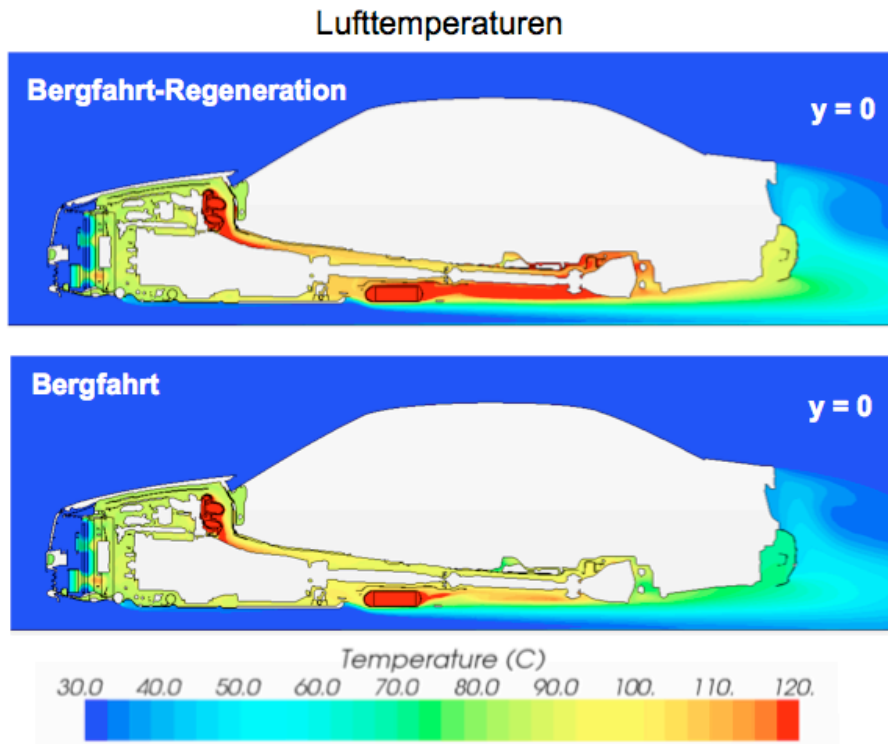


Bild 8.16: Berechnete Lufttemperaturverteilung mit und ohne Regeneration im Lastfall „Bergfahrt“

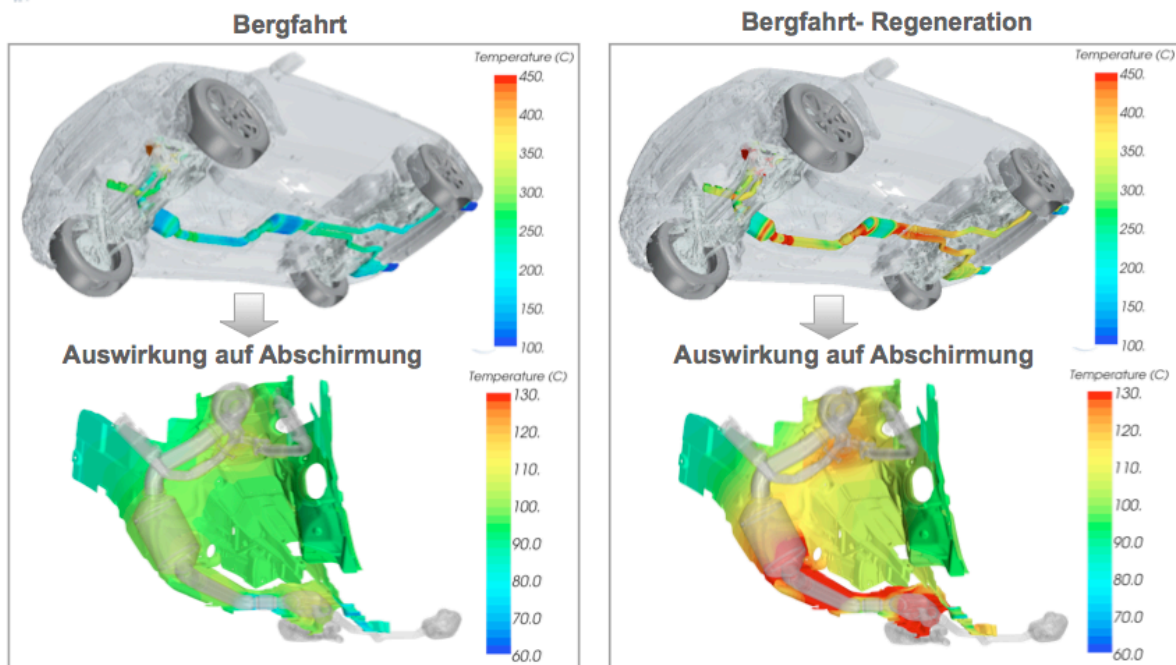


Bild 8.17: Berechnete Oberflächentemperaturen der Abgasanlage und Abschirmung im Lastfall „Bergfahrt“ mit und ohne Regeneration

8.4 Diskussion der Ergebnisse

In diesem Kapitel wurden Ergebnisse der Regeneration bei thermisch kritischen Lastfällen vorgestellt. Der Regenerationseingriff verursacht besonders hohe Abgastemperaturen, die einen kritischen Lastfall weiter verschärfen. Der Anstieg der Abgastemperaturen wird durch verschiedene Mechanismen verursacht. Während der aktiven Regeneration wird über das Motorsteuergerät zum einen die Verbrennungstemperatur angehoben sowie eine zusätzliche Nacheinspritzung angefordert, die im Katalysator oxidiert und einen beträchtlichen Wärmeeintrag verursacht. Zum anderen wird durch die Oxidation der Partikelbeladung (Rußabbrand) Wärme im Partikelfilter freigesetzt. Für die numerische Modellierung ist von Interesse, wie und in welchen Bereichen die Überlagerung dieser Effekte den zeitlichen Verlauf der Temperaturentwicklung an der Abgasanlage bestimmt.

Die Beladung spielt hierbei eine wichtige Rolle. Aus den Ergebnissen der Voruntersuchung wird deutlich, dass sich im Lastfall „Bergfahrt“ und „Hochgeschwindigkeit“ die Abgastemperaturen deutlich über der Grenztemperatur der passiven Regeneration von 280° C befinden, so dass ein beträchtlicher Anteil der Beladung bereits abgebaut wird bevor im Fahrzeug Beharrungstemperaturen erreicht werden können. Für die Simulation der Regeneration bei thermisch kritischen Lastfällen der Gesamtfahrzeugabsicherung kann daher davon ausgegangen werden, dass keine Grenzbeladung, sondern nur eine Teilbeladung zugrunde liegt. Die Grenztemperatur muss für jede weitere Fahrzeug- und Abgaskonfiguration neu überprüft werden.

Zur Berechnung des Wärmeeintrags infolge der Rußoxidation wurde ein 1D-Partikelfilter-Teilmodell verwendet. In diesem Teilmodell wird sowohl die Beladung als auch der Rußabbrand instationär abgebildet. Die Temperaturendergebnisse zeigen eine gute Übereinstimmung mit Messdaten. Das Teilmodell liefert den zeitabhängigen Wärmeeintrag im Partikelfilter und kann für weiterführende instationäre Betrachtungen der Leerlauf- und Schleppbetriebsregeneration durch eine gekoppelte Anwendung eingesetzt werden.

In der Überlagerung thermisch kritischer Lastfälle durch die Regeneration treten die höchsten Abgastemperaturen während der Bergfahrt-Regeneration (Variante A) auf. Nur kurzfristig werden während der Leerlauf-Regeneration (Variante B) und Schleppbetrieb-Regeneration (Variante C) lokal am Auslass des Partikelfilters ähnlich hohe Abgastemperaturen erreicht wie in Variante A. Im restlichen Abgasstrang sind die Abgastemperaturen der Variante A zu jedem Zeitpunkt deutlich höher, insbesondere stromaufwärts des Katalysators. Im Vergleich der Varianten kann daher die Bergfahrt-Regeneration allgemein als Worst Case Situation identifiziert werden.

Da für diese Lastfälle real nur eine Teilbeladung auftritt und diese dann nur einen geringfügigen Einfluss auf die Abgastemperaturen nimmt, lässt sich für die numerische Analyse ein quasi stationärer Ersatzlastfall ableiten, indem der Einfluss der Beladung vernachlässigt wird. Im Ersatzlastfall werden die aus dem Regenerationseingriff resultierenden Beharrungstemperaturen erreicht. Diese Temperaturen sind prinzipiell höher als in einer realen frei geregelten Regeneration, da diese nur wenige Minuten andauert. Jedoch werden Oberflächentemperaturen in schlecht isolierten Bereichen, mit einer guten Genauigkeit wiedergegeben, da diese besonders schnell ihre Maximalwerte erreichen. Die in einem 3D-Teilmodell des Partikelfilters berechneten Temperaturen des Ersatzlastfalls zeigen eine gute Übereinstimmung mit entsprechen Messwerten.

Durch die Leerlauf-Regeneration kann der Nachheizeffekt verstärkt werden. Kurzzeitig werden stromabwärts des Partikelfilters ähnlich hohe Spitzentemperaturen wie in der Bergfahrt-Regeneration erreicht. Dies kann gegebenenfalls je nach Fahrzeug- und Abgaskonstellation auch im Umfeld der Abgasanlage zu Spitzentemperaturen führen, die bei der alleinigen Untersuchung der Bergfahrt-Regeneration unentdeckt bleiben.

9 Fazit und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit konnte die Zielsetzung der Integration der thermischen Simulation der Abgasanlage in den numerischen Berechnungsprozess zur thermischen Gesamtfahrzeugauslegung erfolgreich umgesetzt werden. Die Integration der Abgasanlage ist ein Beitrag zur Methodenweiterentwicklung der zugrundeliegenden Berechnungsprozedur mit dem Ziel, die Simulationsgenauigkeit weiter zu erhöhen und damit eine frühzeitigere Aussagefähigkeit der Berechnungsmodelle zu ermöglichen.

Ein wesentliches Auslegungskriterium der thermischen Gesamtfahrzeugabsicherung beruht auf der Bewertung der Temperaturentwicklung in stationären Betriebspunkten bei hoher Last, wie es beispielsweise bei der Anhängerbergfahrt oder der Hochgeschwindigkeitsfahrt der Fall ist. Für diese Anwendungen wurde ein Modell entwickelt, in dem Oberflächentemperaturen der Abgasanlage ausgehend vom Abgas, dem lokalen Wärmeübergang und der Fahrzeugumgebung berechnet werden. Weiterführend ist damit die Grundlage gelegt auch instationäre Lastfälle zu simulieren. Die Abgasanlage spielt hier als entscheidende Wärmequelle eine wesentliche Rolle. Bisherige Untersuchungen zeigen auf, dass sich sowohl die Vorgabe der gespeicherten Wärme zu Beginn als auch das Abschätzen des Temperaturverlaufs in instationären Berechnungen als problematisch erweisen [82, 78, 96]. Die vorgestellte Berechnungsmethodik liefert eine Grundlage, um die zuvor genannte Problematik zu bewältigen. Durch die Integration der Abgasanlage kann zum einen die im Abgassystem gespeicherte Wärme nun rechnerisch bestimmt und weiterhin der zeitliche Temperaturverlauf der Abgasanlage erfasst werden.

In der gewählten Methodik werden alle Wärmeübertragungsmechanismen (Konvektion, Wärmeleitung und Strahlung) an der Abgasanlage direkt gekoppelt gelöst. Dies erfolgt durch die CHT-Anwendung (Conjugate Heat Transfer) in STARCCM+, wobei die Wärmeströme modellintern und über fest definierte Austauschflächen am Fluid-Strukturrand bilanziert werden. Der Datenaustausch kann dadurch mit einer sehr hohen Genauigkeit ausgeführt werden. Die häufig auftretende Problematik der Datenübergabe (Mapping) zwischen Strömungs- und Strukturmodell aufgrund nicht übereinstimmender Berechnungsknoten tritt hier nicht auf. Entsprechend lässt sich mit dieser Methodik eine sehr hochwertige Abbildungsgenauigkeit der komplexen Temperaturverteilung in stationären Lastfällen nachweisen. Auch die Validierungsergebnisse im Gesamtfahrzeug zeigen eine gute Übereinstimmung zwischen numerischen und experimentellen Ergebnissen auf. Hierbei spielt insbesondere auch die Interaktion zwischen Abgasanlage und Fahrzeugumgebung eine wichtige Rolle.

Für eine gute Abbildungsgenauigkeit sind bei der Integration der Abgasanlage in das Gesamtfahrzeugmodell weitere Aspekte wichtig. So wird durch die Implementierung der Abgasströmung das betrachtete Temperatur- und Geschwindigkeitsspektrum erweitert und erfordert die Einbindung temperaturabhängiger Stoffeigenschaften in der Fluidmodellierung. Im Speziellen betrifft dies die dynamische Viskosität, die Wärmeleitfähigkeit und die spezifische Wärmekapazität, die beispielsweise über die Sutherland-Beziehung sowie durch polynomische Gleichungen in Abhängigkeit zur lokalen Temperatur bestimmt werden können. Ein weiterer Aspekt betrifft die Materialeigenschaften. In einer Abgasanlage wird eine Vielzahl an Materialien mit sehr unterschiedlichen Wärmeleiteigenschaften verbaut. Fehler bei der Vergabe dieser Materialien im Strukturmodell prägen sich besonders auf die resultierende Oberflächentemperatur aus, da die Abgasanlage eine sehr heiße Abgasströmung von einer vergleichsweise kalten Umströmung trennt. Für die Modellierung des Katalysatormonolithen im porösen Medium wird zur Berücksichtigung der axialen und radialen Wärmeleitung eine effektive Wärmeleitfähigkeit verwendet. Die stationäre Berechnung der Abgasströmung unterschätzt die konvektive Wärmeübertragung im Bereich vom Krümmer bis hin zum Abgasturbolader. Dies führt zu einem Fehler in der Berechnung der entsprechenden Oberflächentemperaturen. Um den Effekt der pulsierenden Abgasströmung zu berücksichtigen, ist eine instationäre Strömungsrechnung notwendig oder die Kenntnis über den CAF-Faktor, um den instationären Effekt in die stationäre Berechnung einzubinden.

Weiterführend ist für den operativen Entwicklungseinsatz ein entkoppelter Ansatz aus zwei Gründen denkbar und vorteilhaft. Gegenwärtig wird im Berechnungscode CCM+ eine Methode zur Fluid-Struktur-Koppelung entwickelt (Co-Simulation), die ein deutlich verbessertes Potential in der Schnittstellenhandhabung zwischen Fluid- und Strukturmodell bietet. Im Datentransfer zwischen diesen Modellen besteht zwar noch die zuvor genannte Problematik, der nicht vollständig übereinstimmenden Berechnungsknoten, jedoch erfolgt sowohl die Modellgenerierung als auch das Fluid-Struktur-Koppelungsverfahren innerhalb eines Berechnungscode und bietet dadurch eine deutlich verbesserte Stabilität und Anwendbarkeit als bisherige Verfahren. Dies ist insbesondere für die mehrmalige Fluid-Struktur-Koppelung ein wichtiges Kriterium. Im Hinblick auf transiente Lastfälle bietet der entkoppelte Ansatz den wesentlichen Vorteil, unterschiedliche Zeitschrittgrößen für Struktur- und Fluidseite wählen zu können sowie die Abstände zwischen dem Struktur-Fluid-Datenaustausch zu variieren. Dies ist letztendlich eine wesentliche Voraussetzung für die Realisierbarkeit einer derzeit noch sehr rechenintensiven transienten Simulation. Im Hinblick auf diese Vorteile, ist die Co-Simulationsmethode der CHT-Methode zukünftig in der direkten Entwicklungsanwendung vorzuziehen, vorausgesetzt die Datentransferqualität bewegt sich auf einem akzeptablen Niveau.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde weiterhin eine Strategie zur numerischen Analyse thermisch kritischer Lastfälle unter dem Regelungseingriff der Dieselpartikelfilterregeneration erarbeitet. Für die Bergfahrt-Regeneration, die als Worst Case der untersuchten Kombinationsmöglichkeiten identifiziert wurde, konnte ein quasistationärer Ersatzlastfall abgeleitet werden, der die Betrachtung und Bewertung der Regeneration im Gesamtfahrzeug ermöglicht. Es ist jedoch nicht auszuschließen, dass je nach Konfiguration aus Fahrzeug und Abgasanlage weitere kritische Spitzentemperaturen an Bauteilen entstehen können, die durch die alleinige Betrachtung der Bergfahrt-Regeneration unentdeckt bleiben. Dies könnte insbesondere bei hochmotorisierten Fahrzeugen auftreten, für die eine Bergfahrt nur eine geringe thermische Belastung darstellt und lokale Spitzentemperaturen erst im Anschluss beim Nachheizen auftreten. Ein Regenerationseingriff kann diese Situation noch weiter verschärfen. Diese Tendenz könnte dafür ausschlaggebend sein, dass für die frühzeitige Absicherung dieser Fahrzeuge auch die numerische Betrachtung der instationären Leerlauf-Regeneration interessant wird. Einen Ansatz um die entsprechend instationäre Wärmefreisetzung im Partikelfilter zur berücksichtigen, wurde durch die Validierung der instationären 1D-Berechnung gegeben. Für eine Gesamtfahrzeugberechnung muss diese Wärmefreisetzung entsprechend im 3D-Modell durch eine Koppelung mit dem 1D-Teilmodell eingebunden werden.

10 Literaturverzeichnis

- 1 Ambros P.: „Neue numerische und versuchstechnische Ansätze“, 2000 Haus der Technik
- 2 Ambros P.: „Beitrag der Motorkühlung zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs“, Haus der Technik Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs, 1998
- 3 Bannister C.D., Brace C.J., Taylor J., Brooks,T., Fraser N.: “The use of multivariate models for the prediction of heat transfer in vehicle exhaust systems”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 224 (3), pp. 369-385, 2009
- 4 Basshuysen R., Schäfer F.: „Handbuch Verbrennungsmotor“, Vieweg, Wiesbaden 2005
- 5 Battiston P.A., Alkidas A., Kapparos D.J.: “Temperature and heat transfer measurements in the exhaust system of a diesel-powered light-duty vehicle”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers C599/100/2003*, S. 485-502, 2003
- 6 Battiston P.A., Alkidas A., Kapparos D.J.: “Temperature and heat transfer measurements in the exhaust system of a diesel-powered light-duty vehicle”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers C599/100/2003*, S. 485-502, 2003
- 7 Bauer W., Ippolito J.: “Multi-mode heat transfer analysis to predict temperature of an engine mount“, www.cd-adapco.com/downloads/reference, Aufgerufen am 18.7.2012
- 8 Bauer W., Ehrenreich H., Reister H.: “Design of Colling System with Computational Simulation and Underhood Flow Analysis using CFD”, VTMS2 Convergence SAE Technical Paper C496/042/95, IMechE London, 1995
- 9 Bäumer V., Scheuerer G.: „Simulation von Abgasanlagen“, Virtual Product Creation - 9. Automobiltechnische Konferenz, Stuttgart 2005
- 10 Beier M., Seider G.:“Numerical Sensitivity Study on the Prediction of Radiator Performance using CFD Underhood Airflow Simulation”, VTMS 4 SAE Technical Paper C543/072/99, London 1999
- 11 Bendell E., ”Investigation of a Coupled CFD and Thermal Modelling Methodology for Prediction of Vehicle Underbody Temperatures”, VTMS7 Conference SAE Technical Paper 2005-01-2044, 2005
- 12 Betz J.: “Synergy and Potential of 1D and 3D Simulation in the Development Process of Cooling Air Flow in Vehicles”, FKFS Conference,I 2006

- 13 Binner T., Cigarini M. A: "Study of Experimental and Computational tools for Automotive Cooling Design", World User Association in Applied Computational Fluid Dynamics, 4th Conference Proceedings, Freiburg 1998
- 14 Binner T.: „Experimentelle und rechnerische Methoden bei der Entwicklung von Kraftfahrzeugkühlsystemen“, Dissertation Technische Hochschule Aachen, 2000
- 15 Böckh P.V.: „Wärmeübertragung – Grundlagen und Praxis“, Springer 2.Auflage, ISBN-13 978-3-540-31432-5, 2006
- 16 Bogdanic M.: „Simulation von Autoabgaskatalysatoren“, Dissertation Fakultät für Prozesswissenschaften Universität Berlin, Berlin 2007
- 17 Boger T., Heibel A.K.: „Heat transfer in conductive monolith structures“, ELSEVIER Chemical Engineering Science 60, Wiesbaden 2005
- 18 Bonfig K.W.(Hrsg.: „Sensorik Band 6 - Temperatursensoren“, Expert Verlag, Renningen-Malmsheim 1995
- 19 Breitling T., Dragon L., Grossmann T.: „Digitale Prototypen: ein weiterer Meilenstein zur Verbesserung der Abläufe und Zusammenarbeit in der PKW-Entwicklung“, VDI Bericht Nr. 1967, 2006
- 20 Brodbeck C.: "Thermische Simulation Gesamtfahrzeug“, Interne Dokumentation Daimler AG - TWT, 2004
- 21 Condie K. G., McEligot D. M.: „Convective Heat Transfer for Pulsating Flow in the Takedown Pipe of a V6 Engine“, SAE Paper 950618, 1995
- 22 Depcik C., Assanis D.: „One-dimensional automotive catalyst modelling“, Progress in Energy and Combustion Science 331, 2005
- 23 Depcik C., Assanis D.: "A Universal Heat Transfer Correlation for Intake and Exhaust Flows in an Spark-Ignition Internal Combustion Engine“, SAE Paper 2002-01-0372, Michigan 2002
- 24 Deuschle T., Janoske U, Piesche M.: "A CFD-model describing filtration, regeneration and deposit rearrangement effects in gas filter systems“, Chemical Engineering Journal 135 (2008) 49-55, Stuttgart/Mosbach 2007
- 25 Eder A., Liebl J.: „Wärmemanagement – ein Beitrag zu BMW EfficientDynamics™“, 2008
- 26 Ertl G., Knoezinger H., Weitkamp J. (Herausgeber): „Handbook of Heterogeneous Catalysis“, Wiley-VCH, Weinheim, 1997
- 27 Eton Y. Ng, Watkins S., Johnson P. W.: "Use of Pressure-Based Technique for Evaluating the Aerodynamics of Vehicle Cooling Systems“, SAE Paper 2002-01-0712, 2002

- 28 Ferziger J. H., Peric M.: "Computational Methods for Fluid Dynamics", Springer-Verlag 3. Auflage, Berlin Heidelberg New York, 2002
- 29 FLIR Systems AB: „ThermaCAM™ PM675 Benutzerhandbuch“, Publ. Nr. 1 577 475 – Rev. A
- 30 Fortunato F., Damiano F., Di Matteo L., Oliva P.: „Underhood Cooling Simulation for Development of New Vehicles“, VTMS7 SAE Technical Paper 2005-01-2046, Toronto 2005
- 31 Francois N.: "Using CFD for Heat Exchanger Development and Thermal Management", 2nd European Automotive Conference EACC, 2005
- 32 Gnielinski V.: "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow", International Chemical Engineering 16 S.359-368, 1976
- 33 Groppi G., Tronconi E.: "Continuous versus Discrete Models of Nonadiabatic Monolith Catalysts", AIChE, 1996
- 34 Hagelücken C.: „Autoabgaskatalysatoren“, Expert Verlag, Renningen 2001
- 35 Hager J., Marzy R., Reitbauer R.: „Beschleunigung des Entwicklungsprozesses von Kraftfahrzeugen durch die Simulation des Wärmemanagement“, Haus der Technik, Essen 2000
- 36 Heck R. M., Farrauto R. J.: "Catalytic Air Pollution Control", Van Nostrand Reinhold, New York 1995
- 37 Hintenberger C., Kaiser R., Olesen M.: "3D-Simulation von Rußbeladung und Dieselpartikelfilter-Regeneration", MTZ 04/2006, 2006
- 38 Hörmann T., Lechner B., Puntigam W.: "Numerical and Experimental Investigation of Flow and Temperature Fields around Automotive Cooling Systems", VTMS SAE Technical Paper 2005-01-2006, 2005
- 39 FKFS: „Thermowindkanal“, www.fkfs.de/kraftfahrwesen/leistungen/windkanale/thermowindkanal, Aufruf am 22.03.2012, 17:29
- 40 Huber E., Koller T.: "Pipe Friction and Heat Transfer in the Exhaust Pipe of Firing Combustion Engine", CIMAC Congress, Tokyo 77
- 41 Hucho W.H.: "Aerodynamik des Automobils", Vieweg Verlag, Wiesbaden 2005
- 42 Internetquelle: www.ceramic-energy.de/infrarotstrahlung/, Aufgerufen am 21.5.2012 um 15:20h
- 43 Invenio Lintner Engineering: „FEM Simulation Berechnung“, www.fem-berechnung-simulation.de/?gclid=COBB88u9wKwCFUGFDgodEWM6rg
- 44 Kandylas I., Stamatelos A.: „Berechnung des Wärmeübergangs in Motorabgassystemen“, MTZ 59 (1998) 7/8

- 45 Karlsson R., Van Bentham P., Islam M.: "Vehicle Underbody Thermal Simulation Using Computational Fluid Dynamics", SAE Technical Paper 1999-01-0579, Detroit, 1999
- 46 Knaus H., Otterson C., Brotz F., Kühnel W.: "Cooling Module Performance Investigation by Means of Underhood Simulation", VTMS7 SAE Technical Paper 2005-01-2013, 2005
- 47 Koch F., Haubner G. F.: „Optimierung des Wärmemanagements von Kraftfahrzeugen“, Haus der Technik Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs, 2000
- 48 Koebel, M.; Elsener, M.: "Selective catalytic reduction of NO over commercial DeNOx-catalysts: experimental determination of kinetic and thermodynamic parameters". Chemical Engineering Science 53 (4) (1998)
- 49 Koebel, M.; Elsener, M.; Marti, T.: "Nox-Reduction in Diesel Exhaust Gas with Urea and Selective Catalytic Reduction", Combustion Science and Technology 121 (1996)
- 50 Koltsakis G. C., Stamatelos M.; „Modes of Catalytic Regeneration in Diesel Particulate Filters“, Ind. Eng. Chem. Res. Vol. 36 No. 10 1997 S. 4155-4165 ,Thessaloniki 1997
- 51 Koltsakis, G. C.; Konstantinidis, P. A.; Stamatelos, A. M.: "Development and application range of mathematical models for 3-way catalytic converters", Applied Catalysis B-Environmental 12 (2-3), 1997
- 52 Koltsakis, G. C.; Stamatelos, A. M.: "Modeling dynamic phenomena in 3-way catalytic converters", Chemical Engineering Science 54 (20), 1999 Bogdanic
- 53 Koltsakis, G. C.; Stamatelos, A. M.: "Storage of Chemical Species in Emission Control Systems: The Role of Mathematical Modeling", Global Powertrain Congress, Detroit 2001
- 54 Konstandopoulos A. G., Skaperdas E., Masoudi M.: "Inertial Contribution to the Pressure Drop of Diesel Particle Filters", SAE Paper 2001-01-0909, 2001
- 55 Konstandopoulos A.G., Kostoglou M., Skaperdas E., Papaioannou E., Zarvalis: „Fundamental Studies of Diesel Particulate Filters: Transient Loading, Regeneration and Aging“, SAE Paper 2000-01-1016, 2000
- 56 Koop J.: „Detaillierte Modellierung der Pt-katalysierten Schadstoffminderung in Abgasen moderner Verbrennungsmotoren“, Dissertation Fakultät für Chemieingenieurwesen und Verfahrenstechnik Universität Karlsruhe, 2008
- 57 Laurien E., Oertel H. jr.: "Numerische Strömungsmechanik“, 4. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, ISBN: 9783834815033, Wiesbaden 2011

- 58 List H. (Herausgeber): "Grundlagen und Technologien des Ottomotors", Kapitel 9 Abgasnachbehandlung S. 158 ff., Springer Verlag Wien New York, 2008
- 59 LUFFT: "Funktionsweise von elektrischen Thermometern", http://www.lufft.com/Pics/Sonst/MessPzip/Temp_10.gif
- 60 Lund C., Maister W., Lange C., Beyer B.: „Innovation durch Co-Simulation“, Haus der Technik 6. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs, Expert Verlag, Berlin 2008
- 61 Maihöfer, M., Bauer, W.: „Numerische Simulation der Bauteiltemperaturen eines Gesamtfahrzeugs“, VDI – Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau, Würzburg, 2004
- 62 Malchow G. M., Sorenson S. C., Buckius R.O.: "Heat Transfer in the Straight Section of an Exhaust Port of a Spark Ignition Engine", SAE Technical Paper 790309, 1979
- 63 Mattiello F.: "Engine cooling radiators – performance evaluation based on CFD approach", VTMS3 SAE Paper C599/072/2003, 2003
- 64 Meisner S., Sorensen S. C.: "Computer Simulation of Intake and Exhaust Manifold Flow and Heat Transfer", SAE Technical Paper 860242, 1986
- 65 Mladenov N.M.: „Modellierung von Autoabgaskatalysatoren“, Dissertation Fakultät für Maschinenbau Universität Karlsruhe, Karlsruhe 2009
- 66 Peck R.S.: „Experimentelle Untersuchung und dynamische Simulation von Oxidationskatalysatoren und Diesel-Partikelfilter“, Dissertation am Institut für Chemische Verfahrenstechnik der Universität Stuttgart, Stuttgart 2006
- 67 Pontikakis, G. N.; Koltsakis, G. C.; Stamatelos, A. M.; Noiro, R.; Agliany, Y.; Colas, H.; Versaevel, P.; Bourgeois, C.: "Experimental and Modelling study on zeolite catalysts for diesel engines", Topics in Catalysis, 2001
- 68 Poruba C., Seider G., Kröner M.: „Energiebilanzierung im Entwicklungsprozess von Motoren“, Haus der Technik 5. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs 2006
- 69 Pulz M., Wiedemann J., Reister H., Weidmann E.-P.: „Numerische Simulation der Auswirkung des Motorbetriebspunkts auf die thermische Fahrzeugabsicherung“, Haus der Technik Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs, Berlin 2010
- 70 Putingham W., Bernarsch J., Hager J., Reich F., Rummel A.: "Kopplung von 0D-, 1D- und 3D-CFD-Simulationsprogrammen", Automotive Engineering Partners S. 48 ff, 2004
- 71 Quark J.: „Zur Berechnung des Wärmeübergangs in Abgaskrümmern“, MTZ Bericht 48 Nr. 7/8 S.291-2293, 1987

- 72 Brandis R.: „Bald ohne Diesel? Welche Alternativen haben wir?“ 3. OPNV-Innovationskongress, Freiburg 2007
- 73 Reister H., Binner T., Enriquez-Geppert J., Goldschmidt R.: “Numerical Simulation of the Flow through an alternator inside an Engine Compartment of a Passenger Car“, VTMS9 Conference SAE Technical Paper 2009-01-3068, 2009
- 74 Reister H.: “Use of CFD for Underhood Flow Analysis and Aerodynamics of Passenger Cars“, Workshop on CFD in Automotive Engineering Stuttgart, 1998
- 75 Reister H.: “Flow Through an Engine Compartment: Comparison of Numerical Results with Measurements“, Proceedings of the Second European Computational Fluid Dynamics Conference, 1994
- 76 Reister H., Maihöfer M.: “Underhood Component Temperature Analysis for Passenger Cars“, VTMS 6 Conference, SAE Technical Paper C599/028/2003, 2003
- 77 Richter R., Goßlau D., Binnenbruck R., Steinberg P.: „Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs durch vorausschauendes Wärmemanagement“, Haus der Technik 5. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs, Expert Verlag, 2006
- 78 Schuster M.: “Application of CFD as an efficient analysis tool supporting the experimental investigation of underhood and underbody vehicle flows“, VTMS6 Conference SAE Paper C599/056/2003, 2003
- 79 Seider B., Bet F., Heider T., Hess U., Klein T., Sauer J.: “A numerical Simulation Strategy for Complex Automotive Cooling Systems“, SAE Paper 2001-01-1722, Detroit 2001
- 80 Sieder E.N., Tate E.: “Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes“, Industrial Chemistry 28 S.1429, 1936
- 81 Seider G., Bet F.: „Neue Simulationstechniken – Potenziale für den virtuellen Produktentstehungsprozess“, Haus der Technik 7. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs, Berlin 2010
- 82 Seltsam M.: „3D-Strömungs- und Temperaturberechnung des Nachheizens beim OM642“, interner Bericht Daimler AG, Untertürkheim 2003
- 83 Shayler P. J., Harb C. M., Ma T.: “Time-Dependent Behaviour of Heat Transfer Coefficients for Exhaust Systems“, ImechE C496/046/95, S. 195-205, 1995
- 84 Skea A., Jolliffe A., Harrison R., Jones M.R., Cardani P., Smith L.: “Integrated underbonnet thermal management simulation“, VTMS 6 SAE Conference 2003
- 85 Spindler T.: „Numerische und experimentelle Untersuchung der Durchströmung von Kraftfahrzeuglüftern“, Dissertation ITSM Universität Stuttgart, Stuttgart, 2005

- 86 CD-adapco: "STAR-CCM+ User Guide", Version 5.02 Methodology. Computational Dynamics Limited, 2009
- 87 Stegmann B., Stotz I., Weinrich M., Bargende M., Wiedemann J.: „Ein Gesamtfahrzeugmodell zur Optimierung von Thermomanagementmaßnahmen“, Haus der Technik 6. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs, 2008
- 88 Steinkilberg H.: „Thermische Auslegung von Abgasanlagen – Von der Konzeptstudie zur detaillierten Betrachtung“, MTZ Bericht 10/2006, Augsburg 2006
- 89 Stier B., Kaushik S.: „Analytical determination of front end airflow re-circulation .“, VTMS8 SAE Paper C640/039/2007, Nottingham 2007
- 90 Tronconi, E.; Nova, I.; Ciardelli, C.; Chatterjee, D.; Bandl-Konrad, B.; Burkhardt, T.: "Modelling of an SCR catalytic converter for diesel exhaust after treatment: Dynamic effects at low temperature", Catalysis Today 105, 2005
- 91 Truckenbrodt E.: "Fluidmechanik – Elementare Strömungsvorgänge dichtebeständiger Fluide", Springer Verlag, ISBN 3-540-09-499-7 Berlin Heidelberg, 1980
- 92 Uhl B., Brotz F., Fauser J., Krüger U.: "Development of Engine Cooling Systems by Coupling CFD Simulations and Heat Exchanger Analysis Programs", SAE Technical Paper 2001-01-1965, 2001
- 93 Versteeg H. K., Malalasekera W.: "An Introduction to Computational Fluid Dynamics", Second Edition Person Education, ISBN: 978-0-13-127498-3, 2007
- 94 Bauer W.: "TechClub Richtlinie – Thermische Absicherung Gesamtfahrzeug", 2008 Daimler
- 95 Wang, Y.; Raman, S.; Grizzle, J. S.: "Dynamic Modeling of a Lean Nox Trap for Lean Burn Engine Control", American Control Conference, San Diego 1999
- 96 Weidmann E.P.: „Experimentelle und theoretische Untersuchung des Nachheizverhaltens an Kraftfahrzeugen“, Dissertation IVK Universität Stuttgart, 2007
- 97 Wendland D.W.: "Automobile Exhaust-System Steady-State Heat Transfer", SAE Paper 931095, 1993
- 98 Widdecke N.: "Vorlesungsskript Windkanalversuchs- und Messtechnik", IVK Universität Stuttgart, 2008
- 99 Wiedemann J.: „Vorlesungsskript Kraftfahrzeuge I“, IVK Universität Stuttgart, 2014
- 100 Wiedemann J.: "Vehicle Aerodynamics Part 1", IVK Universität Stuttgart, 2014
- 101 Windisch H.: „Kühlungssysteme im Kraftfahrzeug“, IIR Praxis-Seminar Automobil, 2004

- 102 Winter B., Müller S., Pirk J., Plechaty M.: „Absicherung der Thermischen Betriebssicherheit beim neuen 3er BMW“, Haus der Technik Fachbuch 68, Expert Verlag, ISBN 978-3-8169-2651-1, 2006
- 103 Reister H., Bauer W.: „Simulation Process of the Heat Protection of a Full Vehicle“, SAE 2012 World Congress, SAE Technical Paper 2012-01-0635, 2012
- 104 Jansen W.: “Virtual vehicle thermal management at Jaguar/Landover, reducing cost, development time and carbon footprint”, VTMS10 Proceedings SAE Technical Paper C1305/019/2011, 2011
- 105 Markowitz M.: “Minimising total vehicle energy consumption by balancing the aerodynamic benefit of an active grille shutter and the power consumption of the air conditioning compressor”, VTMS10 Proceedings SAE Technical Paper C1305/082/2011, 2011
- 106 Kohler H.: “Challenges to Thermal System in Future Vehicles”, VTMS7 Proceedings, Keynote Address, Toronto 2005
- 107 Stephens T., Cross T.: “Fan and Heat Exchanger Flow Interactions”, VTMS7 Proceedings, SAE Technical Paper 2005-01-2004, Toronto 2005
- 108 Joensen A.: “Balancing Thermodynamics and Aerodynamics Attributes Through the Use of a Common CFD Model”, VTMS7 Proceedings, SAE Technical Paper 2005-01-2052, Toronto 2005
- 109 Cicuitiis H.: „Effect of an Optimized Heatshield Design and an Aerodynamic Exhaust Tunnel Cover on Convective Heating of the Floor Pan“, VTMS7 Proceedings, SAE Technical Paper 2005-01-2025, Toronto 2005
- 110 Beichtbuchner A., Jauk T., Unterguggenberger P., Wimmer A., Eder A., Richter R., Winter G.: „Vorausberechnung des thermischen Verhaltens und des Kraftstoffverbrauchs im Motorwarmlauf“, Haus der Technik 6. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs, Berlin 2008 [112]
- 111 Kessel J. A.: “Modellbildung von Abgasturboladern mit variabler Turbinengeometrie an schnellaufenden Dieselmotoren”, Dissertation am Institut für Automatisierungstechnik, Universität Darmstadt, 2003
- 112 KFZTECH: „Abgasturbolader“, www.kfz.tech.de/kfztechnik/motor/steuerung/abgasturbolder.htm
- 113 Reister H.: „Materialtemperaturberechnung für eine motornahe PKW Abgasanlage“, interner technischer Bericht Daimler Chrysler AG, Sindelfingen 2004
- 114 INTES GmbH: „PERMAS User Manuel“, Version 10.00.100, Publication No. 450, Stuttgart 2004

- 115 CD-adapco Group: "StarCD Version 3.2 Methodology, Computational Dynamics", London 2004
- 116 Gamma Technologies: " GT-SUITE Exhaust aftertreatment application manuel", Version 7.2, 2010
- 117 Dehning C., Wolf K.: "Multiphysics applications based on MPCCI Code Coupling Interface", CD-adapco UGM, Japan 2005
- 118 Bet F.: "Thermische Simulation eines Turboladers", InDesA GmbH, CD-adapco Webinar Wärmemanagement mit CFD, München 2010
- 119 Kessel J. A.: „Modellbildung von Abgasturboladern mit variabler Turbinengeometrie an schnell laufenden Dieselmotoren“, Dissertation an der Technischen Universität Darmstadt, 2002
- 120 AVL LIST GmbH: „ Datenblatt zum AVL415S Smokemeter“, <https://www.avl.com/smoke-meter>, aufgerufen am 26.07.2012
- 121 ILMEG Products AB: „Datenblatt Abgasmessanlage MEXA-7170DEGR“, www.ilmeg.se/index.htm aufgerufen am 26.07.2012
- 122 VDI Gesellschaft (Hrsg.): „VDI-Wärmeatlas“, ISBN 978-3-540-25504-8, 10. Aufl. VDI-Verlag, Düsseldorf 2006

11 Anhang

Fahrzeugdaten

Die nachfolgende Tabelle gibt einen Überblick zu den Daten des verwendeten Messfahrzeugs. Es handelt sich um eine Mercedes Benz C Klasse mit einem V6 Diesel Motor.

OM642 DE30LA (EU4)	
Leistung (kW)/Drehzahl (1/min)	165 / 3800
Moment (Nm)/Drehzahl (1/min)	510 / 1600
Achsübersetzung	2,47
Getriebe	W7B700

Tabelle 11.1: Daten des Messfahrzeugs (Mercedes Benz, W204, OM642)

Ergänzende Informationen zu Kapitel 7.2.2

Bild 11.1 zeigt einen Vergleich berechneter und gemessener Oberflächentemperaturen am Rohrführungssystem. Die Positionen 1 und 2 befinden sich auf der Rohrführung zwischen Turbolader und Katalysator. Die Positionen 3 und 4 befinden sich auf der Rohrführung zwischen Katalysator und Partikelfilter. Die Positionen 5, 6 und 7 befinden sich auf der Rohrführung zwischen Partikelfilter und Schalldämpfer. Die Messpositionen 1-3 befinden sich auf der luftspaltisolierten Rohrführung. Die Position 4 befindet sich im nicht isolierten Übergang. Die Positionen 5-7 befinden sich auf der nicht isolierten Rohrführung im Tunnel- und Heckbereich. Die resultierenden Oberflächentemperaturen der Positionen 1-3 sind daher deutlich niedriger, als die der nicht isolierten Bereiche 4-7, obwohl die Abgastemperatur stromabwärts abnimmt. Die größte Abweichung von 31 K tritt an der Position 5 auf. Diese befindet sich an der Rohrführung direkt hinter dem Partikelfilter. Die Oberflächentemperatur ist in diesem Abschnitt mit großen Gradienten versehen, was die Temperaturermittlung aber auch die genaue Berechnung erschwert. Ausgenommen von der Messposition 5 zeigt sich insgesamt am gesamten Rohrführungssystem eine sehr gute Übereinstimmung mit einer Abweichung von 1-11 K zwischen Berechnung und Messung.

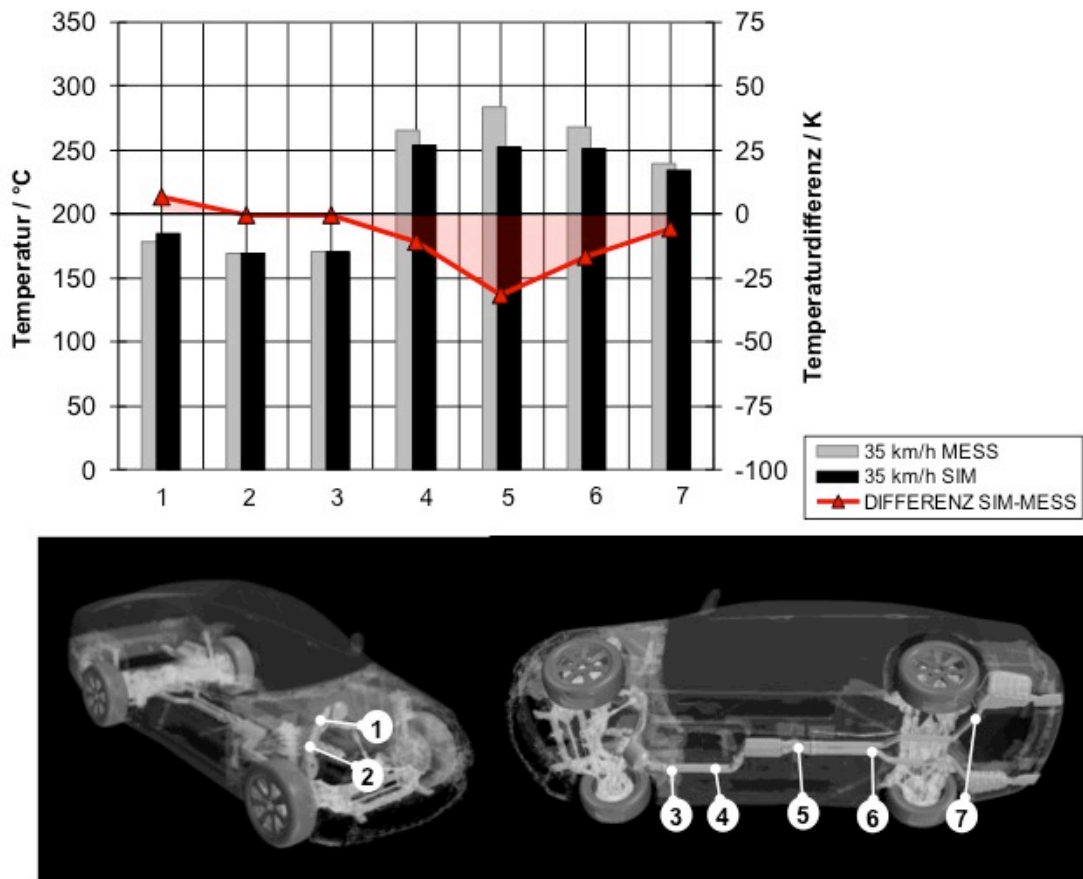


Bild 11.1: Vergleich berechneter und gemessener Oberflächentemperaturen am Rohrführungssystem im Lastfall Bergfahrt

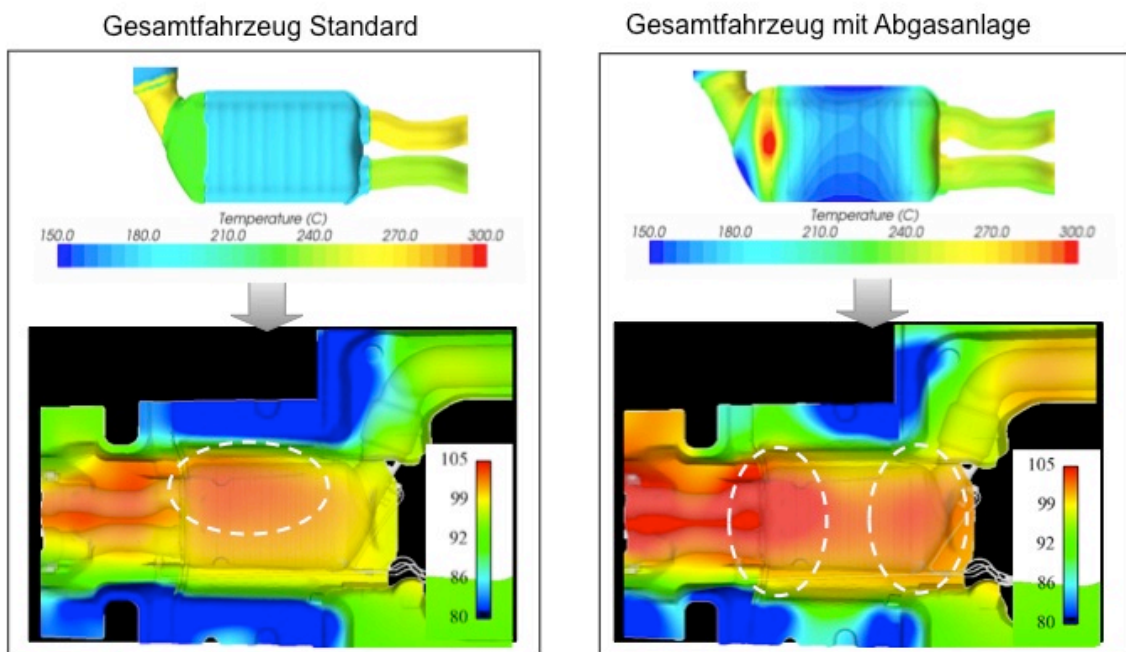


Bild 11.2: Berechnete Temperaturverteilung am Partikelfilterabschirmblech