

Beschleunigung der Festigkeitsberechnungen von Metallträger- Katalysatoren

– Untersuchung des Katalysators im Fahrzeugeinsatz –

Zur Erlangung des Akademischen Grades eines

DOKTOR-INGENIEURS

an der Fakultät für

Maschinenbau

der Universität Karlsruhe (TH)

genehmigte

DISSERTATION

von

Dipl.-Ing. Ralf Niederlein

geb. in: Gera

Tag der mündlichen Prüfung: 26.07.2007

Hauptreferent: Prof. Dr. rer. nat. Hermann Riedel

Korreferent: Prof. Dr. rer. nat. Peter Gumbsch

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand bei der VOLKSWAGEN AG.

Mein Dank gilt Prof. Dr. H. Riedel für die wissenschaftliche Betreuung dieser Arbeit. Prof. Dr. P. Gumbsch danke ich für die Übernahme des Korreferats und den damit verbundenen Bemühungen.

Bedanken möchte ich mich bei allen Mitarbeitern der VOLKSWAGEN AG die zum Erfolg der Arbeit beigetragen haben. Speziell möchte ich mich für die Durchführung und Unterstützung bei den Temperatur-, Thermographie- und Vibrationsmessungen bedanken, sowie für die Bereitstellung der Schadensfälle. Weiterhin möchte ich mich bei der Firma EMITEC für die Erstellung der Katalysatorgeometrien bedanken.

Mein besonderer Dank gilt Herrn U. Schrottke (VOLKSWAGEN AG) für die enge Zusammenarbeit und die zahlreichen interessanten Fachdiskussionen während der Arbeit, sowie für die Durchführung der in dieser Arbeit verwendeten numerischen Strömungsberechnungen.

Die Ergebnisse, Meinungen und Schlüsse dieser Dissertation sind nicht notwendigerweise die der VOLKSWAGEN AG.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung und Aufgabenstellung	1
2	Katalysatorschäden durch Belastungen im Fahrzeugeinsatz	3
2.1	Aufbau des Katalysators.....	3
2.2	Übersicht häufiger Schadensbilder.....	4
2.2.1	Randstauchung	5
2.2.2	Matrixbrüche	6
2.2.3	Matrixablösung.....	7
2.2.4	Korrosion.....	8
2.2.5	Zellumklappung	9
2.2.6	Lokale Überlastung	10
2.2.7	Schädigungsverteilung	11
3	Messung der Belastungsgrößen im Katalysator	12
3.1	Definition eines Katalysators	12
3.2	Messung der Temperaturbelastung	13
3.2.1	Temperaturentwicklung über dem Fahrzyklus.....	13
3.2.2	Messung der Thermoschockbelastung	16
3.3	Messung der mechanischen Belastung.....	19
3.3.1	Belastungen durch Trägheitskräfte.....	19
3.3.2	Belastungen durch Schräganströmung	22
4	Entwicklung von Berechnungsmodellen für beschleunigte Festigkeitsanalysen..	24
4.1	Bisherige Lösungsansätze – Stand der Technik	24
4.2	Definition eines Basismodells zur Bewertung der vereinfachten FE-Modelle	31
4.2.1	Aufbau des Basismodells	31
4.2.2	Verifikation des Basismodells.....	37
4.2.3	Prüfzyklus für die Bewertung der verschiedenen Modelle	41
4.3	Vereinfachung durch Symmetrienausnutzung	43
4.3.1	Spezifikationen verschiedener Symmetrieansätze	43

4.3.2	Bewertung der Symmetrienausnutzung	47
4.4	Vereinfachung durch Reduzierung auf geeignete 2D-Fälle	48
4.4.1	Spezifikationen des 2D-Modells	48
4.4.2	Bewertung des 2D-Modells.....	49
4.5	Vereinfachungen durch Verwendung repräsentativer Volumenelemente (RVE). 51	
4.5.1	Prinzip der Homogenisierung.....	51
4.5.2	Definition eines repräsentativen Volumenausschnitts	53
4.5.3	Bestimmung effektiver Materialdaten.....	54
4.5.4	Aufbau des RVE-Modells	58
4.5.5	Bewertung der RVE-Modelle.....	59
4.6	Vereinfachungen durch Nutzung von Hybridmodellen	60
4.6.1	Spezifikationen verschiedener Hybridmodelle	61
4.6.2	Bewertung der Hybridmodelle	64
4.7	Vereinfachung durch Analyse der Temperaturbeanspruchung.....	65
4.8	Bewertung der verschiedenen Berechnungsmodelle.....	66
5	Der Katalysator unter Einsatzbedingungen im Fahrzeug.....	68
5.1	Grundmechanismen der Katalysatorbeanspruchung	68
5.2	Auswirkungen verschiedener Fahrzustände.....	70
5.2.1	Untersuchte Fahrzyklen.....	70
5.2.2	Beanspruchungen durch die Fahrzyklen	71
5.2.3	Bezug zu Schadensfällen.....	75
5.3	Auswirkungen des Temperaturpeaks beim Schalten.....	77
5.3.1	Berechnung der vom Schaltpeak hervorgerufenen Temperaturverteilung	77
5.3.2	Beanspruchung durch den Temperaturpeak.....	79
5.3.3	Bezug zu Schadensfällen.....	83
5.4	Einfluss der Anströmung.....	83
5.4.1	Untersuchte Anströmungen.....	84
5.4.2	Beanspruchung durch unterschiedliche Anströmungen.....	86
5.4.3	Bezug zu Schadensfällen.....	88
5.5	Einfluss des Matrixdesigns.....	89
5.5.1	Verhältnis aus Länge zu Durchmesser	89
5.5.2	Einfluss von Zelldichte und Folienstärke.....	90

5.5.3	Einfluss Wickeldesign.....	91
6	Zusammenfassung und Ausblick.....	94
7	Literatur.....	97

Verwendete Formelzeichen und Abkürzungen

a, b, c	Konstanten zur Modulierung des Temperaturfelds
c	zyklischer Duktilitätsexponent
C_{ijkl}	Elastizitätstensor
CO	Kohlenmonoxid
cpsi	cells per square inch
E	Elastizitätsmodul
G	Schubmodul
GA	Gasauslass
GE	Gaseinlass
l	Länge
LCF	low cycle fatigue
\dot{m}	Massestrom
N_B	Schwingspielzahl bis zum Bruch
p_a	Außendruck
PEEQ	equivalent plastic strain (akkumulierte plastische Dehnung)
P_{SWT}	Schädigungsparameter nach Smith, Watson, Topper
$R_{s,Abgas}$	spezifische Gaskonstante für Abgas
RVE	Repräsentatives Volumenelement
SULEV	super ultra low emission vehicle (Abgasnorm)
v^*	normierte Geschwindigkeit
α	Thermischer Ausdehnungskoeffizient
γ	Schiebung
ε	Dehnung
ε_a	Dehnungsamplitude
$\varepsilon_{a,pl}$	plastische Dehnungsamplitude
ε_{kl}	Verzerrungstensor
ε'_z	zyklischer Duktilitätskoeffizient
λ	Luftzahl
ν	Poissonzahl
σ	Spannung
σ_{ij}	Spannungstensor
σ_v	Vergleichsspannung
τ	Schubspannung

1 Einleitung und Aufgabenstellung

Die stetige Zunahme des weltweiten Verkehrs führt zum globalen Anstieg der ausgestoßenen Abgase. Um die daraus resultierenden Belastungen für Mensch und Umwelt zu reduzieren, müssen Maßnahmen ergriffen werden, die den Abgasausstoß und vor allem den Schadstoffanteil im Abgas vermindern. Um dieses Ziel zu erreichen, wurden Emissionsgrenzwerte für Fahrzeuge eingeführt und in den letzten Jahren kontinuierlich verschärft. Am Beispiel der Abgasgrenzwerte für Ottomotoren gibt Tab. 1.1 einen Überblick zur Entwicklung in der Europäischen Union. Ähnliche Verschärfungen gelten auch für Dieselmotoren.

Tab. 1.1 Abgasgrenzwerte für Ottomotoren in Europa (PKW)

Schadstoff	Euro 1 ab 01.06.1992	Euro 2 ab 01.01.1996	Euro 3 ab 01.01.2000	Euro 4 ab 01.01.2005	Euro 5* ab 01.09.2009
CO	3,16 g/km	2,2 g/km	2,3 g/km	1,0 g/km	1,0 g/km
(HC+NO _x)	1,13 g/km	0,5 g/km			
NO _x			0,15 g/km	0,08 g/km	0,06 g/km
HC			0,2 g/km	0,1 g/km	0,075 g/km

* geplante Grenzwerte

Um die gesetzlichen Abgasvorschriften zu erfüllen, sind umfangreiche Maßnahmen im Fahrzeug nötig, von denen [1, 2] einen Überblick geben. So wird beispielsweise neben der katalytischen Nachbehandlung des Abgases versucht, auch die im Motor entstehenden Schadstoffe der Rohemissionen durch intelligente Brennverfahren und Motormanagement zu reduzieren. Es gilt, dass die reinigende Wirkung des Katalysators nur durch ein System aus Abgassenso-rik und dynamischer Rückkopplung auf die Motorsteuerung effektiv arbeiten kann.

Zur Erfüllung der gesetzlichen Abgasnormen muss neben der hohen Konvertierungsrate des Abgases im betriebswarmen Zustand auch das Verhalten des Katalysators beim Kaltstart berücksichtigt werden. Erst wenn der Katalysator eine bestimmte Mindesttemperatur besitzt, können die chemischen Reaktionen zur Umsetzung des Abgases ablaufen. Darum ist der Kaltstart die kritische Phase zur Erfüllung der Abgasnormen, da hier die Rohemissionen unkonvertiert bleiben und daraus der Großteil der Schadstoffe im Prüfzyklus resultieren. Deshalb konzentrieren sich eine Vielzahl von Maßnahmen auf die Verbesserung des Kaltstarts, wobei ein schnelles Aufheizen ermöglicht werden muss. Hierfür gibt es verschiedene Ansätze, wie z.B. elektrisch beheizte Katalysatoren, Kraftstoffbrenner, Abgasnachverbrennung oder die Zwischenspeicherung des Abgases bis Betriebsbereitschaft des Katalysators. Meist wird aber der Katalysator möglichst nah an den Motor positioniert, wodurch unnötige Wärmeverluste in den Vorrohren verhindert werden und ein schnelleres Aufheizen erzielt wird [3, 4].

Neben der Gastemperatur und Maßnahmen an der katalytischen Beschichtung ist das Kaltstartverhalten auch von den physikalisch thermodynamischen Eigenschaften des Trägers abhängig. So wird versucht, Katalysatorträger mit einer geringen thermischen Trägheit zu verwenden, um ein schnelleres Aufheizen zu ermöglichen. Wie in [5, 6] beschrieben, wird dies durch eine Erhöhung der Zelldichte und damit der Oberfläche erreicht, sowie durch Verwendung von Trägern mit geringer Folienstärke.

Weiterhin besteht die gesetzliche Forderung nach Einhaltung der Abgasvorschriften über immer längere Einsatzzeiten und damit die Notwendigkeit nach immer höheren Lebensdauern. So fordert beispielsweise die SULEV-Zertifizierung, der aktuellen Abgasnorm in Kalifornien, Einsatzzeiten von 15 Jahren oder 150.000 Meilen. Diesen stark gestiegenen Anforderungen an die Haltbarkeit des Katalysatorträgers steht die motornahe Positionierung entgegen, da hier die thermischen und mechanischen Anregungen steigen. Der Umstand einer verringerten Foliestärke bei erhöhter Zelldichte verschärft den Aspekt der Dauerhaltbarkeit noch.

Die heute geltenden Abgasnormen führen zu einer Mehrbelastung für den Katalysator. Dabei werden Metallträgersysteme sowohl in Diesel- als auch in Ottomotoren verwendet. Vorteile von Metallkatalysatoren liegen neben dem guten Ansprungsverhalten beim Kaltstart vor allem in der geringeren Baugröße, den günstigeren Abgasgedrücken und der geringeren Vibrationsempfindlichkeit im Vergleich zu Keramik-katalysatoren [7]. Zudem haben Metallträger weitere Gestaltungsfreiheitsgrade, was zur Formung turbulenter Strömungen im Träger und damit zur besseren Konvertierung genutzt werden kann [8, 9]. Diesen Vorteilen von Katalysatorträgern aus Metall im Vergleich zu Keramik stehen Problemen der Festigkeit und Lebensdauer gegenüber. Deshalb besteht der Bedarf nach einer Methode, das Festigkeitsverhalten des Trägers schnell und sicher zu analysieren.

Aufgabenstellung

Für den effektiven Einsatz von Metallkatalysatoren ist es notwendig, die Betriebsfestigkeit des Trägers sicherzustellen. Das bisherige Vorgehen zur Haltbarkeitsauslegung sind Bauteiluntersuchungen am Motorenprüfstand, die aber sehr zeitaufwendig und teuer sind. Dies kann bei der Serienentwicklung der Fahrzeuge zu Verzögerungen führen. Um diesen Missstand zu beseitigen, wird versucht mit numerischen Methoden den Katalysator zu beschreiben. Auf Grund des feingliedrigen Aufbaus des Katalysators entstehen aber so große und damit unpraktische FE-Modelle, dass auch hierdurch kaum Beiträge zur serienbegleitenden Entwicklung des Fahrzeugs zu erwarten sind.

Ziel der Arbeit ist es daher, geeignete numerische Berechnungsverfahren auf Basis des kommerziellen FE-Programms ABAQUS zu entwickeln, mit denen eine beschleunigte Festigkeitsanalyse durchführbar ist. Dies ist bisher nicht möglich. Weiterhin problematisch ist der Umstand, dass Höhe und Zusammenspiel der im Katalysator wirkenden Kräfte weitgehend unbekannt sind. Diese sollen daher für die FE-Berechnungen bestimmt werden. In Anwendung der Berechnung soll das Verhalten des Katalysators unter Einsatzbedingungen untersucht werden. Dadurch sollen Hinweise auf den Schädigungsmechanismus und damit Erkenntnisse für eine verbesserte Auslegung gewonnen werden.

Aus der Aufgabenstellung erwächst die Gliederung der Arbeit in verschiedene Abschnitte. Zuerst sollen anhand von Schadensbildern Informationen zu den relevanten Belastungen im Katalysator gesammelt und Erkenntnisse über den Aufbau des späteren FE-Modells gewonnen werden. Im Weiteren werden die auf den Katalysator einwirkenden Kräfte gemessen. In einem dritten Abschnitt sollen Berechnungsmodelle entwickelt werden, mit denen die Spannungen unter thermozyklischer Beanspruchung beschleunigt ermittelt werden können. Dabei sollen sich die zu entwickelnden Berechnungsmodelle durch kurze Modellier- und Berechnungsdauern auszeichnen; ebenso durch eine hohe Genauigkeit. Ein ebenfalls wichtiger Aspekt der Arbeit ist die Anwendung der entwickelten Berechnungsmodelle am Beispiel des Fahrzeugeinsatzes, um Erkenntnisse bezüglich des Festigkeitsverhaltens und der Katalysatorauslegung zu erhalten.

2 Katalysatorschäden durch Belastungen im Fahrzeugeinsatz

Das vorliegende Kapitel soll einen Überblick über die im Katalysator wirkenden Kräfte geben, um Rückschlüsse auf die zu wählenden Randbedingungen bei der rechen-technischen Festigkeitsanalyse zu gewinnen. Hierbei sollen zunächst anhand von Schadensbildern die relevanten Einflussparameter für die Dauerhaltbarkeit ermittelt werden. Dabei konnte in dieser Arbeit auf die bei der VOLKSWAGEN AG erfassten Schadensfälle zurückgegriffen werden. Mit der Erkenntnis, wodurch Belastungen im Katalysator auftreten und wie die Schädigung voranschreitet, kann entschieden werden, welche Kräfte messtechnisch erfasst werden müssen, um spätere Berechnungen durchzuführen. Besonderer Vorteil der Auswertung von Schadensfällen bietet die Möglichkeit spätere Berechnungsergebnisse mit den Schadensbildern zu verifizieren.

Die Schadensfallauswertung soll weiterhin bei der Detektion der unterschiedlich stark belasteten Regionen im Katalysator helfen. Dies liefert Hinweise für den Aufbau des späteren Berechnungsmodells, wobei stark belastete Regionen höher aufgelöst werden müssen als niedrig belastete. Mit der Orientierung an den realen Gegebenheiten können Modellgrößen bei der FE-Berechnung optimiert bzw. Rechenzeiten gespart werden.

Für das Verständnis der Schadensursachen ist die heute übliche motornahe Positionierung des Katalysators zu berücksichtigen, wodurch höhere thermische und mechanische Kräfte wirken als in der früher üblichen Unterbodenposition. Angaben zu möglichen Schädigungsursachen im Katalysator werden z.B. in [10] gemacht:

- Temperatur: Durch Maximaltemperaturen und sich schnell ändernde Temperaturen beim Fahrbetrieb kommt es zu thermischen Wechselbelastungen. Dabei sind aber auch die maximalen positiven und negativen Temperaturtransienten von Bedeutung [11].
- Vibrationen: Durch hohe Beschleunigungen des vom Motor angeregten Katalysators treten zusätzliche Kräfte auf.
- Strömungsverteilung: Durch eine ungleichmäßige Anströmung des Katalysators mit Abgas entstehen ungleichmäßige Belastungen.

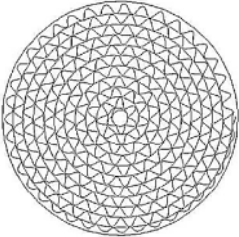
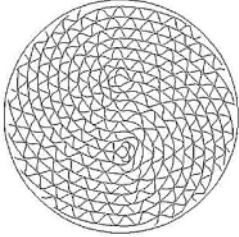
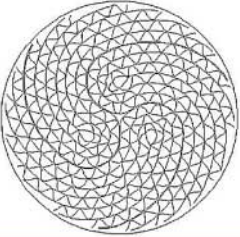
Da in der Literatur die Ursachen der Katalysatorschädigung uneinheitlich beschrieben sind bzw. die Einflussfaktoren für den Schadensverlauf unterschiedlich gewichtet werden, sollen hier die wichtigsten Schadensbilder vorgestellt werden.

2.1 Aufbau des Katalysators

Die wichtigsten Bestandteile des Katalysators sind die vom Abgas durchströmte Matrix und der diese umhüllende Mantel. Die Matrix besteht wiederum aus dünnen Metallfolien mit einer Dicke von 20 bis 100 μm , die abwechselnd glatt und sinusförmig gewellt übereinander gelegt werden. Dadurch entstehen die charakteristischen Abgaskanäle. Durch Variation der Größe der gewellten Folienlage kann die Zelldichte beeinflusst werden.

Die übereinander liegenden Well- und Glattlagen werden beim Herstellungsprozess zu Folienpaketen zusammengestellt und um einen oder mehrere Dorne gelegt und aufgewickelt. Dadurch lassen sich unterschiedliche Wickeldesigns einstellen. Tab. 2.1 gibt einen Überblick über die wichtigsten Designvarianten.

Tab. 2.1 Übersicht verschiedener Wickeldesigns

Spiral-Design	S-Design	SM-Design
 <p data-bbox="188 584 560 651">Spiralförmige Wicklung um einen zentralen Wickeldorn</p>	 <p data-bbox="600 584 978 651">S-förmige Wicklung um zwei dezentrale Wickeldorne</p>	 <p data-bbox="1015 584 1358 651">Tropfenförmige Wicklung um drei dezentrale Dorne</p>

Als Weiterentwicklungen zum Spiraldesign wird mit der S- und SM-Wicklung versucht, der Matrix zusätzliche Bewegungsfreiheit bei thermischer Beanspruchung zu verschaffen. Kommt es infolge Erhitzung zur Ausdehnung der Folienlagen in Richtung Mitte, so haben sie das Bestreben sich entsprechend ihrer Wickelrichtung weiter einzudrehen. Durch diese zusätzliche Bewegungsmöglichkeit soll die Matrix flexibler werden und die Belastungen bei Temperaturänderungen reduzieren.

Um die Folienlagen auch untereinander dauerhaft zu verbinden, werden die Berührungsstellen der Well- und Glattlagen miteinander verlötet. Oftmals erfolgt die Verlotung nicht über die gesamte Länge, sondern nur in bestimmten Regionen (z.B. am Gaseinlass). Die Anbindung der Folien zum Mantel erfolgt ebenfalls über Verlotungen entlang des gesamten Mantels oder nur in Teilregionen. Weiterführende Untersuchungen zum Lotdesign finden sich beispielsweise in [12].

Der Träger wird anschließend mit dem so genannten Washcoat beschichtet, einer porösen keramischen Oxidmischung aus Al_2O_3 , CeO_2 , etc., wodurch sich die innere Oberfläche im Träger enorm vergrößert. Auf diese Beschichtung werden dann die eigentlich katalytisch wirksamen Metalle Platin, Palladium und Rhodium aufgetragen, die eine Herabsetzung der Energieschwelle für die Oxidations- und Reduktionsvorgänge bewirken. Weitere Informationen zur Funktionsweise des Katalysators geben z.B. [13, 14].

2.2 Übersicht häufiger Schadensbilder

Während des Katalysatoreinsatzes treten typische Schadensbilder auf, mit denen auf die wirkenden Kräfte im Katalysator geschlossen werden kann. Dabei sind die Unterschiede zwischen den Schadensvarianten fließend. Jedoch sollen bei der Vorstellung der Katalysatorschäden nur diejenigen ausgewertet werden, die auf Grund regulärer Belastungen versagen. D.h., nicht betrachtet werden Schäden durch Applikationsfehler (Überhitzungen oder Kraftstoffschläge), zugesetzter Abgaskanäle (z.B. Verstopfung auf Grund von Verunreinigungen im Kraftstoff) oder Lötfehler innerhalb der Katalysatormatrix.

2.2.1 Randstauchung

Ein sehr häufiges Schadensbild ist die in Abb. 2.1 gezeigte Schädigung am Rand des Katalysators. Hierbei wird die Matrix gegen den Mantel gestaucht, wodurch es zur Deformation bzw. zum Bruch des Folienmaterials kommt. Die am höchsten beanspruchte Region ist hier der Rand am Gaseinlass (GE).

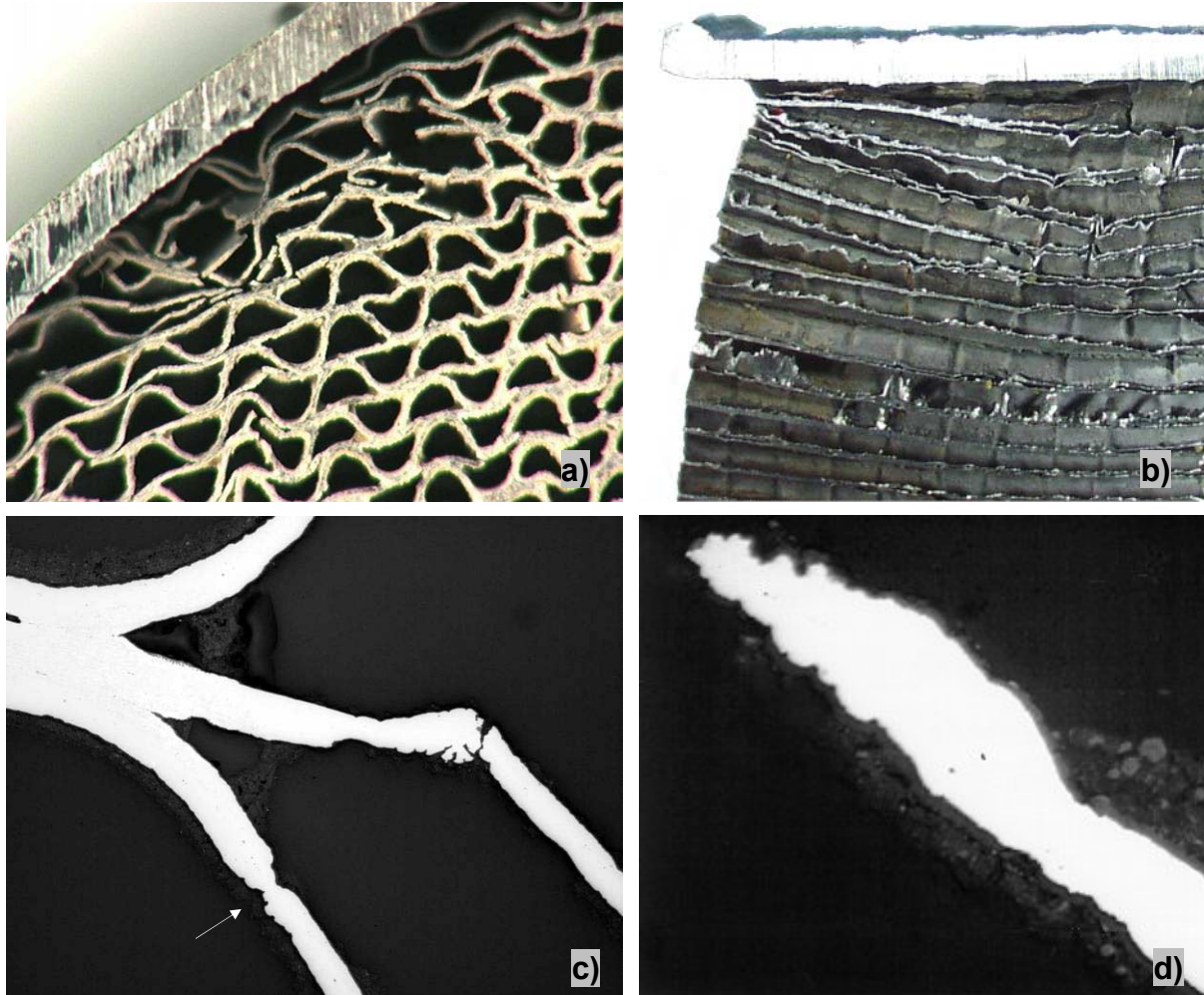


Abb. 2.1 Schädigungen im Bereich des Katalysatorrands a) Frontansicht (GE) b) Axialer Schnitt (GE) c) Einschnürung im randnahen Folienmaterial d) Folienbruch durch Einschnürung (randnah)

Ursache für diese Schädigung ist die ungleichmäßige thermische Aufheizung des Katalysators. Beim Kaltstart oder Lastwechsel im Fahrzustand heizen sich die dünnen Folien durch die direkte Anströmung mit Abgas viel schneller auf als der Mantel. Dieser ist durch die größere Wanddicke thermisch träger und wird zudem von der Außenluft gekühlt. Das führt zur hohen thermischen Ausdehnung der Matrix in radialer und axialer Richtung, die aber durch den Mantel begrenzt wird. Damit findet im Bereich der behinderten Ausdehnung eine Verformung statt, wodurch es zu den in Abb. 2.1 a) aufgeführten randnahen Stauchungen der Matrix kommt. Auch die axiale Ausdehnung der Matrix wird durch den Mantel behindert, wodurch es zum axialen Herausquellen der Matrix kommt und das in Abb. 2.1 b) gezeigte Ausbauchen verursacht. Durch das sogenannte „Teleskopieren“ der Matrix wird die Stauchung am Gaseinlass noch verstärkt. Die Wölbung am Gasauslass ist etwas geringer.

Die auf das Folienmaterial wirkenden Kräfte sind am Rand so hoch, dass es zu plastischen Verformungen kommen kann. Abb. 2.1 c) zeigt dies anhand einer Einschnürung im randgeschädigten Gebiet. Die plastischen Verformungen der Folien werden weiterhin durch den konisch zulaufenden Bruch einer Folie in Abb. 2.1 d) dargestellt. Dabei sind Brüche mit Einschnürungen ausschließlich am Rand zu finden, was ein Hinweis darauf ist, dass der Rand die am meisten belastete Region des Katalysators ist.

Durch thermische Wechselbelastung kommt es im Folienmaterial zu der Bruch auslösenden Wechselplastifizierung. Nachdem die Matrix bei der Ausdehnung gegen den Mantel gestaucht wurde, sind durch Lastwechsel Fahrzustände möglich, bei denen sich die Matrix wieder auf Temperaturen bis in den Bereich der Manteltemperatur abkühlt. Dadurch kommt die zuvor gestauchte Matrix unter Zug. Auf Grund des hohen Belastungsniveaus treten am Matrixrand Ermüdungsbrüche im Bereich des Low Cycle Fatigue (LCF) auf.

2.2.2 Matrixbrüche

Ein weiteres im Katalysator zu beobachtendes Schädigungsbild sind Brüche des Folienmaterials entlang der gesamten Stirnseite am Gaseinlass. Dies wird in den Schliffbildern Abb. 2.2 verdeutlicht. Demnach ist die Stirnseite ebenfalls eine kritische Region für die Haltbarkeit.

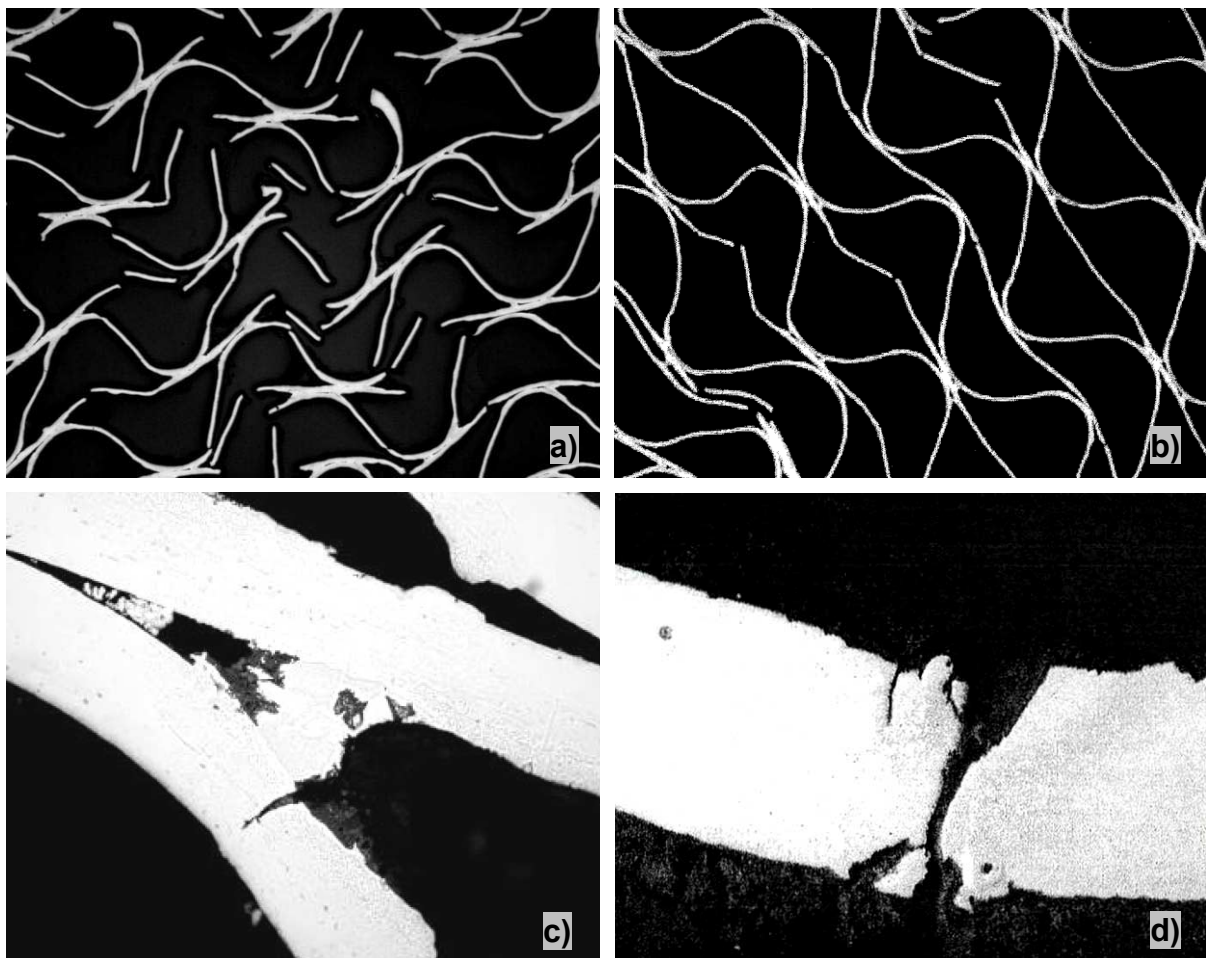


Abb. 2.2 Matrixbrüche am Gaseinlass a) Randnah b) Mittig c), d) Ermüdungsrisse

Die bisher diskutierte Dehnungsbehinderung des Mantels bewirkt am Rand hohe Spannungen. Die Tatsache, dass auch Folien in der Mitte der Stirnseite brechen, zeigt, dass darüber hinaus noch weitere Kräfte wirken. Wie Abb. 2.2 c) und d) verdeutlichen, treten in der Mitte des Gaseinlasses Ermüdungsrisse auf, wobei es keine Hinweise auf starke Plastifizierungen gibt. Als Ursache der Schäden können starke thermische Wechselbelastungen gesehen werden, die auf der Stirnseite besonders hoch sind. Denn hier trifft das unterschiedlich heiße Abgas zuerst auf und führt zu spannungsverursachenden Temperaturunterschieden im Vergleich zum hinteren Matrixkörper. Dies ist bedingt durch die Wirkung des Katalysators als Wärmespeicher, womit auftretende Temperaturspitzen bei der axialen Durchströmung weitgehend abgebaut werden. Hinzu kommt die frontseitige Ausbildung der Einlaufströmung in die Abgaskanäle, wodurch ein sehr intensiver Wärmetausch zum Folienmaterial stattfindet. Damit folgt der Matrixfrontbereich bei sich plötzlich ändernden Lastzuständen viel schneller den Temperaturen. Als Folge entstehen hohe axiale Temperaturgradienten und damit Spannungen. Die zyklische Wechselbelastung der Fahrdynamik führt dann zu Ermüdungen.

Allerdings kommt es am Gaseinlass der Matrix zu lokal unterschiedlichen Häufungen an Brüchen, wie der Vergleich einer Mitten- und Randregion in Abb. 2.2 a) und b) zeigt. Trotz der strömungsbedingten höheren Schwankungen der Gastemperaturen in der Mitte des Katalysators treten hier weniger Brüche auf und deuten ein insgesamt niedrigeres Beanspruchungsniveau an. Denn infolge der beschriebenen Effekte der Randstauchung nehmen die Belastungen zum Rand zu und führen hier zu einer höheren Bruchzahl. Auffällig ist weiterhin, dass unabhängig vom Schädigungsort zuerst die Glattlagen brechen. Bei weiterer Belastung brechen dann die Welllagen, was Vergleiche an unterschiedlich stark geschädigten Katalysatoren zeigen. Der Grund hierfür liegt im unterschiedlichen Verformungsvermögen von Well- und Glattlagen. So hat die Welllage bei Belastung die Möglichkeit, durch Deformation Spannungen abzubauen. Dies ist bei der Glattlage nicht möglich.

2.2.3 Matrixablösung

Abb. 2.3 verdeutlicht ein weiteres Schadensbild. Hier löst sich die Matrix auf der kompletten Länge vom Mantel ab. Durch den Druck des anströmenden Abgases wird die Matrix nach hinten gedrückt und kann durch Verkeilung im Auslasstrichter sekundäre Schäden bewirken.

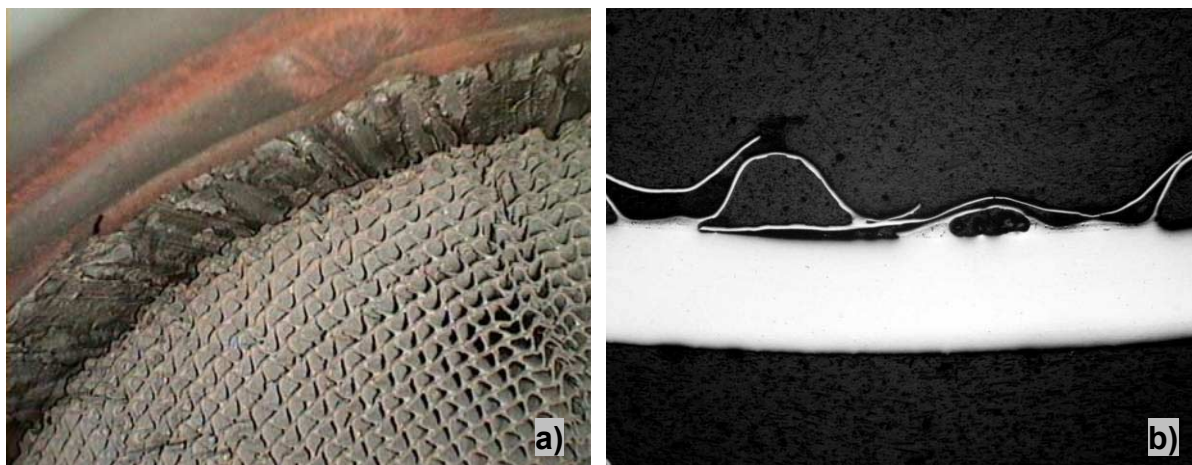


Abb. 2.3 Matrix-Mantel-Ablösung a) Abgerutschte Matrix b) Mantel mit abgetrennter Matrix

Das komplexe Schadensbild der Matrixablösung muss als Folge der beschriebenen Schädigungen der Randstauchung bzw. der Ermüdungsbrüche gesehen werden. Dadurch entstehen am Rand des Katalysators und über die gesamte Länge durch Überlastungen und durch thermische Wechselbelastungen zahlreiche Brüche bzw. Folienanrisse. Unklar ist, ob die finale Schädigung des Matrixabrutschens allein durch die thermische Beanspruchung hervorgerufen werden kann oder ob weitere Belastungsfaktoren eine Rolle spielen. Zu berücksichtigen ist, dass durch die motornahe Platzierung des Katalysators die Schwingbelastung sehr hoch ist. So werden in der Literatur Schwingungen als weitere Ursache für Katalysatorschäden genannt [10, 11]. Dies führt dazu, dass im vorgeschädigten Katalysator eine immer geringer werdende Anzahl an Folien eine Verbindung zwischen dem vibrierenden Mantel und der träge mit-schwingenden Matrix herstellen. Einerseits steigen hiermit die Belastungen auf die noch intakten Anbindungen. Andererseits kommt es durch die Schwingungsbelastung in den bereits rissbehafteten Folien zum Ermüdungsrisswachstum. Infolgedessen versagt allmählich die gesamte Matrix-Mantel-Anbindung, was bis zum beschriebenen Abrutschen der Matrix führt.

Die in Abb. 2.3 b) gezeigte Matrix-Mantel-Trennung folgt aus der Überlagerung aller Beanspruchungen bzw. Schädigungskomponenten. Hauptbeitrag liefert die thermische Belastung. Aber auch eine Lebensdauer verkürzende Komponente durch die Schwingbelastung ist zu vermuten.

2.2.4 Korrosion

Der Katalysator besteht aus hochtemperaturbeständigen Stählen. Speziell besteht das Folienmaterial aus der Legierung X8 CrAl 20-5 (1.4767) und weist einen hohen Aluminiumgehalt auf. Beim Einsatz des Werkstoffs im Katalysator bildet sich auf der Oberfläche des Folienmaterials durch Oxidation des legierten Aluminiums eine wenige μm dicke Al_2O_3 -Schutzschicht aus (Gesamtfoliendicke: 50 μm). Diese in Abb. 2.4 a) gezeigte Oxidschicht, die eine Hochtemperaturkorrosionsfestigkeit bis 1100 °C bewirkt, erneuert sich permanent. Dadurch werden auch abplatzende Oxidschichten schnell erneuert bzw. neu gebildete Oberflächen schnell verschlossen [15]. Trotz der Hochtemperaturbeständigkeit des Folienwerkstoffs lassen sich aber verschiedene Korrosionsschäden ausmachen.

Abb. 2.4 b) zeigt ein Beispiel für Heißgaskorrosion am Folienmaterial, was zu einer aufgerauten Oberfläche mit gleichzeitig veränderten Folienquerschnitten führt. Dies wirkt sich negativ auf die Lebensdauer aus, da aus der korrosiven Oberflächenaufrauung eine Risskeimbildung folgt. Darüber hinaus kommt es durch die oberflächliche Verzunderung zu einer Reduzierung des kräfteübertragenden Querschnitts der Folie und damit zu Instabilität bzw. zu Überlastungen.

Unter dem Aspekt der Lebensdauer ist auch die in Abb. 2.4 c) dargestellte korrosive Schädigung von Lötwickeln zu sehen. Durch das einwirkende Abgas wird das Lot geschädigt. Dies erzeugt einerseits Risskeime, andererseits wirkt der Verlust des Lotes zwischen den Folien bzw. zwischen der Matrix-Mantel-Anbindung stabilitätsmindernd.

Einen Extremfall der Heißgaskorrosion zeigt die in Abb. 2.4 d) dargestellte Verzunderung des Folienmaterials. Diese tritt allerdings nur nach sehr langer Korrosionsbelastung auf und ist

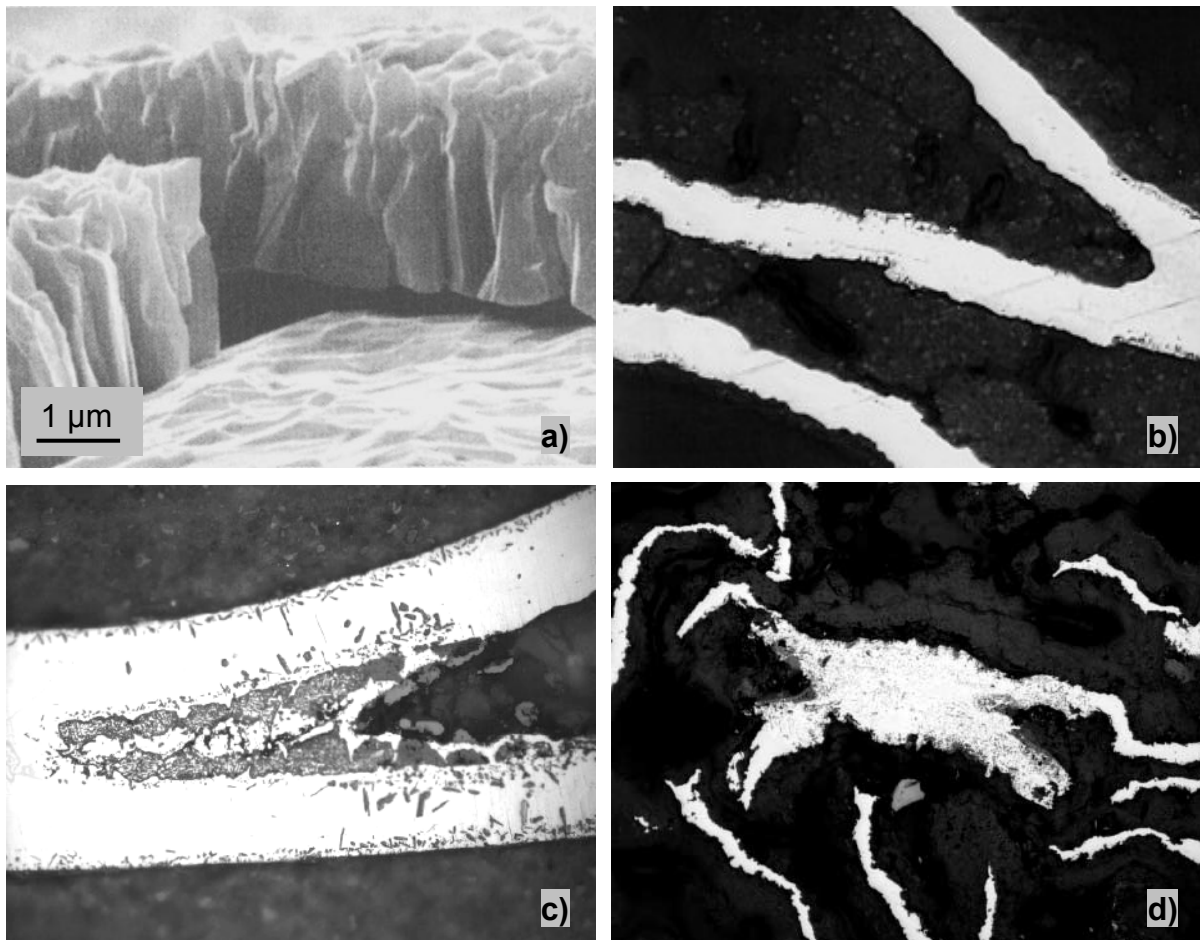


Abb. 2.4 Korrosion a) Oxidschicht nach 100 h Oxidation, REM [16] b) Heißgaskorrosion am Folienmaterial c) Korrosion im Lötgut d) Starke Verzunderung des Folienmaterials

mit einer Massezunahme verbunden. Der Schutz des Folienmaterials ist abhängig vom Reservoir an Aluminium, das sich jedoch durch kontinuierliche Oxidation verbraucht. Beim Überschreiten der so genannten Durchbruchoxidation ist nur noch so wenig Aluminium vorhanden, dass die Al_2O_3 -Schutzschicht nicht mehr ausgebildet wird. Damit oxidieren auch die anderen Elemente des Folienwerkstoffs. Die rasche Verzunderung führt dann zu der gezeigten Aufdickung, verbunden mit einem rapiden Massezuwachs [17].

2.2.5 Zellumklappung

Ein weiteres Beispiel für eine mögliche Schädigung ist die in Abb. 2.5 dargestellte Zellumklappung am Gaseinlass des Katalysators. Unter bestimmten Umständen, die meist durch eine ungünstige Applikation des Motors begünstigt werden, kommt es zu einem Umklappen der Frontbereiche der Einlasskanäle. Als Ursache kann eine Thermoschockbeanspruchung durch überhitztes Abgas angenommen werden. Diese tritt beispielsweise bei Schaltvorgängen auf, da beim Gangwechsel zur Schonung des Getriebes und für ein ruckfreies Einkuppeln kurzfristig das Drehmoment des Motors zurückgenommen wird. Hierfür wird der Zündzeitpunkt verzögert, worauf die Verbrennung so spät stattfindet, dass sich das Auslassventil bereits öffnet, noch bevor die Verbrennung vollständig abgeschlossen ist. Dadurch verringern sich einerseits der auf den Kolben übertragene Verbrennungsdruck und damit das Drehmoment, andererseits

wird ein Teil der Verbrennung in den Abgastrakt verlagert. Dadurch trifft kurzzeitig Abgas mit hoher Temperatur auf die Katalysatorstirnseite und führt zum Thermoschock. Bei diesem nur ca. eine Sekunde anhaltenden Ereignis sind speziell die Folienkanten am Gaseinlass betroffen, wobei Abb. 2.5 die dabei auftretenden Werkstoffschäden verdeutlicht.

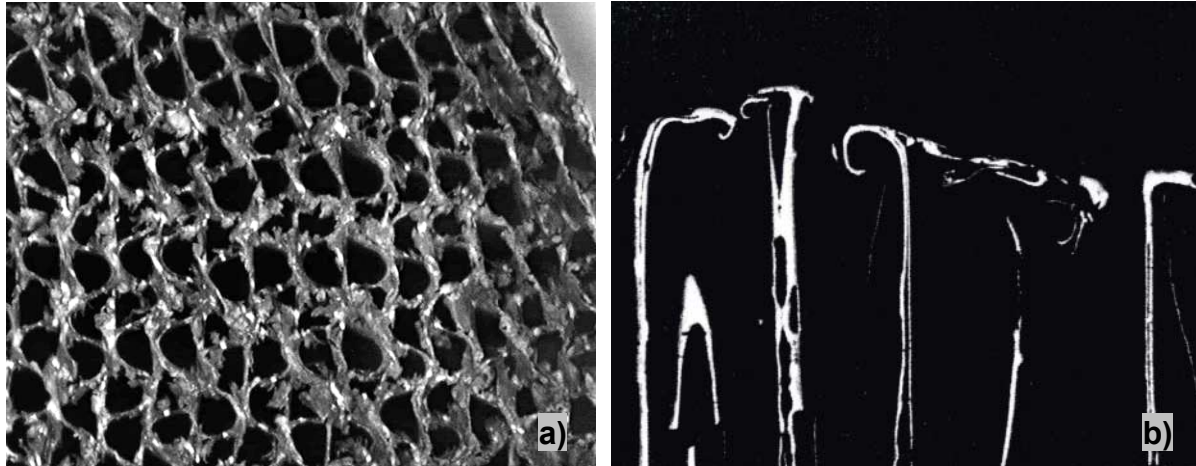


Abb. 2.5 Zellumklappungen a) Gaseinlass b) Axialschnitt ausgehend vom Gaseinlass

Infolge der Temperatureinwirkung treten hohe thermische Spannungen auf. Dadurch kommt es zu einer großen Zahl von Einrissen der Folienkante mit Risslängen bis in den Millimeterbereich. Liegen zwei Risse genügend dicht nebeneinander, so wird das dazwischen liegende Folienmaterial durch den Druck des anströmenden Abgases zur Seite gedrückt. So werden nach und nach Folien der Abgaskanäle umgeklappt und bilden die im Axialschnitt der Abb. 2.5 b) dargestellten Schäden. Dass die dabei dargestellten Zellen mit derselben Häufigkeit nach links und rechts umknicken, deutet auf das Fehlen einer Vorzugsrichtung des anströmenden Abgases hin. Die Ausbildung konstanter Wirbel an bestimmten Stellen, die in der Literatur z.B. für Matrixausbrüche infolge lokaler Überlastungen verantwortlich gemacht werden [18], kann somit nicht bestätigt werden.

2.2.6 Lokale Überlastung

Abb. 2.6 zeigt an einem Beispiel die Zuordnung zwischen hoch belasteter Region und Schadensfall. Die mittels einer Strömungsberechnung für den Nennleistungsbetrieb ermittelten Strömungsstrukturen zeigen die Regionen, in denen besonders viel Abgas auf den Katalysator trifft. Genau in diesen Regionen sind auch größere Schädigungen wie Matrixausbrüche zu erkennen. Begründet werden kann das Schadensbild durch lokal begrenzte hohe thermozyklische Belastungen. Die Bündelung des Abgasmassenstroms auf eine bestimmte Region führt hier zu besonders hohen Temperaturen. Hinzu kommt, dass diese stark durchströmten Bereiche bei Fahrzustands- und damit Abgastemperaturänderungen auch besonders schnell die neue Temperatur annehmen. Dadurch herrscht hier eine erhöhte Wechselbelastung und damit Ermüdung vor. Zu berücksichtigen ist, dass bei hohen Temperaturen auch besonders niedrige Materialkennwerte vorliegen. Infolge der ungleichmäßigen Anströmung und damit ungleichmäßigen Temperaturverteilung tritt ein Temperaturgradient auf, der zusätzliche thermische Spannungen und damit Belastungen verursacht.

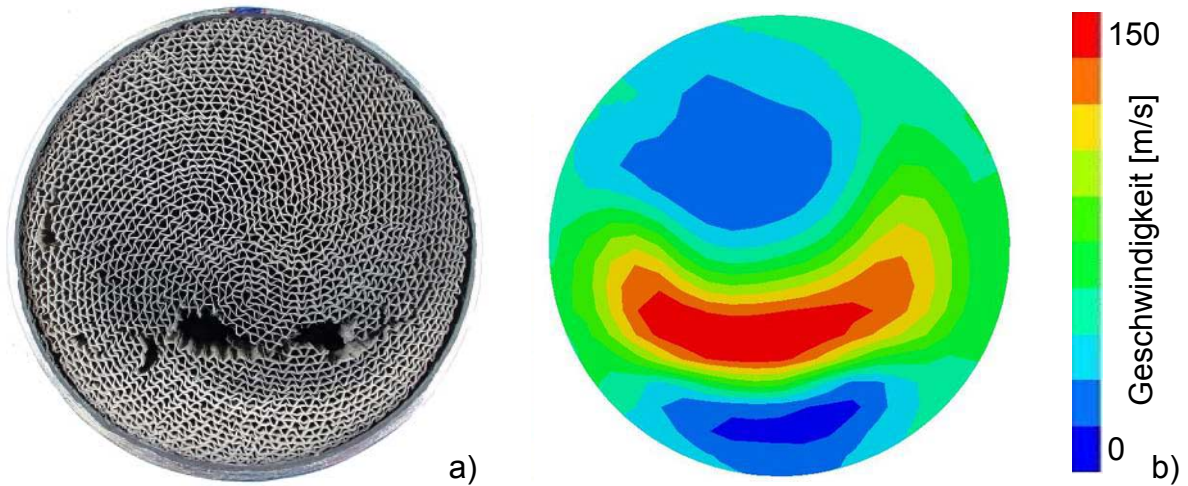


Abb. 2.6 Lokale Überlastung a) Matrixausbrüche b) Zugehörige Strömungsberechnungen für Zyl. 12

Ein weiterer Faktor für das punktuelle Versagen sind die mit der hohen Strömungsgeschwindigkeit einhergehenden größeren Strömungskräfte, die durch höhere mechanische Beanspruchungen niedrigere Lebensdauern bewirken. Damit ist ein Zusammenspiel aus erhöhter Temperatur, erhöhten Wechselbelastungen und erhöhten mechanischen Beanspruchungen ursächlich für das Schadensbild in Abb. 2.6 verantwortlich.

2.2.7 Schädigungsverteilung

Durch die Auswertung der Schadensbilder ist eine Bestimmung der hoch belasteten Regionen im Katalysator möglich. Lokalisiert werden können die kritischen Regionen am Rand (Randstauchung, Matrixabrutschen), was hauptsächlich durch die thermisch bedingte Stauchung der heißeren Matrix gegen den Mantel verursacht wird. Dabei kommt es infolge des Teleskopierens am randnahen Gasein- und -auslass zu größeren Deformationen. Am Gaseinlass werden durch Zellumklappung Matrixbrüche und lokale Überlastungen weitere Schäden ausgelöst. Ein Schema der am meisten beanspruchten Bereiche ist in Abb. 2.7 am Beispiel eines längs geschnittenen Katalysators verdeutlicht. Zu erkennen ist, dass der weitaus größte Teil des Katalysators als unkritisch einzuschätzen ist (grüner Bereich). Dies gibt Erkenntnisse für den Aufbau des FE-Modells, wobei sich die Elementdichte an den Belastungen orientieren kann.

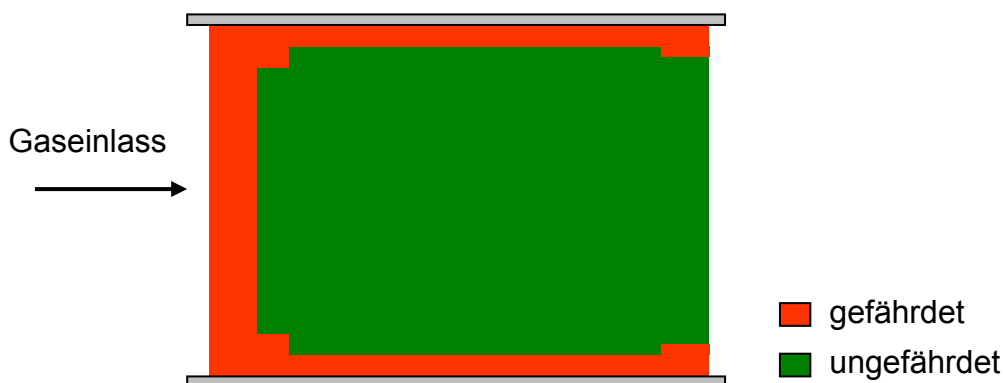


Abb. 2.7 Schematische Darstellung der Schädigungsverteilung im längs geschnittenen Katalysator

3 Messung der Belastungsgrößen im Katalysator

Die im vorangegangenen Kapitel betrachteten Zusammenhänge geben Hinweise darauf, wie der Katalysator im Betriebszustand geschädigt wird. Als wichtigste Einflussgröße bezüglich der Festigkeit konnte die Temperatur herausgearbeitet werden. Aber auch die Vibrationsbelastung und die Abgasströmung können eine gewisse Rolle spielen. Diese Belastungsgrößen sollen messtechnisch erfasst werden und einen wirklichen Bezug zu den realen Bedingungen im Katalysator herstellen. Die so aufgenommenen Messdaten sind dann direkte Eingangsgrößen für die späteren FE-Simulationen. Dabei sind alle Messungen in den verschiedenen Abteilungen der Motorenentwicklung bei der VOLKSWAGEN AG durchgeführt worden.

3.1 Definition eines Katalysators

Für die zu messenden Eingangsgrößen der Festigkeitsberechnungen müssen zuvor die Systemgrenzen definiert werden. D.h., die Untersuchungen sollen hier an dem in Abb. 3.1 dargestellten direkteinspritzenden 4-Zylinder Ottomotor durchgeführt werden, der bei VOLKSWAGEN in großer Stückzahl produziert wird. Hierbei handelt es sich um ein System mit motornaher Katalysatoranordnung. Die zur Messung genutzte Konfiguration des Motors, Krümmers, Katalysators, Bedatung des Steuergeräts etc. entspricht komplett dem Serienstand und ist damit für verschiedene Messungen leicht verfügbar. Für die Untersuchungen im Fahrzeug wurde darüber hinaus noch das entsprechende Fahrzeug und Getriebe definiert. Diese Einheit der beschriebenen Komponenten, die letztlich stark vom verwendeten Motor bestimmt wird, soll im weiteren Verlauf der Arbeit als Referenzmotor bezeichnet werden.

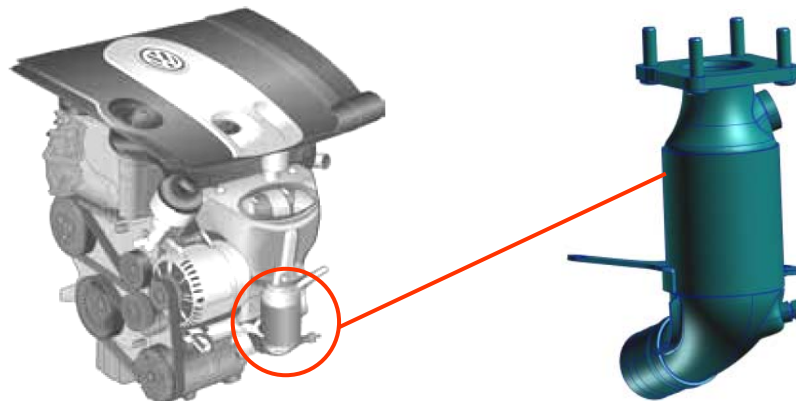


Abb. 3.1 Referenzmotor, 4-Zylinder Ottomotor mit motornahem Katalysator

Der Katalysator ist beim gewählten Motor in der für Metallträger häufigen SM-Wicklung ausgeführt und hat eine Folienstärke von 65 μm bei einer Zelldichte von 400 cpsi (400 Zellen pro Quadratzoll). Die Matrix-Matrix-Lötung, die eine Verbindung zwischen dem Folienmaterial herstellt, beschränkt sich auf eine mehrere Millimeter tiefe stirnseitige Verlötung. Die Matrix-Mantel-Lötung besteht aus zwei breiten Lötstreifen, die einen großen Bereich des Matrix-Mantel-Kontakts bedecken. Der konkrete Aufbau des in dieser Arbeit verwendeten Katalysators ist in Abb. 3.2 dargestellt und soll im Weiteren als Referenzkatalysator bezeichnet werden.

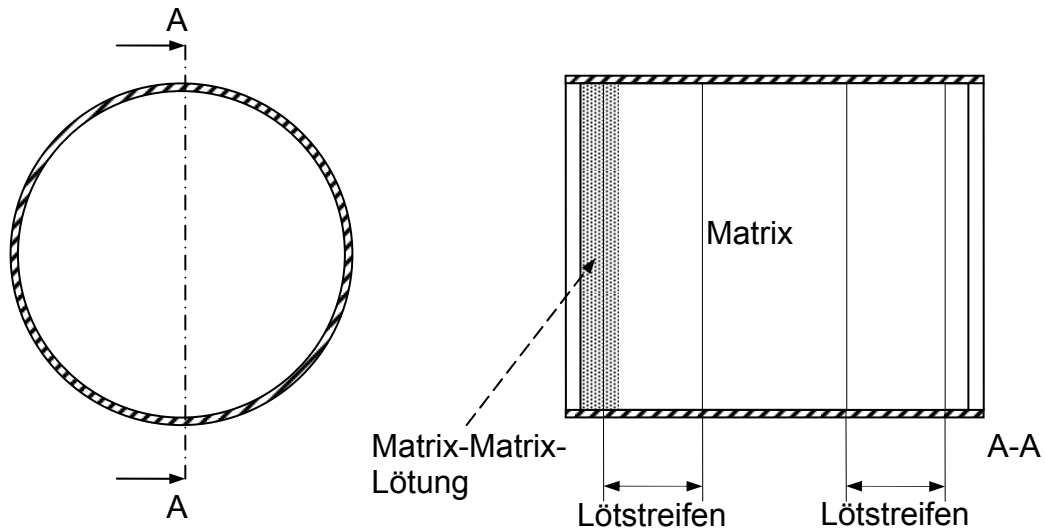


Abb. 3.2 Aufbau des für die Messungen verwendeten Referenzkatalysators

Mit dem beschriebenen Referenzmotor bzw. dem Referenzkatalysator können nun charakteristische Belastungen gemessen werden, mit denen die spätere methodische Entwicklung zur Vereinfachung der FE-Berechnungen durchgeführt wird.

3.2 Messung der Temperaturbelastung

Bei der Belastung des Katalysators ist nicht nur die räumliche Temperaturverteilung relevant, sondern auch deren zeitliche Veränderung. Jedoch finden die zeitlichen Veränderungen auf verschiedenen Skalen statt. Zum einen kommt es abhängig vom Fahrzustand zur Einstellung quasistationärer Temperaturen, die beim Fahrzustandswechsel allmählich eine neue Temperatur annehmen und vergleichsweise träge Änderungen darstellen. Diesbezügliche Messungen können mit Thermoelementen durchgeführt werden und beschreiben die Temperaturentwicklung über dem Fahrzyklus. Zum anderen kommt es zu schnellen Temperaturereignissen, die auf den Millisekundenbereich des Schaltvorgangs beschränkt sind. Diese Thermoschockbeanspruchung kann mit einer Thermographiekamera aufgezeichnet werden.

3.2.1 Temperaturentwicklung über dem Fahrzyklus

Die sich im Katalysator einstellende Temperatur ist abhängig vom Wärmeeintrag durch das Abgas, der Exothermie durch die katalytischen Reaktionen des Abgases und der Wärme, die der Katalysator durch Wärmeleitung und -strahlung an die Umgebung verliert. Dabei beeinflusst die Motorraumdurchströmung die Wärmeverluste an die Umgebung, weshalb nicht nur am Motorenprüfstand gemessen wurde, sondern auch im realen Fahrzeugfahrbetrieb.

Um die räumlichen und zeitlichen Temperaturveränderungen in der Matrix zu messen, wurden bei den Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit Thermoelemente mit 0,5 mm Durchmesser in den Katalysator appliziert. Diese drahtförmigen Elemente messen die Temperatur auf Grund eines temperaturabhängigen Widerstands und besitzen eine vergleichsweise geringe thermische Masse, womit sie sich zur Aufnahme der fahrzustandsbedingten Temperatur-

änderungen eignen. Die Thermoelemente werden von der Gasauslassseite her in die Abgaskanäle eingeführt und auf ihre Position geschoben. Um zu verhindern, dass die Elemente die Gastemperatur und nicht die Materialtemperatur messen, wurde anschließend der jeweilige Abgaskanal an der Gasauslassseite verschlossen. Zusätzlich wurden die Thermoelemente vorgespannt, so dass der temperaturonehmende Abschnitt auf dem Matrixwerkstoff aufliegt (Abb. 3.3 a). Um durch das Einbringen der Thermoelemente die Strömungsverhältnisse nicht zu beeinflussen, wurde deren Anzahl auf 64 begrenzt. Die Abtastung der analogen Temperatursignale erfolgt während der Versuchsdurchführung mit einer Frequenz von 4 Hz. Positioniert wurden die Thermoelemente entsprechend der Darstellung in Abb. 3.3 b).

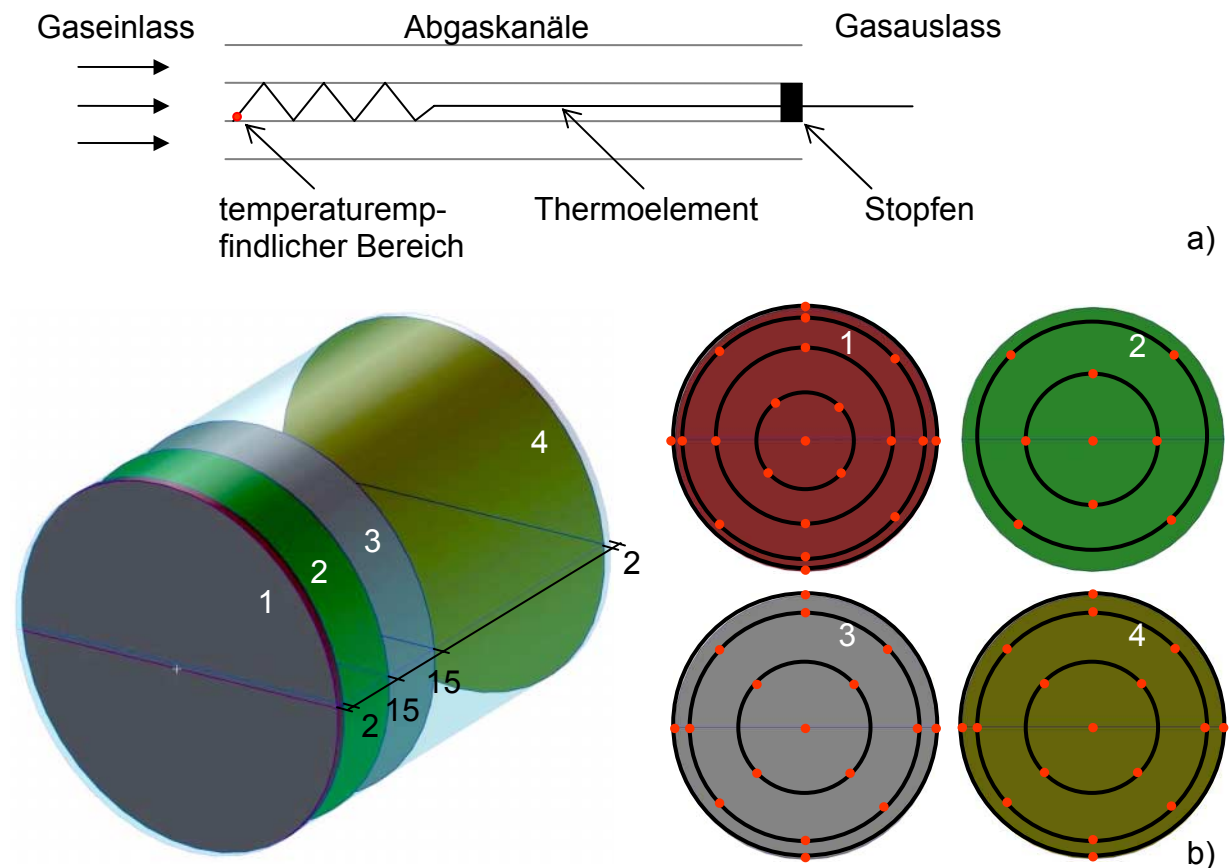


Abb. 3.3 Anordnung der Thermoelemente a) Prinzipdarstellung der eingebrachten Thermoelemente b) Position der Thermoelemente (temperaturoempfindlicher Bereich) auf vier verschiedenen Ebenen

Die Anordnung bzw. Anzahl der Thermoelemente in den einzelnen Regionen des Katalysators ist abhängig von den lokal zu erwartenden Temperaturveränderungen. Deshalb wurde in Bereichen, in denen hohe Temperaturunterschiede auftreten, mit einer höheren Elementdichte gearbeitet. So ist beispielsweise die Einstellung der axialen Temperaturverteilung von der Exothermie bestimmt. Diese ist aber in den einzelnen Regionen des Katalysators unterschiedlich intensiv. Reaktionen, die unter Beteiligung von H_2 , CO oder kurzkettigen Kohlenwasserstoffverbindungen stattfinden, sind schnelle Reaktionen und laufen im vorderen Drittel des Katalysators ab. Nur die langkettigen Kohlenwasserstoffe benötigen die gesamte Katalysatorlänge zur Konvertierung. Daher konzentriert sich der konvertierungsbedingte Energieeintrag des Abgases auf das vordere Drittel, wie Ergebnisse aus Vorversuchen belegen. Deshalb wurden im ersten Drittel des Katalysators drei Messebenen positioniert. Die vierte und letzte Ebene aus Thermoelementen befindet sich 2 mm vor dem Gasauslass.

Weiterhin kommt es durch die Abstrahlung über den Mantel zum Wärmeaustausch mit der Umgebung. Infolgedessen tritt ein hoher Temperaturabfall zum Rand hin auf. Zur Aufzeichnung dieses spannungsverursachenden Gradienten muss der Temperaturverlauf direkt am Matrix-Mantel-Kontakt und auf den ersten Millimetern der Matrix unter dem Mantel bestimmt werden. Wie Abb. 3.3 b) verdeutlicht, wurde deshalb in Richtung Rand mit einer erhöhten Thermoelementbestückung gearbeitet.

Zusätzlich wurde die Abgastemperatur 20 mm vor und nach dem Katalysatorträger gemessen und mit einem weiteren Thermoelement die Temperatur des Mantels. Untersuchungen nach [19, 20] zeigen, dass die Manteltemperatur am gesamten Katalysator nahezu gleich ist. Auch verändert sich die Manteltemperatur innerhalb wiederkehrender Prüfzyklen kaum.

Im Rahmen der Arbeit konnte mit dem so ausgestatteten Katalysator die Temperaturentwicklung bei beliebigen Fahrzustände untersucht werden. Dazu wurde der Katalysator für die mobile Messaufzeichnung in ein Fahrzeug eingebaut. Ergänzende Untersuchungen wurden weiterhin am Motorprüfstand durchgeführt. Dabei orientieren sich die verwendeten Fahrprofile an Untersuchungen nach [21], bei denen Prüfzyklen analysiert wurden, die einen Bezug zum Kundeneinsatz haben und trotzdem Extrempunkte für die Katalysatorbelastung beinhalten. Diese Fahrzyklen werden auch zur beschleunigten Prüfung bei Dauerlaufversuchen genutzt.

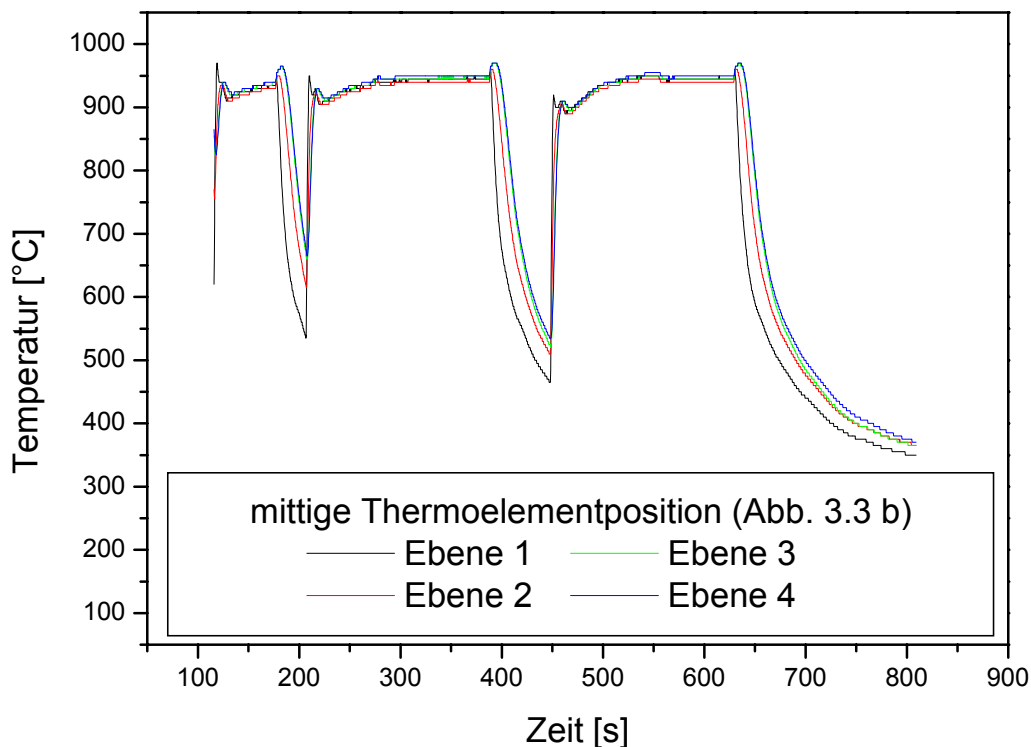


Abb. 3.4 Vollast-Schub-Test; Thermoelementposition in der Mitte der vier Ebenen aus Abb. 3.3 b)

Die in Abb. 3.4 dargestellten Kurvenverläufe zeigen anhand eines Beispiels die Temperaturinformation bei unterschiedlich langen Vollast- und Schubphasen an vier verschiedenen Stellen im Katalysator. Um die orts aufgelöste Temperaturinformation aufzuzeigen, sind jedoch Darstellungen von Kurvenverläufen ungeeignet. Deshalb wurde in Abb. 3.5 eine räumliche Beschreibung gewählt.

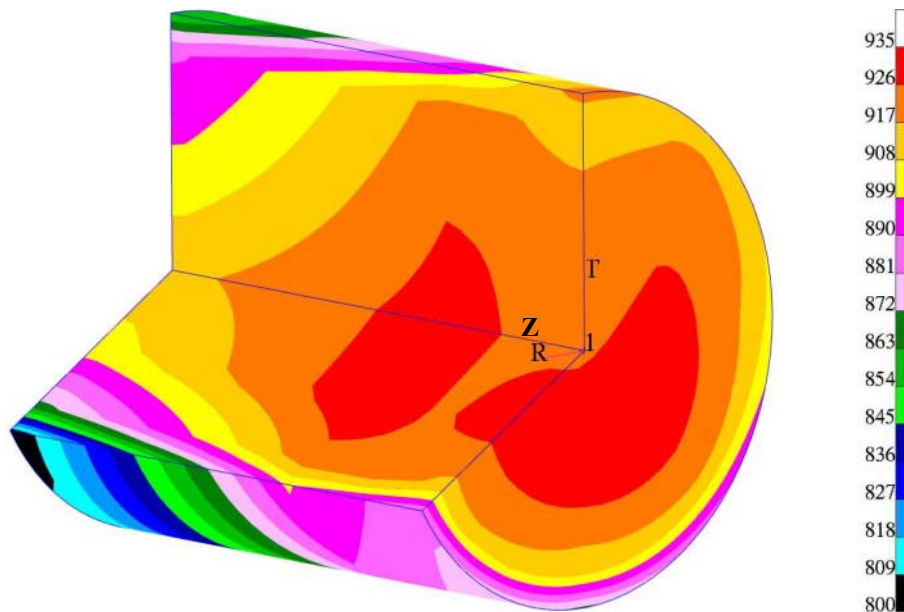


Abb. 3.5 Temperaturverteilung [°C] zu Beginn der Vollast am Beispiel eines Katalysatorschnitts

Wie in Abb. 3.5 verdeutlicht, ist mit der Messkampagne eine Temperrauflösung in hoher Genauigkeit möglich. Zu erkennen ist das beschriebene Verhalten der erhöhten Temperatur im vorderen Drittel und der Temperaturrückgang zum Rand. Auf Grund der relativ gleichmäßigen Strömungsverteilung im hier untersuchten Referenzkatalysator ist die Temperaturverteilung annähernd radialsymmetrisch. Starke axiale Temperaturveränderungen ergeben sich beim Wechsel des Fahrbetriebs, wobei ausgehend von der Stirnseite des Katalysators ein langsames Durchheizen bzw. Durchkühlen stattfindet. Literaturbeispiele für andere Temperaturverteilungen sind in [22, 23] zu finden.

3.2.2 Messung der Thermoschockbelastung

Die im vorangegangenen Abschnitt beschriebenen Temperaturmessungen sind geeignet, um relativ träge Temperaturveränderungen aufzuzeichnen, wie sie über einen Fahrzyklus auftreten. Für Thermoschockbeanspruchungen, die insbesondere durch kurzzeitige Temperaturspitzen beim Schaltvorgang ausgelöst werden, reagieren Thermolemente infolge ihrer zu hohen thermischen Masse nicht schnell genug. Um beim zu erwartenden Temperaturanstieg der Folien von bis zu 200 °C innerhalb einer Sekunde trotzdem den exakten Temperaturverlauf zu bestimmen, wurde im Rahmen der Arbeit die Katalysatorstirnseite mit einer Thermographiekamera vermessen. Verwendet wurde hierfür die Nahinfrarot-Thermographie, die im Wellenlängenbereich von 0,75-1,5 μm arbeitet. Ausgenutzt wird die Eigenschaft von Festkörpern thermische Strahlung zu emittieren. Dabei wird der kurze Wellenlängenbereich bevorzugt, da hier Einflüsse durch Störstrahlungen geringer sind. Die mit der Thermokamera gemessenen Intensitäten werden mittels einer vor der Messung aufgenommenen Kalibrierkurve den jeweiligen Temperaturen zugeordnet [24]. Dadurch werden Störeinflüsse entlang der optischen Weglänge vermieden und sehr genaue Temperaturbestimmungen möglich. Durch Transformation der flächig detektierten Infrarotstrahlung wird die Temperaturverteilung in ein sichtbares Bild umgewandelt, wodurch Videosequenzen bzw. der zeitliche Verlauf minimaler und maximaler Intensitäten aufgezeichnet werden kann. Den Prüfstands Aufbau des bereits etablierten Messverfahrens zeigt Abb. 3.6.

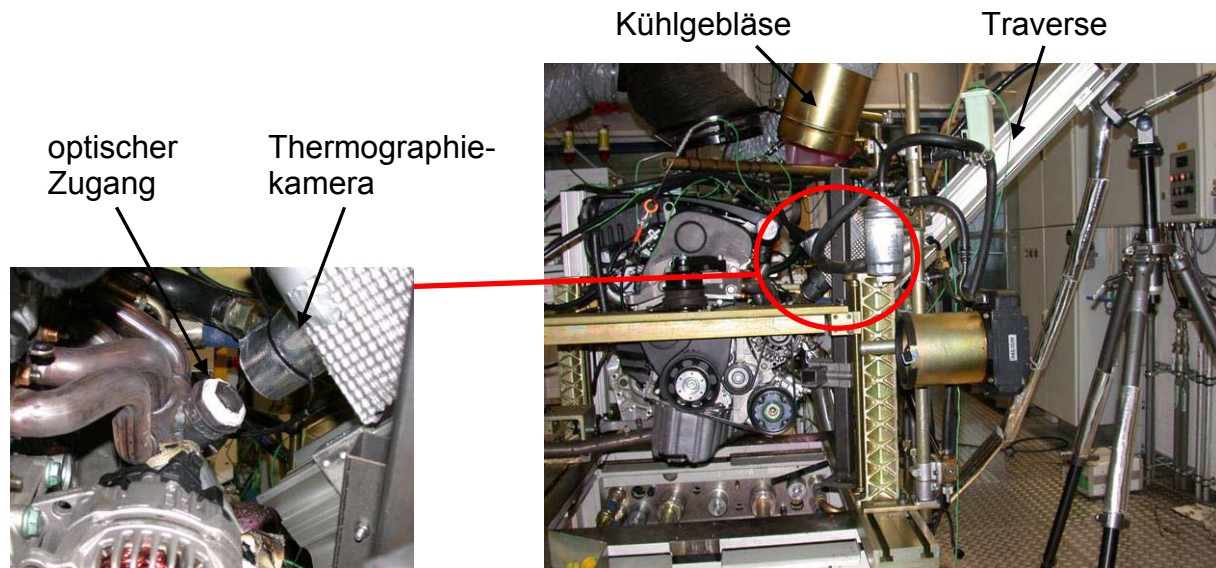


Abb. 3.6 Thermographieprüfstand zur Temperaturmessung auf der Katalysatorstirnseite [24]

Um die Messungen durchzuführen, ist ein optischer Zugang nötig. Ein solcher Zugang wird im Sammler des Abgaskrümmers bzw. im Einlasstrichter des Katalysators eingebracht, um Aufnahmen von der Katalysatorstirnseite zu realisieren. Der Messbereich der verwendeten Kamera liegt zwischen 600 und 1100 °C. Die Aufzeichnung erfolgt mit 50 Hz.

Plötzliche Temperaturänderungen können verschiedene Ursachen haben und beispielsweise durch katalytische Reaktionen infolge des Eintrags größerer Kohlenwasserstoffmengen in den Abgastrakt hervorgerufen werden [25]. Weitاً kritischer sind die Thermoschockbelastungen aber beim Schalten unter Vollast, die beim Katalysator eine messbare lebensdauerverkürzende Wirkung haben [26]. Die Auslösung des schaltbedingten Temperaturpeaks, die sowohl bei Fahrzeugen mit Handschalt- als auch Automatikgetrieben auftreten, wird in Abb. 3.7 erläutert. Im Ausschnitt des Diagramms ist ein Vollast-Schub-Hügel dargestellt, der mit der Thermokamera aufgezeichnet wurde. Deutlich zu erkennen sind die beim Schalten auftretenden Temperaturspitzen, wobei im großen Diagramm in Abb. 3.7 die dazugehörigen Motor- kenndaten aufgeführt sind.

Für die Situation am Referenzmotor mit dem dazugehörigen Handschaltgetriebe sollen nun die Vorgänge beschrieben werden, bei denen ein besonders großer Temperaturpeak ausgelöst wird. Im Beispiel befindet sich der Motor in der Vollast, wobei mit einer Motordrehzahl von ca. 6000 min^{-1} ein Schaltvorgang vom 3. in den 4. Gang stattfindet. Unmittelbar vor dem Schalten ist die Drosselklappe zu 100% geöffnet. In diesem Zustand wird hier mit einem fetten Gemisch mit einem Luftverhältnis von $\lambda = 0,9$ gefahren. D.h., die Luftzahl λ , die das Verhältnis aus der tatsächlich zur Verbrennung zugeführten Luftmenge und der zur vollständigen Verbrennung notwendigen Luftmenge wiedergibt, zeigt an, dass mehr Kraftstoff eingespritzt wird als für die stöchiometrische Verbrennung nötig ist. Die erhöhte Kraftstoffmenge bewirkt neben einer Leistungssteigerung jedoch auch eine zusätzliche innere Kühlung des Brennraums durch Verdampfung.

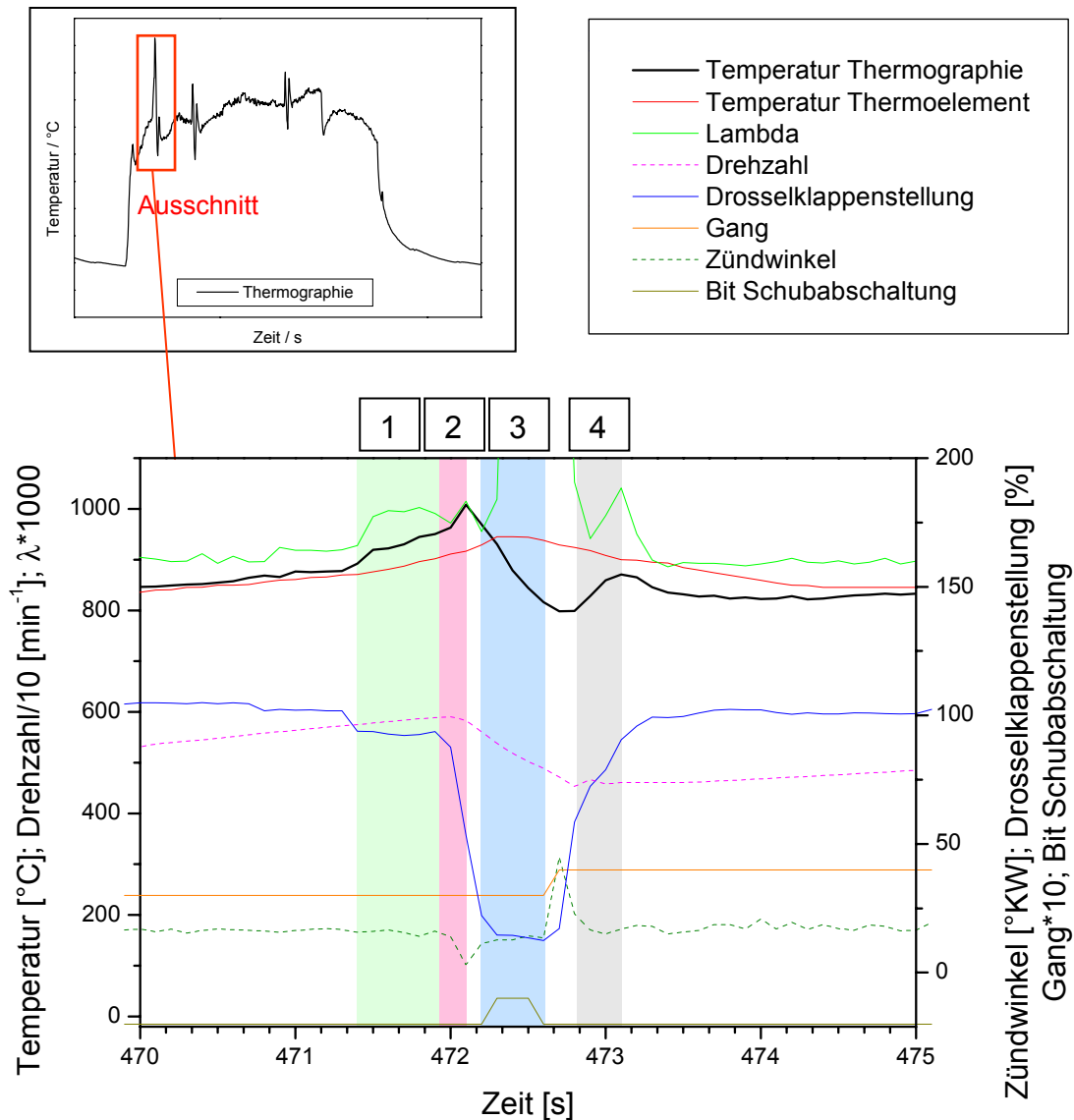


Abb. 3.7 Motorkenndaten beim Schalten für einen Temperaturpeak aus einer Thermographiemessung

Der Schaltvorgang wird eingeleitet, indem zur Zeit 1 (grüner Bereich in Abb. 3.7) die Drosselklappe langsam schließt. Damit wird der Motor nicht mehr in der Vollast betrieben, womit im vorliegenden Fall das Steuergerät im Kennfeld auf $\lambda = 1$ regelt. D.h., es wird genauso viel Kraftstoff eingespritzt, wie Luft für die vollständige stöchiometrische Verbrennung vorhanden ist. Dadurch fehlt jedoch der Kühleffekt durch den zusätzlich verdampfenden Kraftstoff. Infolgedessen wird ein erster Temperaturanstieg verursacht.

Für das Schalten in einen höheren Gang ist es nötig, dass die Motordrehzahl schnell abnimmt, damit der Motor im neuen Gang in einer optimalen Drehzahl arbeiten kann und ein ruckelfreies und getriebeschonendes Schalten möglich wird. Weil der Drehzahlabfall durch die alleinige Drosselung der Luftzufuhr nicht schnell genug erfolgen würde, wird ein zusätzlicher Drehmomentabbau durch eine Zündwinkelrücknahme initiiert. D.h., im Zeitraum 2 wird der Zündzeitpunkt für den Beginn der Verbrennung später eingeleitet als im regulären Motorbetrieb. Durch diesen verspäteten Beginn öffnen sich die Auslassventile bereits, währenddessen das Gemisch im Zylinder noch nicht vollständig umgesetzt ist. D.h., die Verbrennung wird in den Abgastrakt verlagert und es kommt zu einem weiteren Temperaturanstieg auf dem Katalysator, der im vorliegenden Fall ca. 1000 °C erreicht.

Vom Zeitpunkt des Auslegens des Gangs bis zum Wiedereinlegen des neuen Gangs befindet sich der Motor in Leerlast. In diesem Fall geht das Steuergerät zur Minderung des Kraftstoffverbrauchs auf Schubabschaltung. D.h., es wird kein Kraftstoff mehr in den Zylinder eingespritzt und kalte Luft aus dem Ansaugtrakt wird durch den Motor bis in die Abgasanlage gespült. Hierdurch schnellt der Sauerstoffgehalt und damit das Lambdasondensignal in die Höhe, wobei die kalte Luft im Zeitraum 3 zum Rückgang der Temperatur führt.

Ist der neue Gang eingelegt, geht das Steuergerät wieder von Schubabschaltung in den regulären Motorbetrieb über. Zwangsläufig sinkt hierbei das Lambdasignal wieder in den Bereich von 1. Durch die nun wieder stattfindende Verbrennung gelangt heißes Abgas auf den Katalysator, womit in der Zeit 4 ein neuerlicher Temperaturanstieg zu verzeichnen ist. Wird der Motor anschließend wieder im Volllastbetrieb gefahren, setzt erneut die bereits beschriebene Kraftstoffkühlung ein.

3.3 Messung der mechanischen Belastung

Die mechanischen Belastungen auf den Katalysator setzen sich aus Vibrations- und Strömungsbelastungen zusammen. Dadurch entstehen im gesamten Übergangsbereich zwischen Matrix und Mantel Spannungen. Durch Schräganströmung kann es darüber hinaus auch lokal an einzelnen Folienlagen zu Belastungen kommen.

3.3.1 Belastungen durch Trägheitskräfte

Die Vibrationsanregung durch den Motor und die Pulsationen des Abgases führen zu Beschleunigungen des Mantels bzw. der Matrix. Daraus folgen Trägheitskräfte. Abb. 3.8 verdeutlicht die daraus resultierenden randnahen Belastungen in der kritischen axialen Richtung.

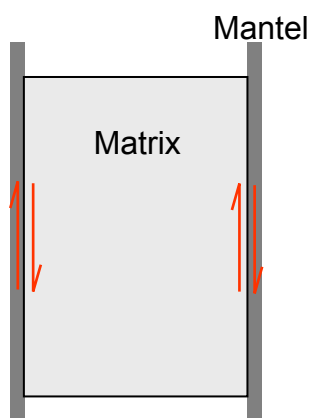


Abb. 3.8 Schema der Bewegungsrichtung des Mantels und der Matrix

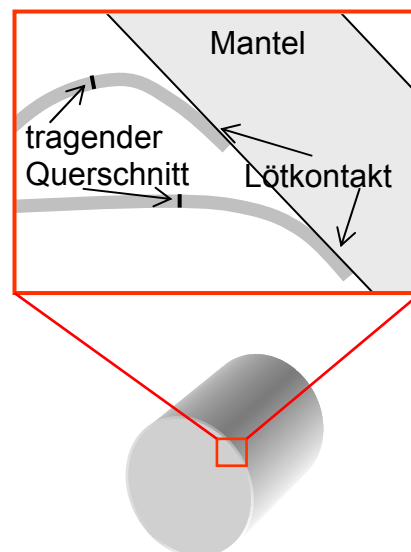


Abb. 3.9 Geometrische Zusammenhänge beim Matrix-Mantel-Kontakt

Um die Spannungen durch die translatorische Bewegung in axialer Richtung abzuschätzen, sollen modellhaft Matrix und Mantel als starre Körper angenommen werden (Abb. 3.8). Messtechnisch erfasst werden die Beschleunigung, die vom Motor und der Abgaspulsation auf den Katalysator übertragen werden durch Vibrationsmessungen, die begleitend zu dieser Arbeit für den Referenzkatalysator im Fahrzeug aufgezeichnet wurden. Aus dem gemessenen Gesamtpegel der Katalysatorvibrationen können dann die Trägheitskräfte berechnet werden.

Die Aufzeichnung der Vibrationen erfolgt mobil im Fahrzeug. Zur Messung dienen die in [27, 28] beschriebenen piezoelektrischen Beschleunigungsaufnehmer, die bei den Versuchen am Flansch zwischen Krümmer und Katalysator angebracht werden, um die Vibrationen direkt am Katalysator zu ermitteln. Ausgewertet werden die in Abb. 3.10 gezeigten Beschleunigungs-Drehzahl-Diagramme. Dargestellt sind für die axiale Richtung die Messergebnisse aus so genannten Hochlaufversuchen. Bei denen wird eine Vollastbeschleunigung des Fahrzeugs im 3. Gang von der niedrigsten zur maximal Drehzahl durchgeführt.

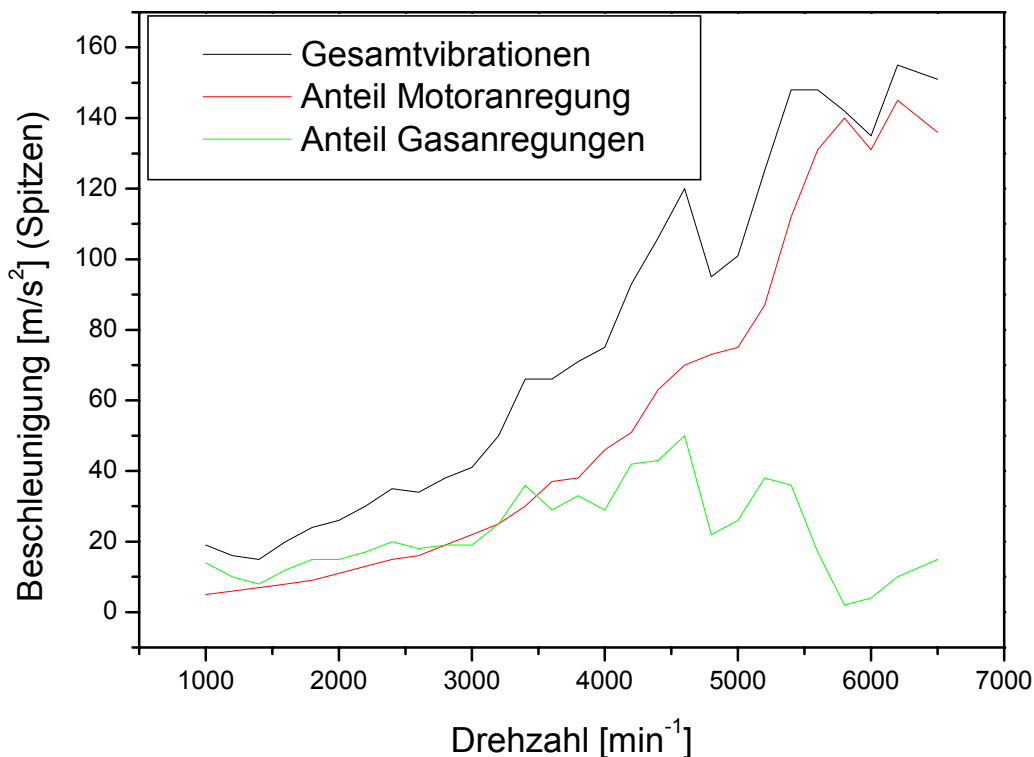


Abb. 3.10 Beschleunigungs-Drehzahl-Diagramm in Y-Richtung (in Richtung Kolbenlauf) bei Versuchen im Fahrzeug und bei Schlepptrieb

Um einzuschätzen, welche jeweilige Relevanz die Motor- bzw. Gaskräfte in Bezug auf die mechanischen Belastungen im Katalysator haben, sollen weiterhin die Vibrationsbeiträge aufgeschlüsselt werden. Dies ist möglich, wenn angenommen wird, dass die Vibrationen hauptsächlich aus der Motor- und Gasanregung herrühren und die Vibrationsbeiträge aus Wind- und Fahrbahnanregung zu vernachlässigen sind. Zur Bestimmung der Anteile werden zwei Versuche durchgeführt. Zunächst wird im beschriebenen Hochlaufversuch der Gesamtvibrationspegel im Fahrzeug gemessen. In einem zweiten Versuch wird derselbe Hochlaufversuch im geschleppten Betrieb wiederholt. Hier befindet sich das Fahrzeug auf einem Rollenprüfstand und wird von der Drehbewegung der Rolle über den gesamten Drehzahlbereich ge-

schleppt. Dabei ist die Drosselklappe geschlossen und es findet keine Verbrennung im Motor statt, womit alle aus der Gasbewegung herrührenden Vibrationsbeiträge eliminiert sind bzw. die reine Anregung aus der Drehbewegung des Motors gemessen wird. Die Differenz aus den Vibrationsaufzeichnungen des Gesamtpegels und der Motorvibrationen ergibt die auf den Katalysator wirkenden Gaskräfte der dynamischen Abgasbewegung. Dargestellt ist die anteilige Aufschlüsselung in Abb. 3.10. Zu erkennen ist, dass bei Maximaldrehzahl fast die gesamten Beschleunigungen aus der Motoranregung herrühren. Die Gaskräfte sind im Bereich der Maximalbelastung eher gering und zeigen, dass Schäden aus mechanischen Beanspruchungen hauptsächlich von den Motoranregungen hervorgerufen werden.

Die Kraft, die sich beim Einwirken der Vibrationen auf die Katalysatormatrix ergibt, ist abhängig von der Masse und der Beschleunigung:

$$F = m \cdot a \quad \text{Gl. 3.1}$$

Unter der Berücksichtigung von Geometriedaten des Trägers sowie des Gewichts der Beschichtung des Trägers mit dem Washcoat errechnet sich eine Gesamtmasse. Mit den maximalen Beschleunigungen aus Abb. 3.10 ergibt sich mit Gl. 3.1 eine maximale Kraft von 72N.

Um die aus dieser Kraft resultierende Schubspannung im Matrix-Mantel-Bereich zu errechnen, müssen die in Abb. 3.9 dargestellten geometrischen Bedingungen berücksichtigt werden. Die höchsten Schubspannungen treten nicht am großflächigen Lötkontakt zwischen Matrix und Mantel auf, sondern im angrenzenden Bereich der dünnen Folienstege. Damit wird der tragende Querschnitt von der Foliendicke, der Katalysatorlänge und der Anzahl der Folienkontakte zum Mantel hin bestimmt. Die Anzahl der Folienkontakte wurde durch Auszählen am Katalysator bestimmt. Die damit wirkende Schubspannung errechnet sich nach:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad \text{Gl. 3.2}$$

Mit Gl. 3.2 ergibt sich eine sehr geringe Schubspannung im Bereich von $0,1 \text{ N/mm}^2$. Selbst wenn der tragende Querschnitt nur auf eine Teilanbindung im Matrix-Mantel-Bereich beschränkt wird, sind die Schubspannungen sehr gering. Um die berechnete Schubspannung mit Werkstoffdaten vergleichen zu können, muss die Vergleichsspannung ermittelt werden. Unter den vorliegenden Bedingungen errechnet sich diese nach [29]:

$$\sigma_v = 2\tau \quad \text{Gl. 3.3}$$

Daraus resultieren selbst für Extremfälle bzw. bei hohen Temperaturen zu vernachlässigende Spannungen. Die Richtigkeit dieser Ergebnisse konnte auch durch FE-Simulationen an Katalysatormodellen bestätigt werden, bei denen die in alle Raumrichtungen gemessenen Beschleunigungswerte der Vibrationsmessungen verwendet wurden. Auch hier waren die berechneten Spannungen äußerst gering. Dies lässt den Schluss zu, dass die Auswirkungen der Vibration auf die Katalysatorschädigung eher gering sind. Gleichzeitig wird dadurch die Bedeutung der Temperatur als Hauptbelastungsgröße unterstrichen. Deshalb können die Vibrationen bei den spätern FE-Berechnungen vernachlässigt werden. Es sei aber darauf hingewiesen, dass für die Katalysatormatrix die Vibrationen zwar zu vernachlässigen sind, diese aber für Verbindungselemente und Halter hohe Belastungen bewirken und speziell für die Resonanzfälle als kritisch zu bewerten sind [30].

3.3.2 Belastungen durch Schräganströmung

Strömungsbelastungen werden verursacht durch pulsierendes Abgas, das nach der Verbrennung im Zylinder über die geöffneten Auslassventile taktweise in den Abgastrakt gestoßen wird. Neben Schwingungsanregungen bewirkt die Strömung aber auch an den einzelnen Folienstegen lokale Kräfte. Wie Abb. 3.11 verdeutlicht, kommt es beim Einströmen des Abgases in den Trichter zum Aufspreizen der Strömung und zur Bildung von Wirbeln. Dadurch ist auch bei axialer Abgasführung eine schräge Anströmung der Abgaskanäle denkbar. Es soll untersucht werden, inwiefern dadurch Schäden am Katalysator hervorgerufen werden können.

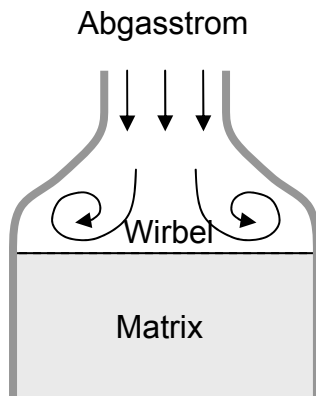


Abb. 3.11 Mögliche Ausbildung von Wirbeln

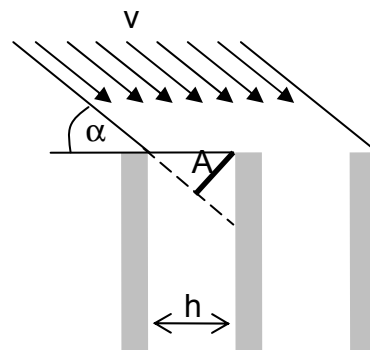


Abb. 3.12 Geometrische Verhältnisse bei Schräganströmung

Durch das Umlenken der Strömung in die Abgaskanäle des Katalysators wirkt eine Kraft auf das Folienmaterial. Diese errechnet sich nach [31] für den Fall einer angeströmten Platte nach:

$$F = \dot{m} \cdot v \cdot \cos \alpha \quad \text{Gl. 3.4}$$

mit $\dot{m} = \rho \cdot v \cdot A$ Gl. 3.5

und $\rho = \frac{p}{R_{s, \text{Abgas}} \cdot T}$ Gl. 3.6

Die Berechnungen zeigen, dass die größten Kräfte durch Schräganströmung unter einem Winkel von 45° auftreten (α in Abb. 3.12). Darüber hinaus ist die Kraft im Motorbetrieb ständig veränderlich. Bedingt durch die Vorgänge beim Ladungswechsel wird das Abgas stoßweise aus den Zylindern durch die Abgasanlage befördert und führt zu einem pulsierenden Abgasmassenstrom. Um die Berechnungen durchführen zu können, sind somit Daten des veränderlichen Drucks der Temperatur und der Strömungsgeschwindigkeit nötig. Hierfür kann auf Ergebnisse von Messungen zurückgegriffen werden, die im Vorfeld für den definierten Referenzmotor und –katalysator bestimmt wurden.

In der Berechnung soll außerdem die ungleichmäßige Strömungsverteilung vor dem Katalysator berücksichtigt werden, die zu lokal unterschiedlichen Geschwindigkeiten und damit Belastungen führt. Um eine Worst-Case-Abschätzung der auf eine Folie wirkenden Kraft vorzunehmen, wurde die Strömungsgeschwindigkeit bei maximalem Abgasmassenstrom in der

maximal durchströmten Region bestimmt. Dazu wurden Messdaten für einen Volllastpunkt bei einer Motordrehzahl von 5000 min^{-1} ausgewertet.

Somit ist die höchstmögliche Kraft, die im kritischsten Bereich des Katalysators auf eine einzelne Folienlage wirken kann, ermittelbar. Durch die kurbelwinkelaufgelösten Messungen der pulsierenden Abgasbewegung wird in Abb. 3.13 der Kraftverlauf über ein Arbeitsspiel der vier Zylinder sichtbar. Dabei ergibt sich eine maximale Kraft von $0,04 \text{ N}$, die sich mit Literaturdaten belegen lässt [32].

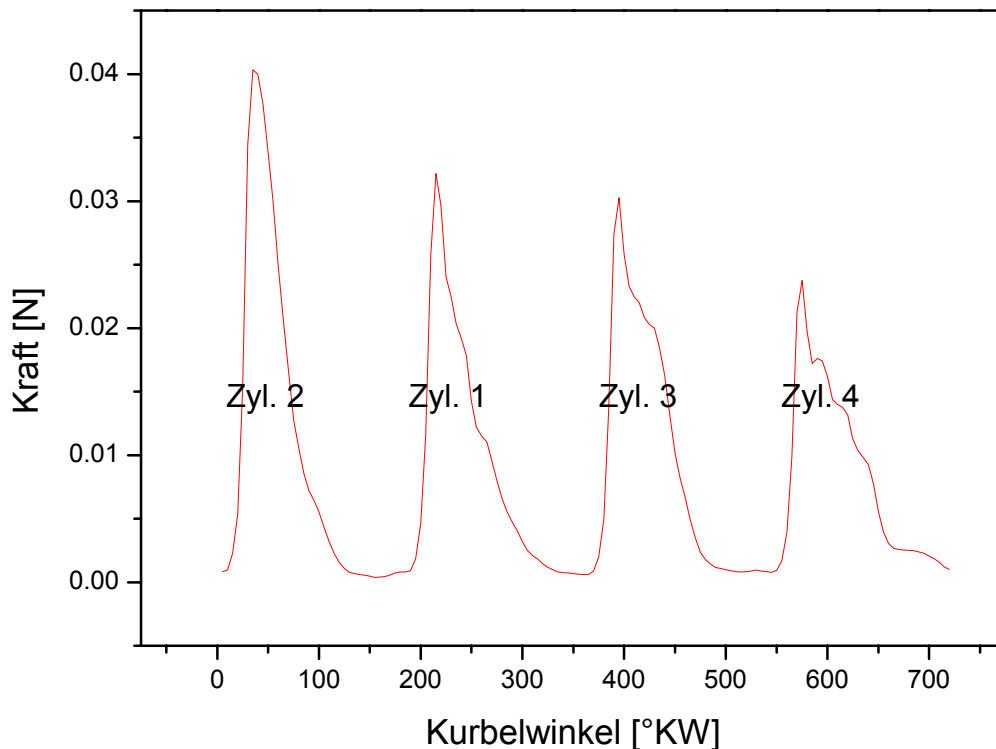


Abb. 3.13 Kraft auf Abgaskanal bei Volllast und 5000 min^{-1} im Strömungsmaximum unter 45°

Die Abschätzung der Strömungskräfte verdeutlicht, dass selbst für extreme Annahmen nur geringe Kräfte auftreten. Daher soll für die spätere FE-Berechnung die Vereinfachung getroffen werden, dass die Strömungskräfte vernachlässigt werden.

4 Entwicklung von Berechnungsmodellen für beschleunigte Festigkeitsanalysen

In diesem Kapitel werden Berechnungsmodelle entwickelt, mit denen das Festigkeitsverhalten von Katalysatoren bestimmt werden kann. Primäres Augenmerk liegt dabei in der Reduzierung des Berechnungsaufwands im Vergleich zu den bisher üblichen Spannungs- und Festigkeitsanalysen. Weil die dafür genutzten Vereinfachungen in der Regel auch verminderte Modellierzeiten beinhalten, ergibt sich hierdurch ein doppeltes Optimierungspotenzial. Simplifizierungen sind aber immer an Voraussetzungen geknüpft. Deshalb sollen hier vor allem die Möglichkeiten und Grenzen der entwickelten Berechnungsmodelle dargelegt werden.

4.1 Bisherige Lösungsansätze – Stand der Technik

Die größte Schwierigkeit bei der Nutzung von numerischen Methoden für Betriebsfestigkeitsuntersuchungen von Katalysatoren ist die enorme Größe der Berechnungsmodelle. Dabei gibt es in der Literatur [33, 34] allgemeine Empfehlungen zur Rechenzeitverkürzung. So werden beispielsweise durch Symmetrienausnutzungen und damit Elementreduzierungen Zeitersparnisse erreicht. Weiterhin wird die Verwendung von Elementen mit geringerer Knotenzahl/Freiheitsgraden angeregt oder es wird zur Optimierung der Bandbreite des für die Berechnung zu lösenden Gleichungssystems geraten (Reduzierung von Rechenschritten). Ebenso reduziert die Vermeidung von Nichtlinearitäten die Rechenzeit.

Das Standardvorgehen zur Erstellung der Modelle ist die detaillierte Abbildung aller Bestandteile. Jedoch besteht ein durchschnittlicher Katalysator aus 2000 bis 3000 Abgaskanälen. Jeder dieser Kanäle muss durch eine ausreichende Anzahl von Elementen in alle Raumrichtungen diskretisiert werden. Dies bewirkt eine Modellierzeit, die in [35] mit 4 bis 6 Monate pro Katalysatorgeometrie angegeben wird. Ebenso umfangreich wie die Modellierung ist die Berechnung und Auswertung. Deshalb sind die in der Literatur beschriebenen Ansätze zur Festigkeitsberechnung von Metallträgerkatalysatoren geprägt von dem Bestreben, die Berechnungsmodelle zu vereinfachen. Im Wesentlichen sind folgende Ansätze zur Berechnung der Festigkeit der Literatur zu entnehmen:

a) Schalenmodell des gesamten Katalysators

Ansatz:

In [36, 37] wird ein komplexes 3D FE-Modell aus Schalenelementen verwendet, welches die Geometrie des Katalysators exakt wiedergibt. Abb. 4.1 zeigt am Beispiel eines Spiralkatalysators ein solches Modell. Da jedoch jedes Detail einzeln abgebildet werden muss, sind die Modelle enorm groß.

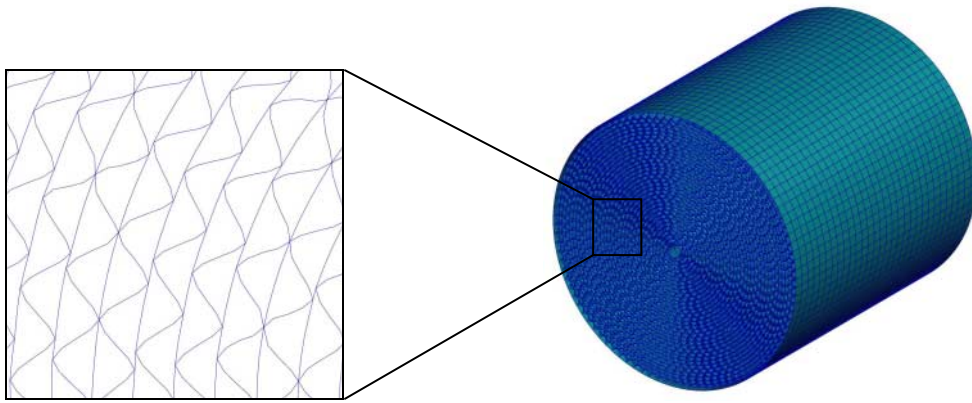


Abb. 4.1 Schalenmodell eines Spiralkatalysators

Vorteile:

Mit dem Ansatz des fein aufgelösten 3D-Modells wird die Realität sehr detailgetreu wiedergegeben. Dadurch können Designparameter wie Zelldichten, Wicklungstypen und Folienstärken problemlos abgebildet werden. Auf Grund der dreidimensionalen Darstellung sind auch komplexe Beanspruchungen durch ungleichmäßige Temperaturverteilungen im Katalysator bestimmbar. Die Spannungen und Dehnungen werden für jeden Ort im Katalysator dargestellt und es können standardmäßig ermittelte Materialdaten verwendet werden.

Nachteile:

Nach [35, 38] ergeben sich Modellumfänge von 2 Millionen Schalenelementen mit 12 Millionen Freiheitsgraden. Die so entstandenen Berechnungsmodelle sind so umfangreich, dass hohe Prozessorleistungen für die Berechnung nötig sind. Trotzdem würde die Rechenzeit bis zu einigen Wochen dauern. Eine Integration in den Produktentstehungszyklus ist so kaum möglich. Aber auch die Auswertung derartiger Modelle bereitet Schwierigkeiten. So ist das Pre- und Postprocessing derartig großer Modelle schwierig. Die Verwendung größerer Ergebnis-Files, wie sie bei der Berechnung ganzer Temperaturzyklen leicht erzeugt werden können, scheitert schnell an der Kapazitätsgrenze der Postprozessoren.

b) Teilausschnitt des Katalysators (Symmetrienausnutzung)

Ansatz:

Die Literatur [39, 40] zeigt Beispiele für die Ausnutzung der Symmetrie an radialsymmetrischen Katalysatoren. Hierbei wird nicht mehr das gesamte Modell nach a) abgebildet, sondern nur noch ein fächerförmiger 3D-Teilausschnitt. Abb. 4.2 zeigt den Aufbau des Modells schematisch.

Vorteile:

Größter Vorteil ist die Reduzierung des Rechenaufwands. Durch die detailgetreue Darstellung einzelner Abgaskanäle können auch hier ortsaufgelöste Spannungen und Dehnungen ermittelt werden. Ebenso arbeitet das Modell mit einfach bestimmbar Materialdaten.

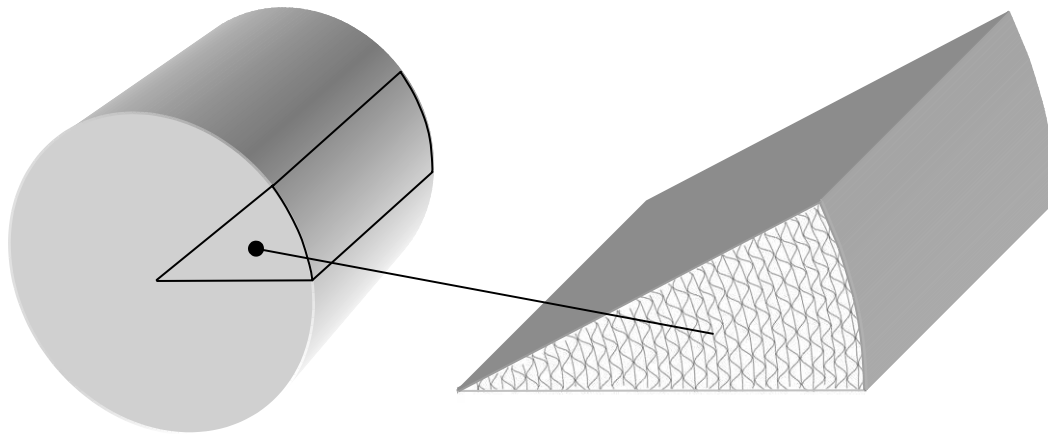


Abb. 4.2 Ausnutzung der Symmetrie an einem radialsymmetrischen Katalysator

Nachteile:

Für die Darstellung eines Katalysator-teilausschnitts, sind verschiedene Voraussetzungen zu erfüllen. Um die Symmetrie ausnutzen zu können, muss das Modell in der Geometrie als auch in den anliegenden Kräften symmetrisch sein. Bezüglich der Geometrie lässt sich diese Forderung bei radialsymmetrischen Katalysatoren auch leicht umsetzen, bei komplizierten Wickeldesigns ist dies schon schwieriger. Wenn die Temperaturverteilung stark von der Radialsymmetrie abweicht, sind auch die belastungsseitigen Voraussetzungen nicht mehr erfüllt.

c) Homogenisierung

Ansatz:

In [35, 38, 41, 42] wird vorgeschlagen, die Methode der Homogenisierung auf den Katalysator anzuwenden. Hierbei werden ganze Ausschnitte der Wabenstruktur des Katalysators durch einzelne Elemente simuliert. Dadurch wird die Gesamtzahl der für die Berechnung notwendigen Elemente reduziert, was sich positiv auf die Rechenzeit auswirkt. Weitere Anwendungsbeispiele für die Methode der Homogenisierung werden in [43, 44] geben.

Bei der Homogenisierung wird zunächst nur ein Teilausschnitt der Wabenstruktur betrachtet (reale Struktur in Abb. 4.3). Der Ausschnitt muss repräsentativ für die Mikrostruktur sein, aber klein gegenüber der abzubildenden Makrostruktur. Abb. 4.3 a) und b) zeigen die in der Literatur unterschiedlich vorgeschlagenen Volumina für die Wahl eines Teilausschnitts, der über geeignete Mittelungsverfahren homogenisiert wird.

Zur Bestimmung von Volumenmittelwerten für Spannungen und Verzerrungen werden an der als FE-Modell abgebildeten realen Struktur virtuelle Werkstoffprüfungen durchgeführt (Schub-, Zugversuche), um die effektiven Materialeigenschaften zu ermitteln. Diese Materialeigenschaften werden anschließend auf ein Volumenelement übertragen, das jetzt dasselbe globale Verhalten aufweist, wie die reale Struktur. Aus den repräsentativen Volumenelementen (homogenes Volumen) wird das Modell des Katalysators neu aufgebaut, das nun entsprechend weniger Elemente besitzt, als in einem Modell in dem die Wabenstruktur detailliert aufgelöst wird.

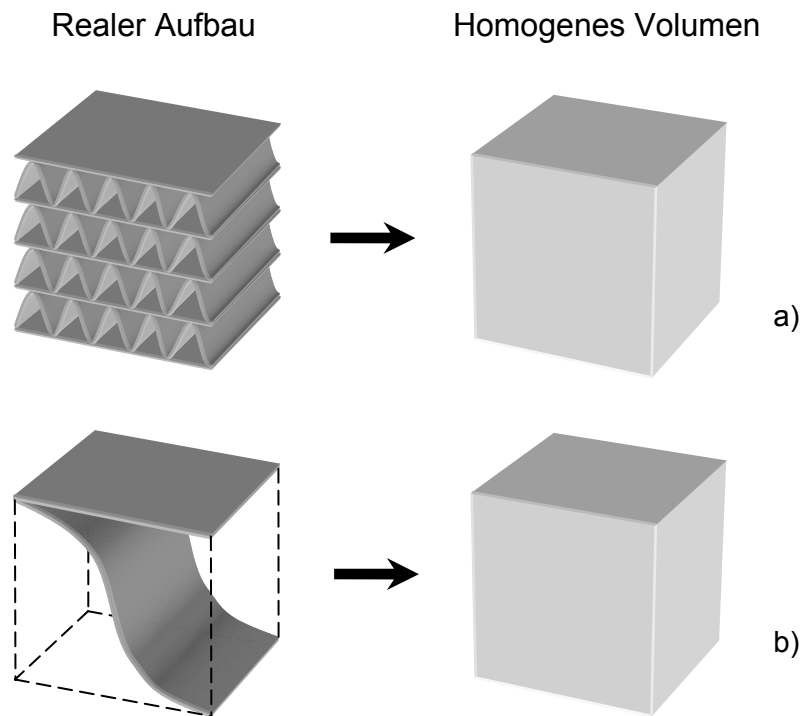


Abb. 4.3 Prinzip der Homogenisierung a) Für die Homogenisierung genutztes Volumen nach [35, 38, 41] b) Für die Homogenisierung genutztes Volumen nach [42]

Vorteile:

Durch die Homogenisierung kann der Rechenaufwand erheblich reduziert werden. Ebenso sinkt der Modellieraufwand. Da es sich bei dem homogenisierten Gesamtmodell um das vollständige 3D-Modell handelt, können hier auch stark unsymmetrische Temperaturbeanspruchungen berechnet werden. Wenn beim Aufbau des Gesamtmodells den richtungsabhängigen homogenisierten Elementen lokale Koordinatensysteme zugeordnet werden, können auch komplizierte Katalysatorgeometrien, wie z.B. SM-Wicklungen abgebildet werden.

Nachteile:

Da es sich bei der Homogenisierung um kein Standardverfahren handelt, muss zunächst eine Vorgehensroutine entwickelt werden. Zu berücksichtigen ist, dass durch die Homogenisierung die Spannungen und Dehnungen über das Volumenelement gemittelt/verschmiert werden. D.h., lokale Spannungs- und Dehnungsmaxima können mit der Homogenisierungsmethode nicht oder zumindest nicht direkt errechnet werden. Es sind eher Regionen bestimmbar, in denen insgesamt höhere Spannungen und Dehnungen auftreten als in anderen Bereichen des Modells. Ein weiterer Nachteil ist die Notwendigkeit, die effektiven Materialdaten für jede Designänderung (Folienstärke, Zellform und -dichte) neu bestimmen zu müssen.

d) Experimentelle Ermittlung der effektiven Eigenschaften von Teilmolumina

Ansatz:

In [45] wird ein Verfahren beschrieben, bei dem durch Werkstoffprüfungen an Teilmolumina des Katalysators experimentell effektive Materialeigenschaften bestimmt werden. Diese Ergebnisse dienen als Eingangswerte für die darauf folgenden FE-Berechnungen. Das Verfahren ähnelt der Homogenisierungsmethode die unter c) beschrieben wird. Hauptunterschied ist die experimentelle Bestimmung der effektiven Materialeigenschaften direkt am Katalysator.

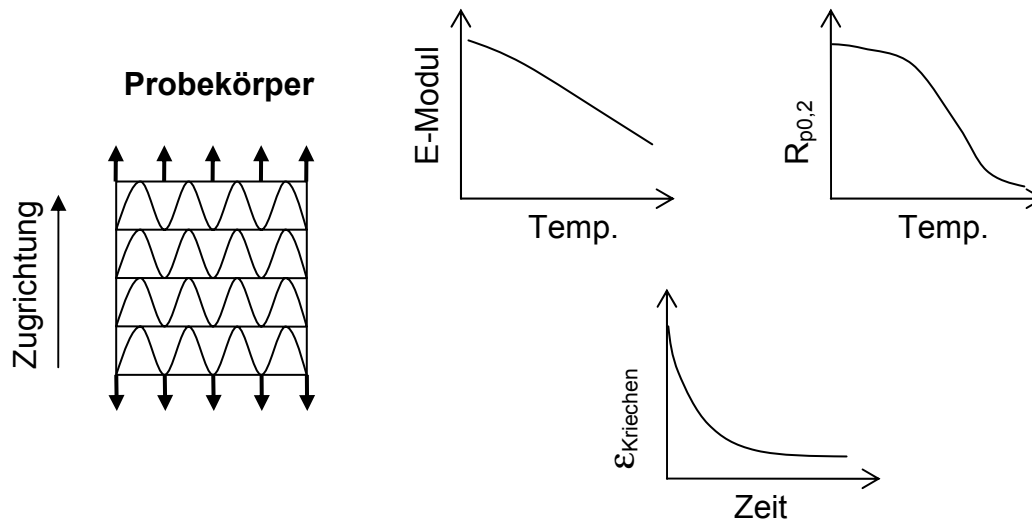


Abb. 4.4 Materialdatenbestimmung an einem Probekörper des Katalysators

Abb. 4.4 zeigt das aus einem Paket Well- und Glattlagen bestehende Probekörper, an dem umfangreiche Materialprüfungen durchgeführt werden. Mit Tests am Probekörper bei unterschiedlichen Temperaturen können einerseits die temperaturabhängigen Streckgrenzen und E-Moduli für unterschiedliche Prüfrichtungen bestimmt werden. Andererseits ermöglicht die Anordnung auch die Aufnahme von zeitabhängigen Daten, wie der Kriechdehnung. Die so bestimmten effektiven Materialeigenschaften werden Volumenelementen zugeordnet, mit denen die Katalysatorgeometrie vernetzt wird. Hiermit sind dann neben Informationen über Spannungen und Dehnungen auch Aussagen zu Kriechdehnungen möglich.

Vorteile:

Da sich die Eingabewerte für die Berechnung auf experimentell bestimmte Werte stützen, werden Fehler aus dem Homogenisierungsprozess mittels FE-Berechnung vermieden. Durch die Bestimmung von Kriechdaten ist darüber hinaus das zeitabhängige Verhalten abbildbar. Im Weiteren gelten dieselben Vorteile wie die unter c) aufgeführten.

Nachteile:

Prinzipiell gelten hier alle Nachteile, die auch unter c) genannt wurden. Dies betrifft insbesondere die nicht orts aufgelösten Spannungen und Dehnungen. Weil die Materialdaten form- bzw. geometrieabhängig sind, müssten die Untersuchungen bei Änderungen der Folienstärke wiederholt werden. Dies führt zu einem sehr hohen experimentellen Untersuchungsaufwand.

e) Analytische Abschätzung von Dehnungen und Spannungen aus Temperaturdaten

Ansatz:

In [32, 46] wird ein Vorgehen beschrieben, bei dem die Spannungen im Katalysator auf Grund der ungleichmäßigen Temperaturverteilung berechnet werden, die entlang eines radialen Schnitts durch den Katalysator betrachtet wird. Infolge der Temperaturunterschiede dehnt sich das Material unterschiedlich stark aus, wodurch es zur Behinderung der freien Ausdehnung kommt. Dazu wird ein analytischer Ansatz vorgeschlagen bei dem zunächst die Höhe der verhinderten Dehnung errechnet wird, die sich durch die Temperaturunterschiede ergeben. Anschließend werden diese Dehnungen mit Nachgiebigkeitskurven (Kraft-Stauchungs-Diagramme) verglichen, die zuvor für ein Folienpaket aus Well- und Glattlagen experimentell

ermittelt wurden. Aus diesen Kurven ist den jeweiligen Stauchungen und damit den errechneten verhinderten Dehnungen eine Kraft zuordenbar, die in den einzelnen Abgaskanälen vorliegt. Danach lässt sich aus der so bestimmten Kraft eine Vergleichsspannung errechnen.

Vorteile:

Mit dem beschriebenen Vorgehen ist in einfacher Weise in sehr kurzer Zeit eine Aussage über Spannungen möglich. Da es sich bei der vorgestellten Methode um keine FE-Berechnung handelt, sind der Modellier- und Berechnungsaufwand sowie die Ressourcenbereitstellung gering.

Nachteile:

Die Berechnungsmethode eignet sich nur als Überschlagsrechnung und nicht für Detailbetrachtungen, denn es können beispielsweise keine inhomogenen 3D-Temperaturbelastungen berechnet werden. Einflüsse aus dem Wickeldesign oder aus Geometrieparametern können nicht exakt abgebildet werden, da das Modell ausschließlich die Spannungen aus den Temperaturunterschieden berücksichtigt. Weiterhin beinhaltet die Berechnung experimentell zu bestimmende und zudem geometrieabhängige Werkstoffdaten, die für veränderte Katalysatordesigns neu ermittelt werden müssen.

f) Festigkeitsberechnungen an Keramikkatalysatoren

Neben Katalysatoren mit Metallträger haben auch Keramikkatalysatoren eine hohe Verbreitung im Automobilbau. Auch hier ist es wichtig, die Festigkeit durch numerische Berechnungen einzuschätzen. Es soll nun gezeigt werden, welche Schnittstellen zwischen den beiden Katalysatortypen existieren und welche Erkenntnisse jeweils übertragen werden können.

Am Beispiel aufgesägter Keramik- und Metallkatalysatoren aus dem Fahrzeugeinsatz zeigt Abb. 4.5 den unterschiedlichen Aufbau beider Typen. Beim Metallkatalysator ist die Metallmatrix unmittelbar an den Mantel angebunden. Beim Keramikkatalysator befindet sich zwischen Monolith und Mantel noch eine Quellmatte, denn der Keramikmonolith hat im Vergleich zu dem ihn umhüllenden Metallmantel einen sehr geringen Wärmeausdehnungskoeffizienten. Dadurch würde bei Erwärmung ein Spalt zwischen Keramikmonolith und Metallmantel entstehen. Um das daraus resultierende Abrutschen des Monolithen und die zwangsläufig damit verbundene Zerstörung zu verhindern, wird der entstehende Spalt durch die Quellmatte ausgeglichen. Diese dehnt sich bei Erwärmung so stark aus, dass der Spalt zwischen Monolith und Mantel zugeedrückt wird und dem Monolithen festen Halt gibt.

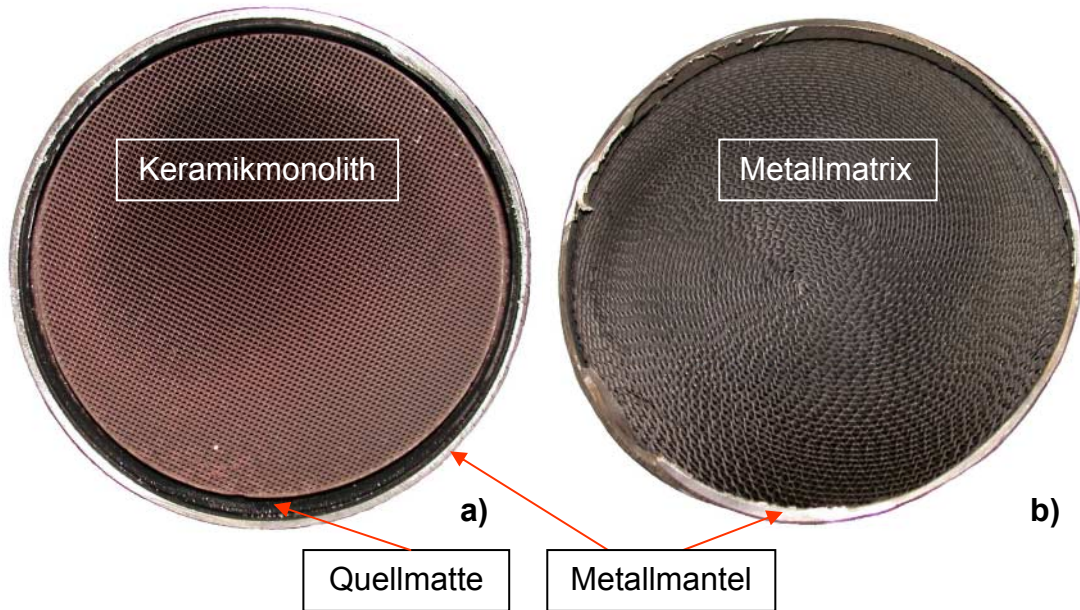


Abb. 4.5 Katalysatoraufbau am Beispiel aufgesägter Kats a) Keramikkatalysator b) Metallkatalysator

Durch die unterschiedlichen Materialien ergeben sich bei den beiden Katalysortypen verschiedene Herangehensweisen bei der FE-Berechnung. Während das Bauteilversagen bei Metallkatalysatoren im entscheidenden Maß von der Matrixstauchung gegen den kühleren Mantel abhängt, ist der Keramikmonolith auf Grund der geringen Wärmeempfindlichkeit diesbezüglich unkritisch. Deshalb wird für reduzierte FE-Modelle der Keramikmonolith idealisiert. So wird in [47, 48] erwähnt, dass die Wabenstruktur lediglich als orthotropes Volumen betrachtet wird. Auf Grund der geringen Temperaturabhängigkeit der Materialeigenschaften des Keramikmonolithen wird in [49, 50] der Monolith sogar nur als starre Oberfläche modelliert.

Die Vereinfachung bei der Abbildung des Monolithen ist der entscheidende Unterschied zum Metallkatalysator, bei dem ein Großteil des Aufwandes in der richtigen Abbildung der Matrix liegt. Dafür konzentrieren sich die Untersuchungen bei Keramikkatalysatoren hauptsächlich auf die richtige Abbildung der Quellmatte [47-52]. Untersuchungen zur Festigkeitsbestimmung und Vereinfachung des Keramikmonolithen finden sich in [53-56]. Durch die grundsätzlich andere Natur der Fragestellung bei Metall- und Keramikkatalysator ist die Übertragbarkeit von Erkenntnissen beschränkt.

g) Bauteilprüfung

Das Standardvorgehen bei der Katalysatorauslegung ist bisher die experimentelle Untersuchung am Motorenprüfstand. Weil sich die für die FE-Berechnungen verwendeten Belastungsprofile an den Fahrzyklen der Bauteilprüfung orientieren, soll diese hier kurz erläutert werden. Dabei wird der Katalysator mit einem meist synthetischen Fahrprofil so lange beansprucht, bis eine strukturelle Schädigung des Katalysatorträgers vorliegt. Die Zeit bis zum Ausfall des Katalysators wird in Beziehung zur tatsächlichen Nutzungsdauer beim Kunden gesetzt. Hier gibt es verschiedene Versuche, mit denen unterschiedliche Belastungen des Katalysators im Fahrzeugeinsatz simuliert werden [57], die prinzipiell auch bei der FE-Berechnung durchgeführt werden können.

In [58] wird der Engine Thermal Shock Test beschrieben, bei dem ein Wechsel zwischen Vollastbetrieb des Motors und Schub hohe Temperaturwechsel im Katalysator auslöst. Die Anzahl der bewältigten Zyklen ist ein Maß für die Haltbarkeit des Katalysatorträgers. Darüber hinaus gibt es noch spezielle Testverfahren, die meist an speziellen Prüfständen durchgeführt werden. So wird z.B. im Outer Thermal Shock Test [58] das Verhalten des heißen Katalysators auf plötzliches Abkühlen untersucht, wie es bei einer Wasserdurchfahrt auftritt. Im Inner Thermal Cycling Test werden hohe Temperaturunterschiede in der Katalysatormatrix erzeugt, die bei unterschiedlichen Fahrzuständen entstehen [59-62]. Ein recht synthetisches Testverfahren ist der Hot Shake Test, bei dem der Katalysator durch einen Brenner erhitzt wird und gleichzeitig mit einem Shaker geschüttelt wird [62-66].

Nachteil der Bauteilprüfung ist der nicht zu unterschätzende finanzielle Aufwand für Prüfstand, Kraftstoff, Motor etc. So gibt es Dauerlaufuntersuchungen im Fahrzeug bzw. Motorenprüfstand, bei denen unter verschärften Bedingungen 100.000 km absolviert werden. Zumeist sind die Ergebnisse der Prüfungen nicht immer zeitnah. Außerdem ist die Katalysatorprüfung an das Vorhandensein einsatzfähiger Motorentechnik geknüpft, was in der Frühphase der Auslegung neuer Fahrzeugmodelle oft nicht der Fall ist.

4.2 Definition eines Basismodells zur Bewertung der vereinfachten FE-Modelle

Für den Vergleich verschiedener Modelle untereinander soll zunächst ein Basismodell geschaffen werden. Mit diesem Basismodell sollen sehr genaue Berechnungsergebnisse möglich sein, die das reale Verhalten des Katalysators wiedergeben. Darüber hinaus wird dieses Modell für ausgewählte Belastungsfälle durch Messergebnisse verifiziert. Damit wird die Richtigkeit der Berechnungen unterstrichen und es wird ein „geeichtes“ Basismodell geschaffen. Die Ergebnisse aus den Berechnungen mit den zu entwickelnden vereinfachten Modellen müssen dann nur noch in Relation zum Basismodell gesetzt werden, um auch deren Genauigkeit zu ermitteln.

Als Basismodell soll ein 3D-Schalenmodell dienen. Entsprechend des Stands der Technik kommt das Schalenmodell durch die detaillierte Abbildung der Geometrie der Realität am nächsten und hat eine hohe Aussageschärfe. Es zeigt das Verhalten unter Einwirkung ungleichmäßiger Temperaturverteilungen und gibt Spannungen und Dehnungen ortstreu wieder. Der Nachteil dieses Modells sind die großen Berechnungs- und Modellierzeiten.

4.2.1 Aufbau des Basismodells

Als Weiterentwicklung des Stands der Technik soll schon beim Aufbau des Basismodells mittels Optimierungsrechnungen ein Schalenmodell kreiert werden, das eine hohe Genauigkeit garantiert, aber mit einer minimalen Elementzahl und damit Rechenzeit auskommt. Dafür wird der Referenzkatalysator (Kap. 3.1) abgebildet, welcher vom Katalysatorhersteller mittels eines automatischen Netzgenerators des Fraunhofer IWM erstellt wurde.

Diskretisierung der Zellen in Umfangsrichtung

Um die optimale Anzahl der Elemente pro Zelle des Abgaskanals in Umfangsrichtung zu ermitteln, wurden Konvergenzuntersuchungen durchgeführt. Hierfür wurde der in Abb. 4.6 dargestellte Zellausschnitt jeweils mit einer unterschiedlichen Elementzahl vernetzt und die resultierenden Kräfte aus der Beaufschlagung mit einer konstanten Verschiebung ermittelt.

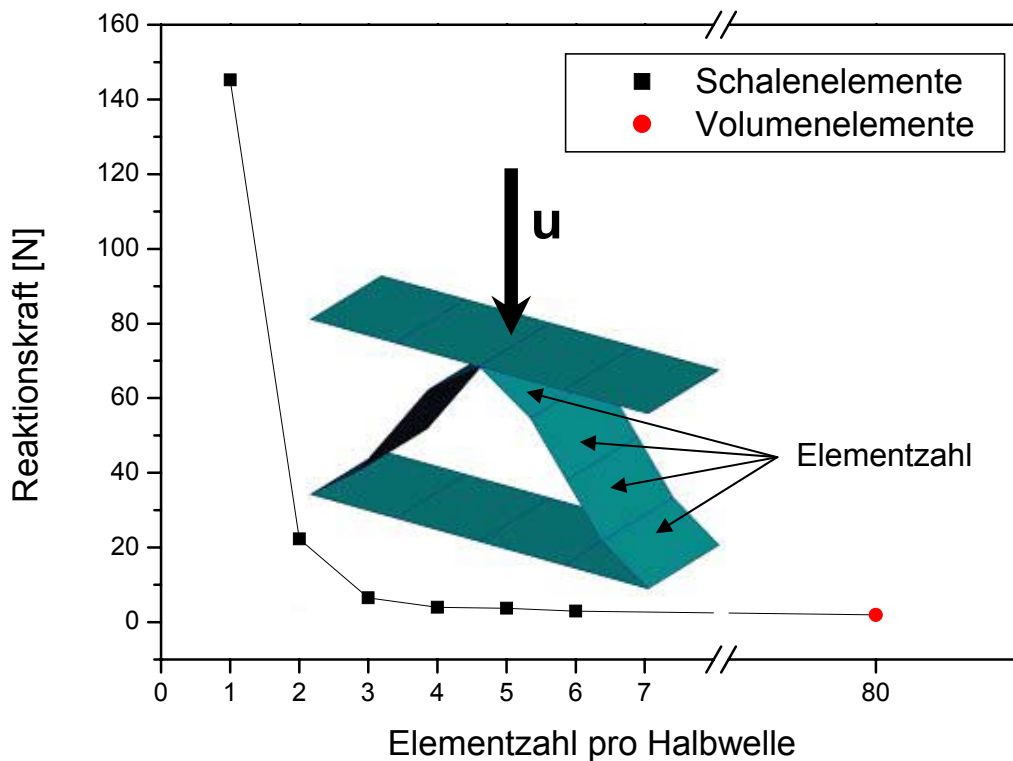


Abb. 4.6 Konvergenzuntersuchungen für die Diskretisierung in Umfangsrichtung (dargestelltes Modell besteht aus vier Elementen pro Halbwelle)

Die Geometrie wurde mit Schalenelementen abgebildet, die nach [67] durch eine maximale Dicke im Vergleich zur Länge von 1:10 begrenzt sind. Damit limitiert die Zellgröße in Bezug zur Folienstärke die maximal verwendbaren Schalenelemente. Beim Referenzkatalysator (65 μm , 400 cps) können deshalb maximal sechs Schalenelemente pro Halbwelle der Zelle verwendet werden. Wenn Berechnungen mit unterschiedlichen Elementzahlen durchgeführt werden, ergibt sich die in Abb. 4.6 dargestellte Konvergenz. Zellen geringer Elementzahl zeigen ein zu steifes Verhalten. Ab vier Elementen nähert sich der Kurvenverlauf einem Grenzwert.

Um zu untersuchen, ob schon mit vier Schalenelementen eine gute Lösung erzielt werden kann, wurde zusätzlich eine Zelle mit insgesamt 80 Volumenelementen je Halbwelle aufgebaut. Es zeigt sich, dass die notwendige Kraft für die vorgegebene Verformung der Zelle in etwa so hoch ist, wie bei vier Schalenelementen. Um die Elementzahl gering zu halten, wurde das Basismodell mit einer Diskretisierung von vier Schalenelementen pro Halbwelle in Umfangsrichtung aufgebaut.

Diskretisierung der Abgaskanäle in axialer Richtung

Für die axiale Elementierung wird der Katalysator in Gasdurchströmungsrichtung extrudiert. Wie bei der Diskretisierung in Umfangsrichtung, sind auch hier Grenzen einzuhalten. Prinzipiell gilt, dass mit größerer Diskretisierung ein zu steifes Verhalten des Katalysators zu erwarten ist. Um den Einfluss zu überprüfen, wurden auch hier Vergleichsrechnungen durchgeführt.

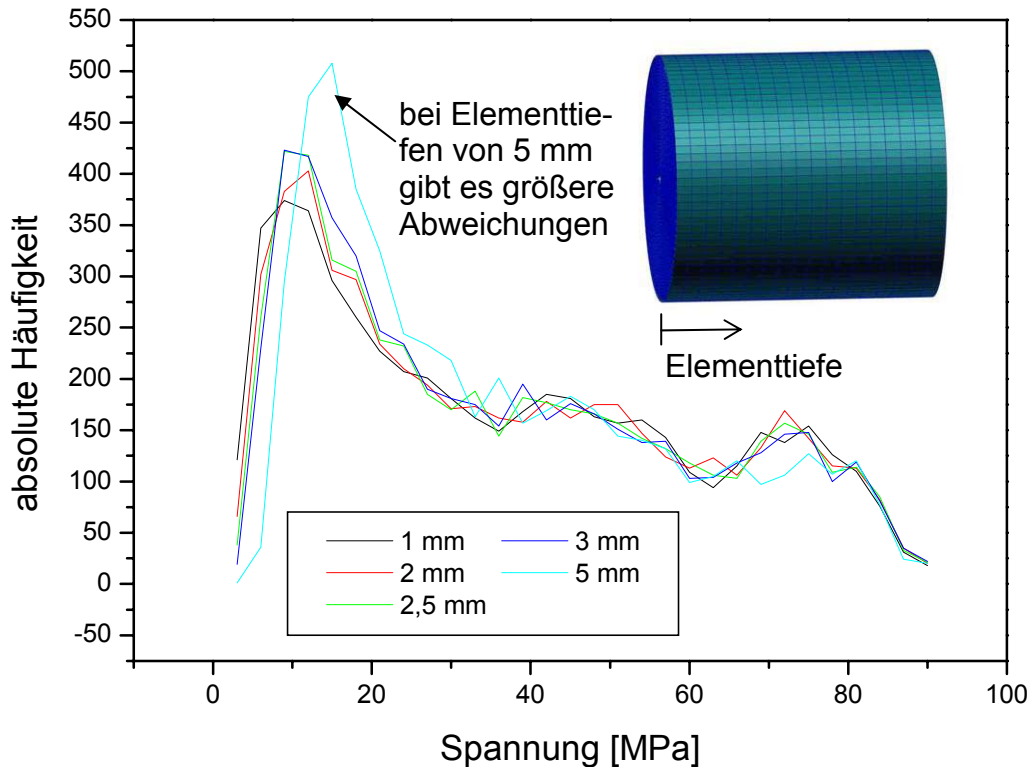


Abb. 4.7 Vergleich der Spannungen (σ_x) bei unterschiedlicher axialer Diskretisierung

Für den in Abb. 4.7 dargestellten Vergleich wurden Katalysatoren mit konstanter Elementzahl pro Zelle, aber unterschiedlichen Elementtiefen modelliert. Anschließend wurden die verschiedenen Modelle mit einer gemessenen Temperaturverteilung beaufschlagt. Hier entstehen speziell im Bereich des Gaseintritts sehr hohe Spannungen, weshalb für eine besonders hohe Sensitivität der Ergebnisse bei einem Vergleich der Modelle untereinander die Knotenspannungen dieser ersten Ebene ausgewertet werden. Diese Spannungen werden jeweils nach der Häufigkeit ihres Vorhandenseins sortiert, wodurch detaillierte Betrachtungen möglich sind. Es zeigt sich, dass bei einer axialen Elementtiefe von 3 mm und darunter alle Kurven sehr eng beieinander liegen, während Elementtiefen von 5 mm deutliche Abweichungen zeigen. Im Bestreben die Rechenzeit zu verkürzen, gleichzeitig aber genaue Ergebnisse zu realisieren, wurde für den Aufbau des Basismodells eine axiale Elementtiefe von 3 mm gewählt.

Vereinfachungen bezüglich des Lotdesigns

Katalysatoren haben für die Fixierung der Matrix (Wabenkörper) am Mantel Lötbindungen in Form von Lötstreifen. Weiterhin sind auch Teile der Matrix verlötet. Dies dient der Fixierung der Well- und Glattlagen untereinander. Das in Abb. 4.8 dargestellte Schema eines längs geschnittenen Katalysators verdeutlicht das Lotdesign des in dieser Arbeit betrachteten Katalysators. Der Grund für eine nicht durchgängige Matrixlötung liegt in der größeren Bewegungsfreiheit der Katalysatormatrix bei der Erwärmung und um die lötbedingten Herstellungskosten zu senken. Wie in Abb. 4.9 dargestellt, kommt es bei Erwärmung zum so genannten Teleskopieren. Dabei verformt sich die heißere Matrix in Bezug zum kälteren Mantel und es kann im ungelöteten Bereich zu Relativbewegungen zwischen Well- und Glattlagen kommen.

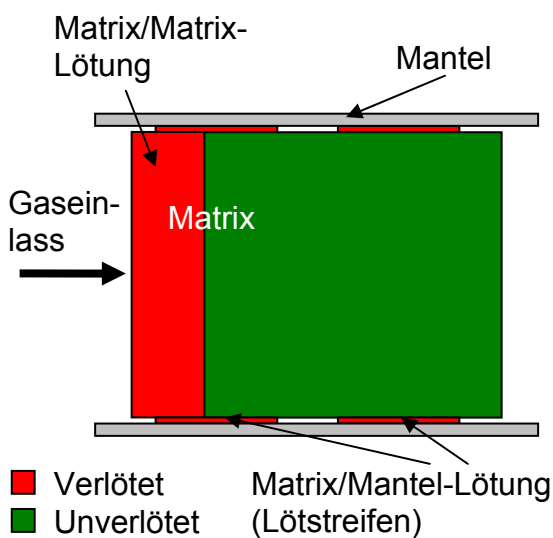


Abb. 4.8 Schema einer Lotdesign-Variante am Längsschnitt eines Katalysators

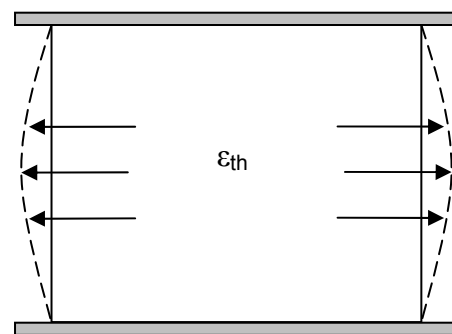


Abb. 4.9 Schema der axialen Verformung des Katalysators bei Erwärmung (Teleskopieren)

Problematisch bei der rechnerischen Umsetzung des Lotdesigns ist die richtige Darstellung des unverlöteten Bereichs. Eine korrekte Kontaktdefinition zwischen Well- und Glattlagen zu formulieren, ist unverhältnismäßig aufwändig und stößt an numerische Grenzen. Außerdem erhöht sich durch die Kontaktdefinition die Berechnungszeit enorm. Um trotzdem eine Aussage über das lotdesignabhängige Verhalten zu machen, wurden an den Berührungspunkten der Well- und Glattlagen Constraint-Elemente definiert (Abb. 4.10 a). Diese Kopplungselemente stellen einen Bezug zwischen zwei Knoten her, wobei die Art und Anzahl der weiterzuleitenden Freiheitsgrade individuell gesteuert werden kann. Somit können im ungelöteten Bereich die axialen Relativverschiebungen zwischen Well- und Glattlage zugelassen werden.

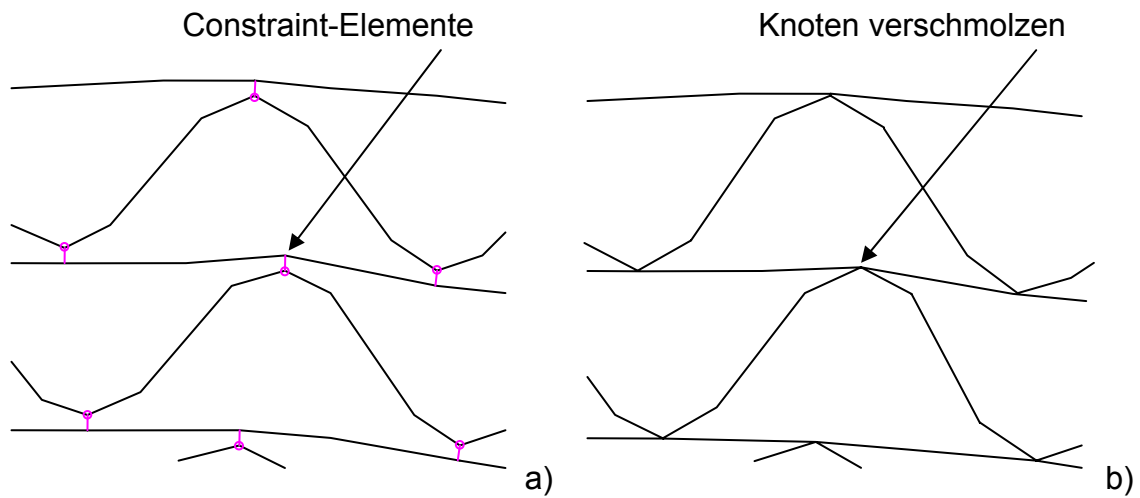


Abb. 4.10 Verbindungsvarianten der Well- und Glattlagen a) Richtungsabhängige Übertragung von Kräften durch Verwendung von Constraint-Elementen b) Folienmaterial fest miteinander verbunden

Um den Einfluss des Lotdesigns genauer zu analysieren, wurde eine weitere Variante in einer Vergleichsrechnung untersucht. Die in Abb. 4.10 b) aufgeführte Variante zeigt eine feste Verbindung an den Berührungspunkten zwischen Well- und Glattlagen. Damit soll eine vollkommen durchgelötete Matrix simuliert werden. Mit den beiden Varianten, bei denen der gelötete Bereich berücksichtigt als auch vereinfacht wird, entstehen zwei Extremfälle. Deshalb kann beim Vergleich beider Extrema der Einfluss des Lotdesigns deutlich gemacht werden.

Tab. 4.1 Verwendete Berechnungsvarianten für die Vergleichsrechnung

	Matrix/Matrix	Matrix/Mantel
Variante 1	Im ungelöteten Bereich freie axiale Bewegung	Verbindung im Bereich der Lötstreifen
Variante 2	Matrix auf kompletter Länge gelötet	Verbindung im Bereich der Lötstreifen

Tab. 4.1 fasst die beiden unterschiedlichen Varianten zusammen. Allerdings wurde für die Untersuchung nicht nur ein Lastzustand betrachtet, sondern es wurde zur robusten Bewertung ein gesamter Vollast-Schub-Zyklus nach Kap. 4.2.3 gerechnet. Die auftretenden Spannungen unterscheiden sich speziell im Bereich des ungelöteten hinteren Abschnitts des Katalysators. Da in beiden Varianten der vordere Bereich verlötet ist, treten hier kaum Abweichungen auf. In dieser Region, in der die Belastungen des Katalysators am höchsten sind, unterscheiden sich daher die Ergebnisse beider Varianten nur minimal. Deshalb sind in Abb. 4.11 die jeweils maximalen Spannungen für den Bereich der maximalen Abweichung (hinterer Bereich der Katalysatoren) abhängig vom Fahrzustand aufgetragen.

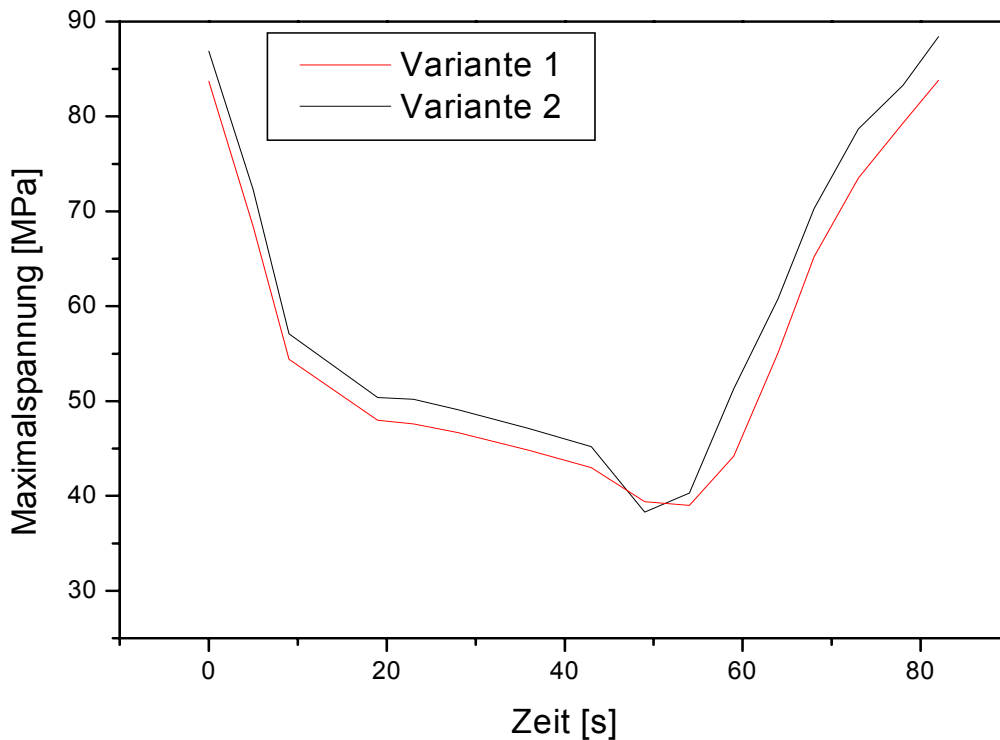


Abb. 4.11 Maximalspannungen im hinteren Bereich des Katalysators über einen Vollast-Schub-Zyklus hinweg

Zu erkennen ist, dass die beiden Kurvenverläufe sehr ähnlich sind. Offensichtlich ist der Einfluss des Lotdesigns auf die Spannungen nicht ausschlaggebend. Daher wird vereinbart, dass für alle weiteren Berechnungen der Katalysator als durchgängig gelötet angesehen wird. Dies vereinfacht die Berechnungen und ist auch mit der Realität vereinbar, denn die kritische Region bei den Schadensfällen ist der verlötete Frontbereich und nicht die ungelöteten Bereiche.

Materialdaten

Der für diese Arbeit verwendete Katalysator besteht aus zwei hochtemperaturbeständigen, korrosionsfesten Stählen. Es handelt sich um die ferritischen Stähle X8 CrAl 20-5 (1.4767) für das Folienmaterial und X2 CrTiNb 18 (1.4509) für den Mantel. Alternative Stähle für die Verwendung in der Abgasanlage werden in [68] aufgeführt.

Für die thermomechanischen Berechnungen in ABAQUS wurden temperaturabhängige Materialdaten hinterlegt, die beim Mantel entsprechend der Betriebstemperatur bis 600 °C vorliegen müssen und für das Folienmaterial sogar bis ca. 1.000 °C. Die Berechnungen wurden hier mit einer elastisch-plastischen Materialformulierung durchgeführt. Daher werden folgende Materialdaten in der Berechnung berücksichtigt:

- Thermischer Ausdehnungskoeffizient
- Elastizitätsmodul
- Plastisches Materialverhalten (σ - ϵ -Zusammenhang)

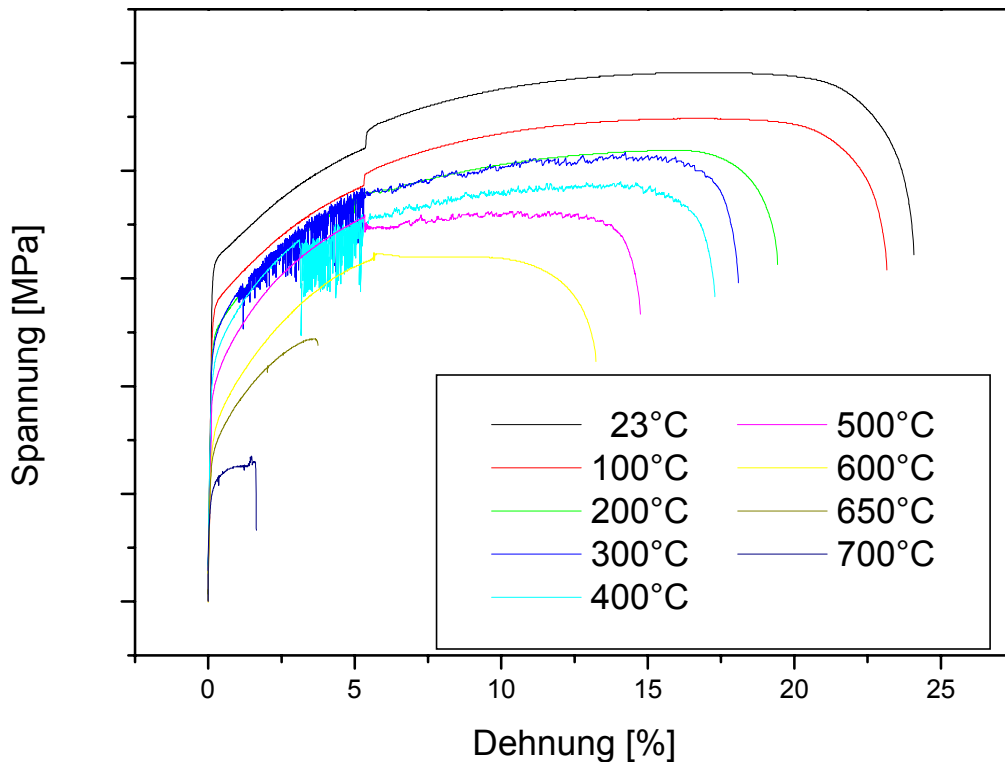


Abb. 4.12 Warmzugversuche für den Werkstoff 1.4509

Das Spannungs-Dehnungs-Diagramm ist für den Mantelwerkstoff beispielhaft in Abb. 4.12 dargestellt. Die Daten wurden im Zugversuch bei unterschiedlichen Temperaturen ermittelt. Zu erkennen ist speziell bei den Temperaturen von 300 und 400 °C das Auftreten der dynamischen Reckalterung. Diese ist abhängig vom Wechselspiel zwischen Versetzungen und Gitteratomen bei verschiedenen Verformungsgeschwindigkeiten und Temperaturen und kann als Hinweis für zeitabhängige Phänomene gelten [69]. Zeitabhängigkeiten wurden der Einfachheit halber für die hier verwendete elastisch-plastische Berechnung nicht berücksichtigt. Die Kurven wurden geglättet in ABAQUS hinterlegt [70].

4.2.2 Verifikation des Basismodells

Um die Genauigkeit des Basismodells nachzuweisen, soll ein Rechnungs-Messungs-Abgleich vorgenommen werden. Eine geeignete Kenngröße, anhand derer ein Vergleich möglich ist, ist die Verformung der Katalysatormatrix. Die Matrix verformt sich während eines Fahrzykluses, da sich infolge der Beaufschlagung mit unterschiedlich heißem Abgas das Folienmaterial unterschiedlich stark ausdehnt. Die Verformung der Matrix wird weiterhin durch den Katalysatormantel bestimmt. Da der Mantel in Kontakt mit dem Außenmedium steht, ist dieser wesentlich kühler als die Matrix und dehnt sich seinerseits nicht so stark aus. Damit stellt der Mantel einen Widerstand für die Matrix dar, gegen den sie gedrückt wird. Abhängig von der Temperatureinwirkung und dem Wickeldesign kommt es dadurch zum Stauchen und Eindrehen der Matrix. Dieses Verformungsmuster soll für einen Rechnungs-Messungs-Abgleich aufgezeichnet und ausgewertet werden.

Idee für die Messungen ist es, den Katalysator an zwei Extrempunkten, einmal in heißer und einmal in kalter Konstitution, aufzuzeichnen. Wird die Differenz aus den beiden Messungen gebildet, kann die Relativbewegung der Matrixfolien ermittelt werden, die sich bei dem Temperaturunterschied ergibt. Wird derselbe Temperaturzyklus mit dem Berechnungsmodell nachgerechnet, so kann ein Abgleich erfolgen.

Die im Rahmen der Arbeit durchgeführten Messungen wurden am Katalysator mit einer hochauflösenden Kamera erstellt. Randbedingungen hierfür sind allerdings die optische Zugänglichkeit und der Zustand der Schwingungsfreiheit im Moment der photographischen Aufzeichnung. Um dies zu realisieren, wurde der in Abb. 4.13 dargestellte Versuchsaufbau verwendet. Hier wird der Katalysator mit Hilfe eines Hochleistungsheizföns und eines Gebläses auf eine für den Fahrzeugeinsatz relevante Temperatur erhitzt. Nach Erreichen dieser Temperatur werden das Gebläse und der Heizföhn abgeschaltet. Photographisch aufgezeichnet wird das Abkühlverhalten an der offenen Stirnseite des Katalysators. Im Moment der photographischen Aufzeichnung wurde außerdem das komplette Temperaturfeld im Katalysator und am Mantel bestimmt. Für die Versuche wurde ein weiterer Katalysator mit Thermoelementen bestückt, wobei die Anordnung den Beschreibungen in Kap. 3.2.1 entspricht. Mit den so gemessenen dreidimensionalen Temperaturfeldern wird der Versuch rechnerisch nachgefahren und die Ergebnisse der Verformungsberechnung mit den optischen Messungen verglichen.

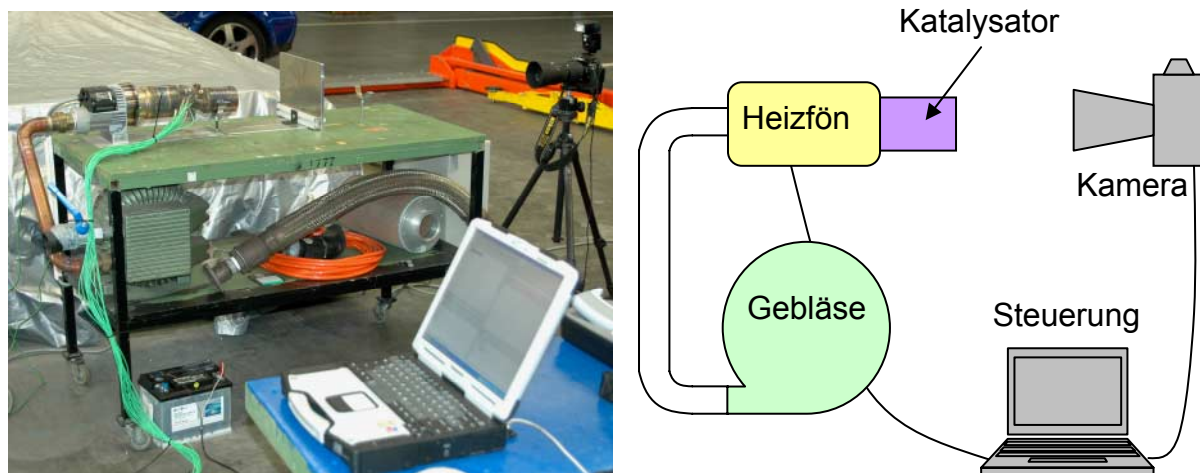


Abb. 4.13 Versuchsaufbau zur optischen Messung der Katalysatorverformung

Für den Rechnungs-Messungs-Abgleich wurde der Katalysator zunächst auf 950 °C erwärmt und danach bis auf 350 °C abgekühlt. Dabei handelt es sich bei den Temperaturangaben jeweils um die Maximalwerte, denen in Wirklichkeit komplexe Temperaturverteilungen zu Grunde liegen. Deshalb wird ein einzigartiges Verformungsmuster an der Oberfläche der Matrixstirnseite hervorgerufen, mit dem auch bei einem nur lokal begrenzten Vergleich auf das Verhalten des gesamten Katalysators geschlossen werden kann. Vom heißen und kalten Zustand wurden Fotos gemacht und diese in der Auswertung exakt übereinander gelegt. Dadurch entstehen Doppelbilder, wie sie in Abb. 4.14 c) dargestellt sind. Hier sind schon mit bloßem Auge die Relativverschiebungen erkennbar.

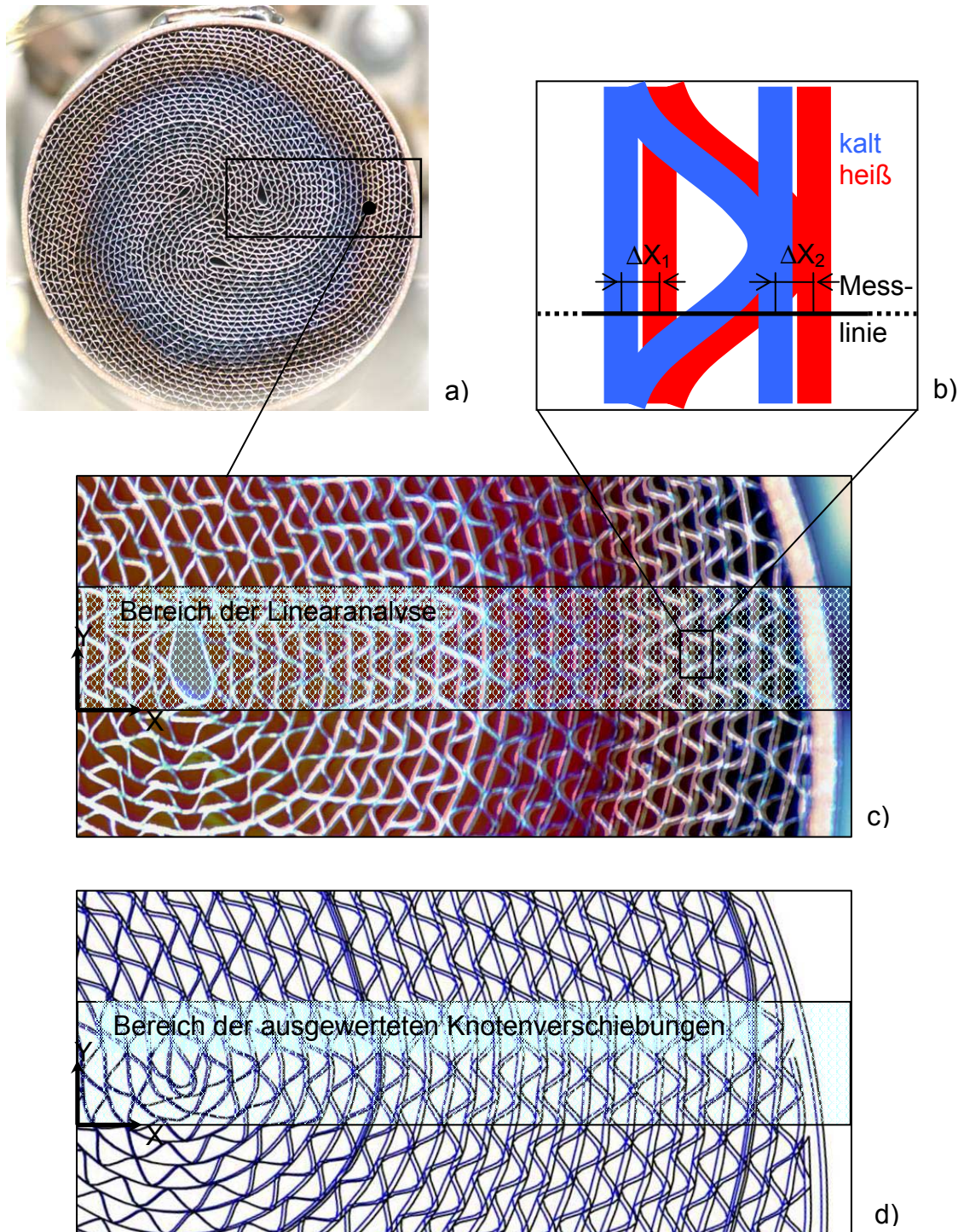


Abb. 4.14 Optischer Rechnungs-Messungs-Abgleich a) Katalysator mit ausgewerteten Messbereich b) Prinzip der Verschiebungsmessung, Aufnahme der Relativverschiebung in X-Richtung zwischen hoher und niedriger Temperatur c) Optische Messung, Überlagerung der Bilder bei hoher und niedriger Temperatur d) Ausschnitt des dazugehörigen Berechnungsmodells mit dem Bereich, in dem die Knotenverschiebungen ausgelesen wurden

Um die Relativverschiebungen auswerten zu können, ist der in Abb. 4.14 a) und c) dargestellte Messbereich für Linearanalysen gewählt worden. Es werden mehrere Messlinien parallel zur X-Achse positioniert und das jeweilige Verschiebungsdelta in X-Richtung aufgenommen. Zur Minimierung lokaler Effekte wurden mehrere Messungen in dem dargestellten Bereich durchgeführt. Abb. 4.14 b) zeigt dabei das Prinzip der Linearanalyse. Dabei erfolgt die Be-

stimmung der Verschiebungswerte, indem die Differenz vom Mittelpunkt der kalten Matrixfolie zum Mittelpunkt derselben Folie im heißen Zustand gemessen wird. Die Verwendung der Folienmittelpunkte für die Analyse hat sich bewährt, da hiermit Messfehler auf Grund „ausgefranster“ Folienränder oder temperaturbedingt unterschiedlich dicker Folien vermieden werden. Parallel zu den optischen Messungen wurden für das Basismodell und den gemessenen Temperaturverteilungen, die in Abb. 4.14 d) dargestellten Knotenverschiebungen in X-Richtung bestimmt.

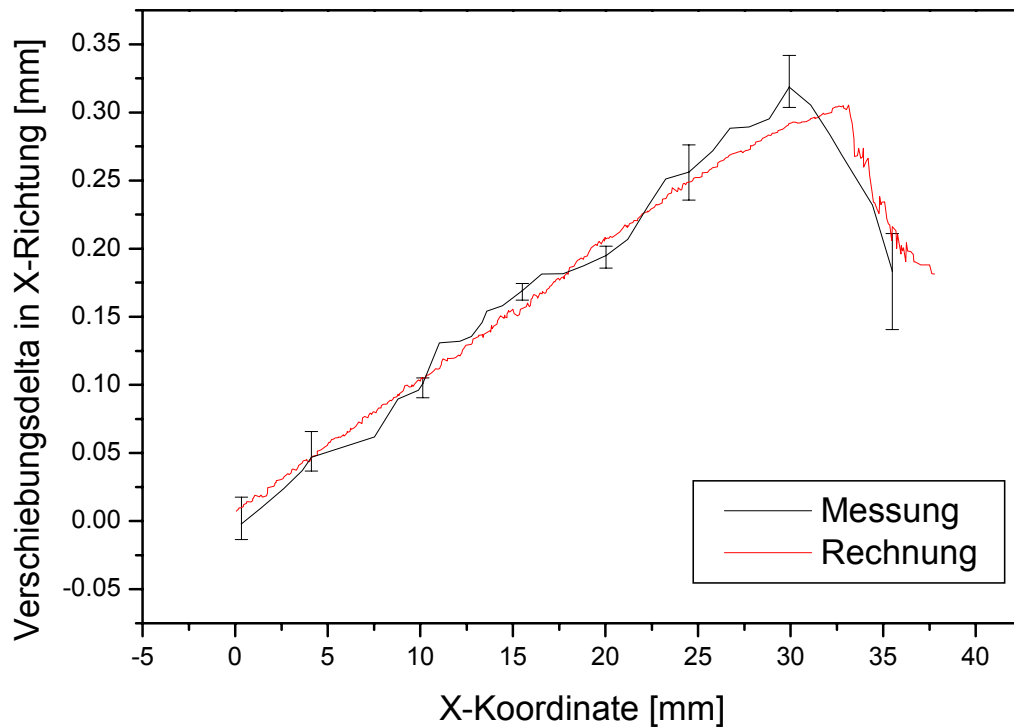


Abb. 4.15 Messungs-Rechnungs-Abgleich durch Verschiebungsmessung bei Abkühlung des Katalysators von 950 auch 350 °C

Die Ergebnisse der Messungen und Rechnungen sind in Abb. 4.15 dargestellt. Zu erkennen ist ein zunächst von der Mitte her linear ansteigendes Verschiebungsdelta. Dieses wird kurz vor dem Rand wieder kleiner und nimmt den Wert der Ausdehnung des Mantels an. Damit wird die Stauchung der Matrix gegen den Mantel sichtbar. Beide Kurvenverläufe sind sehr ähnlich. Damit kann das Basismodell als eine zuverlässige Möglichkeit angesehen werden, welche das Verformungs- und damit auch Spannungsverhalten richtig wiedergibt. Zu bemerken ist, dass durch den Abgleich nicht nur die Qualität des Modells in Elementierung bzw. Vernetzung bewiesen ist, sondern auch die Richtigkeit der Materialdaten und der Temperaturmessungen.

Mit dem hier beschriebenen Aufbau des Basismodells und der anschließenden Verifizierung konnte ein Schalenmodell ausreichender Genauigkeit und geringer Elementzahl erzeugt werden. Dieses hat im Vergleich zu den im Stand der Technik beschriebenen Schalenmodellen eine um das drei- bis vierfache verringerte Elementzahl. Damit sind bereits mit dem Basismodell verhältnismäßig kurze Rechenzeiten möglich.

4.2.3 Prüfzyklus für die Bewertung der verschiedenen Modelle

Um die zu entwickelnden Berechnungsmodelle miteinander vergleichen und bewerten zu können, soll ein einheitlicher Belastungszyklus festgelegt werden. Mit diesem können dann alle Berechnungsmodelle auf dieselbe Art und Weise getestet und deren jeweilige Qualität beurteilt werden.

Da die Temperatur in Form von zyklisch thermischen Beanspruchungen die wesentliche Rolle bei der Einleitung der Katalysatorschäden spielt und Vibrationen sowie die Strömungskräfte des Abgases nur von untergeordneter Bedeutung sind, wird ein thermisches Belastungsprofil zur Prüfung der Berechnungsmodelle verwendet. Bei dem in Abb. 4.16 gezeigten Temperaturverlauf handelt es sich um einen direkt im Fahrzeug aufgezeichneten hoch dynamischen Fahrzyklus, der nach VOLKSWAGEN-internen Untersuchungen [21] eine Worst-Case-Belastung für den Katalysatorträger verkörpert.

Der in Abb. 4.16 gezeigte Kurvenverlauf beschreibt die gemessene Temperaturinformation für eine Position in der Mitte der Gaseinlassseite. Die sich jeweils ausbildende komplexe räumliche Temperaturverteilung ist für vier Belastungsfälle des Zyklusses im unteren Bereich der Abbildung dargestellt. Bei den hervorgehobenen Temperaturen handelt es sich um Extrempunkte mit stark voneinander abweichenden Temperaturverteilungen. Somit stellt der Zyklus ein umfassendes Belastungsspektrum dar. Durch diese Belastungsvielfalt kann die Robustheit der verschiedenen Modelle untersucht werden, bzw. deren Eignung auch bei unterschiedlichen Belastungszuständen exakte Ergebnisse zu liefern. Die so abgesicherten Modelle können dann im weiteren Verlauf der Arbeit genutzt werden, um Erkenntnisse aus den verschiedenen Temperaturbelastungen zu gewinnen und beispielsweise die Auswirkungen des schaltbedingten Temperaturpeaks zu bewerten.

Der eigentliche Vergleich soll hier anhand der sich im Modell einstellenden Spannungen erfolgen. Dies hat den Vorteil, dass beispielsweise im Gegensatz zur Auswertung der plastischen Dehnungen bei der Analyse der Spannungen auch das Verhalten in weniger belasteten Regionen des Katalysators sichtbar gemacht werden kann, in denen keine Plastizität auftritt. Dadurch wird eine noch genauere Bewertung der Berechnungsergebnisse möglich. Denn das Belastungsniveau beim Prüfzyklus führt nur in einzelnen lokal begrenzten Bereichen zu plastischen Verformungen.

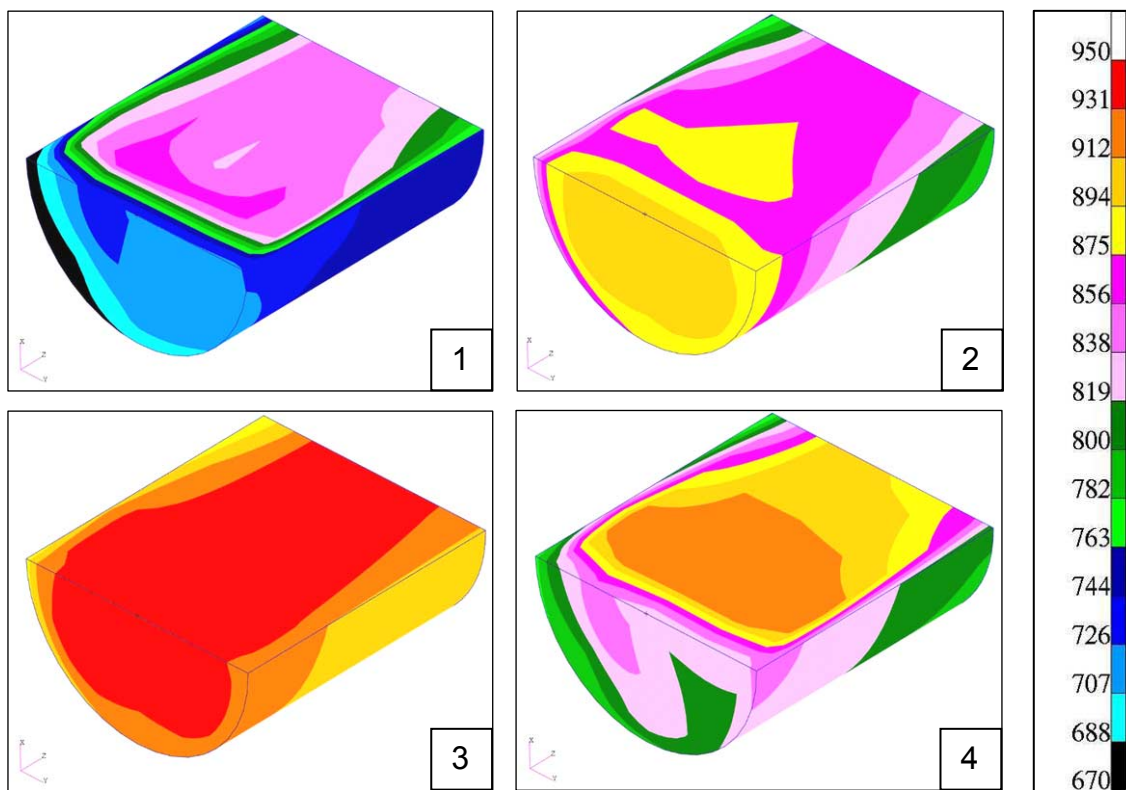
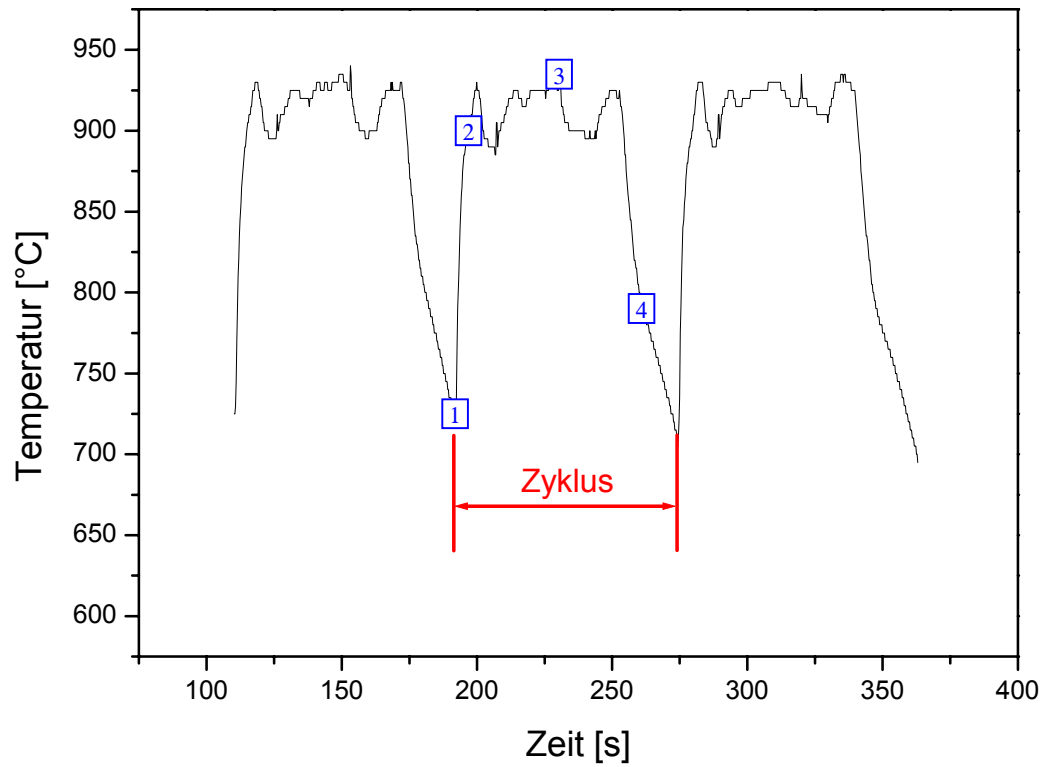


Abb. 4.16 Verwendeter Temperaturzyklus zur Bewertung der Katalysatorfestigkeit mit kompletten Temperaturinformationen für vier markante Punkte, [°C]: 1) Ende Schub 2) Aufheizen 3) Volllast 4) Mitte Schub

4.3 Vereinfachung durch Symmetrienausnutzung

Bisher wurde das Vorgehen zur Definition einer Basis beschrieben, wobei anhand eines bestimmten Belastungszyklus das exakte Verformungs- und Spannungsverhalten des Katalysators bestimmt wird. Da jedoch das Basismodell eine hohe Elementzahl besitzt und die benötigte Zeit für die Berechnung des Finite-Element-Problems überproportional mit der Zahl der Unbekannten bzw. der Knotenzahl steigt, soll als erstes die Elementreduzierung durch Ausnutzung der Symmetrie untersucht werden. Grundlage hierfür sind die geometrischen Verhältnisse des Katalysators. Allerdings muss berücksichtigt werden, dass auch die Belastungen symmetrisch sein müssen, was beim hier untersuchten Fahrzyklus nicht der Fall ist. Deswegen sollen sich die Untersuchungen der Symmetrienausnutzung darauf konzentrieren, inwiefern trotz der vorliegenden ungleichmäßigen Temperaturverteilung richtige Ergebnisse erzeugt werden können.

4.3.1 Spezifikationen verschiedener Symmetrieansätze

Rotationssymmetrie

Am einfachsten ist die Symmetrienausnutzung bei spiralförmigen Katalysatoren, bei denen die Well- und Glattlagen um einen zentralen Wickeldorn aufgerollt werden. Dadurch entstehen rotationssymmetrische Geometrien. Abb. 4.17 zeigt die Verkürzung der Berechnungszeit beim Übergang vom Gesamtmodell bis hin zu einem Achterschnitt. Hierbei sind Rechenzeitverkürzungen um einen Faktor von knapp 30 möglich.

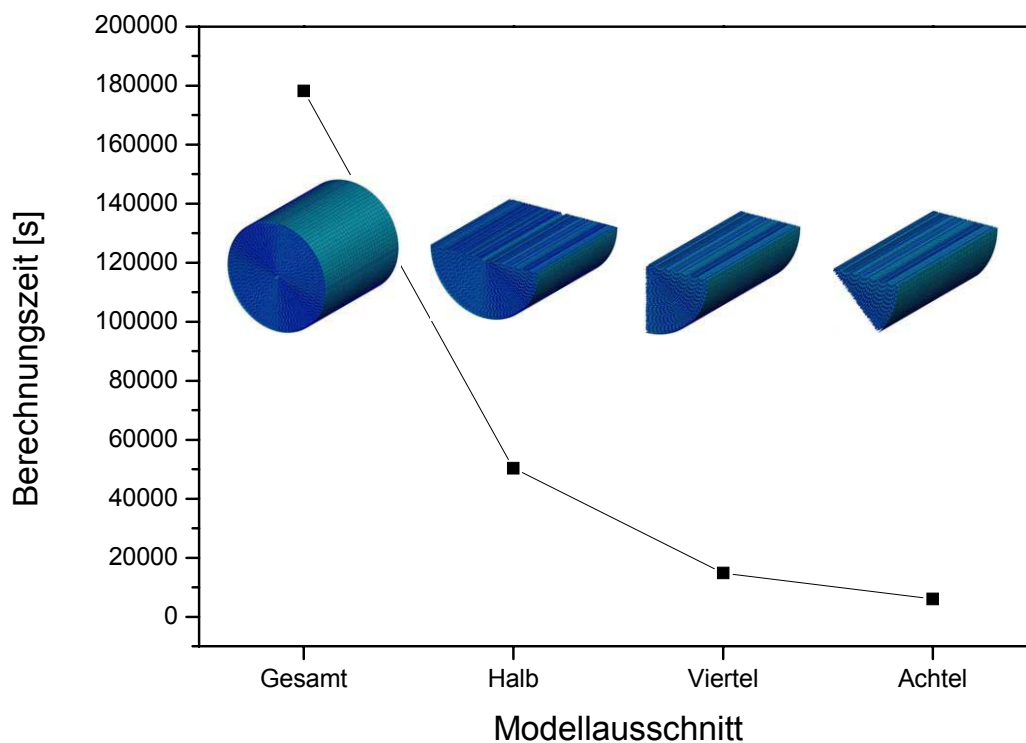


Abb. 4.17 Berechnungszeit bei Verringerung der Modellgröße bei Spiralkatalysatoren

Für das hier betrachtete Katalysatorsystem zeigt Abb. 4.18 a) die Temperaturverteilung mit den höchsten radialen Temperaturgradienten und damit die ungleichmäßigste Belastung, die im betrachteten Fahrzyklus auftritt. Trotzdem ist es üblich, bei leichten Symmetrieabweichungen weiterhin mit symmetrischen Modellen zu arbeiten [33]. Es soll nun untersucht werden, ob dies beim vorliegenden Fahrzyklus möglich ist.

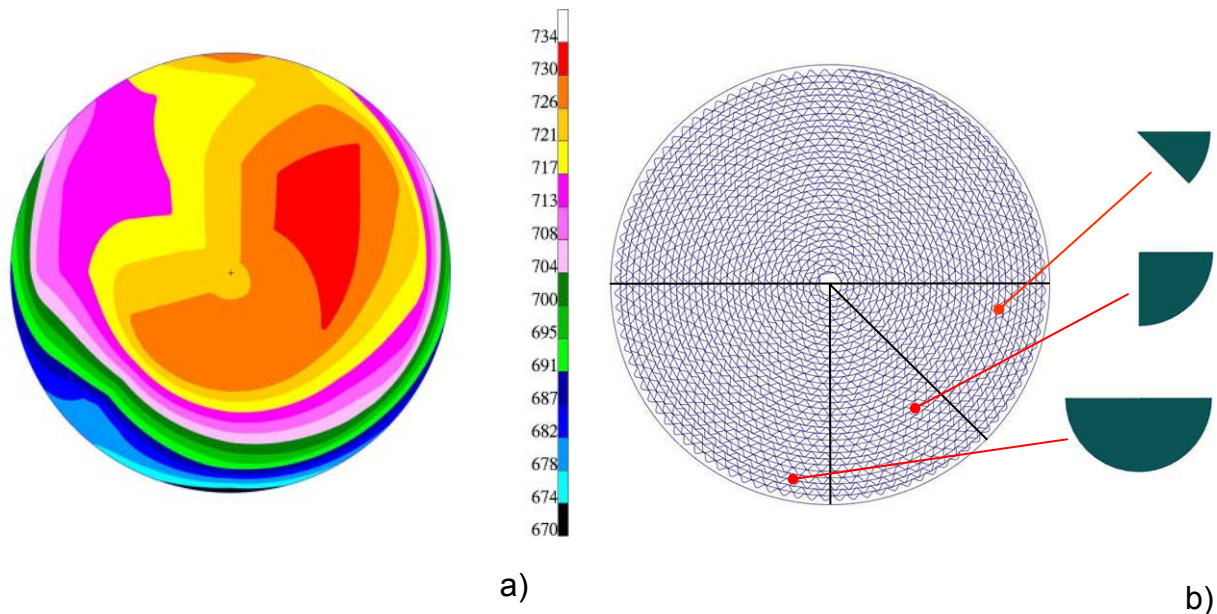


Abb. 4.18 Spiralkatalysator a) Temperaturbelastung, [°C] b) Geometrie mit Teilschnitten

Um die Symmetrieansätze zu überprüfen, wurden die Halb-, Viertel- und Achtelschnitte so positioniert, dass sie im Bereich hoher Temperaturgradienten liegen (Abb. 4.18 b). Da hohe Spannungen im Allgemeinen dort auftreten, wo die Temperaturunterschiede am größten sind, soll mit diesem Vorgehen eine möglichst konservative Abschätzung des Spannungsverhaltens sichergestellt werden.

Wie bei der Untersuchung der Schadensfälle erläutert (Kap. 2), treten hohe Spannungen auf der Katalysatorstirnseite am Gaseinlass auf. Deshalb wurden für den Vergleich der Berechnungsergebnisse untereinander die Spannungen der ersten Elementebene auf der Katalysatorfront genutzt. Die Konzentration auf die kritische Region im Katalysator soll eine höchstmögliche Empfindlichkeit der Ergebnisse ermöglichen. Um die unterschiedlich großen Modelle zu vergleichen, sind in Abb. 4.19 die auf das Gesamtmodell skalierten Häufigkeiten dargestellt. (Z.B. sind die Häufigkeiten des Achtelschnitts mit 8 multipliziert.)

Zu erkennen ist in Abb. 4.19, dass es trotz der Temperaturabweichungen bei den Modellen zu sehr ähnlichen Spannungen kommt. Offensichtlich sind die auftretenden Temperaturunterschiede zwischen 670 und 730 °C nicht so groß, dass dadurch die grundsätzliche Aussage über die Spannungsverteilung verändert wird. Dabei soll noch einmal darauf hingewiesen werden, dass es sich bei der Darstellung in Abb. 4.19 um eine Worst-Case-Betrachtung handelt. Damit ist die Nutzung von Symmetrieschnitten bei den anderen Fahrzuständen noch besser geeignet.

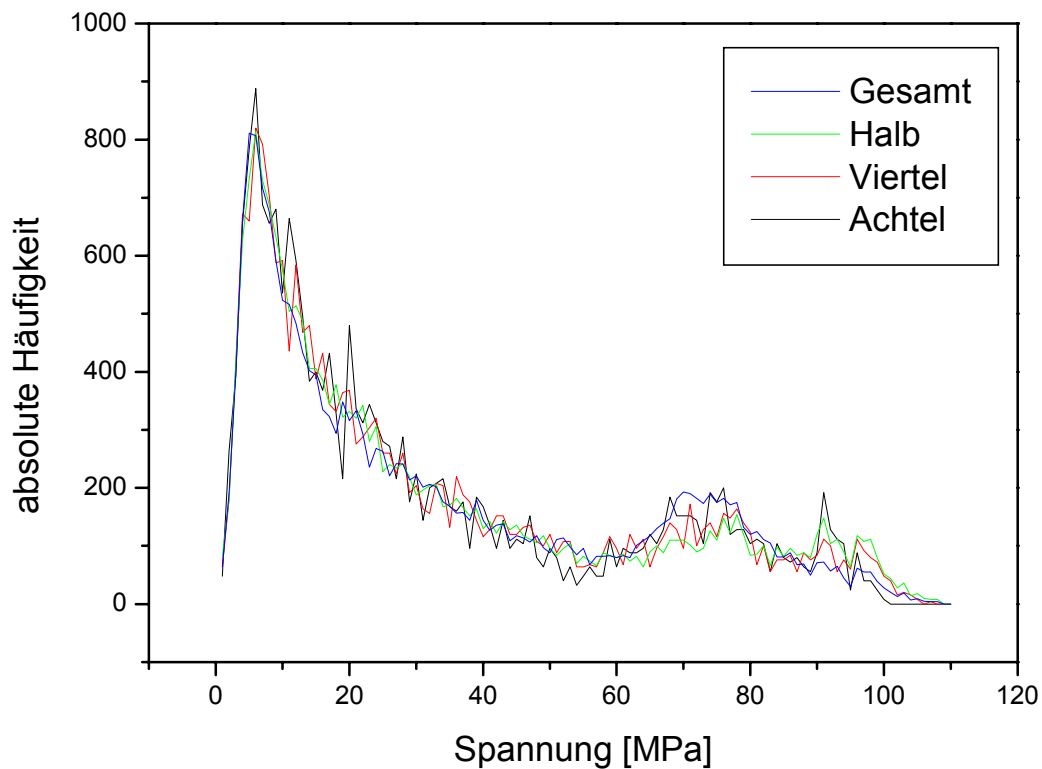


Abb. 4.19 Skalierte Spannungshäufigkeiten (σ_v) der Teilschnitte

Zyklische Symmetrie

Abb. 4.20 zeigt den Aufbau des sehr oft im Fahrzeug verwendeten SM-Designs. Hierbei besteht der Katalysator aus drei tropfenförmig ineinander verschlungenen Folienpaketen. Durch die Ausnutzung der zyklischen Symmetrie wird das Modell auf ein Drittel seiner Größe reduziert. Hiermit werden Rechenzeitverkürzungen um den Faktor 6 erreicht.

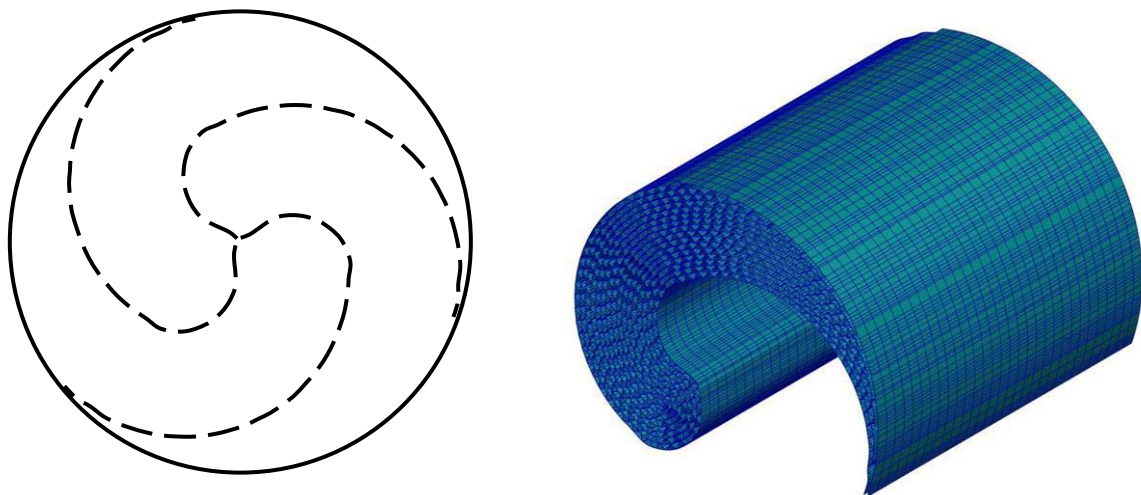


Abb. 4.20 Zyklische Symmetrie bei einem SM-Katalysator

Für die Reduzierung auf nur ein Teilsegment muss an den Außenseiten des „Tropfens“ eine zyklisch symmetrische Kontaktdefinition vorgenommen werden [67]. Auch hier stellt sich das Problem der ungleichmäßigen Temperaturverteilung. Wie schon bei der Untersuchung der Rotationssymmetrie festgestellt, sind trotz unsymmetrischer Temperaturbelastungen auch hier gute Aussagen zu den auftretenden Spannungen möglich.

Axiale Symmetrie

Abb. 4.21 zeigt die Möglichkeit der axialen Symmetrienausnutzung. Unabhängig vom Wickel-design kann diese Symmetrie bei allen zylinderförmigen Katalysatoren ausgenutzt werden.

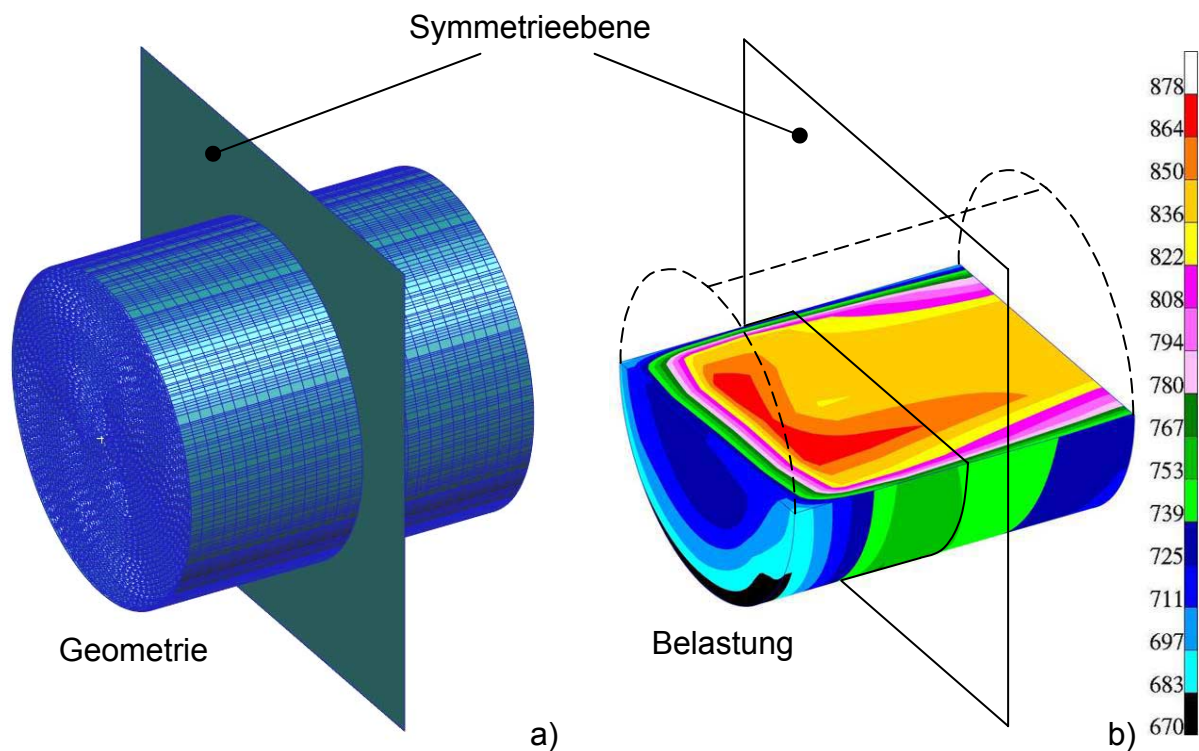


Abb. 4.21 Axiale Symmetrie a) Darstellung anhand der Geometrie b) Darstellung der Belastungen bei ungleichmäßiger axialer Temperaturverteilung, [°C]

Auch hier soll der Einfluss der unsymmetrischen Belastung untersucht werden. Abb. 4.21 b) zeigt wiederum die ungleichmäßigste axiale Temperaturverteilung, die im zu Grunde liegenden Fahrzyklus gemessen wurde. Es wurden Vergleichsrechnungen zwischen dem Gesamtmodell und dem axialen Halbmodell durchgeführt. Die sich daraus ergebenden Spannungen wurden für die erste Ebene auf der Katalysatorfront ermittelt, da hier die Maxima auftreten. Zu erkennen sind in Abb. 4.22 nahezu deckungsgleiche Kurvenverläufe. Dies gilt auch für Gegenüberstellungen in anderen Elementebenen des Katalysators bzw. wenn ein hinteres Halbmodell betrachtet wird. Da es sich bei dem in Abb. 4.22 dargestellten Fall wieder um eine Worst-Case-Betrachtung handelt, kann davon ausgegangen werden, dass die axialen

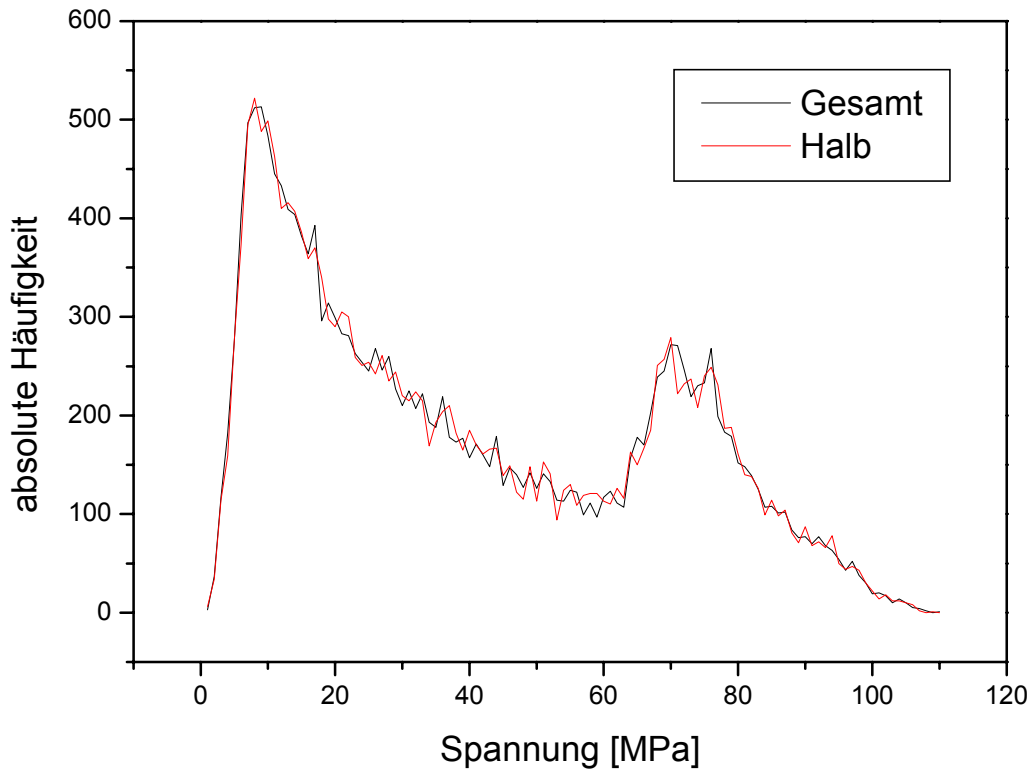


Abb. 4.22 Spannungsverlauf (σ_v) bei Gesamt- und Halbmodell bei axial ungleichmäßiger Temperatur für den Referenzkatalysator)

Temperaturunterschiede nicht so bedeutsam für die Spannungsbildung sind und damit die axiale Symmetrieausnutzung uneingeschränkt genutzt werden kann.

4.3.2 Bewertung der Symmetrieausnutzung

Es konnte gezeigt werden, dass durch die Symmetrieausnutzung erhebliche Rechenzeitverkürzungen erzielt werden können. Obwohl die Belastungen ungleichmäßig verteilt sind, ist die Qualität der Berechnungsergebnisse trotzdem hoch. Hierbei ist insbesondere die axiale Symmetrie geeignet, da trotz der für den Fahrzyklus relevanten höchsten Temperaturungleichverteilungen keine Unterschiede in den maximal beanspruchten frontseitigen Elementen erkennbar sind. Radiale Temperaturunterschiede haben einen höheren Einfluss auf die sich ausbildenden Spannungen und verhindern die Nutzung der zyklischen bzw. radialen Symmetrie bei größeren Temperaturungleichverteilungen.

Im Ergebnis der Untersuchungen kann gezeigt werden, dass Symmetrieausnutzungen auch für andere Katalysatoren bzw. Belastungsfälle geeignet sind, wenn die Temperaturungleichverteilungen nicht größer sind als im hier untersuchten Fahrzyklus. Abb. 4.23 zeigt am Beispiel eines SM-Katalysators die Rechenzeitverkürzung bei maximaler Symmetrieausnutzung. Bei hoher Ergebnisqualität wurde die Rechenzeit um den Faktor 21,5 verkürzt.

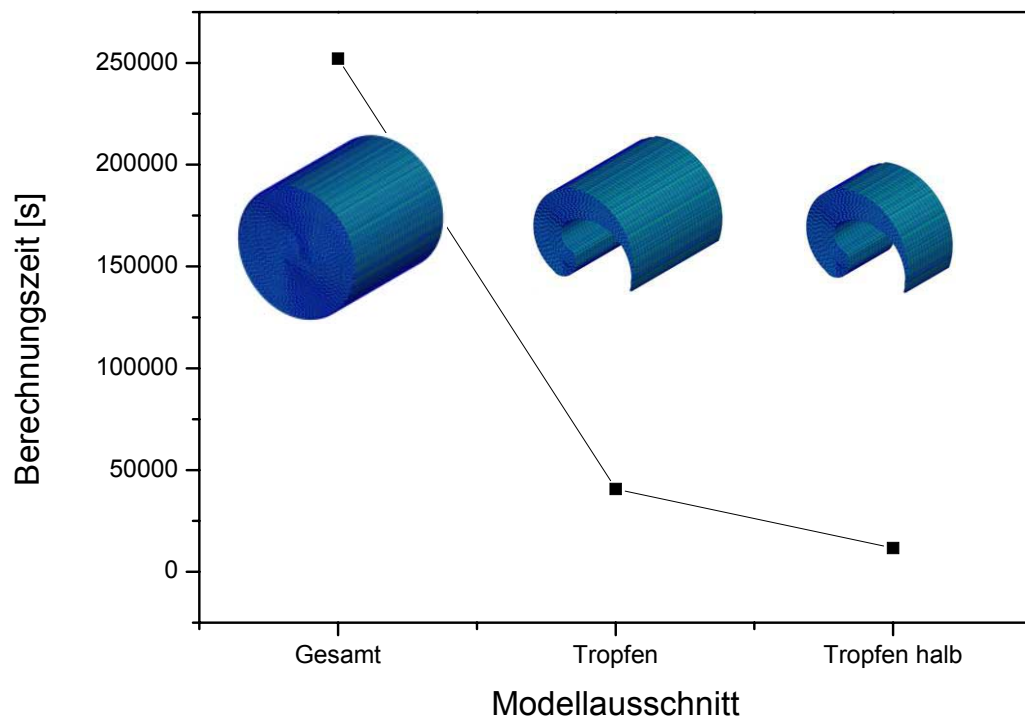


Abb. 4.23 Verringerung der Berechnungszeit durch Symmetrienausnutzung am Beispiel SM-Katalysator

4.4 Vereinfachung durch Reduzierung auf geeignete 2D-Fälle

Um die Rechenzeiten weiter zu reduzieren, soll die Elementzahl weiter verringert werden. Inwiefern dies durch den Einsatz von 2D-Modellen möglich ist, soll hier untersucht werden. Bei der Betrachtung der Hauptverformungsrichtung sind als Wesentlich zu nennen: die radiale Ausdehnung mit der Matrixstauchung gegen den Mantel und die axiale Ausdehnung der Matrix gegenüber dem kühleren Mantel. Allerdings wurde bei der Untersuchung der axialen Symmetrie bestimmt, dass selbst bei großen axialen Temperaturasymmetrien kaum Auswirkungen auf die Berechnungsergebnisse zu finden sind. Daraus lässt sich ableiten, dass die axiale Verformung nicht hauptverantwortlich für die Höhe der Spannungen ist. Damit wird bei der Verwendung von 2D-Modellen unterstellt, dass die axiale Temperaturverteilung nur einen geringen Einfluss auf die Berechnungsergebnisse hat.

4.4.1 Spezifikationen des 2D-Modells

Die 2D-Schnitte wurden, wie in Abb. 4.24 gezeigt, rechtwinklig zur Gasdurchströmungsrichtung an verschiedenen Stellen positioniert. Damit kann die radiale Ausdehnung der Matrix und deren Stauchung gegen den Mantel an unterschiedlichen Stellen im Katalysator berechnet werden. Das Netz für die Berechnung der 2D-Schnitte wurde mit Balkenelementen aufgebaut. Bei der Diskretisierung der einzelnen Katalysatorzellen in Umfangsrichtung wurde mit der gleichen Elementzahl gearbeitet, wie beim Basismodell (Kap.4.2.1).

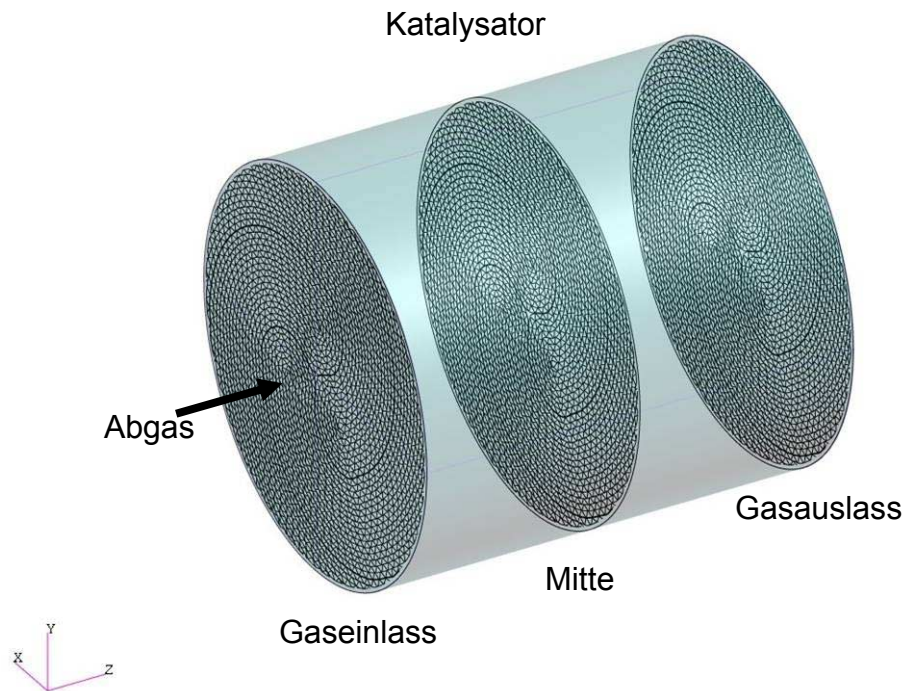


Abb. 4.24 Beispiel für unterschiedliche Lagen der 2D-Ebenen im Katalysator

4.4.2 Bewertung des 2D-Modells

Die Rechenqualität wird durch den Vergleich zwischen den Berechnungsergebnissen des 2D-Modells und der dazugehörigen Elementebene aus dem 3D-Modell bewertet. Vorgenommen wird dies an einem Schnitt in der Mitte des Katalysators (Abb. 4.25). Berechnet wurden die Ergebnisse aus der Vollastbeanspruchung des Prüfzyklusses (Punkt 3 in Abb. 4.16, S. 42), wobei maximale Temperaturen vorliegen.

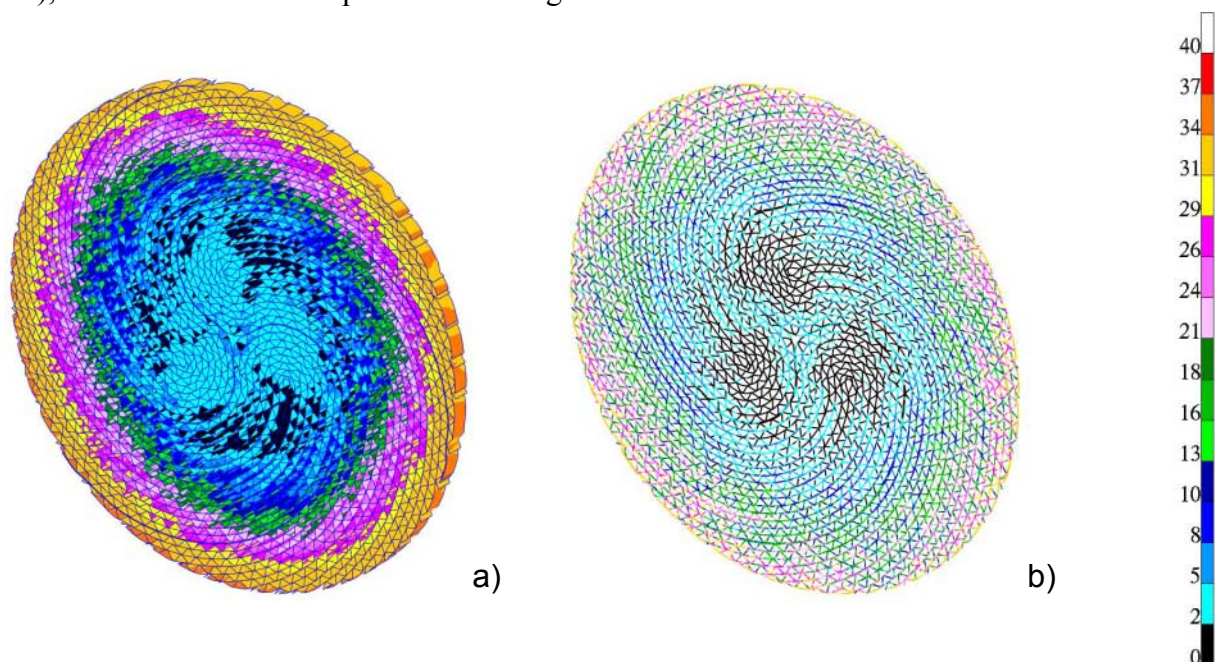


Abb. 4.25 Spannungen (σ_v) auf der Mittelebene bei Vollast, [MPa] a) Schnitt 3D-Modell b) 2D-Modell

Der Vergleich des 2D-Modells (Abb. 4.25 b) mit dem 3D-Modell (Abb. 4.25 a) zeigt Spannungsverteilungen, die Ähnlichkeiten besitzen, aber auch einige Unterschiede haben. Für einen ausführlicheren Vergleich wurden in Abb. 4.26 die Spannungshäufigkeiten der relevanten Bereiche beider Modelle gegenübergestellt. In Kombination mit der graphischen Betrachtung können die mittleren Bereiche bis nahe zum Rand als die Regionen ausgemacht werden, in denen im 2D-Modell zu geringe Spannungen angezeigt werden. Erst direkt am Rand (Mantelkontakt) sind die Spannungen in beiden Modellen gleich. Auffällig ist, dass die Maximalspannungen im 2D-Modell exakt wieder gefunden werden und damit die Höchstbelastung eingeschätzt werden kann. Weitergehende Untersuchungen zu 2D-Modellen finden sich in [71].

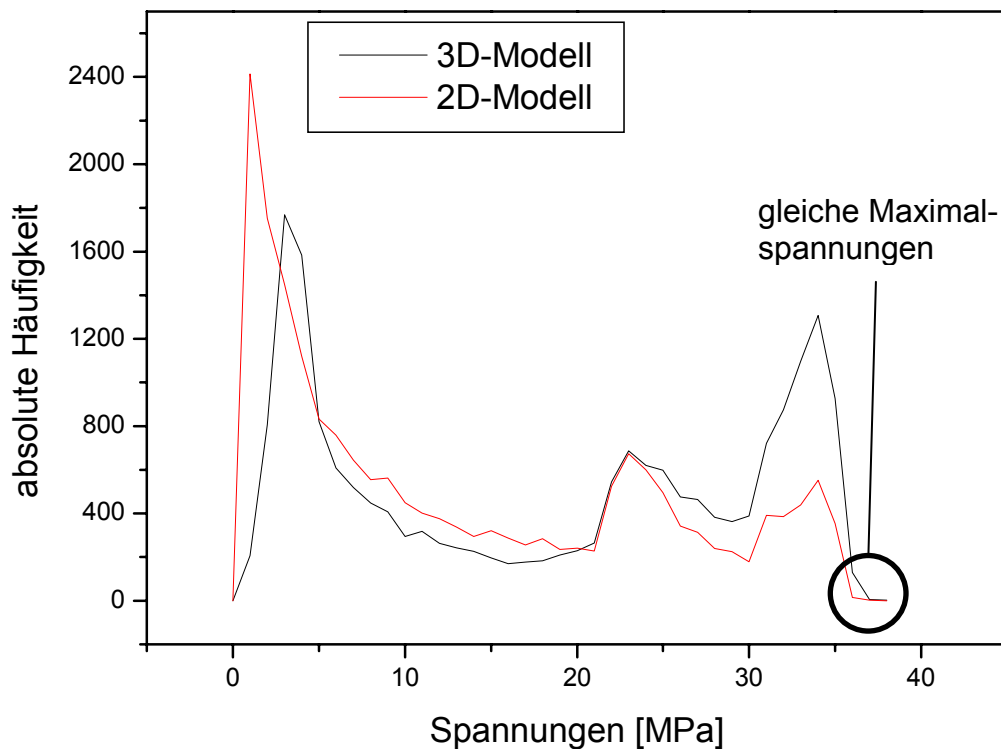


Abb. 4.26 Vergleich der Spannungen (σ_v) des 2D-Modells mit dem 3D-Basismodell

Durch die Verwendung des 2D-Modells verringert sich die Elementzahl gegenüber dem 3D-Basismodell auf 1/30, was die Berechnungszeit um den Faktor 300 verkürzt. Allerdings wird diese enorme Rechenzeitreduzierung durch Unschärfen erkaufte, die größer werden, wenn die Berechnungen für hohe axiale Temperaturunterschiede oder bei Positionierung des 2D-Schnitts außerhalb der axialen Symmetrieebene durchgeführt werden. Hier zeigt das 2D-Modell zu niedrige Spannungen im mittleren Bereich. Positiv zu bewerten ist, dass bei allen Berechnungen die Maximalspannungen richtig wieder gefunden werden und somit eine Worst-Case-Bewertung möglich ist. Anscheinend sind die Maximalspannungen in starkem Maße von den radialen Belastungen im Bereich der Matrix-Mantel-Schnittstelle bestimmt, die im 2D-Modell vollständig wiedergegeben wird. Das 2D-Modell eignet sich damit besonders, die jeweilige Maximalspannung in einer beliebigen Schnittebene bzw. einem Lastzustand zu errechnen.

4.5 Vereinfachungen durch Verwendung repräsentativer Volumenelemente (RVE)

Eine weitere Möglichkeit der Rechenzeitverkürzung liegt in der Anwendung der Homogenisierung. Hierbei wird davon ausgegangen, dass die komplexe Geometrie der Katalysatormatrix aus immer wiederkehrenden Abschnitten besteht. Für einen solchen Ausschnitt werden zunächst effektive Materialdaten bestimmt und einem Volumenelement zugewiesen. Anschließend wird mit Hilfe dieser repräsentativen Volumenelemente (RVE) die Katalysatormatrix neu aufgebaut. Dadurch ist nur noch ein Bruchteil der Elemente zur Abbildung der Katalysatorgeometrie notwendig. Hiermit ergibt sich ein enormes Potenzial der Rechenzeitverkürzung.

4.5.1 Prinzip der Homogenisierung

Abb. 4.27 zeigt am Beispiel eines technischen Werkstoffs das Vorhandensein von Heterogenitäten auf unterschiedlichen Betrachtungsebenen. Ein äußerlich homogenes Bauteil zeigt bei mikroskopischer Betrachtung Heterogenitäten wie Risse, Hohlräume, Fasern, Korngrenzen, etc. auf. Diese Störungen können zu lokalen Spannungskonzentrationen und diese wiederum zur Bildung von Mikrorissen führen. Dabei liegen die Defekte auf unterschiedlichen Ebenen vor. So sind beispielsweise Risse im Bereich von Millimetern auszumachen. Das homogene Material zwischen den Rissen wird wiederum zur Makroebene bezüglich des polykristallinen Aufbaus. Ein einzelnes Korn ist Makroebene bezüglich der Versetzungen.

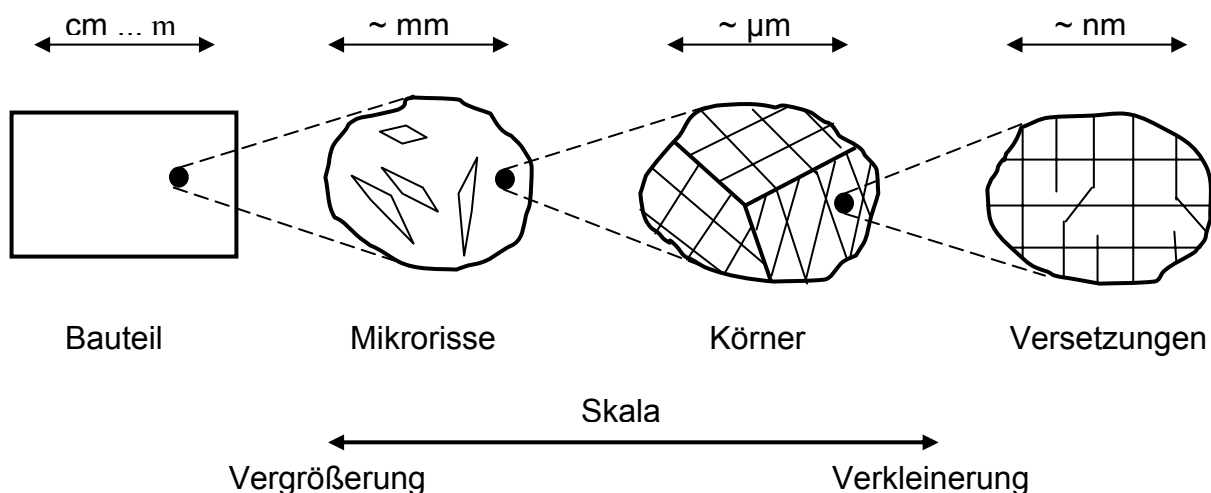


Abb. 4.27 Makro- und Mikroebenen auf verschiedenen Skalen [72]

Das Beispiel in Abb. 4.27 soll verdeutlichen, dass trotz des Vorhandenseins von Defekten auf verschiedenen Ebenen das makroskopische Materialverhalten des Bauteils durch ein homogenes Kontinuum beschrieben wird. Demzufolge wird das Bauteil durch effektive Materialeigenschaften erfasst, die sich aus den tiefer liegenden Skalen ergeben und in vielen Fällen daraus berechnen lassen.

Die logische Fortsetzung des Prinzips der Betrachtung auf unterschiedlichen Skalenbereichen ist die Erweiterung in den makroskopischen Bereich. Wie Abb. 4.28 verdeutlicht, wird die Wabenstruktur des Katalysators zur Mikrostruktur und kann letztendlich auf einer makroskopischen Ebene durch ein homogenes Kontinuum beschrieben werden. Dieser Mikro- Makro-Übergang erfolgt formal durch geeignete Mittelungsprozesse und wird Homogenisierung genannt. Homogen ist ein Material, wenn es mittels ortsunabhängiger effektiver Eigenschaften beschreibbar ist. Diese Eigenschaften werden den repräsentativen Volumenelementen zugewiesen, aus denen der Katalysator dann neu modelliert wird.

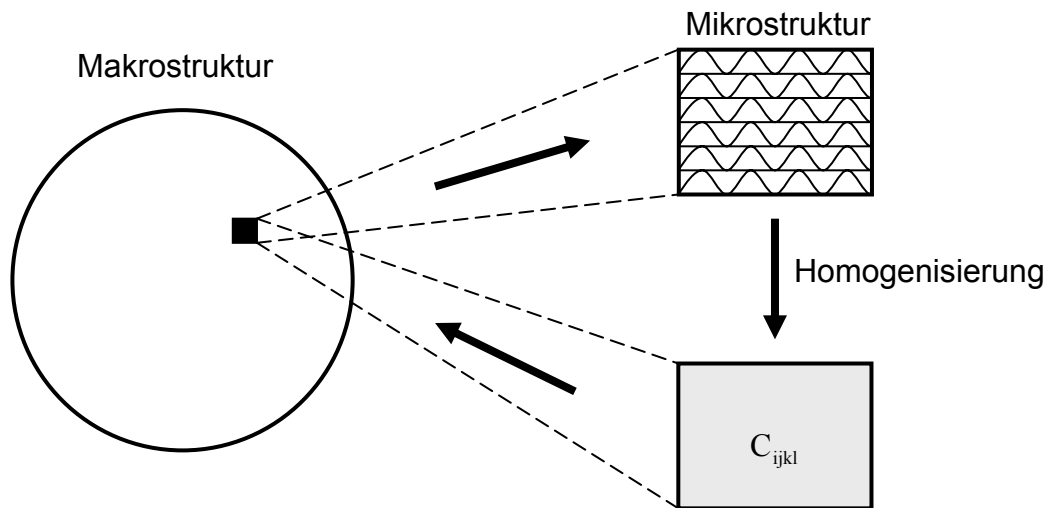


Abb. 4.28 Prinzip der Homogenisierung

Allerdings muss der Volumenbereich, an dem die Materialeigenschaften für das RVE bestimmt werden, gewisse Randbedingungen erfüllen. Grundvoraussetzung ist, dass der für den Homogenisierungsprozess gewählte Ausschnitt repräsentativ für das gesamte Volumen ist. Die damit verbundenen Anforderungen zur Bestimmung eines RVE lassen sich nach [72] folgendermaßen zusammenfassen:

- Voraussetzung für die Homogenisierung ist, dass die Strukturelemente des Materials (hier also die Zellen des Katalysators in ihren verschiedenen Konfigurationen) statistisch homogen im Material verteilt sind.
- Die Eigenschaften des RVE müssen unabhängig von seiner Form und Größe sein (Formunabhängigkeit).
- Aufgrund der nicht exakt periodischen Anordnung der Zellen zueinander, muss das homogenisierte Volumen eine hinreichende Anzahl von Abgaskanälen enthalten.
- Außerdem muss der Volumenbereich so klein sein, dass dieser auf der Makroebene näherungsweise als Punkt angesehen werden kann.

Der Aufbau des Katalysators beinhaltet den Wechsel aus Hohlräumen (Abgaskanäle) und Feststoff (Folienmaterial). Es sei darauf hingewiesen, dass die Homogenisierung auch diese Sonderfälle der sich sprunghaft ändernden Materialeigenschaften umfasst [72].

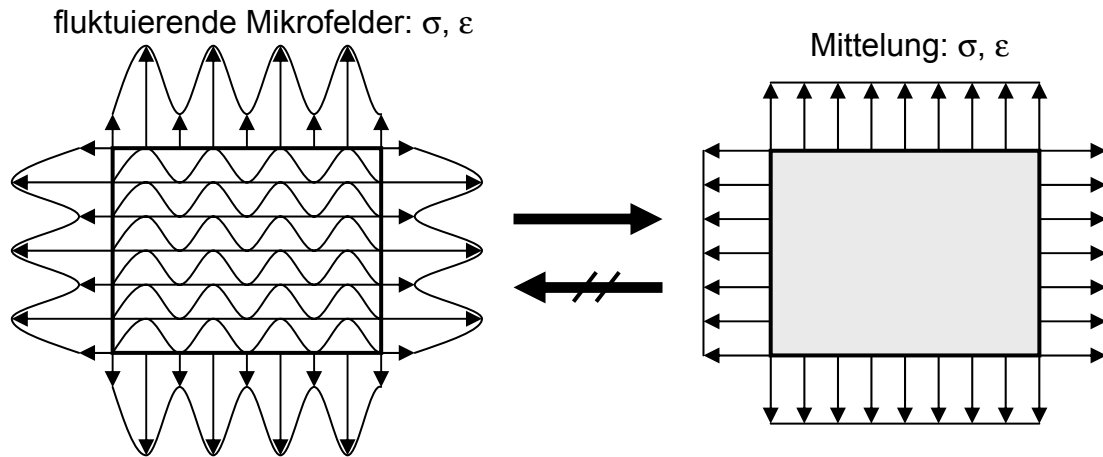


Abb. 4.29 Auf dem RVE-Rand fluktuierende Mikrofelder und ihre Mittelwerte

In Abb. 4.29 wird explizit auf eine Eigenschaft der Homogenisierung hingewiesen. Mit dem Prozess der Mittelung werden Volumenmittelwerte für die Spannungen und Verzerrungen festgesetzt, mit Hilfe derer die mechanischen Eigenschaften auf der Makroebene beschrieben werden. In Wirklichkeit liegen die Spannungen und Verzerrungen jedoch als fluktuierende Mikrofelder vor. Damit gehen beispielsweise Informationen über auftretende Spannungskonzentrationen am Folienmaterial verloren. Durch die Betrachtung der Makroebene kann keine direkte Aussage mehr über die fluktuierenden Mikrostruktureigenschaften getroffen werden.

4.5.2 Definition eines repräsentativen Volumenausschnitts

Für die Ermittlung effektiver Materialeigenschaften muss entsprechend Kap. 4.5.1 ein Volumen definiert werden, das für den Katalysator repräsentativ ist. Abb. 4.30 zeigt den Aufbau des Katalysators aus Well- und Glattlagen. Jedoch sind die übereinander liegenden Welllagen relativ zueinander verschoben, wodurch unterschiedlich steife Matrixbereiche entstehen.

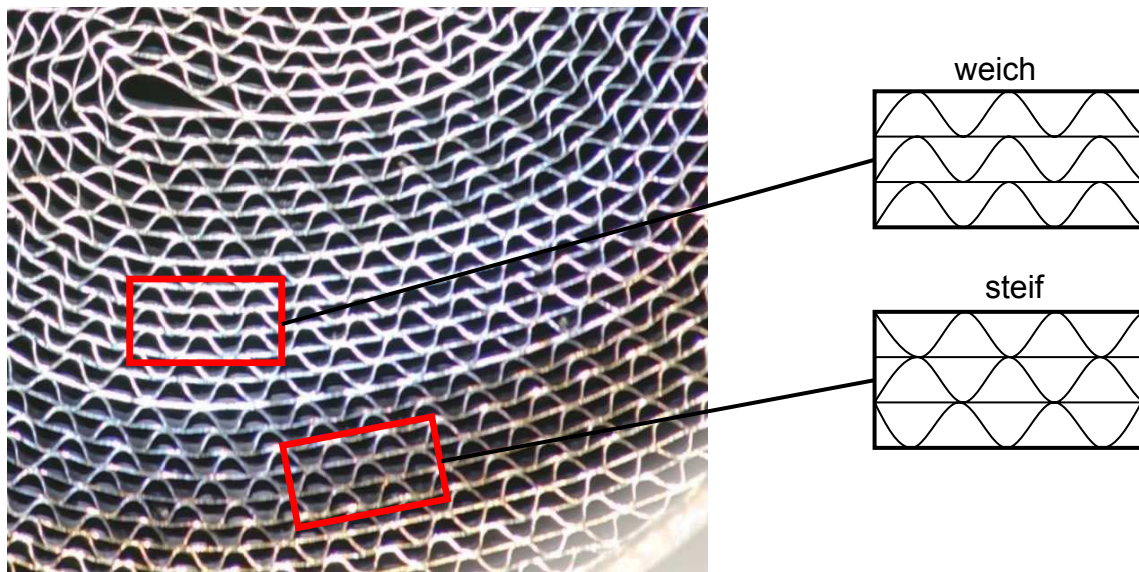


Abb. 4.30 Katalysatormatrix mit unterschiedlichen Steifigkeiten

Ein repräsentatives Volumen zur Bestimmung der effektiven Materialeigenschaften muss also die unterschiedlichen Positionen der Welllagen untereinander berücksichtigen. Abb. 4.31 zeigt das Volumen, das für die Berechnung der effektiven Materialeigenschaften auf Basis der FEM benutzt wurde. Um das Modell repräsentativ für den periodischen Aufbau der Katalysatormatrix zu gestalten, wurde in fünf Schichten alle vier möglichen Phasenlagen der Welllagen abgebildet (Gleichlauf, Gegenlauf, ¼ Periode Vorlauf, ¼ Periode Nachlauf). Für die axiale Ausdehnung des Testvolumens müssen keine statistischen Besonderheiten berücksichtigt werden. Damit gelingt es, einen für die Matrix repräsentativen Volumenausschnitt zu finden, der immer noch klein genug gegenüber der Gesamtausdehnung der Matrix ist.

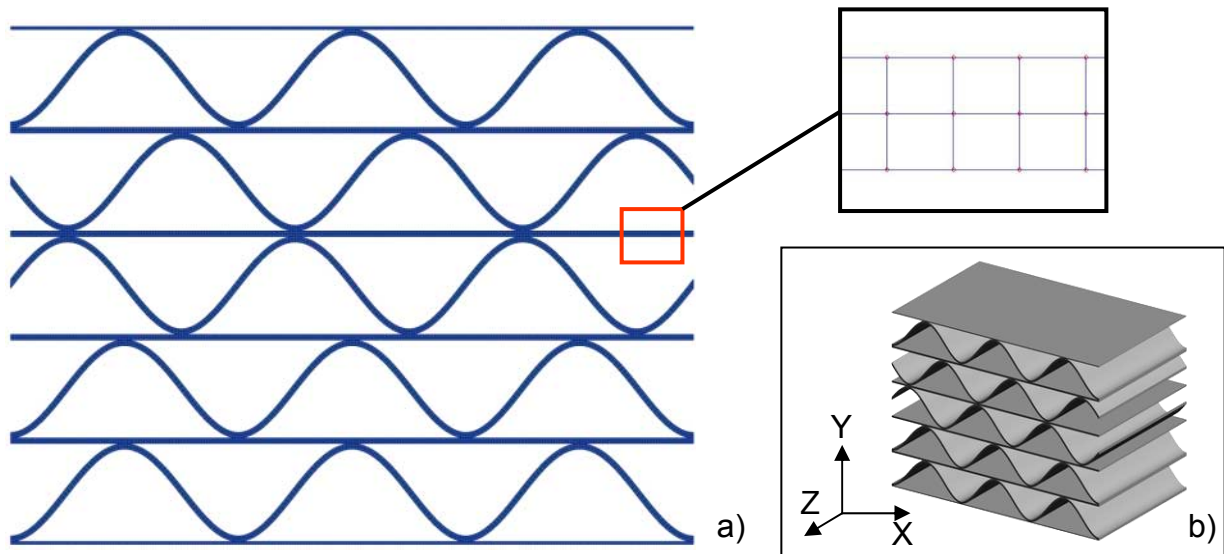


Abb. 4.31 Repräsentativer Ausschnitt zur FE-Berechnung effektiver Materialeigenschaften a) 2D b) 3D

Für den Aufbau des 3D-Netzes wurden Solidelemente verwendet. Die notwendige Feinheit des Netzes wurde durch Vergleichsrechnungen bestimmt. Es wurden Versionen mit zwei bzw. vier übereinander liegenden Elementen pro Folienlage, als auch Varianten mit 40 bzw. 80 Elementen pro Periode einer Welllage (bei 2 Elementen je Lagendicke) getestet. Des Weiteren wurden verschiedene Elementtypen untersucht, die jeweils 8 bzw. 20 Knoten pro Element besitzen. An diesen Modellen wurden exemplarische Zug- und Schubversuche durchgeführt. Als ausreichend genau erwies sich die Variante mit zwei übereinander liegenden Elementen in der Folienlage und 40 pro Periode sowie mit 8-Knoten-Elementen [73]. Abb. 4.31 zeigt das verwendete Modell.

4.5.3 Bestimmung effektiver Materialdaten

Im linearelastischen Fall eines isotropen Stoffes wird das Materialverhalten durch das Hooke'sche Gesetz $\sigma = E \cdot \varepsilon$ beschrieben. Wird der Zusammenhang auf den allgemeinen dreiachsigen Spannungszustand erweitert, so ergibt sich in Komponentenschreibweise die Beziehung nach Gl. 4.1.

$$\sigma_{ij} = C_{ijkl} \varepsilon_{kl}$$

Gl. 4.1

In Matrixschreibweise formuliert sich der Zusammenhang aus Gl. 4.1 wie folgt:

$$\begin{bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \tau_{12} \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{1111} & C_{1122} & C_{1133} & C_{1112} & C_{1123} & C_{1131} \\ & C_{2222} & C_{2233} & C_{2212} & C_{2223} & C_{2231} \\ & & C_{3333} & C_{3312} & C_{3323} & C_{3331} \\ & & & C_{1212} & C_{1223} & C_{1231} \\ & \text{symm.} & & & C_{2323} & C_{2331} \\ & & & & & C_{3131} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_{11} \\ \epsilon_{22} \\ \epsilon_{33} \\ \gamma_{12} \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \end{bmatrix} \quad \text{Gl. 4.2}$$

Anstelle des E-Moduls verknüpft der Elastizitätstensor C_{ijkl} den Spannungstensor mit dem Dehnungstensor. Er ist in der Form symmetrisch und charakterisiert vollständig die elastischen Eigenschaften des Materials. In einem anisotropen Material gibt es demnach 21 voneinander unabhängige Konstanten.

Weil die Katalysatormatrix bezüglich ihrer elastischen Eigenschaften aufeinander senkrecht stehende Vorzugsrichtungen besitzt, kann anstatt der anisotropen eine orthotrope Beschreibung erfolgen. Wie die Abbildung des repräsentativen Volumenausschnitts zeigt (Abb. 4.31 b), wird das Testvolumen so positioniert, dass die Vorzugsrichtungen mit den Koordinatenachsen übereinstimmen. Für diesen Fall besitzt der Elastizitätstensor nur noch neun unabhängige Komponenten, die für die vollständige Definition des RVE bestimmt werden müssen. In Matrixschreibweise ergibt sich für die Orthotropie folgender Zusammenhang (Gl. 4.3).

$$\begin{bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \tau_{12} \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{1111} & C_{1122} & C_{1133} & 0 & 0 & 0 \\ & C_{2222} & C_{2233} & 0 & 0 & 0 \\ & & C_{3333} & 0 & 0 & 0 \\ & & & C_{1212} & 0 & 0 \\ & \text{symm.} & & & C_{2323} & 0 \\ & & & & & C_{3131} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_{11} \\ \epsilon_{22} \\ \epsilon_{33} \\ \gamma_{12} \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \end{bmatrix} \quad \text{Gl. 4.3}$$

Die Komponenten des Elastizitätstensors können nach [67] auch in die Kennwerte der Elastizitätsmoduli und Querkontraktionszahlen umgerechnet werden.

$$\begin{aligned} C_{1111} &= E_{11}(1 - \nu_{23}\nu_{32})\Gamma \\ C_{2222} &= E_{22}(1 - \nu_{13}\nu_{31})\Gamma \\ C_{3333} &= E_{33}(1 - \nu_{12}\nu_{21})\Gamma \\ C_{1122} &= E_{11}(\nu_{21} + \nu_{31}\nu_{23})\Gamma \\ C_{1133} &= E_{11}(\nu_{31} + \nu_{21}\nu_{32})\Gamma \\ C_{2233} &= E_{22}(\nu_{32} + \nu_{12}\nu_{31})\Gamma \\ C_{1212} &= G_{12} \\ C_{1313} &= G_{13} \\ C_{2323} &= G_{23} \end{aligned} \quad \text{Gl. 4.4}$$

$$\text{und } \Gamma = \frac{1}{1 - \nu_{12}\nu_{21} - \nu_{23}\nu_{32} - \nu_{31}\nu_{13} - 2\nu_{21}\nu_{32}\nu_{13}}$$

Zur Bestimmung des Elastizitätstensors, der das elastische Verhalten des RVE vollständig definiert, müssen nur noch die richtungsabhängigen Werte der Schub- und E-Moduli bzw. der Querkontraktionszahlen bestimmt werden. Dafür werden FE-Simulationen am zuvor definierten Testvolumen durchgeführt. Exemplarisch soll nun die Ermittlung der effektiven Materialparameter E_{11} , ν_{12} und G_{12} gezeigt werden. Abb. 4.32 illustriert den für die Ermittlung des Elastizitätsmoduls und der Querkontraktionszahl durchzuführenden Zugversuch. Dabei wird die der Einspannung gegenüberliegende Seite um einen Betrag u_{11} verschoben. Die für diese Verzerrung notwendige Kraft wird vom FE-Programm berechnet. Gleichzeitig kommt es zur Querkontraktion im Testvolumen. Der Betrag dieser Kontraktion wird ebenfalls mittels des FE-Programms bestimmt.

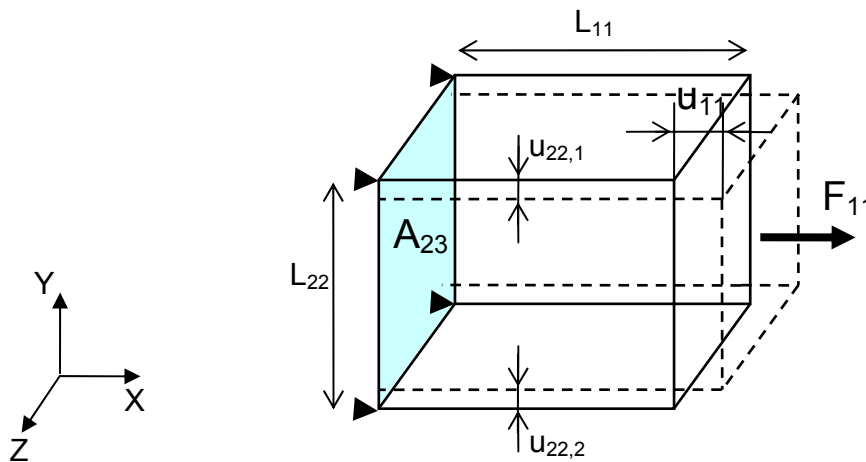


Abb. 4.32 Schematische Darstellung des Zugversuchs zur Bestimmung von E_{11} und ν_{12}

Für die Ermittlung von E_{11} gilt (Abb. 4.32):

$$\sigma_{11} = \frac{F_{11}}{A_{23}} \quad \text{Gl. 4.5}$$

bzw. $\sigma_{11} = E_{11} \cdot \epsilon_{11}$ Gl. 4.6

und $\epsilon_{11} = \frac{u_{11}}{L_{11}}$ Gl. 4.7

Aus Gl. 4.5 bis Gl. 4.7 ergibt sich:

$$E_{11} = \frac{F_{11} \cdot L_{11}}{A_{23} \cdot u_{11}} \quad \text{Gl. 4.8}$$

Nach Bestimmung der Variablen in Gl. 4.8 ist der E-Modul für die 11 -Richtung ermittelbar.

Mit $u_{22} = u_{22,1} + u_{22,2}$ kann in analoger Weise zu Gl. 4.7 die Dehnung ε_{22} berechnet werden. Für die Poissonzahl, die das Verhältnis aus relativer Dickenänderung zu relativer Längenänderung angibt, gilt:

$$\nu_{12} = -\frac{\varepsilon_{22}}{\varepsilon_{11}} \quad \text{Gl. 4.9}$$

Um den effektiven Schubmodul in $_{12}$ -Richtung zu ermitteln, wurde der in Abb. 4.33 gezeigte Schubversuch durchgeführt. Dabei sind die Knoten auf der Fläche A_{23} fest eingespannt. Die Bestimmung von G_{12} erfolgt wie folgt:

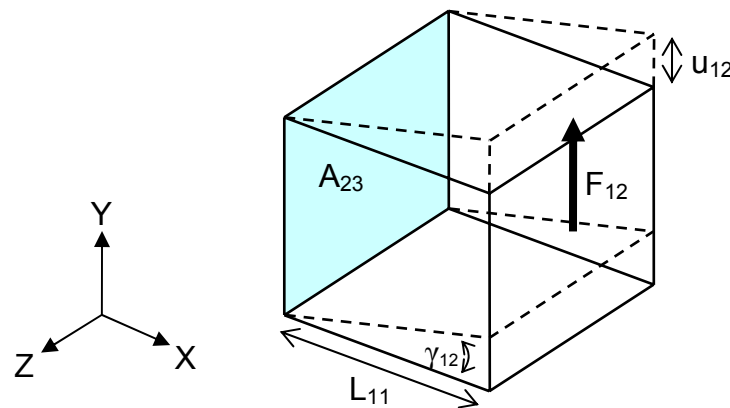


Abb. 4.33 Schematische Darstellung des Schubs in $_{12}$ -Richtung

$$\tau_{12} = G_{12} \cdot \gamma_{12} \quad \text{Gl. 4.10}$$

mit $\tau_{12} = \frac{F_{12}}{A_{23}}$ Gl. 4.11

und $\tan \gamma_{12} = \frac{u_{12}}{L_{11}}$ Gl. 4.12

Aus Gl. 4.10 bis Gl. 4.12 ergibt sich:

$$G_{12} = \frac{F_{12}}{A_{23} \cdot \arctan(u_{12}/L_{11})} \quad \text{Gl. 4.13}$$

Untersucht wurde weiterhin, ob es Unterschiede zwischen den Konstanten G_{12} und G_{21} gibt. Dazu wurden Schubversuche in $_{12}$ - bzw. $_{21}$ -Richtung durchgeführt. Es konnte keine Abweichung zwischen den Moduli ermittelt werden. Dies unterstreicht nochmals das tatsächliche Vorhandensein orthotropen Materialverhaltens.

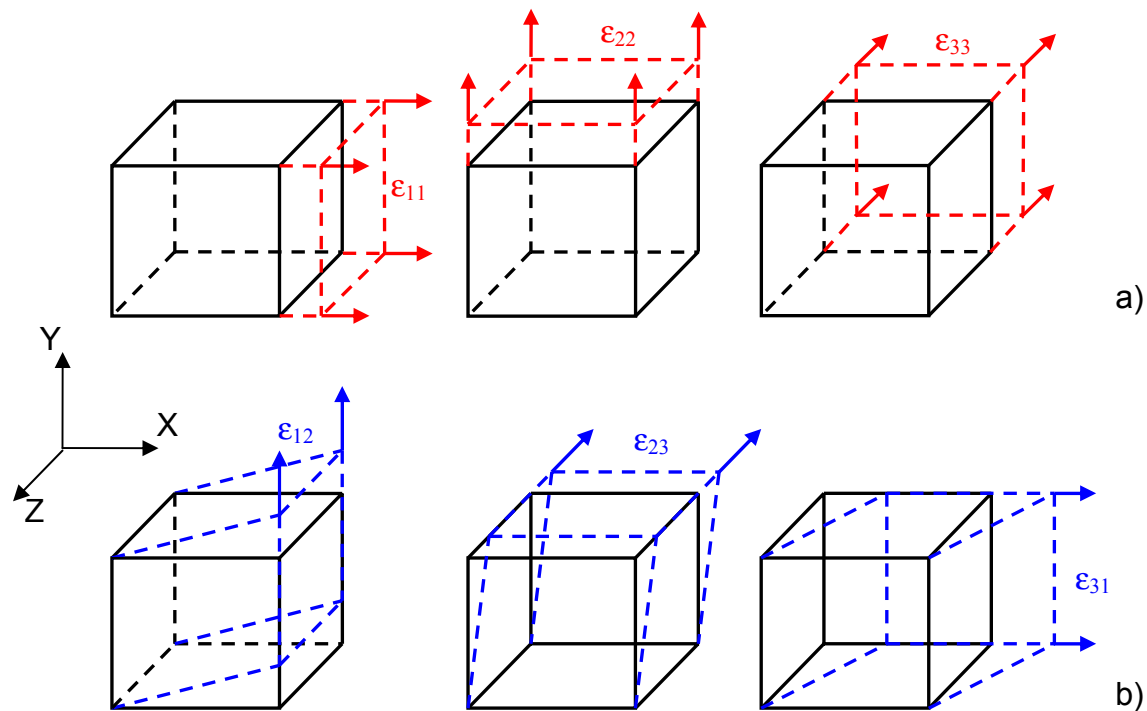


Abb. 4.34 Richtungsabhängige Versuche zur Bestimmung der Materialkonstanten a) Zugversuche b) Schubversuche

Um alle Materialdaten aufzunehmen, müssen die in Abb. 4.34 dargestellten Versuche durchgeführt werden. Das Vorgehen für die Bestimmung der noch ausstehenden Konstanten ist unter Berücksichtigung der jeweiligen Richtung analog zu dem bisher beschriebenen. Weiterhin muss beachtet werden, dass das Materialverhalten temperaturabhängig ist. Deshalb müssen die Materialkonstanten auf jedem Temperaturniveau neu bestimmt werden. Im vorliegenden Fall mit der Temperaturbeaufschlagung des Katalysators in einem großen Intervall müssen die Daten jeweils bei 20, 100, 200, 300, ..., 1.000 °C ermittelt werden.

4.5.4 Aufbau des RVE-Modells

Mit dem beschriebenen Weg steht ein vollständiges elastisches RVE zur Verfügung. Aus den orthotropen repräsentativen Volumenelementen wird nun die Katalysatorgeometrie gebildet. Auf Grund der Richtungsabhängigkeit der Elemente muss beim Aufbau des Modells das Wickeldesign berücksichtigt werden. Um dies zu realisieren, werden die Elemente bezüglich verschiedener Koordinatensysteme definiert.

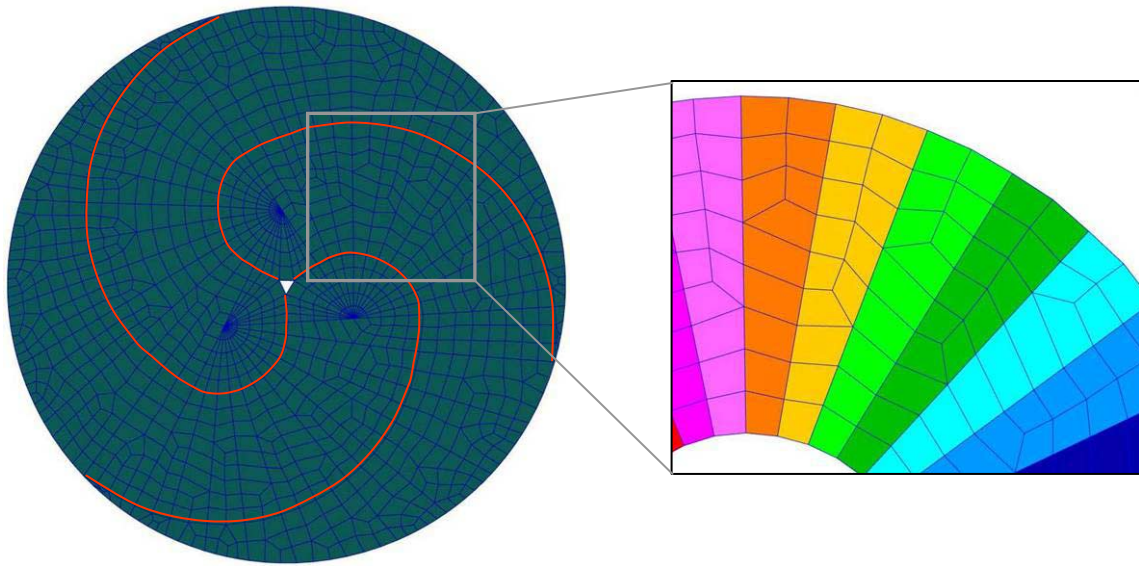


Abb. 4.35 RVE-Modell eines SM-Katalysators mit graphischer Darstellung der richtungsabhängigen Elementeigenschaften

Für den Aufbau eines Spiralkatalysators sind die Elemente lediglich bezüglich eines zentral positionierten Zylinderkoordinatensystems zu definieren. Abb. 4.35 zeigt die Verhältnisse bei einem SM-Katalysator. Auf Grund der fehlenden Radialsymmetrie müssen die Elemente in den verschiedenen Regionen durch eigene Koordinatensysteme beschrieben werden. Dazu wird die Geometrie in dicht aufeinanderfolgende Segmente unterteilt, denen jeweils ein Koordinatensystem zugewiesen wird. Der Ausschnitt in Abb. 4.35 zeigt dies anhand einer Farbdarstellung der unterschiedlich orientierten Elemente. Dabei sind Elemente einer Farbe jeweils bezüglich eines eigenen Koordinatensystems definiert.

4.5.5 Bewertung der RVE-Modelle

Durch die Verwendung von repräsentativen Volumenelementen ist es möglich, die Anzahl der Elemente gegenüber dem Schalenmodell drastisch zu reduzieren. Bezogen auf das Basismodell aus Schalenelementen bewirkt dies bei der hier gewählten Diskretisierung eine auf 1/525 verkürzte Rechenzeit.

Allerdings ist diese Rechenzeitverkürzung mit einer schwierigen Interpretierbarkeit der Ergebnisse verbunden. Zwar geben die repräsentativen Volumenelemente das globale Verhalten richtig wieder, aber es werden die lokalen Spannungsmaxima durch den Homogenisierungsprozess weggemittelt. Damit entsprechen die in der Berechnung bestimmten Spannungen nicht dem realen in der Mikrostruktur vorliegenden Niveau. Es sind somit allenfalls Regionen zu erkennen, in denen die Spannungsbelastungen hoch bzw. niedrig sind. Dieses Phänomen verdeutlicht die in Abb. 4.36 gezeigte Gegenüberstellung eines mit RVE aufgebauten Modells mit dem Basismodell bei einer Volllastbeanspruchung.

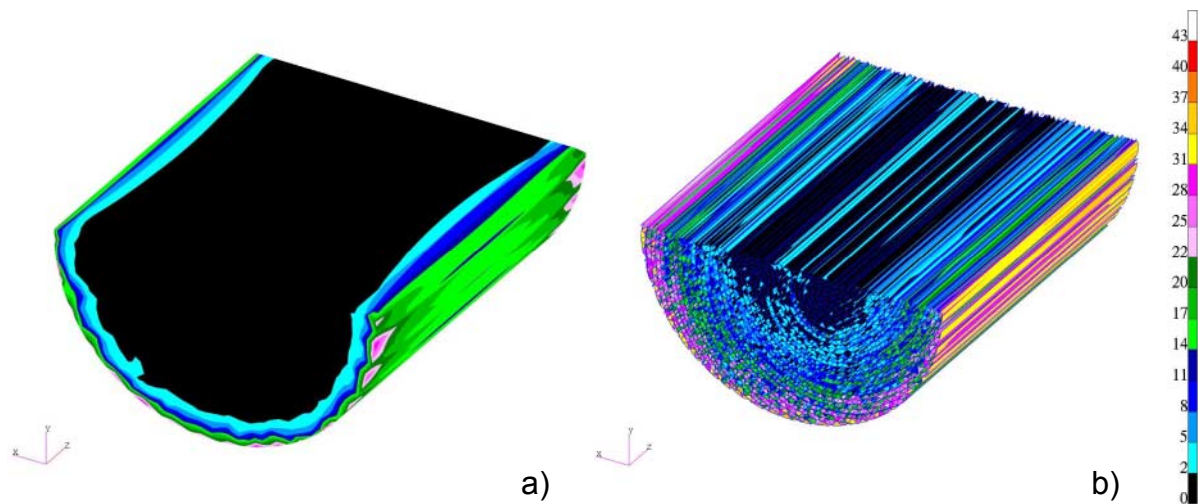


Abb. 4.36 Spannungsanalyse bei Volllast, σ , in MPa a) Berechnung mit RVE b) Basismodell

Eine Erweiterung der Materialeigenschaften des RVE in den plastischen Bereich ist möglich, wobei [72-74] Ansätze für die Umsetzung liefern. Die dafür benötigte orthotrope Fließbedingung zur Bestimmung des Beginns der Plastizität ist in ABAQUS in Form der Hillschen Fließbedingung hinterlegt [67, 70]. Hierzu müssen die richtungsabhängigen Streckgrenzen bestimmt werden. Jedoch treten im konkreten Fall des hier vorliegenden Katalysators bei der Nutzung der Hillschen Fließbedingung numerische Probleme in ABAQUS auf. Hintergrund ist die enorme Orthotropie mit einer Abweichung der niedrigsten zur höchsten richtungsabhängigen Streckgrenze um den Faktor 110. Ein weiteres Problem ist das Fehlen eines anisotropen Verfestigungsmodells in ABAQUS, mit dem das Werkstoffverhalten bei Plastizität beschrieben wird. Auf Grund der beschriebenen Schwierigkeiten soll hier nicht näher auf die Erweiterung des RVE in den plastischen Bereich eingegangen werden.

4.6 Vereinfachungen durch Nutzung von Hybridmodellen

Die bisherigen Untersuchungen zeigen einerseits Modelle aus Schalenelementen mit hoher Genauigkeit und Aussagekraft, jedoch auch hoher Rechenzeiten. Andererseits zeigen RVE-basierte Modelle sehr geringe Berechnungszeiten, dafür können hier lokale Effekte nicht abgebildet werden. Die Idee des Hybridmodells ist es, die Schnelligkeit des RVE-Modells mit der Genauigkeit des Schalenmodells zu kombinieren.

Anhand des in Abb. 4.37 gezeigten Schemas der Spannungs- und Schädigungsverteilung im Katalysator soll das zu Grunde liegende Vorgehen erklärt werden. Es ist zu erkennen, dass es Bereiche im Katalysator gibt, in denen sehr hohe Belastungen auftreten, die letztendlich zum Versagen führen. Der jeweils interessierende Bereich in dieser Region soll im Hybridmodell durch Schalenelemente abgebildet werden. Weiterhin gibt es einen Bereich, in denen das Spannungsniveau gering ist und damit auch keine Schädigungen auftreten. Dieser Bereich wird im Hybridmodell durch repräsentative Volumenelemente abgebildet. Diese zeigen zwar keine lokalen Effekte, geben aber das globale Verformungsverhalten richtig wieder. Damit können sie hier zur Ergänzung des Modells verwendet werden.

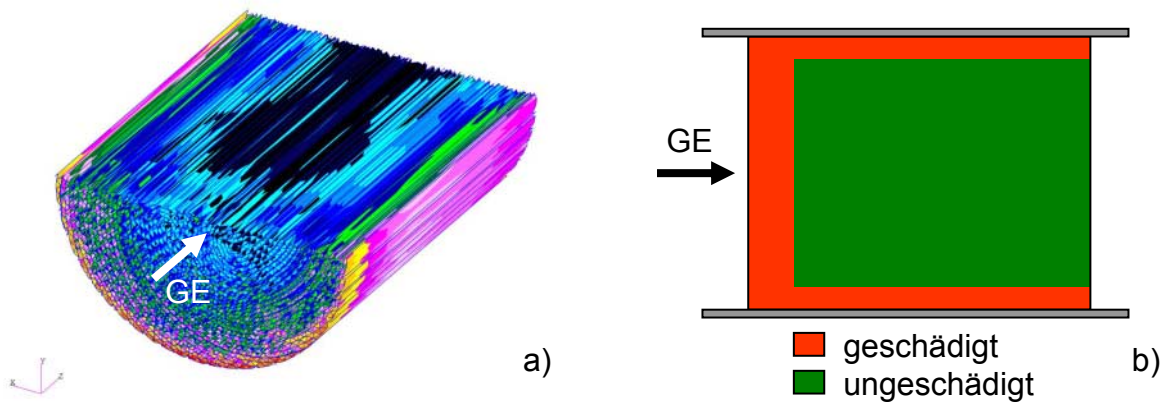


Abb. 4.37 Prinzipdarstellung der Schädigung im Katalysator a) Berechnete Spannungsverteilung
b) Schema der Schädigungsverteilung bei Katalysatorausfällen

Demnach beruht der Effekt der Rechenzeitverkürzung auf der gröberen Diskretisierung im Bereich der Volumenelemente und damit in der reduzierten Zahl der Freiheitsgrade.

4.6.1 Spezifikationen verschiedener Hybridmodelle

Abb. 4.38 zeigt verschiedene Hybridmodelle, wobei die hier vorgestellten Varianten nur als kleine Auswahl möglicher Hybridmodelle zu sehen sind. In Abhängigkeit von der zu beantwortenden Fragestellungen sind auch andere Modelle möglich. Charakteristisch ist dabei jeweils die Kombination aus Schalen- und Volumenelementen, wobei die Schalenelemente die Katalysatorgeometrie entsprechend der Diskretisierung nach Kap. 4.2 beschreiben. Im geringer belasteten und damit für die Auswertung nicht so interessanten Bereich des Modells werden die in Kap. 4.5 vorgestellten RVE genutzt.

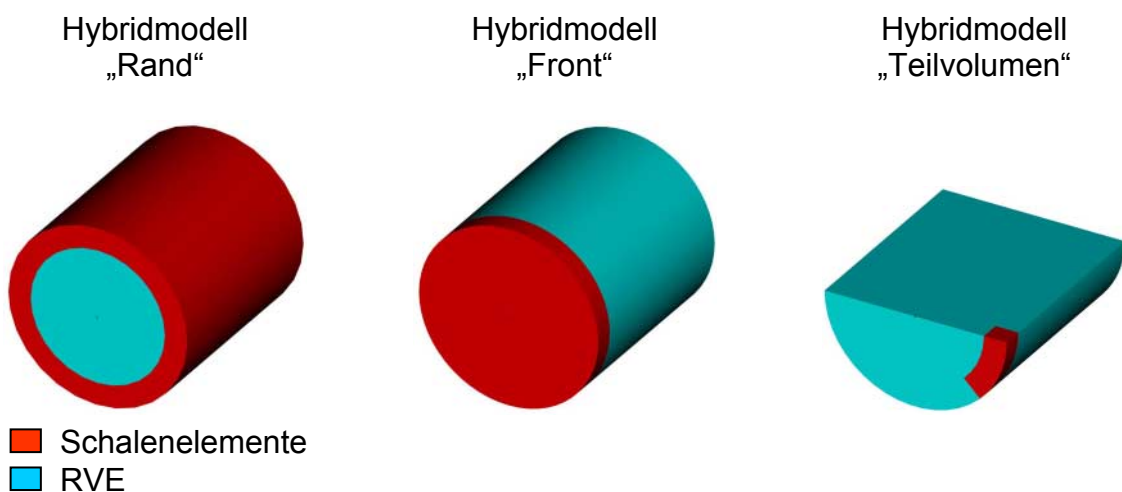


Abb. 4.38 Reale- und schematische Darstellung verschiedener Hybridmodelle

Die erste Hybridmodellvariante in Abb. 4.38 nutzt Schalenelemente im Außenbereich. Damit wird dem Umstand Rechnung getragen, dass die Spannungen im Randbereich des Katalysators maximal werden. Die Kopplung zwischen den radial aneinander stoßenden Knoten der Volumen- und Schalenelemente wird mit Hilfe von Constraint-Elementen hergestellt. Hierbei sind die Elemente über die translatorischen Freiheitsgrade miteinander verknüpft. Auf diese Form der Kopplung wird in [33] hingewiesen und mit Beispielrechnungen belegt.

Auf Grund der noch relativ großen Anzahl an Schalenelementen im Modell „Rand“, sind die Berechnungszeiten immer noch recht hoch. Im Modell „Front“ reduziert sich die Anzahl der Schalenelemente weiter. Durch die frontseitige Verwendung von Schalenelementen eignet sich dieses Modell speziell zur Bewertung dynamischer Fahrzustände, bei denen die frontseitigen Temperaturmaxima hier hohe Spannungen auslösen.

Als weitere Hybridmodellvariante wird das Modell „Teilvolumen“ vorgestellt. Hierbei liegen die Schalenelemente in einem schmalen Ausschnitt im Außenbereich der Front. Dadurch sind die Maximalspannungen im Katalysator bestimmbar, gleichzeitig reduziert sich der Rechenaufwand durch die Minimierung der Elementzahl weiter.

Dabei ist die Kopplung mit Constraint-Elementen nur möglich, wenn die Elementknoten der Schalen- und Volumenelemente direkt gegenüber liegen. Diese geometrischen Voraussetzungen sind bei der axialen Verbindung der unterschiedlich dicht vernetzten Bereiche nicht erfüllt. Deshalb wird hier mit dem ABAQUS-Befehl zur Schalen-Volumenelement-Kopplung gearbeitet. Dadurch werden an den Schnittflächen die Freiheitsgrade abhängig von der Position der Knoten übertragen, wodurch auch Netze unterschiedlicher Schalen- und Volumenelementdichte miteinander gekoppelt werden können [67].

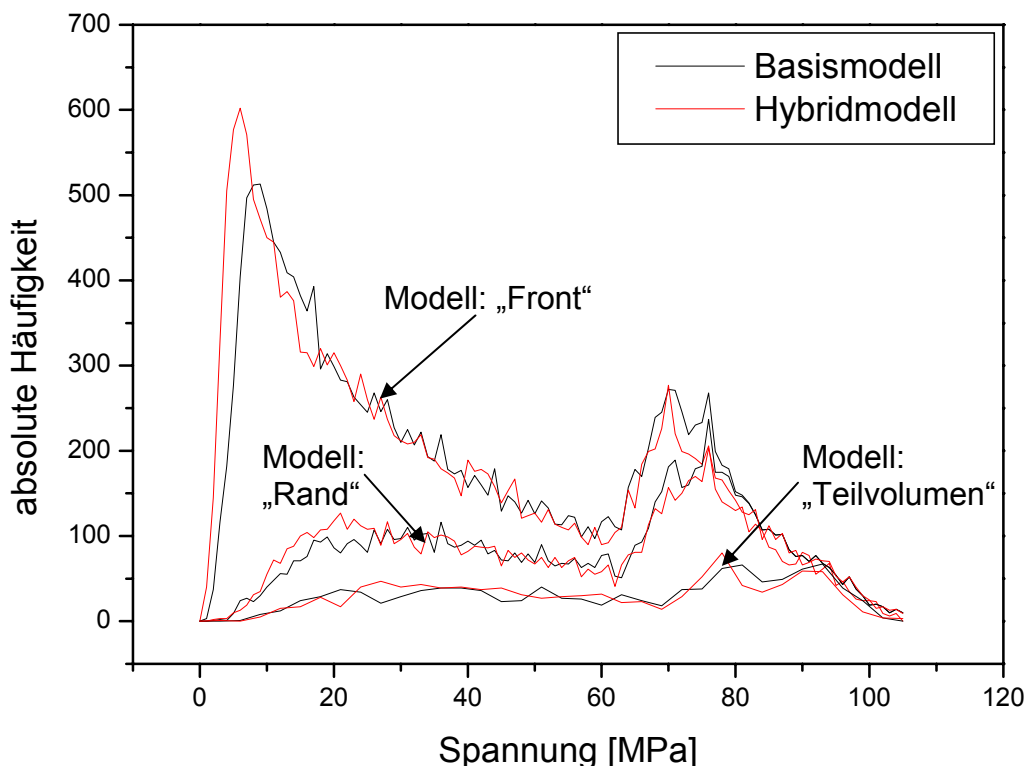


Abb. 4.39 Vergleich der Spannungsverteilungen (σ_x) verschiedener Hybridmodelle zur Basis

Um die Qualität der Hybridmodellberechnungen zu bewerten, wurden Vergleichsrechnungen zum Basis-Schalenmodell durchgeführt. Verwendet wurde eine stark ungleichmäßige Temperaturverteilung aus dem in Kap. 4.2.3 beschriebenen Prüfzyklus. Durch diese extreme Belastung sollen mögliche Schwachstellen im Hybridmodell ausgemacht werden. Ausgewertet wurden dann die hochbelasteten Schalenelemente der Frontregionen der Hybridmodelle und die entsprechenden Schalenelemente des Basismodells. Die Kurvenverläufe sind in Abb. 4.39 dargestellt, wobei die roten Verläufe die Hybridmodelle zeigen und die Schwarzen die Basis. Hierbei ergeben sich fast deckungsgleiche Kurven zwischen den Spannungsverläufen der jeweiligen Hybride mit der Basis. Weil im Hybridmodell „Front“ alle Elemente auf der Frontseite des Katalysators ausgewertet wurden, jedoch beim Modell „Rand“ nur der Außenbereich der Frontseite und beim Modell „Teilvolumen“ ein noch kleinerer Ausschnitt im Frontbereich, werden jeweils unterschiedliche Elementzahlen betrachtet. Deshalb sind die Kurvenverläufe zwischen den Modellen nicht deckungsgleich. Bemerkenswert ist, dass mit den Hybridmodellen fast exakt die Spannungen errechnet werden können, die auch im Basismodell auftreten.

Abb. 4.40 zeigt eine weitere Vorgehensweise, um die Anforderungen an Rechenzeit und Qualität zu erfüllen. Hierbei wird im ersten Schritt ein rein aus RVE bestehendes Modell nach Kap. 4.5 genutzt, um die Region maximaler Beanspruchung zu ermitteln. Neben der Region maximaler Belastung gibt das Volumenmodell auch das globale Verformungsverhalten richtig wieder. Damit kann dann im nächsten Schritt eine Transformation der Verformungen auf ein zweites Modell mit einer realen Geometrie des Katalysators durchgeführt werden. Dieses Modell gibt dann die tatsächlichen Spannungen im betrachteten Ausschnitt an. Ähnliche Ansätze zur Rückgewinnung der Spannungen werden auch in [75, 76] beschrieben.

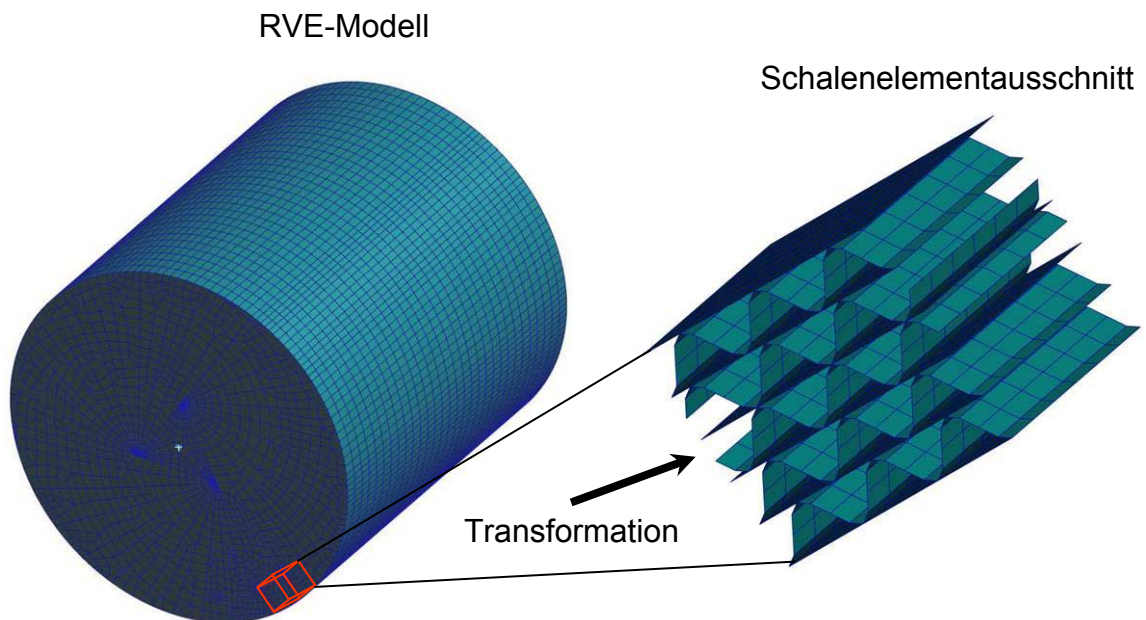


Abb. 4.40 Transformation der Knotenverschiebung des RVE-Modells auf einen Schalenelementausschnitt

Um die Transformation durchführen zu können, müssen zuerst mittels RVE-Modell die Verschiebungen errechnet werden, die genau an den Eckpunkten des späteren Schalenelementausschnitts liegen. Diese acht Verschiebungen mit den jeweiligen Komponenten in X-, Y- und Z-Richtung werden auf den Schalenelementausschnitt übertragen. Da die punktförmige Ein-

leitung der Verschiebungen nur lokale Effekte hervorrufen würde, werden zuvor die Verschiebungskomponenten durch Interpolation zwischen den Eckpunkten für alle Knoten der sechs Außenseiten des Geometrieausschnitts errechnet. Dadurch werden flächige Verschiebungsrandbedingungen auf die Außenseiten des Schalenmodells aufgeprägt. Bei Berücksichtigung der entsprechenden Temperatur im Geometrieausschnitt können die realen Maximalspannungen zurückgerechnet werden. Dabei zeigten Vergleichsrechnungen zwischen den durch Rücktransformation bestimmten Maximalspannungen zu den tatsächlichen Maximalspannungen des Basismodells Unterschiede von weniger als 1%.

4.6.2 Bewertung der Hybridmodelle

Mit der Technik der Hybridmodelle ist es gelungen, bei reduzierter Rechenzeit (Abb. 4.41) die Qualität der Berechnungsergebnisse zu erhalten. Mit der Kopplung von Schalen- und Volumenelementen ergibt sich die Möglichkeit, durch gezielten Einsatz von Schalenelementen genau an den interessierenden Stellen die tatsächlichen Spannungen zu errechnen. Die weniger interessanten Stellen werden dann mit RVE ersetzt.

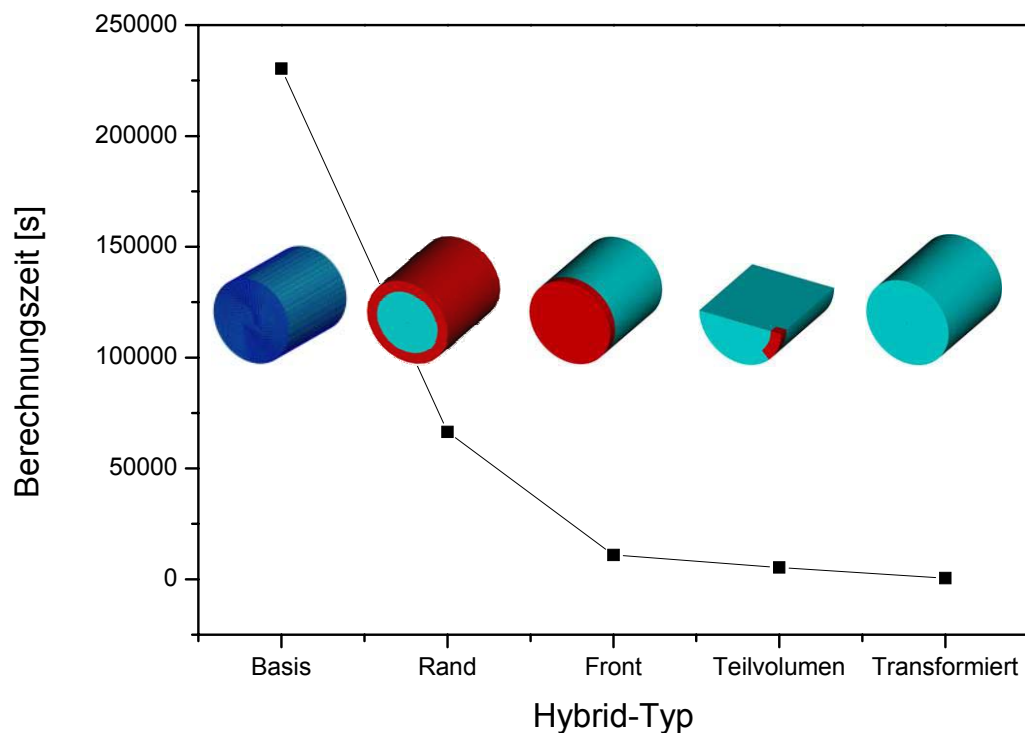


Abb. 4.41 Berechnungszeiten der Hybridmodelle in Bezug zum Basismodell

Die Verwendung von Modellen mit immer kleineren Schalenelementausschnitten beschleunigt die Berechnungen zunehmend. Durch die Rücktransformation der an einem reinen RVE-Modell errechneten Verschiebungswerte auf einen Schalenelementausschnitt lassen sich die kürzesten Rechenzeiten erreichen. Bemerkenswert ist die hohe Genauigkeit mit denen die Spannungen mittels der verschiedenen Modelle errechnet werden. Mit den Hybridmodellen steht damit eine brauchbare Methode zur Verfügung, das Festigkeitsverhalten von Katalysatoren innerhalb kurzer Zeiten zu bewerten.

4.7 Vereinfachung durch Analyse der Temperaturbeanspruchung

Die bisherigen Ansätze zur beschleunigten Bewertung der Katalysatorbeanspruchung konzentrierten sich ausschließlich auf die Abbildung und Optimierung von FE-Modellen. Letztlich werden die Spannungen im Katalysator von den Belastungen und damit von den Temperaturen hervorgerufen. So führen beispielsweise inhomogene Temperaturverteilungen in der Matrix zu Dehnungsbehinderungen, bei denen heißere Bereiche durch kältere an der freien Ausdehnung gehindert werden. Wird angenommen, dass diese thermischen Spannungen den Hauptbeitrag zu den im Katalysator auftretenden Gesamtspannungen beitragen, dann ist allein durch die Analyse der Temperaturbelastungen eine qualitative Aussage zu den Spannungen möglich.

Die thermischen Spannungen sind umso größer, je höher die lokalen Temperaturunterschiede bzw. deren Gradienten sind. Als erstes Indiz für die Höhe der thermischen Beanspruchung wurde deshalb der Temperaturgradient aus den Temperaturdaten des zugrunde liegenden Prüfzyklus (Kap. 4.2.3) betrachtet. Abb. 4.42 zeigt den Betrag des Temperaturgradienten bei zwei verschiedenen Fahrzuständen. Dabei sind auch hohe Korrelationen zu den tatsächlichen Spannungen im Basismodell vorhanden. Der Grund für die hohen Übereinstimmungen könnte durch die Eigenschaft des Katalysators als Wabenkörper erklärt werden. Demnach ist die lokale Temperaturverteilung in der einzelnen Folie für die Entstehung der jeweiligen Spannung wichtiger, als die aus der globalen Verformung der Matrix hervorgerufenen Belastungen.

Weiterhin wurde versucht, anhand der Temperaturunterschiede die resultierenden thermischen Spannungen auch direkt zu berechnen. Dazu wurde ein feines Raster über den Katalysator gelegt, entlang dessen die örtlich vorhandenen Temperaturdifferenzen ermittelt wurden. Somit können unter Berücksichtigung der temperaturabhängigen Materialparameter nach Gl. 4.14 die thermischen Spannungen in der jeweiligen Raumrichtung errechnet werden. Diese Spannungen werden anschließend für jeden Ort in eine Vergleichsspannung umgerechnet.

$$\sigma_x = \sigma_y = \sigma_z = -\frac{E(T)\alpha(T) \cdot \Delta T}{1-2\nu} \quad \text{Gl. 4.14}$$

Abb. 4.42 zeigt die Vergleichsspannungen für die zwei Fahrzustände Volllast und Schub. Zu konstatieren ist, dass für die speziellen Gegebenheiten des Referenzkatalysators mit der Zelldichte und Folienstärke hohe Übereinstimmungen zu den Spannungen im Basismodell bestehen.

Die Abschätzungen in Abb. 4.42 sollen verdeutlichen, dass die Belastungen im Katalysator erheblich von thermischen Spannungen bestimmt werden. Dies hat weiterhin Auswirkungen auf die Betriebsfestigkeit. Denn allein durch die Modulation der Temperaturbelastung ist es im starken Maße möglich, die resultierenden Spannungen und damit die Haltbarkeit im Katalysator zu beeinflussen.

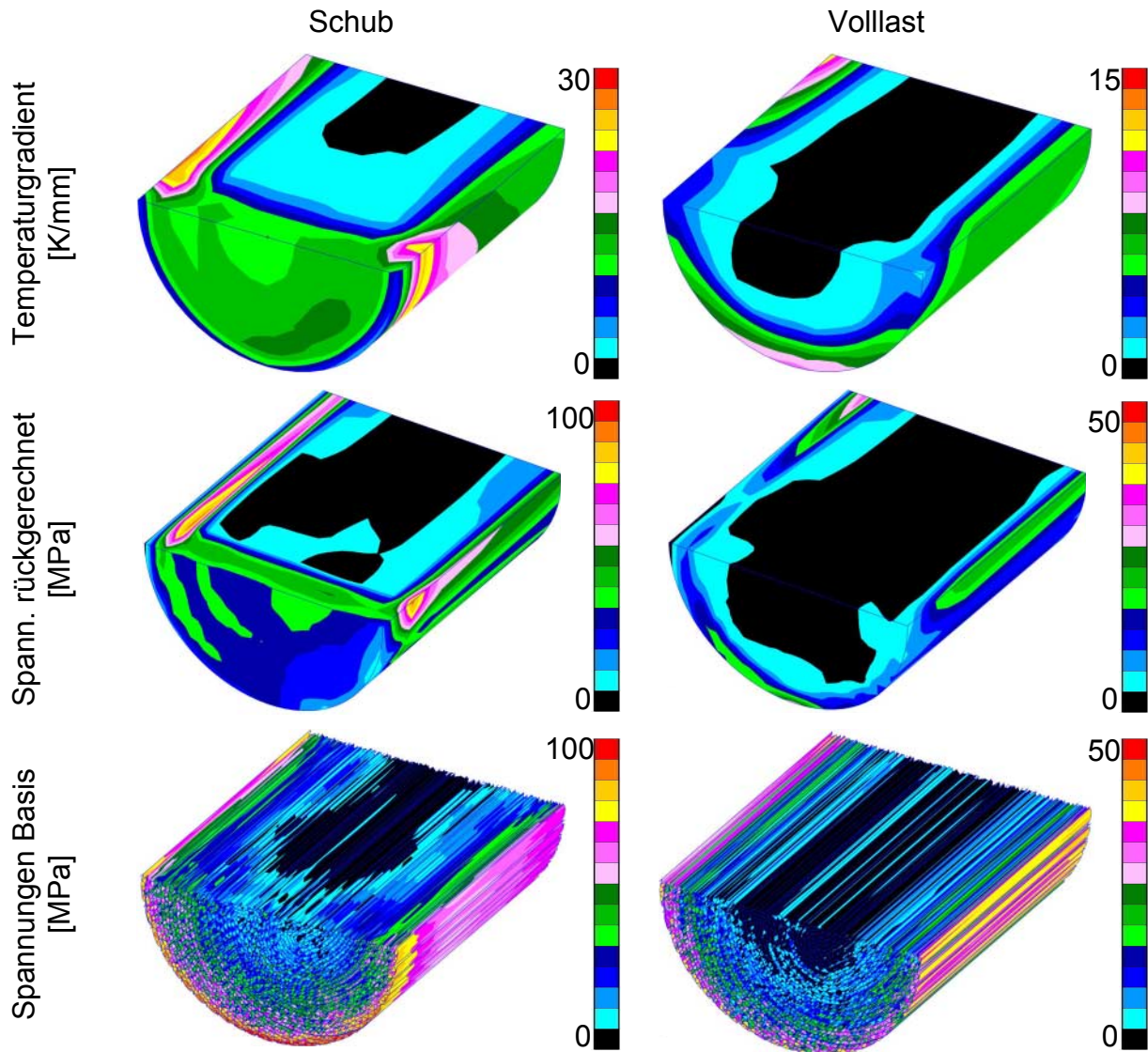


Abb. 4.42 Vergleich der Temperaturgradienten und aus den Temperaturen rückgerechneten Spannungen (σ_v) mit den tatsächlich auftretenden Spannungen (σ_v) bei den Fahrzuständen Schub und Volllast

4.8 Bewertung der verschiedenen Berechnungsmodelle

Im bisherigen Verlauf der Arbeit wurden verschiedene Modelle zur Berechnung des Festigkeitsverhaltens vorgestellt und Bezüge zum Basismodell hergestellt. Nun sollen die verschiedenen Modelle auch untereinander verglichen und bewertet werden. Generell ist zu sagen, dass jedes Modell seine Stärken hat und nach Anwendungsfall abgewogen werden muss, mit welchem Modell gearbeitet werden soll. Im Folgenden wird anhand konkreter Bewertungskriterien gezeigt, welche Modelle universell einsetzbar sind und entsprechend der Aufgabenstellung die Forderungen nach hoher Rechengeschwindigkeit und Aussagekraft erfüllen. Damit soll sich die Bewertung vor allem an den Notwendigkeiten der Katalysatorauslegung im Fahrzeugbau orientieren. Andere Bewertungsschwerpunkte können sich beispielsweise unter akademischen bzw. unter Grundlagenforschung geprägten Betrachtungsweisen ergeben. Einen Vergleich der verschiedenen Modelle findet sich in Tab. 4.2 in Form einer Bewertungstabelle.

Tab. 4.2 Bewertungstabelle für die verschiedenen Berechnungsmodelle

Kriterien	Punkt- zahl	Schalenmodell & Derivate			RVE- Modell	Hybrid- Modell	Temp.- Modell
		3D	Symm.	2D			
Berechnungszeit	15	0	10	15	15	12	15
Modellierzeit	15	0	3	6	15	8	15
Genauigkeit	15	15	14	8	3	15	5
Vergleichbarkeit	5	5	5	3	3	5	0
Globalabbildung	5	5	5	3	5	5	5
Detailabbildung	5	5	5	4	1	5	0
Ressourcen	10	0	5	10	10	8	10
	<u>70</u>	<u>30</u>	<u>47</u>	<u>49</u>	<u>52</u>	<u>58</u>	<u>50</u>

Die Hauptbewertungskriterien sind entsprechend der Aufgabenstellung für die Bereiche Berechnungs- und Modellierzeit sowie Genauigkeit vergeben worden. Die weiterhin verwendeten Kriterien sind folgendermaßen definiert:

Vergleichbarkeit zwischen verschiedenen Katalysatordesigns: Das bedeutet, dass bei einem gegebenen Lastfall verschiedene Geometrieparameter (z.B. Wickeldesign) miteinander verglichen werden können.

Globalabbildung: Beschreibt, inwiefern von dem Modell die globalen Verhältnisse wiedergespiegelt werden.

Detailabbildung: Damit soll ausgedrückt werden, ob lokale Inhomogenitäten, wie Risse oder ungünstige Well-Glattlagen-Konstellationen abbildbar sind.

Ressourcen: Soll heißen, wie hoch z.B. die Ansprüche an die Berechnungskapazität, Speicherplatz oder Leistungsfähigkeit der Pre- & Post-Prozessoren sind.

Auffällig bei der Bewertung ist das gute Abschneiden des Hybridmodells, das den besten Kompromiss aus Genauigkeit und Rechengeschwindigkeit liefert. Auch das RVE-Modell und die Symmetrieausnutzungen am Schalenmodell sind für einige Fragestellungen geeignet. Unter den hier gewählten Gesichtspunkten schneidet das 3D-Schalenmodell am schlechtesten ab. Weiterhin soll darauf hingewiesen werden, dass auch Kombinationen aus den unterschiedlichen Modellen möglich sind. So können beispielsweise Symmetrien oder 2D-Schnitte auch auf Hybrid- oder RVE-Modelle angewendet werden.

5 Der Katalysator unter Einsatzbedingungen im Fahrzeug

Im vorliegenden Kapitel sollen Beanspruchungen im Katalysator aufgezeigt werden, die unter realen Einsatzbedingungen im Fahrzeug auftreten. Das so entwickelte Verständnis für die ablaufenden Schädigungsmechanismen wird genutzt, um die Katalysatorregionen und Belastungen zu detektieren, bei denen sich niedrige Lebensdauern ergeben. Mit diesen Erkenntnissen können Bedingungen separiert werden, unter denen ganz bestimmte Schadensfälle auftreten bzw. vermieden werden können. Damit können dann Empfehlungen für die Gestaltung von Belastungsrandbedingungen und für eine widerstandsfähigere Katalysatorkonstruktion ausgesprochen werden. Dazu sollen die in Kap. 4 entwickelten Modelle genutzt werden, womit gleichzeitig auch deren Nutzbarkeit im Entwicklungsprozess der Fahrzeugauslegung aufgezeigt wird.

5.1 Grundmechanismen der Katalysatorbeanspruchung

Bei der thermischen Beanspruchung des Katalysators treten Behinderungen der freien Dehnung auf. Diese Dehnungsbehinderungen bestehen wiederum aus verschiedenen Teilaspekten und erklären das Auftreten von Spannungen in bestimmten Regionen und Belastungszuständen. Weil diese Verhaltensweisen bei allen Katalysatorbeanspruchungen in verschiedener Ausprägung auftreten, sollen diese zunächst katalogisiert und zusammengefasst werden. Allein mittels dieser Grundmechanismen können schon eine Vielzahl von Schadensfällen erklärt werden. Abb. 5.1 verdeutlicht zunächst die Auswirkungen der Dehnungsbehinderung durch den Mantel, die sich wiederum aus einem radialen sowie axialen Anteil zusammensetzt. Folgende Effekte treten im Katalysator auf:

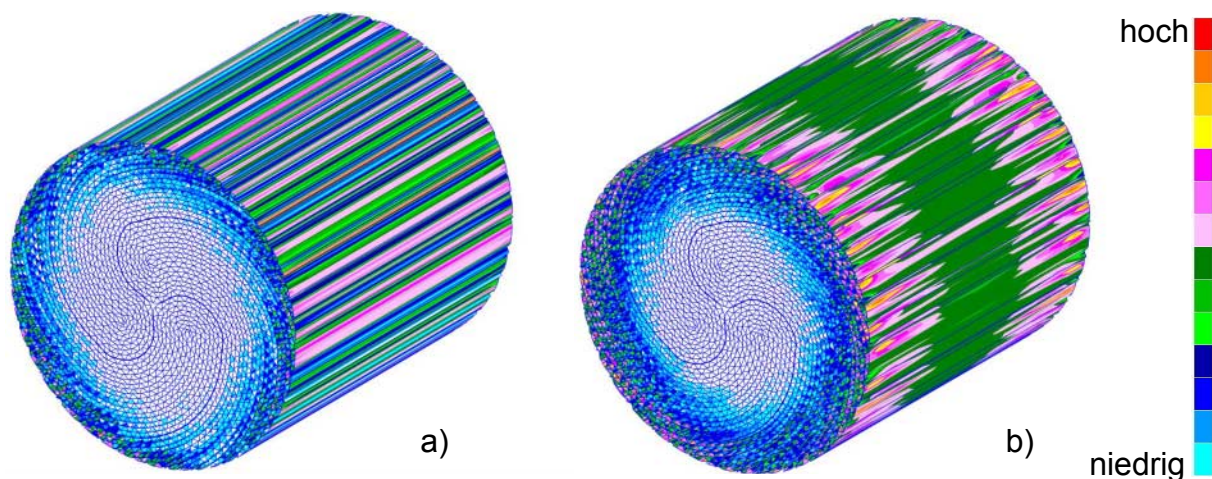


Abb. 5.1 Prinzipdarstellung des Mantel einflusses auf die Spannungen a) Radiale Dehnungsbehinderung b) Axiale Dehnungsbehinderung

- **Radialeffekt:** Die Katalysatormatrix dehnt sich durch die starke Erhitzung im Betrieb stärker aus als der kühlere Katalysatormantel, wodurch diese radial gegen den Mantel gestaucht wird und mitverantwortlich für die Schadensbilder der Randstauchung und der Matrixablösung ist. Wie Abb. 5.1 a) verdeutlicht, äußert sich dieser Effekt durch hohe Spannungen am Rand. Charakteristisch ist, dass die Spannungen entlang der gesamten Katalysatorlänge gleich hoch sind.
- **Axialeffekt:** Auf Grund der weitgehend festen Verbindung zwischen Matrix und Mantel kommt es bei Erwärmung zur axialen Dehnungsbehinderung, die sich im Verformungsmuster des Teleskopieren ausdrückt. Die dadurch hervorgerufenen Spannungen unterscheiden sich von denen des Radialeffekts wie Abb. 5.1 b) verdeutlicht. Die höchsten Spannungen treten zwar wieder am Rand auf, sind aber axial ungleichmäßig verteilt. Auf der Front- und Rückseite der Matrix sind diese am höchsten und im dazwischen liegenden mittleren Bereich am niedrigsten. Weil sich die Matrix gegenüber dem Mantel stärker axial ausdehnt, kommt es mit zunehmendem Abstand vom axialen Symmetriezentrum zu Dehnungsdifferenzen, die Spannungen hervorrufen. Dadurch werden bei der Randstauchung und Matrixablösung stets etwas größere Schädigungen am Rand der Stirnseiten im Vergleich zur Mitte hervorgerufen. Zu erwähnen ist, dass der Axial- als auch Radialeffekt in analoger Weise auch beim Abkühlen auftreten kann. Beim Zusammenziehen kommt die zuvor plastisch verformte Matrix unter Zugspannungen.
- **Temperatureffekt:** Durch ungleichmäßige Temperaturverteilungen in der Matrix kommt es ebenfalls zu Spannungen, die dort am höchsten sind, wo die Temperaturgradienten am höchsten sind. Dies tritt vor allem im Randbereich der Matrix auf, wo die Temperaturen schnell auf das Niveau des Mantels abfallen. Aber auch dynamische Fahrzustandsänderungen führen zu Gradienten am Gaseinlass. Der Temperatureffekt wird anhand des Zellausschnitts in Abb. 5.2 verdeutlicht. Dabei wird das dargestellte Folienpaket mit der in Abb. 5.2 a) gezeigten Temperaturverteilung beaufschlagt, was zu der Spannungsverteilung in Abb. 5.2 b) führt.

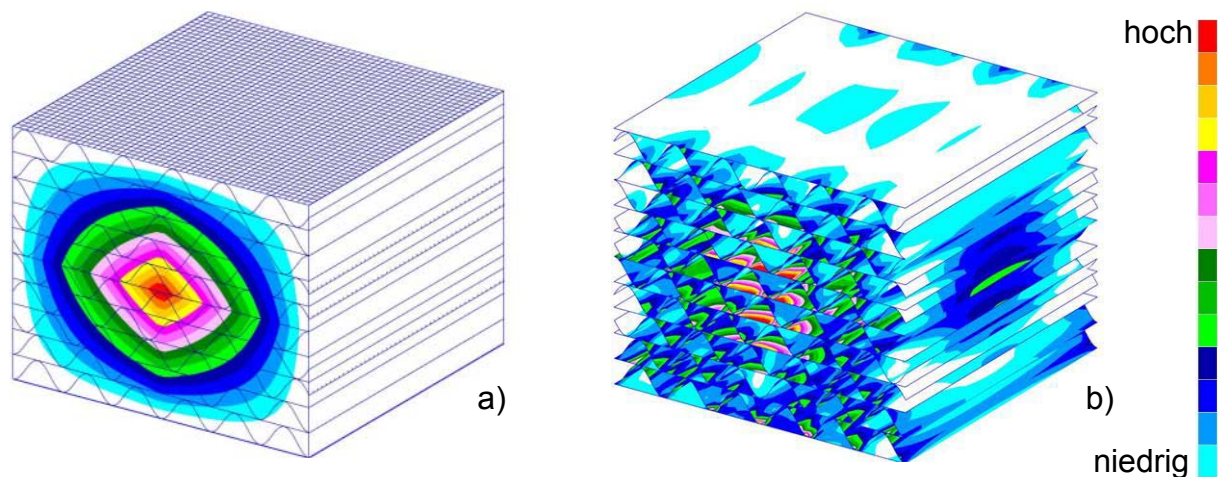


Abb. 5.2 Prinzipdarstellung des Temperatureinflusses a) Temperaturverteilung b) Spannungen

- **Glattlageneffekt:** Die Katalysatormatrix besteht aus Well- und Glattlagen, die übereinander gelegt und teilweise fest miteinander verbunden sind. Durch die dynamischen Wechselbeanspruchungen der Matrix kommt es im Folienmaterial zu Verformungen, die letztendlich Spannungen hervorrufen. In Abb. 5.3 sind exemplarisch anhand von Zug- und Schubbeanspruchungen die im Folienmaterial auftretenden Verformungen dargestellt. Die Verformung des Folienpakets in verschiedene Richtungen führt jedoch zu unterschiedli-

chen Belastungen der Well- und Glattlagen. Charakteristisch ist, dass hohe Spannungen in den Glattlagen und niedrige in den Welllagen auftreten. Dies liegt am geometrisch bedingten Verformungsvermögen der Welllagen, durch Formänderungen den Beanspruchungen besser nachzugeben. Dadurch brechen die Folien im Katalysator zuerst an den Glattlagen. Außerdem verdeutlicht der Vergleich der Zug- und Schubbeanspruchung in Abb. 5.3, dass Glattlagen zwischen zwei gleichphasigen Welllagen besonders hoch beansprucht werden.

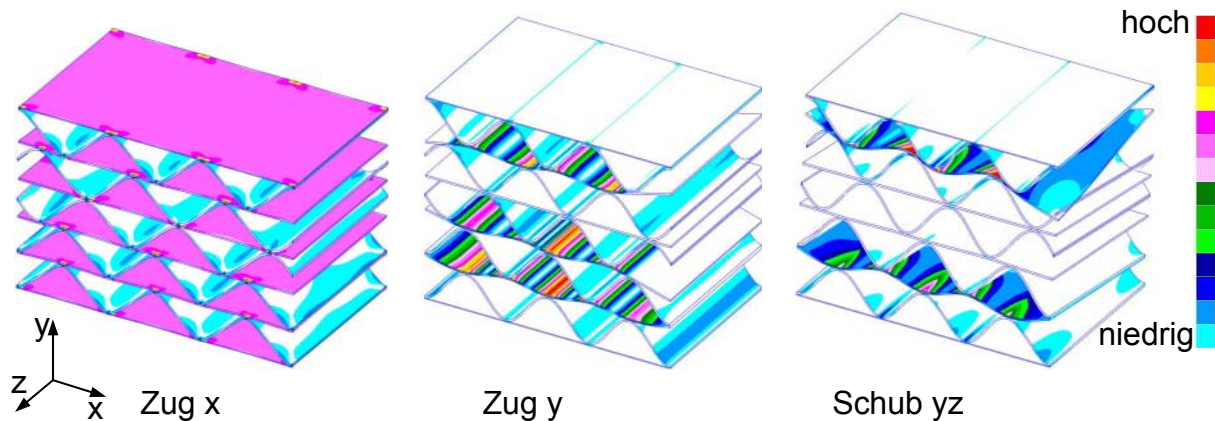


Abb. 5.3 Exemplarische Zug- und Schubversuche an einem Folienpaket

Mittels der beschriebenen Grundmechanismen lassen sich die besonders exponierten Stellen im Katalysator definieren. Durch die Dehnungsbehinderung des Mantels und den randnahen Temperaturgradienten ist diese Region besonders kritisch. Höhere Temperaturgradienten auf der Gaseinlassseite können auch hier Schäden hervorrufen, wobei die Glattlagen anfälliger sind als Welllagen. Damit erklären die beschriebenen Effekte bereits Tendenzen der Schadensentstehung und deren konstruktiven und belastungsseitigen Ursachen.

5.2 Auswirkungen verschiedener Fahrzustände

Es soll nun untersucht werden, wie das prinzipielle Verhalten des Katalysators bei unterschiedlichen Fahrzuständen ist und welche Belastungen dabei auftreten. Dazu wurden Fahrzyklen in die Analyse einbezogen, die besonders hohe thermische Beanspruchungen darstellen und somit eine Worst-Case-Abschätzung der im Katalysator auftretenden Prozesse zeigen. Damit können dann Rückschlüsse auf den typischen Schädigungsverlauf gezogen werden und Bezüge zu den bereits beschriebenen Schadensfällen hergestellt werden.

5.2.1 Untersuchte Fahrzyklen

Bei dem ersten Fahrzyklus handelt es sich um einen hoch dynamischen Belastungsfall mit ständigen Temperaturänderungen, die von Schaltvorgängen unter Volllast hervorgerufen werden. Deshalb soll dieser Fahrzyklus im Weiteren als Schaltrunde bezeichnet werden. Hohe Temperaturunterschiede werden bei diesem Zyklus zusätzlich durch den Wechsel von Volllast- und Schubphasen hervorgerufen. Bei der Schaltrunde handelt es sich um den schon zur Bewertung der Berechnungsmodelle genutzten Prüfzyklus (Kap. 4.2.3), wobei jetzt die konkreten Auswirkungen auf den Katalysator untersucht werden. Weiterhin wurde ein Kaltstart

untersucht, der ebenfalls im Rahmen der Arbeit aufgezeichnet wurde. Hier handelt es sich um einen Hochlaufversuch, bei dem das kalte Fahrzeug von einer niedrigen Drehzahl bis zur Maximaldrehzahl gefahren wird.

Für die beiden Fahrzustände sind in Abb. 5.4 die Temperaturverläufe dargestellt. Es sind jeweils die Temperaturen der Matrix in der Mitte des Gaseinlasses und die entsprechende Manteltemperatur angegeben. Gemessen wurden die Belastungen jeweils mit dem in Kap. 3.2.1 beschriebenen Katalysator.

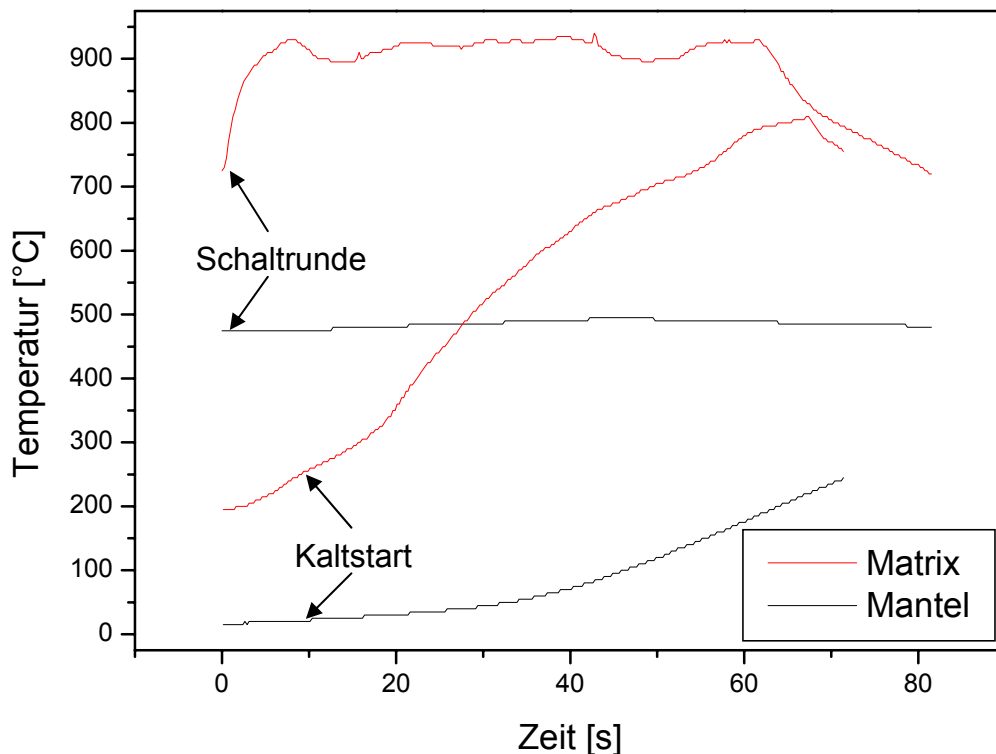


Abb. 5.4 Temperaturverlauf bei Kaltstart und Schaltrunde, Messstellen: Mitte Gaseinlass, Mantel

Insbesondere das Verhältnis aus Matrix- zur Manteltemperatur spielt eine Rolle, da hieraus die Dehnungsbehinderung durch den Mantel resultiert. Das Beispiel der Schaltrunde zeigt, wie träge der Mantel auf Temperaturveränderungen reagiert und über den gesamten Zyklus nahezu konstante Manteltemperaturen beibehält. Dadurch bildet sich bei den Vollastphasen ein hohes Temperaturdelta aus. Noch größer ist die Temperaturdifferenz zum Ende des Kaltstarts.

5.2.2 Beanspruchungen durch die Fahrzyklen

Weiterhin soll untersucht werden, welche Belastungen im Katalysator auftreten. Dabei muss zwischen Regionen hoher Spannungen bzw. plastischen Verformungen und Regionen zyklischer Beanspruchung unterschieden werden. Denn erst wenn beide Regionen übereinstimmen, sind die Lebensdauern minimal.

Ort und Verteilung der plastischen Beanspruchungen

Zunächst wurde untersucht, welche Katalysatorregion durch die Beaufschlagung mit den beiden Fahrzuständen am meisten beansprucht wird. Die Berechnungen wurden mit den in Abb. 5.5 dargestellten zyklisch-axial-symmetrischen Modellen nach Kap. 4.3 durchgeführt (vordere Hälfte eines Wickelarms). Vorteil des Modells ist die einfache räumliche Zuordnung der belasteten Regionen, wobei speziell die Plastizitäten die besonders kritischen Regionen detektieren.

Weil die sich einstellenden plastischen Verformungen von der Beanspruchungsgeschichte abhängen, wurde der Temperaturverlauf in zeitliche Abschnitte von drei bis fünf Sekunden inkrementiert und durch schrittweise Berechnung die Temperaturhistorie berücksichtigt. Die resultierenden Ergebnisse sind in Abb. 5.5 für den jeweiligen Maximalwert dargestellt. Die errechneten plastischen Dehnungen konzentrieren sich auf den vorderen Außenbereich des Matrix-Mantel-Kontakts. Hier treten in einzelnen Folienlagen plastische Dehnungen von bis zu 10 % auf, wobei das durchschnittliche Niveau der Plastizität des Außenbereichs deutlich tiefer liegt. Radial gesehen nehmen die Dehnungen zur Mitte hin sehr schnell ab. Auch axial gesehen nehmen die Belastungen zur Katalysatormitte hin ab. Der Vergleich von Abb. 5.5 a) mit Abb. 5.5 b) verdeutlicht, dass trotz der Unterschiedlichkeit beider Fahrzyklen fast identische Beanspruchungen auf dem Katalysator ausgelöst werden. Beide Temperaturbelastungen zeigen in Ort und absoluter Höhe der plastischen Dehnung große Ähnlichkeiten, womit auch ähnliche Schadensfälle zu erwarten sind.

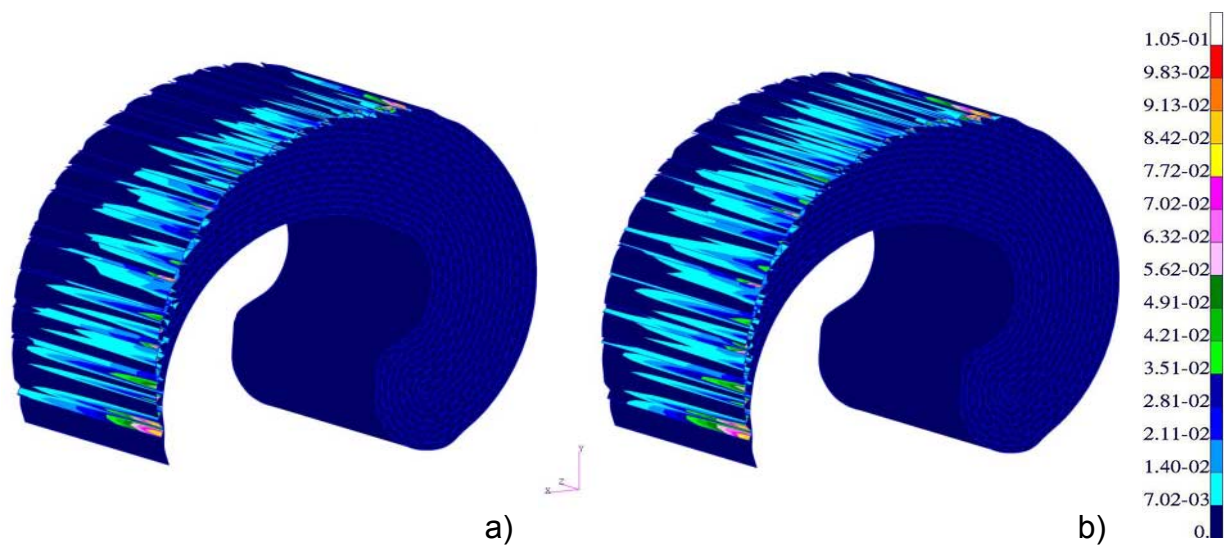


Abb. 5.5 Maximale plastische Vergleichsdehnung a) Kaltstart b) Schaltrunde

Für den als Ort der höchsten Belastungen bestimmten Außenrand soll jetzt die zeitliche Veränderung über einen Belastungszyklus hinweg verfolgt werden. Abb. 5.6 gibt dies am Beispiel des Kaltstarts über die Katalysatorlänge wieder. Ausgewertet wurde am Rand die äußere Folienlage, weil sich die Plastizität fast ausschließlich hier konzentriert. Um ein realistisches Bild über die Höhe der Verformungen zu bekommen, wurde die mittlere plastische Dehnung für die Außenlage gebildet. Damit wird die Verfälschung durch einzelne Dehnungsspeaks vermieden und das Verhalten des hoch belasteten Außenbereichs der Matrix wiedergegeben. Nun ist sowohl die zeitliche als auch die örtliche Zuordnung möglich. Abb. 5.6 zeigt die mittels des Hybridmodells „Rand“ errechnen Ergebnisse.

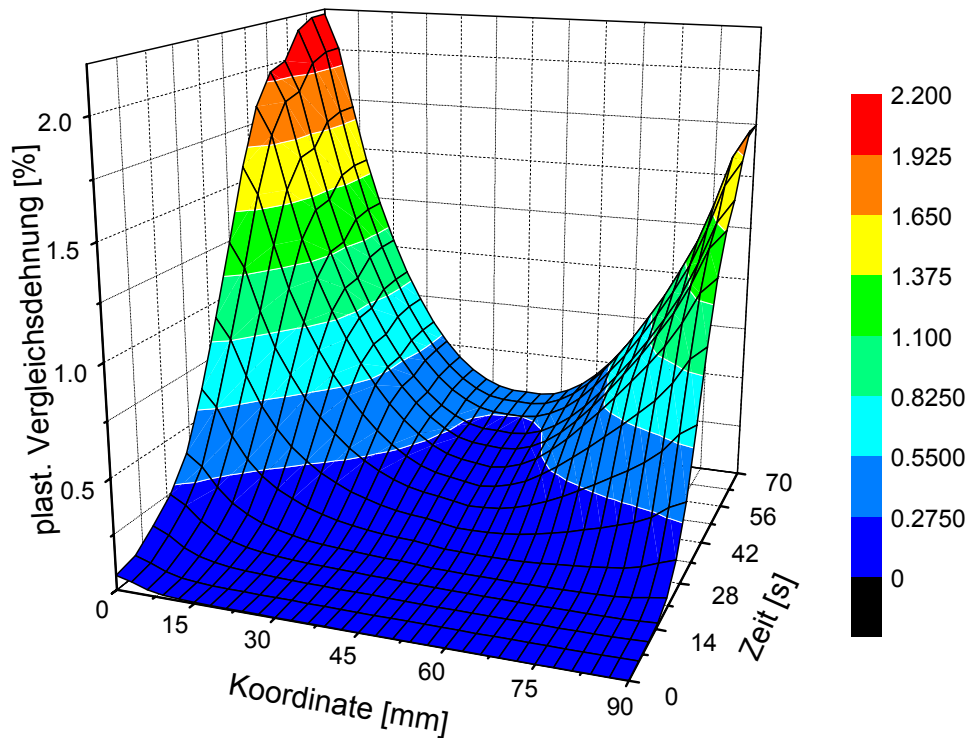


Abb. 5.6 Plastische Vergleichsdehnung entlang des Außenbereichs der Matrix für den Kaltstart

Zu entnehmen ist, dass am Ende des Kaltstarts auf der gesamten Außenseite der Matrix Plastizität aufgetreten ist, wobei die ungleichmäßige Dehnungsverteilung durch den Axialeffekt (Teleskopieren) hervorgerufen wird. Durch die Erwärmung der Matrix beim Kaltstart kommt es zur axialen Ausdehnung, die aber am Matrixrand vom kälteren Mantel verhindert wird und zu einem Ausbeulen der Stirnseiten führt. Demnach findet beim Teleskopieren eine Relativbewegung zwischen der Matrixmitte und dem Mantel statt. Diese wird ausgehend von der axialen Symmetrieebene in Richtung des Gasein- bzw. -auslasses immer größer und baut sich bis zu den Stirnseiten zu einem Maximum auf. Auf Grund dieser Unterschiede kommt es im Übergangsbereich an der äußeren Matrix zu hohen Beanspruchungen. Dass dabei der Gaseinlass in Abb. 5.6 höhere plastische Dehnungen zeigt als der Gasauslass, liegt an den etwas höheren Temperaturen am Gaseinlass. In analoger Weise verhält sich der Katalysator auch bei der Schaltrunde.

Wechselbeanspruchungen durch die Fahrzyklen

Des Weiteren soll das Verhalten über mehrere Belastungszyklen hinweg untersucht werden, um die charakteristischen Wechselbeanspruchungen aufzuzeigen. Dazu wurden mit einem Hybridmodell 10 Zyklen der Schaltrunde gerechnet. Ausgewertet wurde eine einzelne aus Well- und Glattlage bestehende Zelle im Bereich hoher Dehnungen am Außenbereich des Gaseinlasses. Für diesen repräsentativen Ausschnitt hoher Belastung ist in Abb. 5.7 die mittlere Spannung in $_{22}$ -Richtung mit der entsprechenden Dehnung dargestellt, wobei sich die Well- und Glattlage annähernd gleich verhalten.

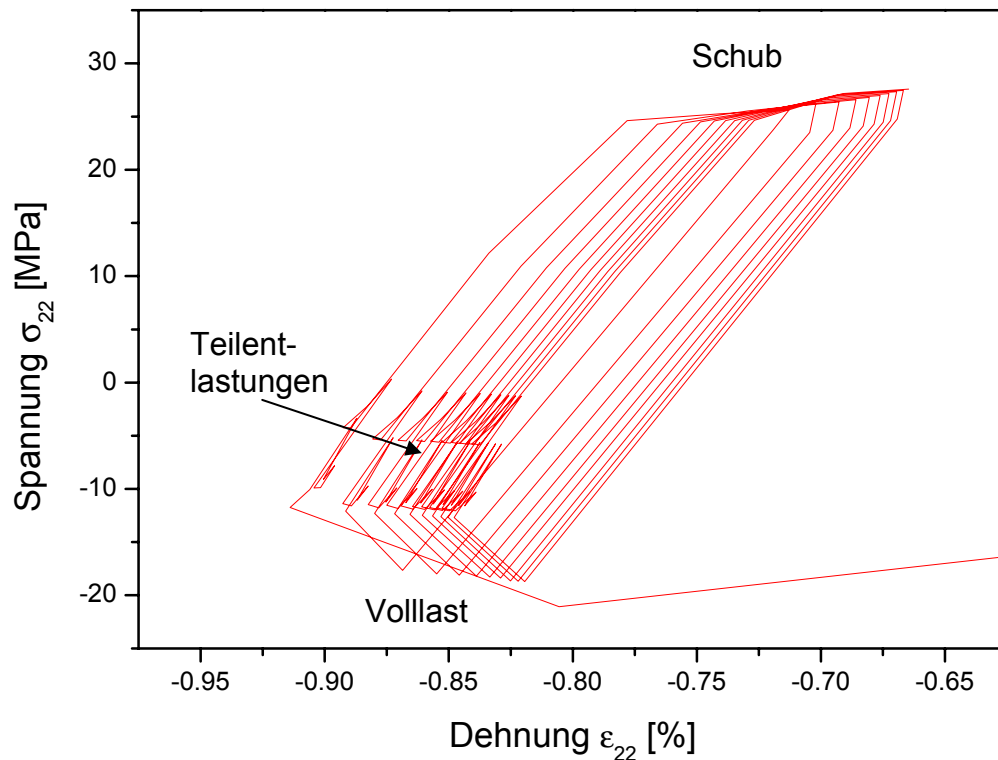


Abb. 5.7 Spannung am hochbelasteten Außenbereich für den 1. bis 10. Zyklus der Schaltrunde

Die Aneinanderreihung der Fahrzyklen ergibt Hysteresekurven, die einen ständigen Wechsel zwischen Zug- und Druckspannungen anzeigen. Wenn die Matrix bei Volllast erwärmt und plastisch gegen den Mantel gestaucht wird, entstehen Druckspannungen. Kühlt sich die Matrix bei Schub danach ab, zieht sie sich wieder zusammen. Weil sich durch die vorausgegangene plastische Verformung die ursprüngliche Gestalt des Matrixkörpers verändert hat, gerät sie unter Zugspannungen. Durch die hohen Zugspannungen kommt es zu Rückplastifizierungen, wodurch sich die in Abb. 5.7 dargestellte Hysterese aufbaut. Dabei sind die entstehenden Zugspannungen höher als die Druckspannungen. Mit zunehmender Zyklenzahl kommt es zur Verschiebung zu kleineren Mitteldehnungen und einer allmählichen Sättigung. Die Spannungen und die Breite der Hysterese bleiben hingegen nahezu konstant. Weil während der Schaltrunde durch Gangwechsel der Abgasmassenstrom und damit die Temperaturen verändert werden, treten zusätzliche zyklische Belastungen auf. Diese führen in Abb. 5.7 zu den Teilentlastungen in der Volllastphase. Weiterhin gibt die Breite der Hysteresekurve Hinweise auf die plastische Dehnungsamplitude und damit auch auf die zu erwartenden Lebensdauern.

Nach der Beschreibung des charakteristischen zyklischen Verhaltens sollen nun die Regionen der höchsten Wechselbelastungen bestimmt werden, um weitere Hinweise über die zu erwartende Lebensdauergefährdung zu sammeln. Wie Abb. 5.8 am Beispiel der Schaltrunde verdeutlicht, sind die zyklischen Temperaturbelastungen, die für Wechselbelastungen verantwortlich sind, ungleichmäßig im Katalysator verteilt. Die Kurvenverläufe zeigen das Verhalten zweier hintereinander liegender Thermoelemente, wobei das eine in der Mitte des Gaseinlasses platziert ist und das andere in der Mitte des Gasauslasses. Weil der Katalysator wie ein Wärmespeicher fungiert, werden die Temperaturschwankungen Richtung Auslass gedämpft.

Nur der unmittelbare Frontbereich des Gaseinlasses unterliegt starken thermischen Wechselbeanspruchungen, die schon wenige Millimeter nach dem Gaseinlass abnehmen. Dies wird außerdem durch den Bildausschnitt in Abb. 5.8 verdeutlicht, welcher das Temperaturdelta zwischen Maximal- und Minimaltemperatur über die Schaltrunde angibt.

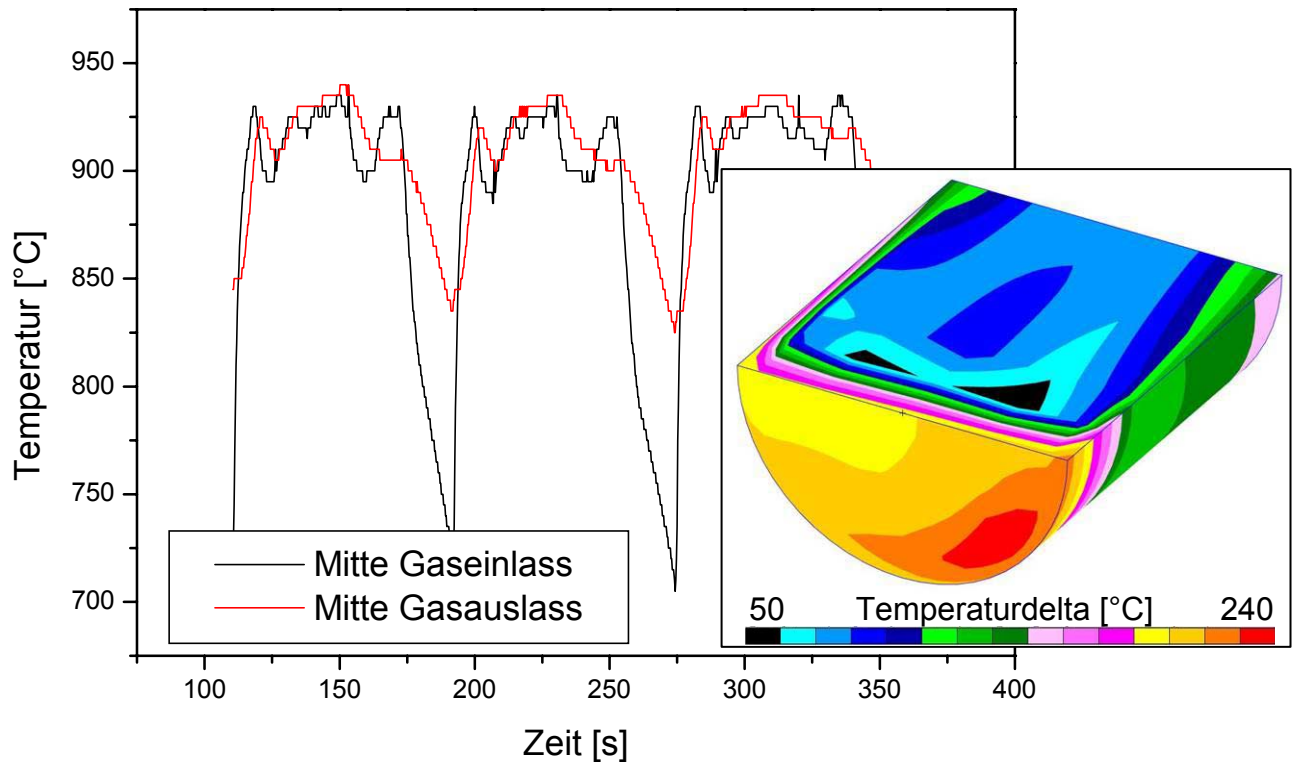


Abb. 5.8 Zyklischer Temperaturverlauf bei der Schaltrunde in der Mitte von Gasein- und -auslass

Damit wird deutlich, dass fast ausschließlich der Frontbereich und der vordere Rand hohen Wechselbelastungen ausgesetzt sind. Ein großer Teil des mittleren Bereichs wird während der Schaltrunde kaum beansprucht, womit hier auch keine Ermüdungen stattfinden.

5.2.3 Bezug zu Schadensfällen

Um einen Bezug zur Lebensdauer und damit zu den Schadensfällen herzustellen, können die bisher ausgewertete plastische Dehnung und die Wechselbeanspruchung genutzt werden. Denn die Kombination aus hohen Wechselbelastungen und hohem Beanspruchungsniveau definiert die Regionen niedriger Lebensdauer. Entsprechend des Manson-Coffin-Gesetzes herrscht eine Abhängigkeit zwischen der plastischen Dehnungsamplitude und der Lebensdauer. Speziell die Kurzzeitfestigkeit, in der die Katalysatorbelastung anzusiedeln ist, wird von der plastischen Dehnungsamplitude $\epsilon_{a,pl}$ kontrolliert. Bei Kenntnis der Werkstoffkonstanten für den zyklischen Duktilitätskoeffizient ϵ'_z und den zyklischen Duktilitätsexponenten c kann die Anzahl der Fahrzyklen bis zum Bruch (Bruchschwingungszahl N_B) errechnet werden [77]:

$$\epsilon_{a,pl} = \epsilon'_z (2N_B)^c$$

Gl. 5.1

Eine weitere sehr gebräuchliche Kennzahl zur Beschreibung der Lebensdauer bei thermomechanischen Belastungen ist der Schädigungsparameter nach Smith, Watson und Topper (P_{SWT}). Auch hier geht die Dehnungsschwingbreite in die Berechnung der Ermüdungsfestigkeit ein [78]:

$$P_{\text{SWT}} = \sqrt{\sigma_{\text{max}} \epsilon_a E} \quad \text{Gl. 5.2}$$

Der Wert des Schädigungsparameters gibt nach Gl. 5.2 die Bauteilbelastung wieder. Weiterhin besitzt der Schädigungsparameter noch eine Beziehung zur Bruchschwingspielzahl, aus der sich bei Kenntnis der entsprechenden Werkstoffparameter die Lebensdauer errechnen lässt. Allerdings sind die dem Schädigungsparameter bzw. der Manson-Coffin-Beziehung zu Grunde liegenden isothermen Werkstoffversuche zur Bestimmung der Lebensdauern sehr aufwendig. Jedoch zeigen Beispiele [79, 80], dass unter Einbeziehung von Ergebnissen aus FE-Berechnungen lokale Lebensdaueraussagen an thermisch wechselbelasteten Bauteilen möglich sind. Höher entwickelte Ansätze mit genaueren Lebensdaueraussagen und reduziertem experimentellen Aufwand werden in [81, 82] beschrieben. Allerdings sollen die Aussagen nach Gl. 5.1 und Gl. 5.2 nur als Anhaltspunkte zur Bestimmung der lebensdauergefährdeten Orte dienen. Die Bestimmung der exakten Bruchschwingspielzahl durch Bestimmung von Werkstoffparametern ist nicht Gegenstand dieser Arbeit.

Wie beschrieben ist neben der Wechselbelastung auch die am jeweiligen Ort vorliegende Belastungen für die Ermüdung relevant (Gl. 5.2). Der Schädigungsverlauf auf Grund extremer Fahrzustände kann damit folgendermaßen zusammengefasst werden. Zunächst findet beim Kaltstart bzw. bis zum Erreichen der Maximaltemperatur eine Ausdehnung der Matrix statt, die im Randbereich zu plastischen Verformungen führt. Dabei sind die Verformungen durch das Teleskopieren der Matrix an den Stirnseiten besonders hoch. Allerdings sind die bis dahin plastisch verformten Regionen nicht zwangsläufig die Regionen mit kurzer Lebensdauer. Denn nicht die einmalige plastische Verformung führt zum vorzeitigen Ausfall, sondern die zyklischen plastischen Verformungen. Ausgehend von diesem zunächst stationären Zustand kommt es infolge der wiederholten Belastung durch den Fahrzyklus zu Wechselbeanspruchungen. Diese werden von den zyklischen Schwankungen der Temperatur bewirkt und sind im Frontbereich und am vorderen Rand am höchsten.

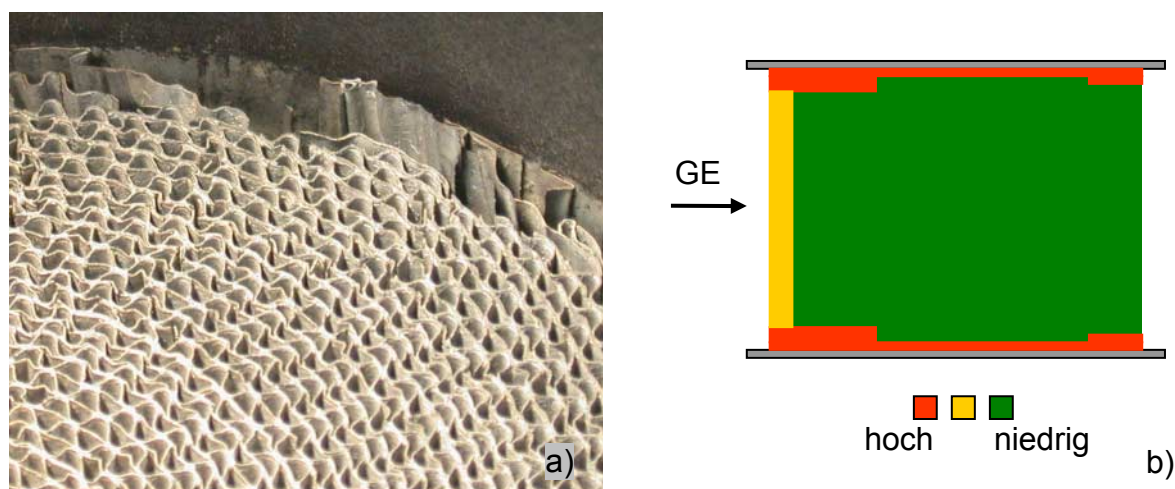


Abb. 5.9 Typische Katalysatorschäden a) Matrixabrutschen und vereinzelte Folienbrüche b) Schema der Schadensverteilung

Damit stellen sich die kürzesten Lebensdauern am vorderen Rand ein. Am hinteren Rand sind die Lebensdauern auf Grund der geringeren zyklischen Belastung etwas höher. Am Gaseinlass treten zwar hohe zyklische Belastung auf, die aber durch das hier vorherrschende niedrigere Spannungsniveau keine so hohe Lebensdauergefährdung darstellen. Abb. 5.9 fasst diesen Zusammenhang am Beispiel eines typischen Katalysatorschadens zusammen. Die beschriebene Schädigungshistorie führt zu massiven Folienbrüchen im Bereich des Matrix-Mantel-Kontakts, begleitet vom Abrutschen der Matrix. Wie Abb. 5.9 a) verdeutlicht, kommt es entsprechend des Glattlageneffekts außerdem zu diversen Glattlagenbrüchen auf der Front des Gaseinlasses. Auf der Grundlage des bisher betrachteten Beanspruchungsprofils ergibt sich die in Abb. 5.9 b) schematisch zusammengefasste Schädigungsverteilung.

5.3 Auswirkungen des Temperaturpeaks beim Schalten

Die bisherigen Erläuterungen zum Verhalten des Katalysators im Fahrzeugeinsatz bezogen sich auf Zyklen, denen relativ träge Temperaturänderungen zu Grunde liegen. Die bisher betrachteten maximalen Temperaturtransienten liegen bei ca. 80 K/s. Im normalen Fahrzeugbetrieb können jedoch noch schnellere Temperaturveränderungen von bis zu 300 K/s auftreten. Diese entstehen beim Schalten und bewirken thermoschockartige Zustände. Wie in Kap. 3.2.2 näher beschrieben, liegen die Ursachen in einer in den Abgastrakt verlagerten Verbrennung. Somit wirkt kurzzeitig überheißes Abgas auf den Katalysator ein. Die Auswirkungen dieser Beanspruchung sollen nun näher untersucht werden.

5.3.1 Berechnung der vom Schaltpeak hervorgerufenen Temperaturverteilung

Um den Temperaturpeak in einer Festigkeitsberechnung bewerten zu können, muss die dreidimensionale transiente Temperaturverteilung vorliegen. Gemessen werden konnte mit der Thermographiekamera jedoch nur die zweidimensionale zeitaufgelöste Temperatur am Gaseinlass. Um die Temperaturen auch im Inneren des Katalysators zu bestimmen, wurden von der Berechnungsabteilung bei der VOLKSWAGEN AG Strömungssimulationen durchgeführt. Daneben standen als weitere Randbedingungen für die numerischen Berechnungen Messungen des Abgasmassenstroms zum Zeitpunkt des Temperaturpeaks zur Verfügung. Außerdem wurde angenommen, dass durch den Temperaturpeak keine zusätzliche Exothermie im Katalysator ausgelöst wird.

Abb. 5.10 zeigt das Ergebnis der Temperaturberechnung am Gaseinlass und gibt den Verlauf der Thermographiemessung ziemlich genau wieder. Um die dargestellte Temperaturreaktion des Festkörpers hervorzurufen, muss in den verschiedenen Phasen des Schaltpeaks eine noch höhere bzw. kältere Abgastemperatur vorliegen. Unter Zuhilfenahme der Massenstrommessungen wurde deshalb innerhalb sinnvoller Schranken die Fluidtemperatur so lange modelliert, bis die errechnete Festkörpertemperatur den Messungen entsprach. Dabei wurden die Strömungsberechnungen an der realen Geometrie der Abgaskanäle durchgeführt.

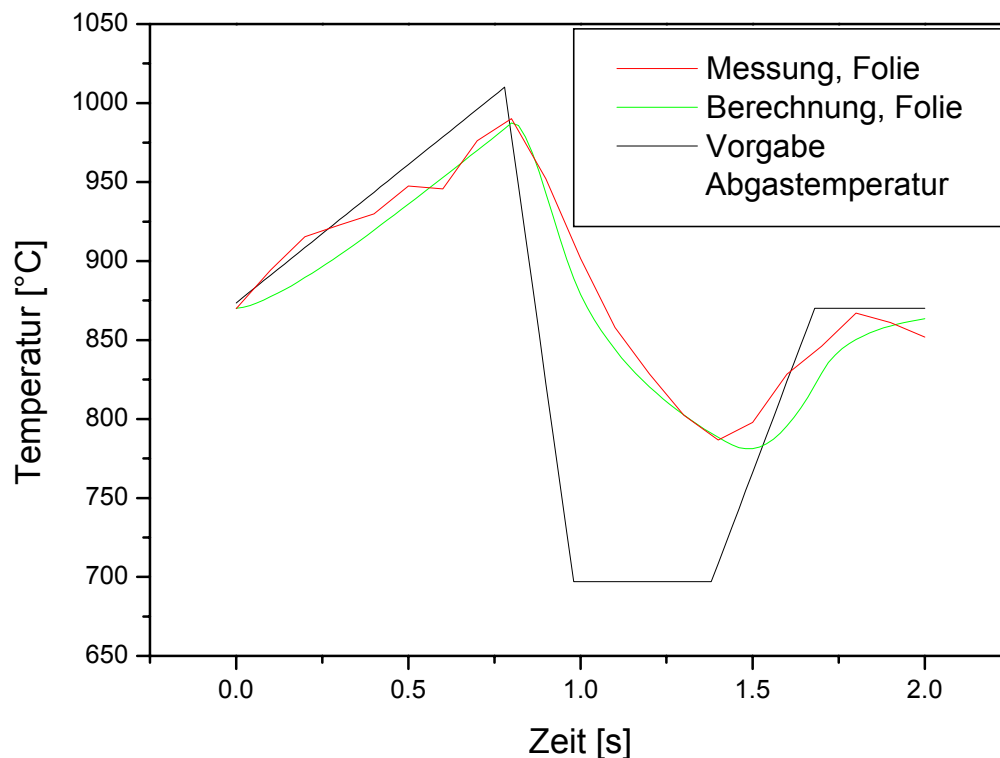


Abb. 5.10 Gemessener und gerechneter Temperaturpeak mit zu Grunde liegender Abgastemperatur

Nachdem die Festkörpertemperatur an der Gaseinlassseite den Messergebnissen entsprach, wurden die sich im Inneren des Abgaskanals einstellenden Temperaturen extrahiert und zum Aufbau der dreidimensionalen Temperaturinformation verwendet. Weil angenommen wurde, dass der Temperaturpeak mit gleicher Intensität auf der gesamten Stirnseite des Katalysators auftritt, reicht es aus, dass die Strömungsberechnungen nur für ein kleines Bündel an Abgaskanälen durchgeführt wurden. Somit konnte die vom Temperaturpeak im Katalysator hervorgerufene Temperaturreaktion bestimmt werden.

Die Veränderung der Temperatur innerhalb des Katalysators wird an der Beispielrechnung in Abb. 5.11 deutlich. Hierbei wurde ein Zellausschnitt zwei Sekunden lang einer Temperaturerhöhung um 200 °C ausgesetzt. Abb. 5.11 a) zeigt, wie sich beim Eintritt des Fluids eine laminaire Strömung mit einer Grenzschicht zum Solid ausbildet. Dabei unterscheiden sich die Wärmeübergangsverhältnisse in der Einlaufstrecke von den Verhältnissen im hinteren Teil des Katalysators. Weil die Grenzschicht sich in der Einlaufstrecke erst nach und nach aufbauen muss und schrittweise dicker wird, ist die übergehende Wärmestromdichte auf den ersten Millimetern der Einlaufstrecke am größten. Sie sinkt allmählich ab und erreicht im Gebiet der ausgebildeten Strömung ihren Endwert. Diese Verhältnisse werden in Abb. 5.11 c) durch die von der Folienfront ausgehende Erwärmung des Abgaskanals verdeutlicht. Umgekehrt reagiert bei einer Temperaturerniedrigung der vordere Kanalbereich auch viel schneller, womit bei dem hier betrachteten kurzzeitig einwirkenden Schaltpeak faktisch nur der Frontbereich des Katalysators mit einer Temperaturreaktion antwortet. Diese Erkenntnis deckt sich mit Kanaluntersuchungen nach [83, 84], bei denen im Bereich der Einlaufströmung etwa doppelt so hohe Nusselt-Zahlen und damit Wärmeübergangskoeffizienten gefunden wurden, wie im hinteren Bereich des Abgaskanals.

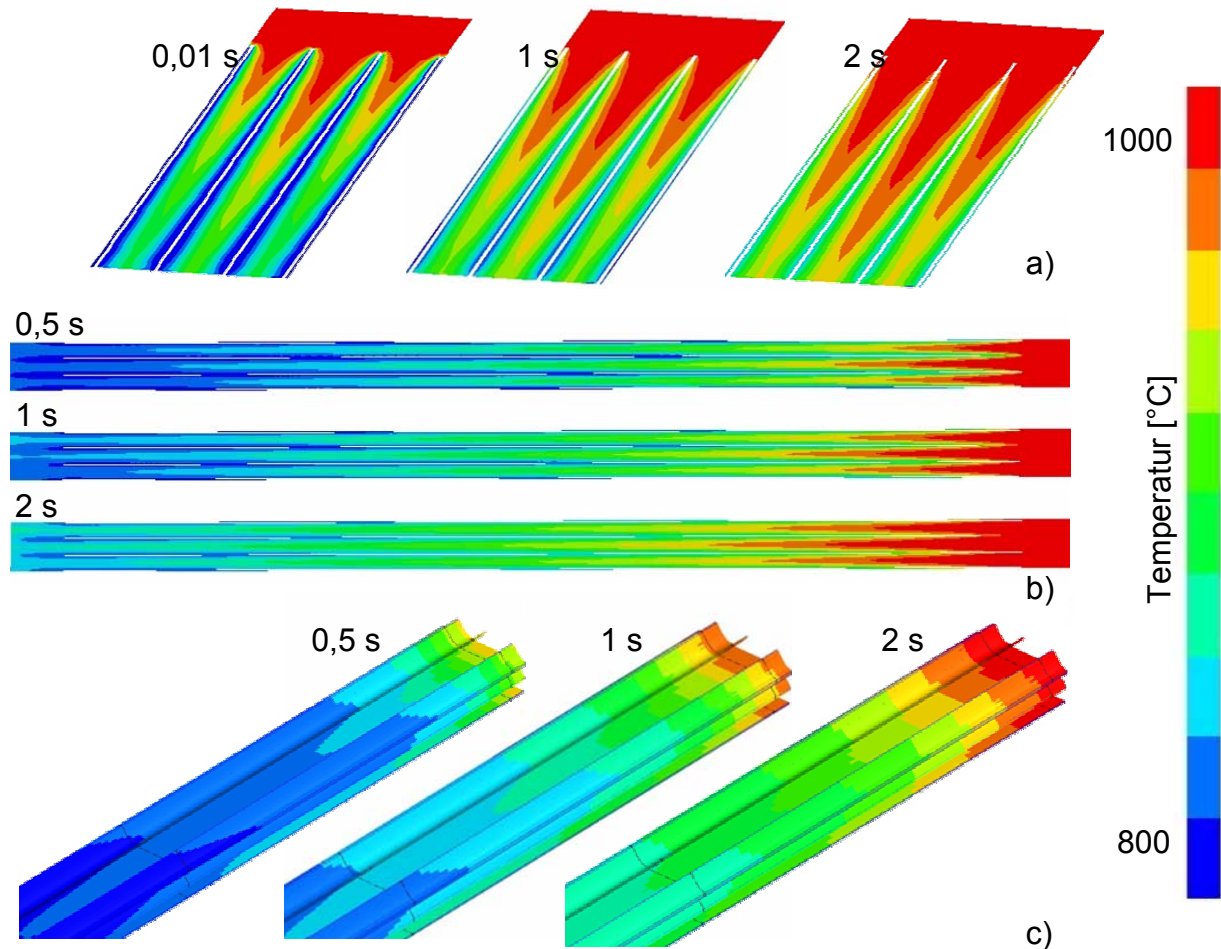


Abb. 5.11 Entwicklung der Fluid- und Solidtemperatur an einem Zellausschnitt a) Fluidtemperatur beim Einlauf b) Fluidtemperatur über die Katalysatorlänge c) Solidtemperatur am Einlauf

Eine weitere Eigenschaft des Katalysators wird in Abb. 5.11 b) verdeutlicht. Durch die hohe innere Oberfläche des Katalysators kommt es zum Wärmeaustausch. Das Fluid kühlt sich bei der Durchströmung so weit ab, dass nach dem Katalysatoraustritt kaum noch von einer Thermoschockwirkung des Fluids ausgegangen werden kann.

5.3.2 Beanspruchung durch den Temperaturpeak

Im Weiteren soll untersucht werden, welche Auswirkungen der schaltbedingte Temperaturpeak auf die Festigkeit hat. Abb. 5.12 a) fasst dieses Temperaturereignis zusammen, wobei nur die ersten 30 mm dargestellt sind, da im hinteren Teil des Katalysators kaum Temperaturreaktionen ausgelöst werden. Diese errechneten Temperaturänderungen müssen nur noch zu den bereits gemessenen Temperaturverteilungen des Fahrzyklusses addiert werden, um zu einem beliebigen Zeitpunkt der Schaltrunde die thermischen Verhältnisse des Peaks zu bestimmen.

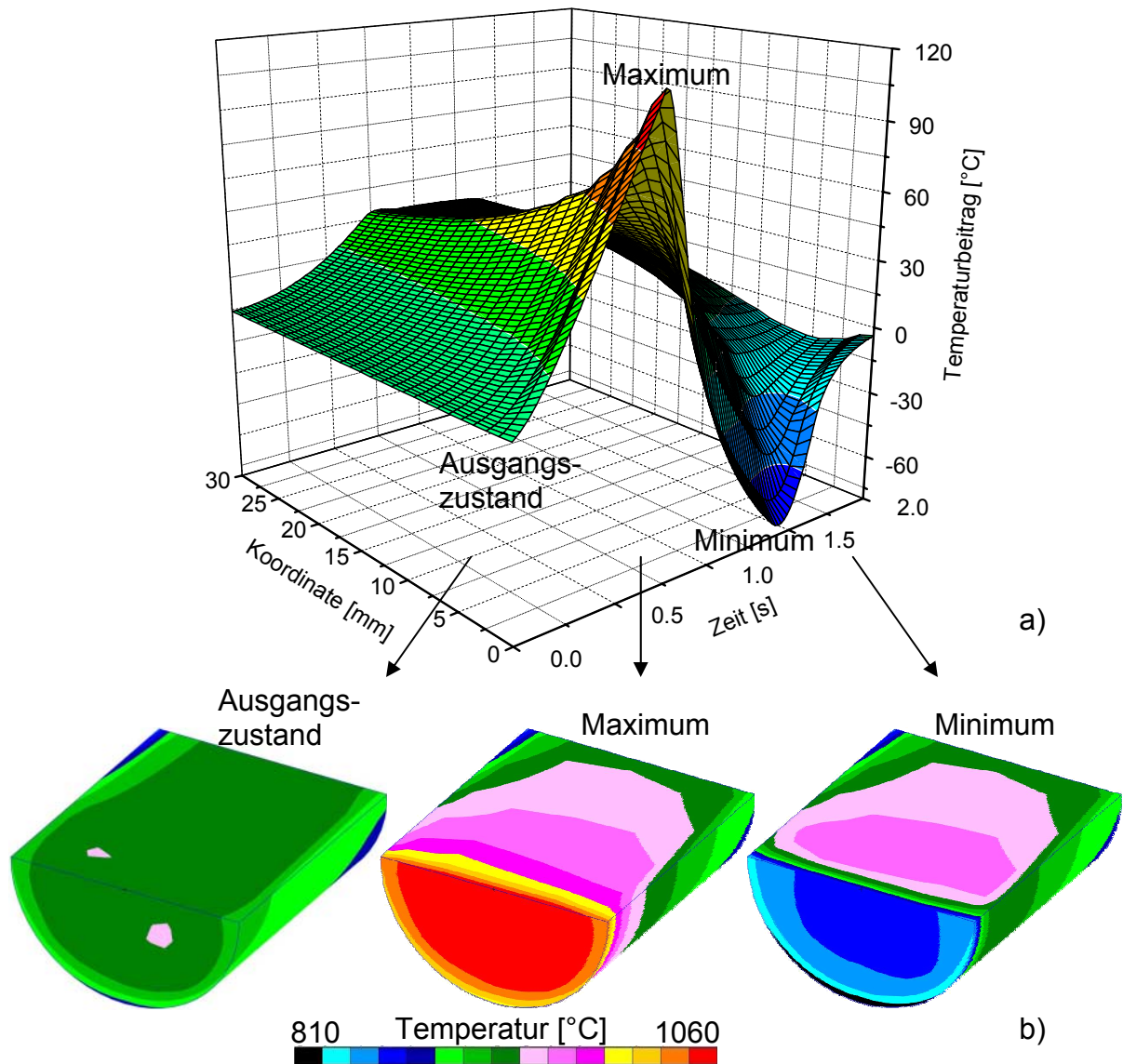


Abb. 5.12 Temperaturpeak a) Zeitliche Veränderung auf den ersten 30 mm des Folienmaterials
 b) Auswertung der Temperaturverteilung zum Zeitpunkt des Peaks

In einer Berechnung soll der kritische Fall untersucht werden, dass ein stark erhitzter Katalysator unter Vollast zusätzlich einen schaltbedingten Temperaturpeak erfährt. Die resultierenden Katalysatortemperaturen sind in Abb. 5.12 b) dargestellt. Verglichen wird der Ausgangszustand vor dem Schalten, zum Zeitpunkt der Maximaltemperatur und bei der schubabschaltungsverursachten Minimaltemperatur. Deutlich zu erkennen ist die örtliche Begrenzung des schaltbedingten Temperatureinflusses auf den Frontbereich. Entsprechend den Erläuterungen in Kap. 5.2.2 wird hierbei vor allem der Außenrand des Gaseinlass maximal belastet.

Um weitere Erkenntnisse über die absolute Höhe der beim Schalten auftretenden plastischen Dehnungen zu erlangen, ist in Abb. 5.13 ein Volllastschaltvorgang mittels eines randseitig ausgewerteten Hybridmodells berechnet worden. Untersucht wurde die zeitliche Entwicklung der vom Peak verursachten Dehnungen in der maximal beanspruchten Region des Matrixrandes. Um die Auswirkungen des Schaltpeaks separat zu betrachten, müssen die Einflüsse durch die zuvor beim Fahrzyklus stattgefundenen plastischen Dehnungen eliminiert werden. Dazu ist der Belastungszyklus zunächst ohne Schaltung und danach mit dieser berechnet worden. Wird aus beiden Ergebnissen die Differenz gebildet, so kann die in Abb. 5.13 dargestellte, durch das Schalten verursachte plastische Dehnung ermittelt werden. Hierbei zeigt sich, dass sich die Dehnungen ausschließlich auf die Front konzentrieren. Auch nach Überschreiten des Temperaturmaximums bleiben die Dehnungen hoch und zeigen, dass auch die Temperaturerniedrigung beim Schaltpeak zu Belastungen führt.

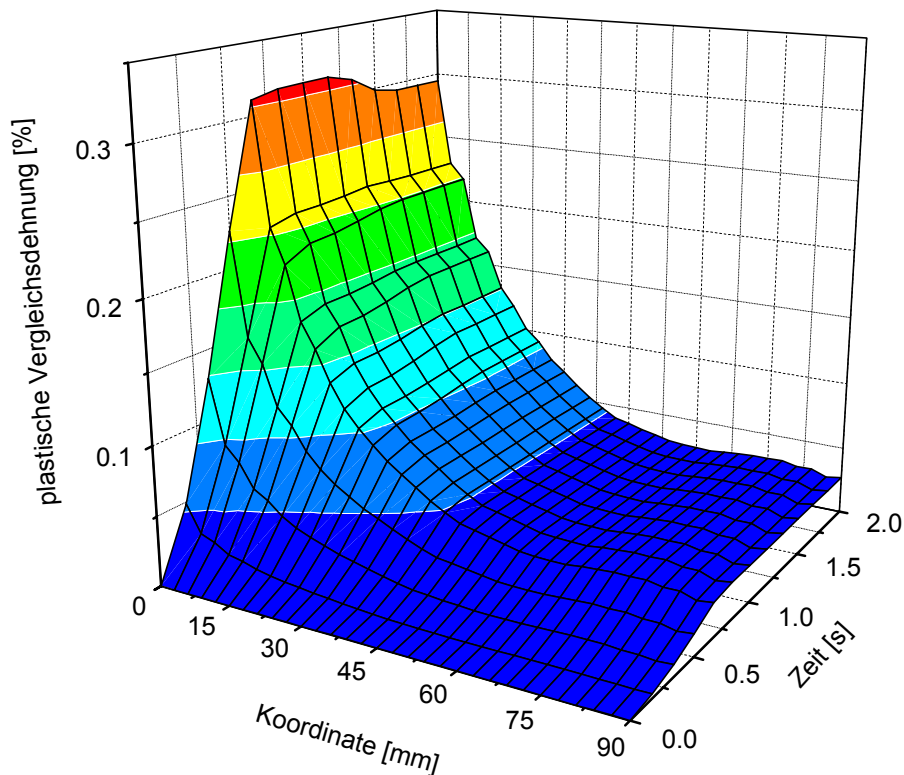


Abb. 5.13 Delta der plastischen Vergleichsdehnung am Außenbereich der Matrix bei Volllastschaltung

Die bisherigen Ergebnisse erläutern die räumliche Verteilung der schaltbedingten Belastung sowie den Betrag der Dehnung bei einem Lastfall. Weiterhin soll untersucht werden, welcher zusätzliche Effekt von den Peaks während einer Schaltrunde ausgeht. Dazu wurden zwei Versuche durchgeführt. Einmal wurde die Schaltrunde ohne Temperaturpeak gerechnet und in einer zweiten Rechnung wurden für die Zeitpunkte der aufgezeichneten Gangwechsel Schaltpeaks in den Fahrzyklus eingebettet. Dazu wurde in Abb. 5.14 die höchst belastete Katalysatorregion des frontseitigen Außenbereichs der Matrix betrachtet. Bei der Gegenüberstellung beider Versuche lassen sich deutliche Unterschiede erkennen. Bei der Schaltrunde ohne Peaks zeigt die plastische Dehnungsgeschichte (PEEQ...equivalent plastic strain) charakteristisch

ansteigende PEEQ-Werte. Bei der Berücksichtigung der Schaltpeaks kommt es darüber hinaus mit jedem Schalten zu einer sprunghaften Zunahme der Dehnung. Durch die Berücksichtigung der Schaltungen erlangt die plastische Dehnung im hier dargestellten Zyklus einen Anstieg um etwa 50 %. Damit geht ein enormes zusätzliches Schädigungspotenzial von den hier aufgezeigten Schaltpeaks aus.

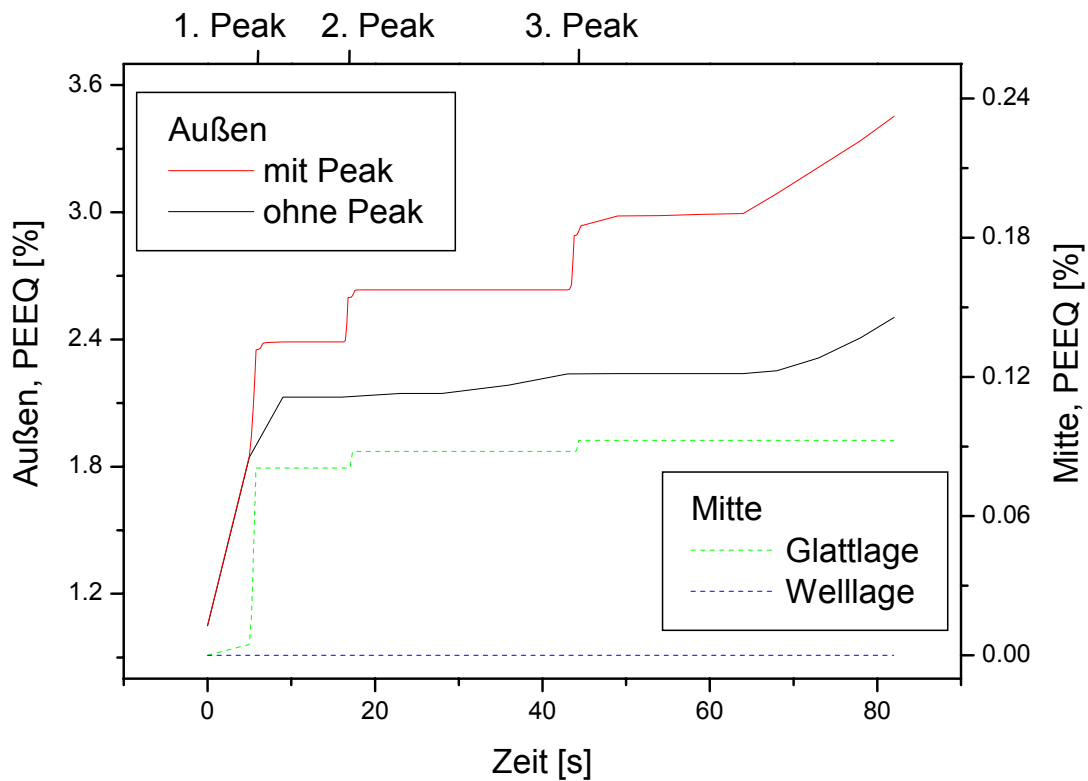


Abb. 5.14 Auswirkungen der Temperaturpeaks beim Fahrzyklus; Auswertung in verschiedenen Regionen

Zusätzlich zeigt Abb. 5.14 auch die Auswirkungen der Schaltpeaks auf die Matrixmitte am Gaseinlass. Untersucht wurde ein mittig gelegener Abgaskanal, wobei eine Unterscheidung in Well- und Glattlage vorgenommen wurde. Die durch den Schaltpeak ausgelösten Belastungen sind so hoch, dass in der Glattlage plastische Verformungen auftreten. Allerdings finden diese Verformungen ausschließlich während des Schaltens statt. Offensichtlich wird hier der Werkstoff durch den Fahrzyklus auch ohne Schalten bis nahe an die Streckgrenze beansprucht. Findet dann noch eine zusätzliche Schaltbelastung statt, fließt das Material. Jedoch liegen die gefundenen PEEQ-Werte um eine Größenordnung niedriger als die am Außenrand. Nicht betroffen von plastischen Verformungen ist die Welllage, was durch das geometrisch bedingte bessere Verformungsverhalten verursacht wird (Glattlageneffekt, siehe Kap. 5.1). Damit wird deutlich, dass die vom Schaltpeak ausgehende Thermoschockbelastung auch in der Mitte der Matrix zu Schäden führt.

5.3.3 Bezug zu Schadensfällen

Auch hier kann der beschriebene Schädigungsmechanismus realen Schadensfällen zugeordnet werden. Aus der Überlagerung der Belastungen des Fahrzyklusses mit dem Schaltpeak kommt es im Frontbereich des Katalysators zu plastischen Verformungen. Die weiterhin stattfindende wiederholte Einwirkung der Temperaturpeaks führen zu Wechselbelastungen und damit zu Ermüdungen.

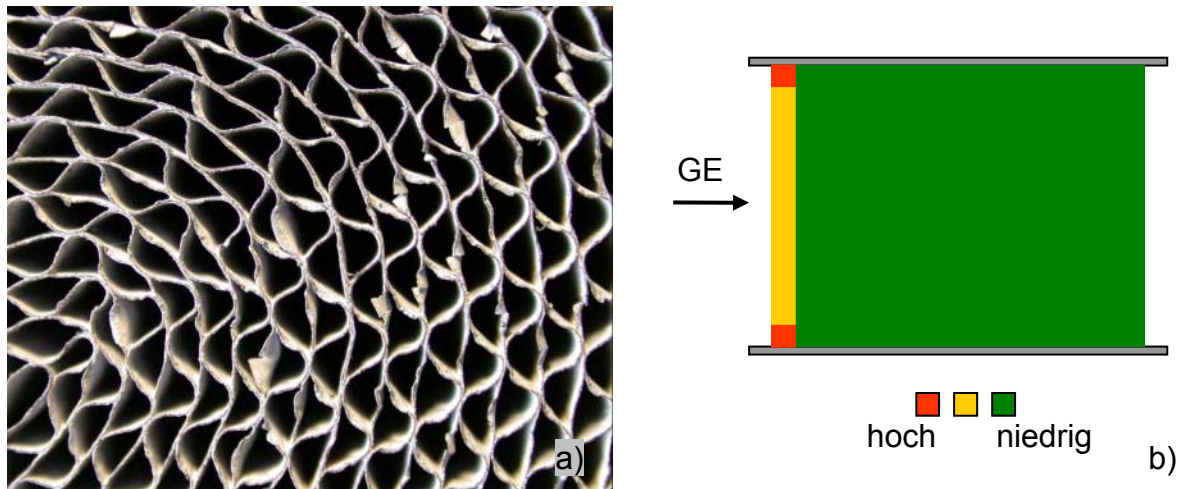


Abb. 5.15 Typischer Schadensverlauf durch Temperaturpeaks a) Glattlagenbrüche in der Matrixmitte b) Schematische Darstellung der betroffenen Regionen

Wie Abb. 5.15 verdeutlicht, sind hierbei vor allem der frontseitige Außenbereich der Matrix sowie die Glattlagen betroffen. Dabei zeigt Abb. 5.15 a), wie es durch fortgeführte plastische Beanspruchung in der Matrixmitte zu Glattlagenbrüchen kommt. Aus diesen Rissen resultiert ein Umknicken des Folienmaterials durch den Abgasstrom, womit das Schadensbild der so genannten Zellumklappung vorliegt. Wie aus anderen Schadensbildern bekannt ist, ermüden bei genügend hoher Intensität des Temperaturpeaks auch die Welllagen. Dadurch können durch die Zellumklappungen ganze Abgaskanäle verschlossen werden. Vorrangig betroffen von der Schädigung ist jedoch der vordere Rand, was die Ausbildung der Randstauchung und schließlich des Matrixabrutschens unterstützt.

5.4 Einfluss der Anströmung

Die bisherigen Ausführungen der Arbeit zeigen, dass Temperaturbelastungen ursächlich für die Katalysatorschädigung verantwortlich sind. Allerdings ist die Ausprägung der Temperaturen stark von der Verteilung des anströmenden Abgases abhängig. Diese Abhängigkeit der Temperaturverteilung von der Strömungsverteilung macht das in Abb. 5.16 dargestellte Beispiel nach [85] deutlich.

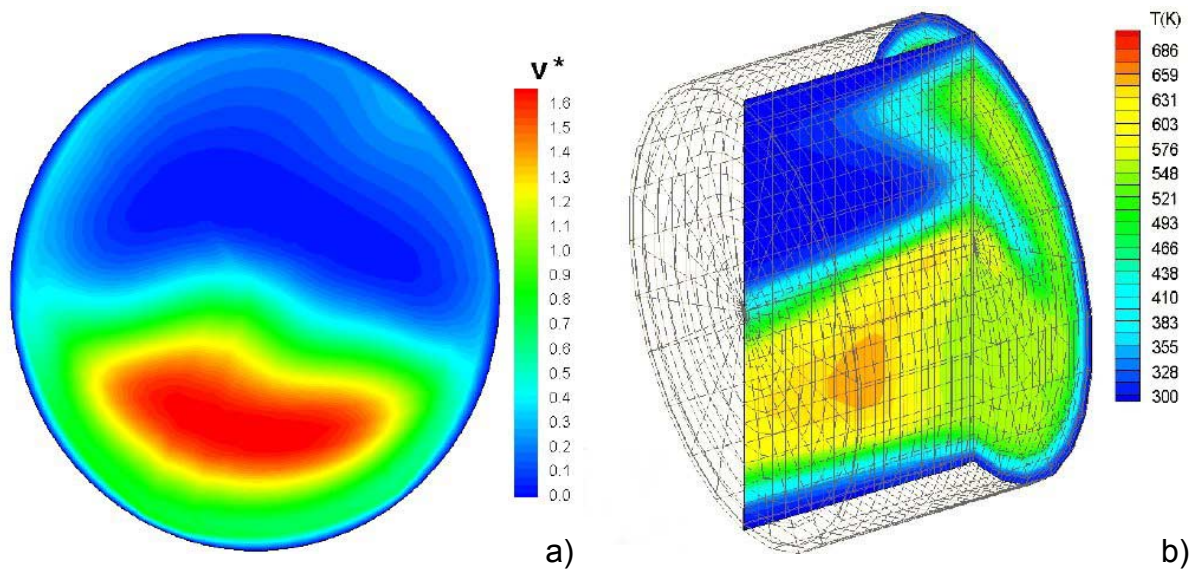


Abb. 5.16 Korrelation zwischen Strömungs- und Temperaturverteilung nach [85] a) Normierte Geschwindigkeitsverteilung b) Temperaturverteilung 40 s nach Start

Simuliert wurde das Aufheizverhalten eines Katalysators, wobei Abb. 5.16 a) die zu Grunde liegende ungleichmäßige Strömungsverteilung in Form der normierten Geschwindigkeit darstellt (mittlere Geschwindigkeit = 1). Ein zunächst kalter Katalysator wird mit einem ansteigenden Abgasmassenstrom sowie einer ansteigenden Abgastemperatur 40 s lang beaufschlagt und führt zu der in Abb. 5.16 b) gezeigten Temperaturverteilung. Deutlich zu erkennen ist, dass durch die stark ungleichmäßige Anströmung vorrangig die Bereiche erhitzt wurden, in denen hohe Strömungsgeschwindigkeiten und damit hohe Massenströme vorliegen.

Somit beeinflusst die Strömungsverteilung die Temperaturverteilung im Katalysator und damit wiederum die Belastungen und Schäden. Es soll nun untersucht werden, welchen Einfluss verschiedene Abgasanströmungen auf die Katalysatorfestigkeit haben und welche Effekte die zyklischen Temperaturänderungen bei sich schnell wechselnden Fahrzustandsänderungen aufweisen. So sollen Rückschlüsse auf die Gestaltung der Abgasanströmung und damit auf das Design des Krümmer-Katalysator-Moduls gezogen werden.

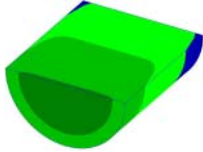
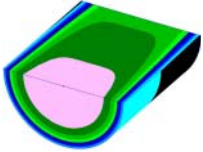
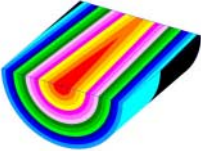
5.4.1 Untersuchte Anströmungen

Um die Temperaturbelastungen, die von verschiedenen Anströmungen verursacht werden, miteinander vergleichen zu können, wurden die nach Gl. 5.3 berechneten theoretischen Temperaturverteilungen verwendet. Es handelt sich um die in Tab. 5.1 dargestellten radialsymmetrischen Temperaturen, mit denen durch Modulation der Konstanten a, b und c jeweils Varianten extremer Belastungen simuliert werden konnten, die aber auch tatsächlich so im Fahrzeug auftreten können:

$$T(r, z) = T_{\max} - a \cdot r^b - cz$$

Gl. 5.3

Tab. 5.1 Erklärung der für die Berechnungen genutzten Varianten

Charakteristik	Variante 1	Variante 2	Variante 3
Temperaturverteilung	 Gleichmäßige Verteilung	 Temperaturabfall zum Rand	 Temperaturspitze in der Mitte
Strömungsverteilung	Gleichmäßige Anströmung	Aussparung des Rands	Bündelung des Abgases auf die Mitte

Für Vergleichsrechnungen wurden die Temperaturverteilungen nach Tab. 5.1 definiert, bei denen Variante 1 in etwa Messwerten des Referenzkatalysators entspricht. Hier zeigen die Temperaturen einen nur minimalen Rückgang zum Rand. Diese Verteilung wird von einer gleichmäßigen Strömung hervorgerufen, die bis an den Rand heranreicht. Bei den hypothetischen Varianten 2 und 3 wird die Strömung schrittweise zur Mitte zentriert. Bei Variante 2 ist zunächst nur der Rand ausgespart, bei Variante 3 ist die Strömung dann zu einem mittigen Maximum zentriert. Um dabei die verschiedenen Varianten untereinander vergleichen zu können, ist die jeweils eingetragene Wärmemenge in allen Belastungsvarianten gleich. Charakteristisch für die gewählten Temperaturfelder ist ein mehr oder weniger starker radialer Temperaturabfall mit einem gleichmäßigen Temperaturrückgang von der Gaseinlassseite hin zum Gasauslass.

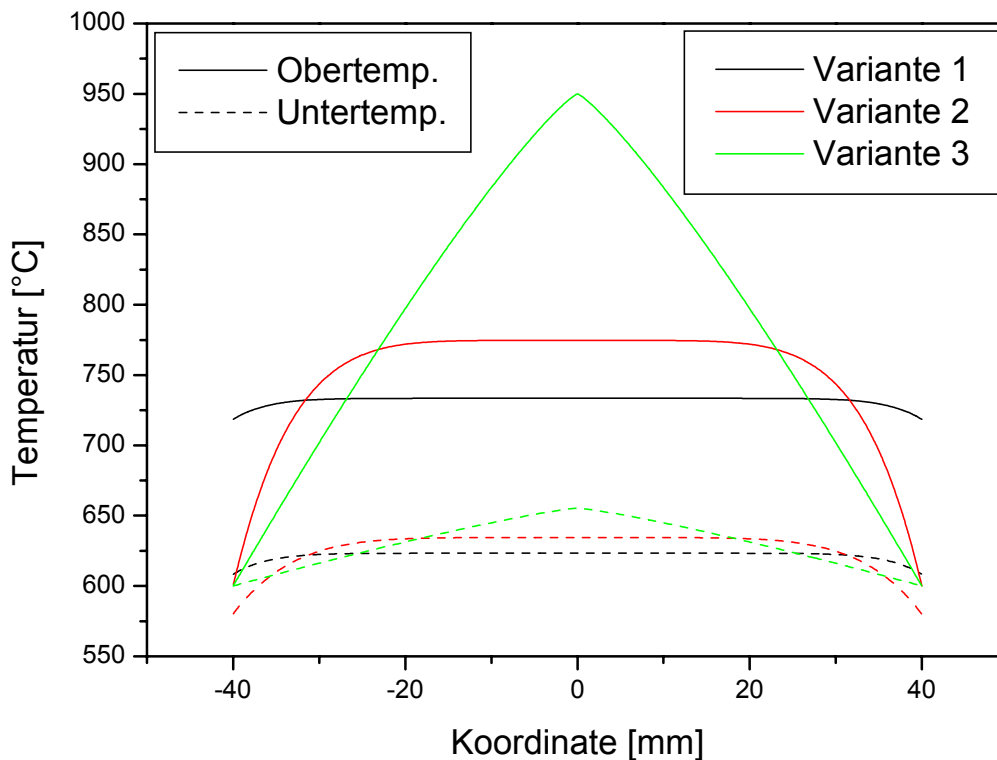


Abb. 5.17 Maximal- und Minimaltemperaturen für die drei Varianten

Die exakten Temperaturen der radialsymmetrischen Temperaturverteilungen sind in Abb. 5.17 entlang einer horizontalen Linie am Gaseinlass dargestellt. Um auch dynamische Beanspruchung im Katalysator zu berücksichtigen, sollen hier nicht nur die Auswirkungen von hohen Temperaturen (Obertemperaturen) bei verschiedenen Anströmungen untersucht werden, sondern auch die der niedrigen Temperaturen (Untertemperaturen). Somit kann ein Fahrzyklus simuliert werden, wobei die resultierenden Wechselbelastungen eine hohe Relevanz in Bezug auf die Lebensdauer haben. Hierfür wurden zu den bisher beschriebenen Obertemperaturen die in Abb. 5.17 dargestellten Untertemperaturen definiert. Hierfür wurde die in den Katalysator eingebrachte Wärme um jeweils 15 % reduziert, was in etwa der gemessenen Temperaturerniedrigung beim Volllast-Schub-Wechsel entspricht. Zu berücksichtigen ist, dass gut durchströmte Bereiche nicht nur besonders schnell erwärmt werden, sondern bei Temperaturerniedrigung des Abgasstroms auch besonders schnell abkühlen. Deshalb wurden die Temperaturverläufe nach Gl. 5.3 neu moduliert, um die zuvor vorhandenen Temperaturmaxima weitgehend abzusenken. Dadurch entstehen Untertemperaturen, die bei den drei Varianten einen sehr ähnlichen Verlauf haben.

5.4.2 Beanspruchung durch unterschiedliche Anströmungen

Zunächst sollen jedoch die Auswirkungen bei hohen Temperaturen untersucht werden. Dargestellt in Abb. 5.18 sind die Verläufe der Spannungen, die sich aus den Obertemperaturen der Varianten ergeben. Zunächst fällt auf, dass trotz relativ unterschiedlicher Temperaturverteilungen die Spannungsverläufe in allen drei Varianten relativ ähnlich sind. Variante 1 hat die

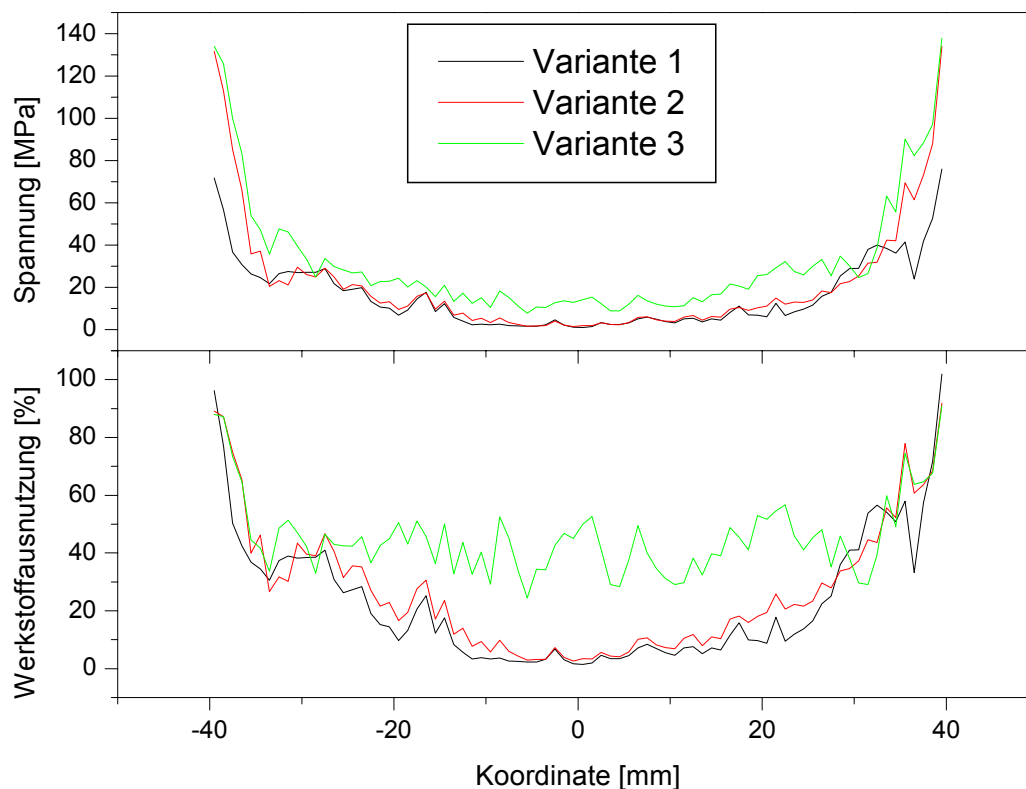


Abb. 5.18 Vergleich der Spannungen (σ_v) mit der prozentualen Ausnutzung der Streckgrenze

niedrigsten Spannungen am Rand, währenddessen Variante 3 etwas höhere Spannungen in der Mitte aufweist. Dabei zeigt sich der bereits beschriebene Zusammenhang hoher Randspannungen und geringer Mittenspannungen, wobei die Berechnungen am Hybridmodell „Front“ durchgeführt wurden.

Beachtet werden muss bei der Bewertung der Spannungsverläufe, dass die Kennwerte der Werkstoffparameter mit steigender Temperatur sinken. Deshalb wurde im zweiten Teil der Abb. 5.18 die Spannung in Relation zur lokal vorherrschenden temperaturabhängigen Streckgrenze gesetzt. Damit ist bezogen auf die Streckgrenze die prozentuale Werkstoffausnutzung ersichtlich. Zu erkennen sind nun deutliche Unterschiede zwischen den Kurvenverläufen. Z.B. zeigt Variante 1 randseitig die höchsten Werkstoffbeanspruchungen und überschreitet sogar die Streckgrenze, obwohl der Spannungsverlauf bezogen auf die beiden anderen Varianten hier besonders niedrig ist. Variante 3 zeigt wiederum relativ hohe Werkstoffbeanspruchungen in der Mitte, da hier im Bereich des Temperaturmaximums besonders niedrige Werkstoffkennwerte vorliegen. Den besten Beanspruchungsverlauf zeigt Variante 2 mit der gleichmäßigen Temperaturverteilung und dem Temperaturabfall zum Rand.

Bei der Berechnung der Untertemperaturen ergeben sich auf Grund der ähnlichen Temperaturverteilungen für alle Varianten fast identische, aber deutlich geringere Spannungsverläufe. Auch hier wurden die Spannungen in Relation zu den örtlichen temperaturabhängigen Streckgrenzen gesetzt. Um die hieraus resultierenden zyklischen Belastungen zu verdeutlichen, sind in Abb. 5.19 zwischen den Ergebnissen der jeweiligen Ober- und Untertemperaturen der Varianten Flächen gebildet worden.

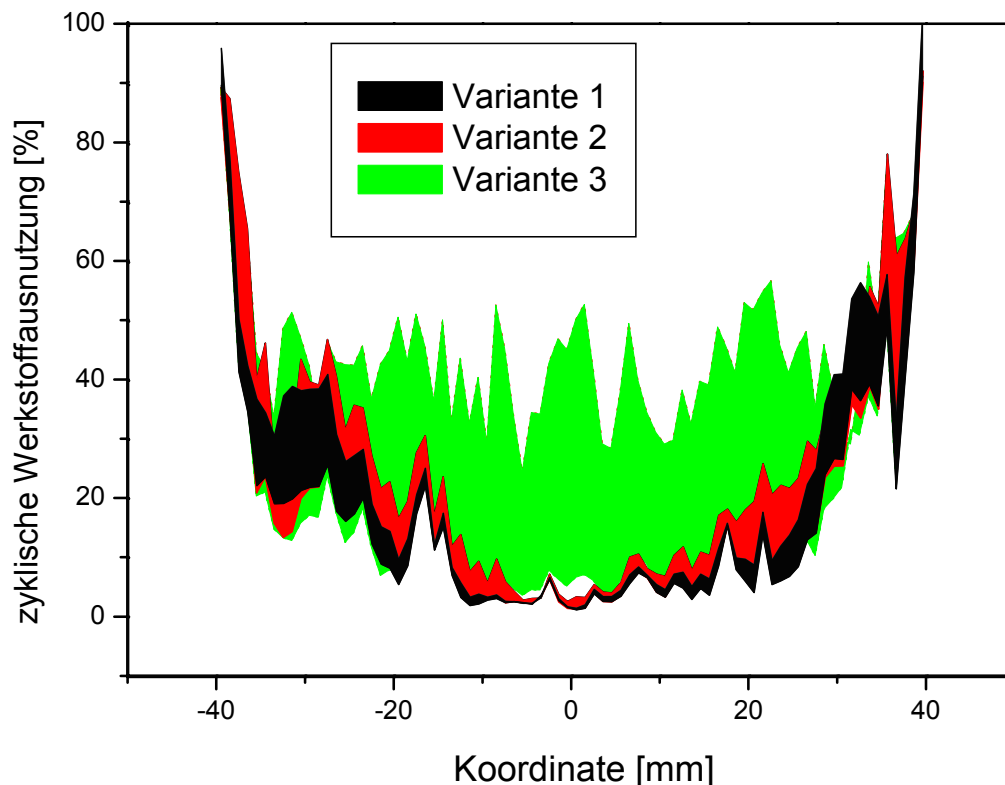


Abb. 5.19 Unterschied der Werkstoffausnutzung bei Ober- und Untertemperatur

Damit wird die Differenz aus Be- und Entlastung betont, die augenscheinlich bei der Variante 3 im mittleren Bereich am höchsten ist. Die zyklische Belastung mit hoher Amplitude führt allerdings zu Ermüdungen, auch wenn die Maximalspannungen die Streckgrenze nicht überschreiten. Somit wird deutlich, dass es durch die Bündelung der Strömung und damit der Temperatur zu einer örtlichen Überlastung kommen kann. Es können sogar im sonst unkritischen Mittenbereich des Katalysatoreinlasses größere Schäden hervorgerufen werden, die sich beispielsweise in Matrixausbrüchen wieder finden lassen.

Die hier gewählten Temperaturen für die Varianten 1 und 2 zeigen keine so hohen Wechselbelastungen, wobei aber die höchsten Werte jeweils in einem Abstand zum Mantel auftreten. Auf Grund der hier vorherrschenden relativ hohen Lasthorizonte sind auch diese Bereiche ermüdungsgefährdet. Ein solches Schädigungsverhalten ist gelegentlich auch bei realen Katalysatoren zu beobachten, wo sich Folienbrüche in einem Abstand zum Mantel häufen. Insgesamt sind die Belastungsamplituden der Varianten 1 und 2 deutlich geringer als bei der Variante 3.

Auf Grund der höheren Randspannungen der Variante 1 im Vergleich zu Variante 2 lässt sich eine Rangfolge und damit Empfehlung für die Strömungsverteilung ableiten. Die besten Ergebnisse lassen sich mit Variante 2 erzeugen, bei der die Temperatur sehr gleichmäßig über die Stirnseite des Katalysators verteilt ist, aber zum Rand hin stärker abfällt. Die gleichmäßige Temperaturverteilung der Variante 1 führt zu höheren Randbelastungen. Die kritischste Verteilung ist Variante 3, da hier die Gefahr von Matrixausbrüchen besteht.

5.4.3 Bezug zu Schadensfällen

Wie gezeigt, beeinflusst die Strömung die Temperaturverteilung und ist somit entscheidend für die Belastungen. Deutlich wird das am Schadensbild in Abb. 5.20 a), wo ungünstige Strömungsverhältnisse Matrixausbrüche hervorgerufen haben, die je nach Lage des Temperaturmaximums sowohl in der Mitte des Katalysators als auch am Rand auftreten können.

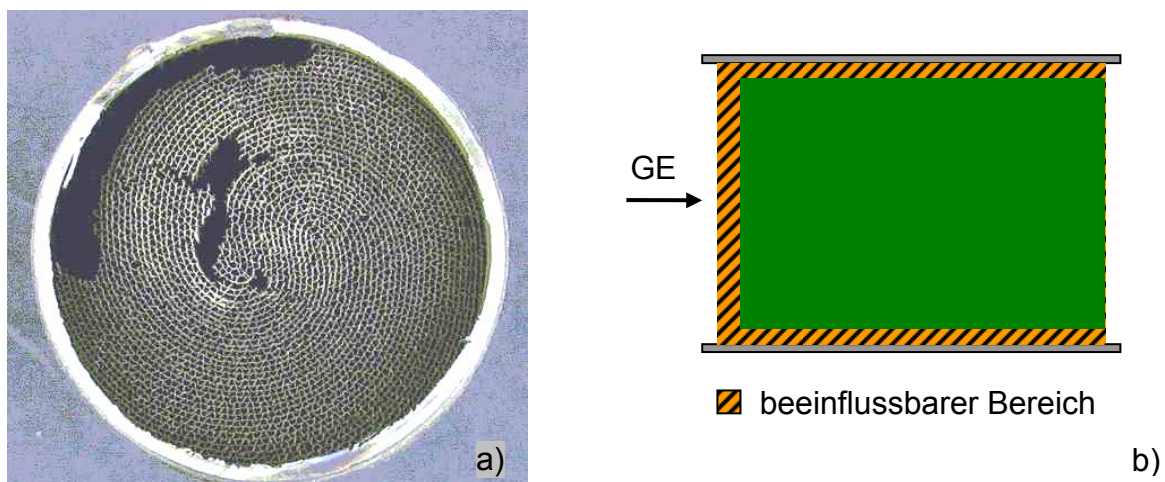


Abb. 5.20 Schädigungen durch ungünstige Anströmungen a) Matrixausbrüche [73] b) Bereich der durch die Wahl der Anströmung beeinflusst werden kann

Weil diese Temperaturmaxima immer im Bereich der höchsten Strömungsgeschwindigkeiten auftreten, werden oftmals die mechanischen Strömungskräfte für diese Schadensbilder verantwortlich gemacht. Wie jedoch beschrieben (Kap. 3.3.2), sind diese Kräfte sehr gering und können nicht allein für die Schäden verantwortlich sein. Vielmehr sind die strömungsbedingten thermischen Wechselbelastungen für die Ausfälle verantwortlich.

Durch weitere Veränderung der Anströmung ist es möglich, auch andere Bereiche im Katalysator zu beeinflussen. So konnte gezeigt werden, dass die Höhe der Temperatur am unmittelbaren Randbereich für die Werkstoffbeanspruchung relevant ist. Deshalb kann durch Variation im gesamten hochbelasteten Bereich des Katalysators (Abb. 5.20 b) Schäden vermieden werden. Somit entsteht durch die Strömungsoptimierung ein enormes Potenzial, Schäden zu vermeiden.

5.5 Einfluss des Matrixdesigns

Die bisherigen Untersuchungen zeigten Zusammenhänge hinsichtlich der Beanspruchungsseite des Katalysators auf und verdeutlichten den Einfluss verschiedener Belastungen auf den Schädigungsvorgang. Daraus lassen sich Erkenntnisse über die Gestaltung der belastungsseitigen Randbedingungen gewinnen. Weiterhin wird untersucht, wie der Widerstand erhöht werden kann, den der Katalysator den Belastungen entgegensetzt. Damit soll der Einfluss von Designparameter untersucht werden und allgemeine Empfehlungen für die konstruktive Katalysatorgestaltung gegeben werden. Da aber kein prinzipiell neues Katalysatordesign entworfen werden soll, wurden hier nur Parameter untersucht, die bei der Auslegung sinnvoll variiert werden können.

5.5.1 Verhältnis aus Länge zu Durchmesser

Als erstes Designparameterpaar wird der Einfluss der Katalysatorlänge und des Durchmessers untersucht. Als Randbedingungen sollen dabei das für die katalytische Wirkung des Katalysators relevante Volumen und die Zelldichte konstant bleiben. Damit wird der Einfluss des Verhältnisses aus Durchmesser zu Länge betrachtet. Für die Versuche wurden ausgehend von den geometrischen Verhältnissen beim Referenzkatalysator RVE-Modelle unterschiedlicher Geometrien erzeugt und mit einer gleichförmigen Temperatur beaufschlagt. Die sich so ergebenden Maximalspannungen wurden jeweils in Relation zu den Spannungen in der Ausgangskonfiguration gesetzt. Die Ergebnisse der normierten Spannungen über die Geometrieänderungen sind in Abb. 5.21 dargestellt und zeigen die Veränderungen zum Referenzkatalysator.

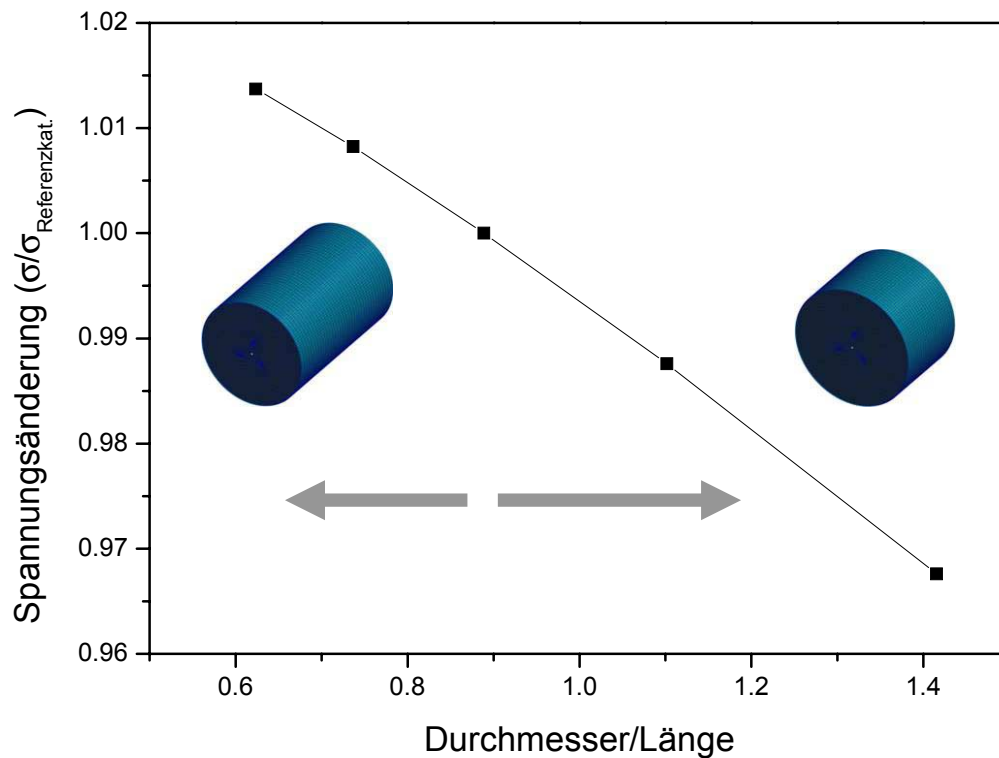


Abb. 5.21 Einfluss der Länge und des Durchmessers auf die Spannungen

Es wird deutlich, dass ein kurzer breiter Katalysator („Pfannkuchen-Design“) besser abschneidet als ein langer dünner („Wurst-Design“). Begründet werden kann dies durch den in Kap. 5.1 beschriebenen Axialeffekt, der durch die axiale Dehnungsbehinderung des Mantels hervorgerufen wird. Dabei dehnt sich die erhitzte Matrix axial aus, wird aber vom kälteren Mantel zurückgehalten. Wird hingegen die Länge des Mantels kürzer, dann nimmt auch die axiale Dehnungsbehinderung durch den Mantel ab. Die Spannungen werden geringer, wobei die erzielten Veränderungen bei der Durchmesser-Länge-Variierung eher gering sind. Sekundäre Effekte der Querschnittserhöhung liegen in größeren Gestaltungsspielräumen, die Strömungsverhältnisse zu beeinflussen. Durch die Aufspreizung der Strömung auf eine größere Fläche sinkt die Wärmestromdichte und damit auch die Temperatur. Negativ ist jedoch die höhere Anfälligkeit eines solchen Designs für Schwingungsbelastungen und der ungünstigere Platzbedarf im Motorraum (Package).

5.5.2 Einfluss von Zelldichte und Folienstärke

Einen großen Einfluss auf die entstehenden Spannungen haben die Zelldichte und die Folienstärke. Der Zusammenhang bei Veränderung dieses Parameterpaars ist in Abb. 5.22 dargestellt. Die Ergebnisse sind wieder in Relation zum Referenzkatalysator gesetzt, wobei dieses eine Folienstärke von $65\mu\text{m}$ und eine Zelldichte von 400 cpsi aufweist. Errechnet wurden die Spannungen, indem für die verschiedenen Folienstärken und Zelldichten jeweils die effektiven Materialeigenschaften neu bestimmt wurden. Mit diesen repräsentativen Volumen-

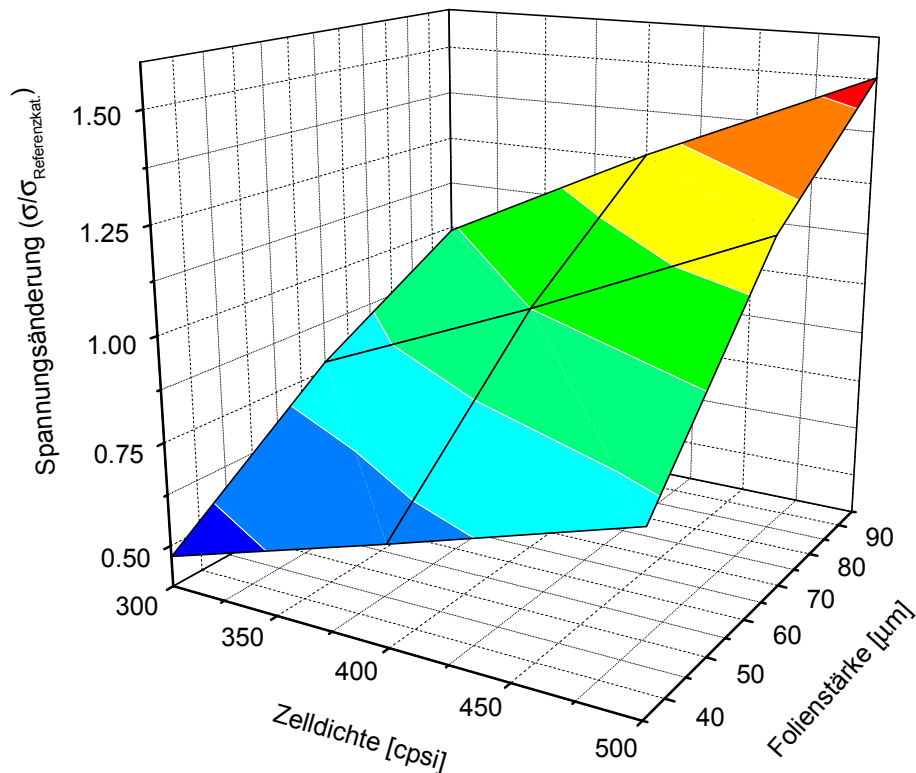


Abb. 5.22 Einfluss der Zelldichte und Folienstärke auf die Spannungen

elementen unterschiedlicher Eigenschaften wurden Modelle mit der Geometrie des Referenzkatalysators aufgebaut. Nach Belastung mit einem Temperaturschritt wurde jeweils in der Region der höchsten Belastung die Verzerrungen ausgelesen und entsprechend der Beschreibungen in Kap. 4.6 auf einen Zellausschnitt transformiert. Dadurch sind die tatsächlich auftretenden Spannungen beim jeweiligen Lastfall errechenbar.

Deutlich zu erkennen ist, dass mit einer Reduzierung der Foliendicke bzw. durch eine Reduzierung der Zelldichte eine erhebliche Absenkung der Spannungen zu erzielen ist. Im Vergleich zum Referenzkatalysator wird durch die Erniedrigung der Zelldichte um 100 cpsj und eine Reduzierung der Folienstärke um 30 μm eine Spannungsreduktion um 50% erzielt. Dies lässt sich mit der dadurch bewirkten Reduzierung der Steifigkeit der Matrix bzw. der daraus erwachsenden besseren Verformbarkeit begründen. In einer weicheren Matrix können Spannungen durch Verformungen besser abgebaut werden.

5.5.3 Einfluss Wickeldesign

Weiterhin soll das Wickeldesign untersucht werden. Die Erfahrungen aus dem Fahrzeugeinsatz zeigen, dass unter sonst gleichen Bedingungen (Geometrie, Zelldichte, Foliendicke, Belastungen) das SM-Design eine höhere Lebensdauer aufweist als das Spiraldesign. Begründet wird dies mit dem Eindrehverhalten der tropfenförmig ineinander geschlungenen Spiralarms [86]. Bei der Erwärmung des Katalysators haben die Spiralarms das Bestreben, sich entspre-

chend ihrer Wickelrichtung weiter auszudehnen und somit Verformungen vom Rand in die eher unbelastete Matrixmitte umzuleiten. Bei eigenen FE-Analysen konnten allerdings nur minimale unterschiede im Verformungsverhalten zwischen den beiden Wickeltypen gefunden werden. Die zusätzliche Bewegungsfreiheit durch das Eindrehen der Matrix beim SM-Design ist minimal. Beim Vergleich des Spannungsniveaus beider Wickeltypen fällt auf, dass dieses im SM-Katalysator eher höher ist als im Spiralkatalysator. Trotzdem zeigt das SM-Design im Fahrzeugeinsatz Vorteile. Deshalb soll hier ein klares Bewertungskriterium entwickelt werden, mit dem die verschiedenen Wickeldesigns miteinander verglichen werden können.

Ein Merkmal der unterschiedlichen Wickeldesigns ist, dass die Matrixfolien den Mantel unter verschiedenen Winkeln berühren, wie Abb. 5.23 a) und b) erklären. Daraus resultiert eine Reihe von Eigenschaften, die aus der Richtungsabhängigkeit der Matrix herrühren. An dem in Abb. 5.23 c) dargestellten Zellausschnitt wurden mit Hilfe von FE-Simulationen die in Abb. 5.23 d) aufgeführten Materialdaten ermittelt. Es wird deutlich, dass mit zunehmendem Winkel die Steifigkeit der randnahen Matrix beim radialen Stauchen zunimmt. Während beim Spiralkatalysator mit seinem Matrix-Mantel-Kontakt unter 0° der geringste E-Modul und die niedrigste Streckgrenze auftreten, sind beim SM-Katalysator durch den größeren Anstellwinkel höhere Daten für die mechanischen Kennwerte zu erwarten. Hieraus resultiert im unmittelbaren Randbereich ein besseres Werkstoffverhalten, womit die Belastungen besser ertragen werden können. Dies verdeutlicht auch die Häufigkeitsverteilung der plastischen Dehnungen beider Designs (Abb. 5.24). Hierbei wurde bei einem bestimmten Lastfall für alle Folienkontakt zum Mantel die jeweilige maximale plastische Dehnung extrahiert. Deutlich zu erkennen ist, dass die plastischen Dehnungen beim SM-Design auch zu deutlich niedrigeren Werten verschoben sind und somit höhere Lebensdauern erwarten lassen.

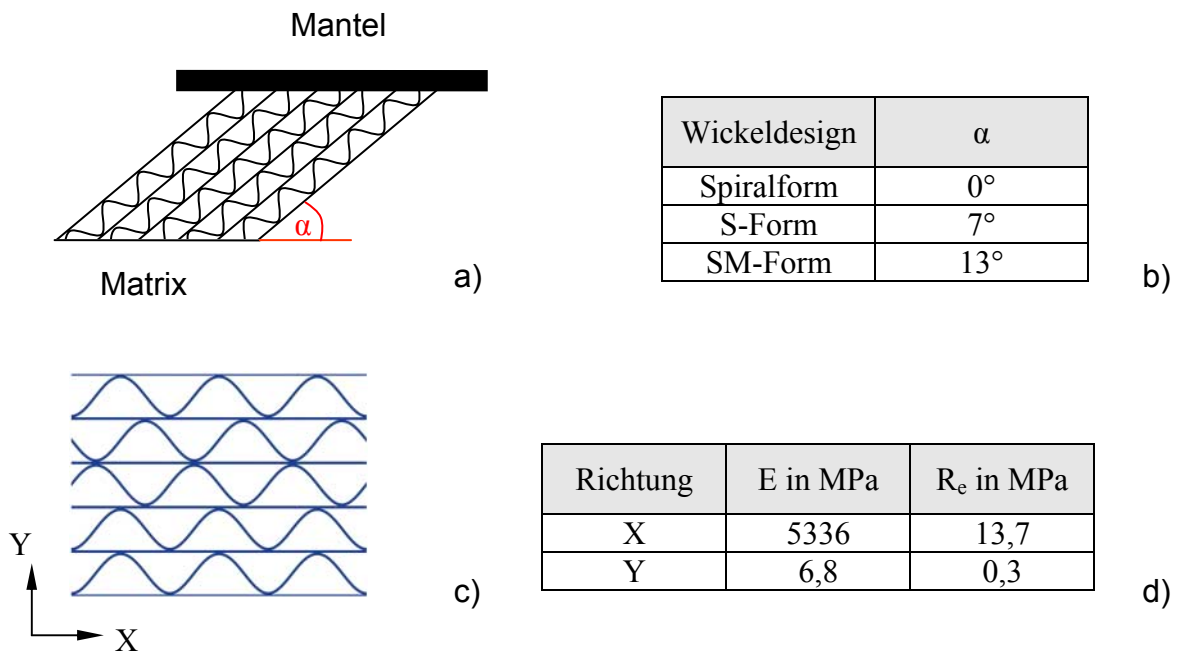


Abb. 5.23 Winkleinfluss a) Schema des Matrix-Mantel-Kontakts b) Winkel für verschiedene Wickeldesigns c) Richtungen im Zellausschnitt d) Richtungsabhängige Zelleigenschaften

Weiterhin soll auf einen Zusammenhang aufmerksam gemacht werden, der sich ebenfalls aus dem Winkel ergibt, unter dem der Matrix-Mantel-Kontakt zustande kommt. Durch das unterschiedliche Verhältnis der Zelle aus Länge zu Breite und dem Wechsel aus Well- und Glattlagen nimmt die Anzahl der Folienkontakte mit zunehmendem Winkel zu. Dieser Zusammen-

hang wird in Abb. 5.25 gezeigt, wo ein Folienpaket (400 cpsi) unter verschiedenen Winkeln an den Mantel angebunden wurde. Die sich dabei ergebende Anzahl an Folien die mit dem Mantel verbunden sind, wurde aufgenommen. Zu erkennen ist ein Maximum der Verbindungen bei 90° , das etwa viermal höher liegt, als beim Minimum bei 0° . Speziell konnte durch einfaches Auszählen der Matrix-Mantel-Kontakte beim SM-Design eine um 20% höher Kontaktzahl gegenüber dem Spiral-Design ermittelt werden.

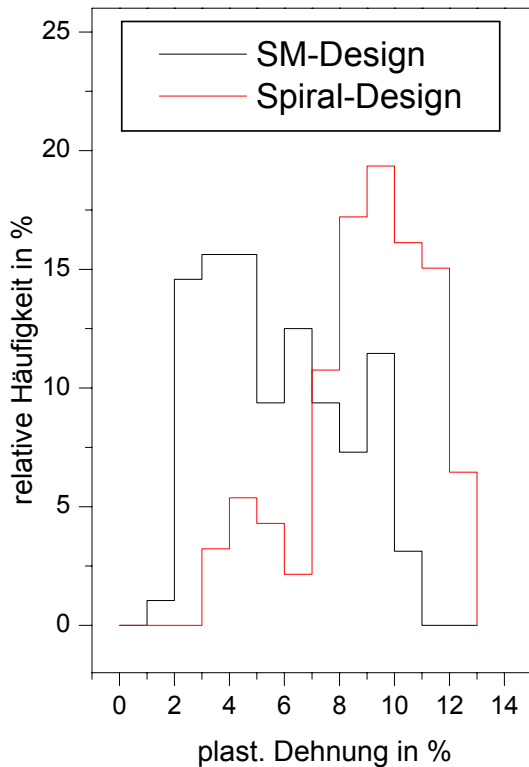


Abb. 5.24 Relative Häufigkeit der plast. Dehnungen am Matrixrand

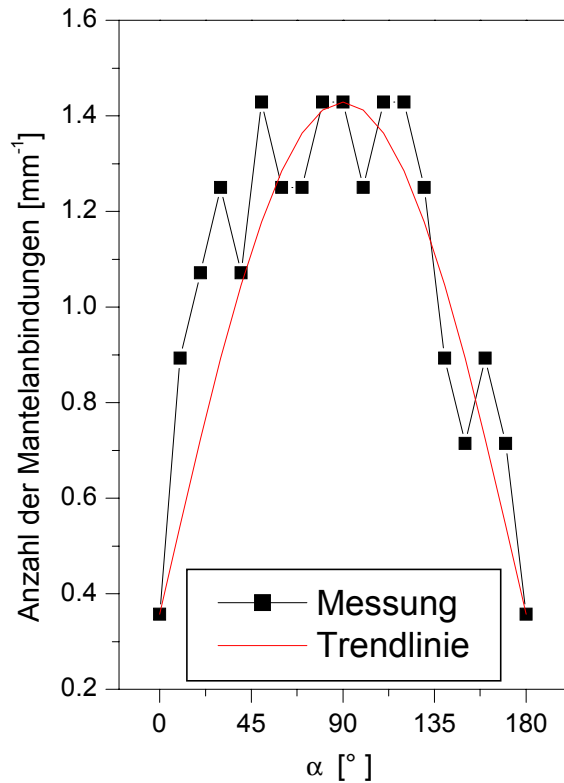


Abb. 5.25 Anzahl der Folienanbindungen bei verschiedenen Winkeln

Dabei ist der typische Schädigungsverlauf des Katalysators im Fahrzeugeinsatz durch eine zunehmende Schädigung des randnahen Matrixbereichs gekennzeichnet. Mit höherer Einsatzdauer kommt es zur Häufung von Folienbrüchen, die letztlich zu einer Trennung von Matrix und Mantel führen. Das Matrixabrutschen bedingt den Katalysatorausfall. Dabei brechen zunächst die Folien, bei denen hohe plastische Dehnungen stattfinden. Somit dauert es bei einer höheren Anzahl von Folienanbindungen mit möglichst niedrigen plastischen Dehnungen vergleichsweise länger, bis alle Folien gebrochen sind und die Matrix abrutschen kann. Somit ist das SM-Design beständiger, weil konstruktiv bedingt mehr Folien an den Mantel angebunden sind.

Die Untersuchungen zeigen, dass bei sonst gleichen Parametern für Folienstärke, Zelldichte, Geometrie und Belastungen der Winkel unter dem der Matrix-Mantel-Kontakt zustande kommt das Auslegungskriterium ist, mit dem das Wickeldesign bewertet werden kann. Dabei zeigen Abb. 5.23 und Abb. 5.25 ein Potenzial auf, mit dem durch steilere Matrix-Mantel-Anbindungen deutlich höhere Betriebsfestigkeiten im Vergleich zu heutigen Wickeldesigns erzeugt werden können.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Zusammenfassung

Der bisherige Einsatz von FE-Methoden scheiterte an der Komplexität der Katalysatormodelle. Die benötigten Rechenzeiten sind unverhältnismäßig lang und in der Praxis nicht handhabbar. Zudem sind die für die Berechnungen notwendigen Belastungsrandbedingungen unbekannt. Deshalb wurden zunächst durch Analyse von Schadensfällen die relevanten Kräfte im Katalysator ermittelt, die anschließend im Rahmen der Arbeit in umfangreichen Messkampagnen aufgezeichnet wurden. Mit der Kenntnis der real vorliegenden Belastungen und den in der Arbeit entwickelten beschleunigten Berechnungsmodellen sind Aussagen zur Festigkeit und Einsatzlebensdauer möglich. Damit wird es möglich, den Katalysator unter Einsatzbedingungen im Fahrzeug zu beschreiben und Vorschläge zur Optimierung der belastungsseitigen und konstruktiven Gegebenheiten zu unterbreiten.

Erster Schwerpunkt der Arbeit war daher die systematische Analyse der bei VOLKSWAGEN vorliegenden Katalysatorschadensfälle. Die Hauptursachen für die Ausfälle bei den Metallträgern sind die Dehnungsbehinderungen der heißeren Matrix durch den Mantel, die spannungsverursachenden Temperaturgradienten und die thermischen Wechselbelastungen über den Fahrzyklus. Dadurch kommt es zu starken Schädigungen am Matrixrand und am Gaseinlass. Aus der Eingrenzung der hochbelasteten Regionen ergibt sich, dass ein Großteil des Katalysatorvolumens als unkritisch einzuschätzen ist und durch die FE-Modelle nicht so hoch aufgelöst werden muss.

Hauptschädigungsquelle ist die Temperatur. Im Gegensatz zu bisherigen Annahmen spielen die Vibrationsbelastungen und die Strömungskräfte kaum eine Rolle und können somit vernachlässigt werden. Dies konnte anhand der durchgeführten Messungen und Beispielrechnungen gezeigt werden.

Es wurden sehr genaue Temperaturmessungen durchgeführt. Weil die sich tatsächlich einstellenden Temperaturen im Katalysator von der Motorraumdurchströmung abhängen, erfolgten die Messungen mobil im Fahrzeug. So konnten die räumlichen und zeitlichen Veränderungen über typische VOLKSWAGEN-Prüfzyklen aufgenommen werden.

Um im Weiteren die Qualität der zu entwickelnden beschleunigten FE-Modelle beurteilen zu können, wurde zunächst ein Basismodell entwickelt, das nicht auf Schnelligkeit optimiert wurde, sondern auf Genauigkeit. Die Genauigkeit konnte in einem Rechnungs-Messungs-Abgleich bewiesen werden, bei dem ausgezeichnete Übereinstimmungen vorlagen. Dabei wurden thermisch bedingte Verformungen gemessen und den Berechnungen gegenübergestellt. Anschließend kann durch den einfachen Vergleich der beschleunigten Modelle zum Basismodell auch die Ergebnisqualität der neuen Modelle bewertet werden.

Der Rechenaufwand beim Basismodell ist immer noch erheblich, obwohl durch umfangreiche Voruntersuchungen die Elementdichte so minimiert wurde, dass die Berechnungszeit im Vergleich zum Stand der Technik bereits um einen Faktor von 10 kürzer ist. Für die Bedürfnisse im Automobilbau müssen die Rechenzeiten noch weiter verringert werden. Deshalb wurden Berechnungsmodelle entwickelt, mit denen bei gleichzeitig hoher Ergebnisqualität Beschleunigungen vom bis zum 5.000-fachen im Vergleich zum Stand der Technik gefunden wurden! Mit diesen Modellen ist es nun möglich, bei zukünftigen Katalysatorentwicklungen FE-Berechnungen anzuwenden bzw. zeit- und kostenintensive Prüfstandsversuche zu reduzieren.

Folgende methodischen Grundsatzuntersuchungen zur Entwicklung vereinfachter Berechnungsmodelle wurden durchgeführt:

- Ausnutzung von Symmetrien (zyklische, radiale und axiale Symmetrie)
- Reduzierung der Berechnung auf 2D-Fälle
- Darstellung der Katalysatormatrix durch repräsentative Volumenelemente (RVE)
- Entwicklung von Hybridmodellen aus Schalenelementen und RVE
- Rückrechnung der Spannungen aus Berechnungen mit RVE-Modellen
- Analyse der Temperatur

In Form einer Bewertungstabelle wird dem Praktiker ein Werkzeug an die Hand gegeben, um für die jeweils vorliegende Fragestellung aus den untersuchten Modellen die geeignete Berechnungsmethode auszuwählen. (vgl. Tab. 4.2, S. 67)

Um die Anwendbarkeit der entwickelten Modelle zu zeigen, wurden für die verschiedenen Belastungsrandbedingungen Beispielrechnungen durchgeführt. Hier konnte ein klarer Bezug zu den Ergebnissen der Schadensfallanalyse hergestellt und ein Verständnis für die dabei zugrunde liegenden Schädigungsmechanismen entwickelt werden.

Die Modelle konnten weiterhin genutzt werden, um bisher noch wenig erforschte Beanspruchungszustände, wie beispielsweise Thermoschockbelastungen, zu untersuchen. Diese können auch im normalen Fahrbetrieb beim Gangwechsel auftreten. Mit Hilfe von Messungen und Berechnungen konnten die dabei zu Grunde liegenden Temperaturen bestimmt werden. Damit ist es erstmals möglich, die Auswirkungen von Temperaturpeaks in Festigkeitsberechnungen zu ermitteln. Es zeigt sich ein enormes Schädigungspotenzial an der Gaseinlassseite. Im Gegensatz zu bisherigen Annahmen läuft der Temperaturpeak nicht wellenförmig durch den Katalysator sondern hat praktisch nur Auswirkungen am Gaseinlass.

Mit den beschleunigten Modellen ist es nun außerdem möglich, die Auswirkungen verschiedener Katalysatoranströmungen unter Festigkeitsgesichtspunkten zu untersuchen. Im Rahmen der Arbeit konnte gezeigt werden, dass eine möglichst gleichmäßige Anströmung mit einem Temperaturrückgang zum Rand die besten Ergebnisse liefert. Es wird deutlich, dass durch die geschickte Wahl der Anströmungsverhältnisse vielfältige Gestaltungsmöglichkeiten für die Verbesserung der Katalysatorlebensdauer bestehen.

Neben der Optimierung der Belastungsrandbedingungen wurden auch die Möglichkeiten der konstruktiven Verbesserung des Katalysators untersucht. Es wurde analysiert, wie sich die Änderung des Länge-Durchmesser-Verhältnisses auf die Festigkeit auswirkt. Weiterhin wurde der Einfluss der Folienstärke untersucht. Dabei ließen sich starke Verbesserungen bei reduzierten Folienstärken erzielen. Ähnliche Verringerungen der im Katalysator auftretenden Spannungen können durch die Vergrößerung der Abgaskanäle erreicht werden (Reduzierung der Zelldichte).

Erstmals konnte ein wirkliches Auslegungskriterium gefunden werden, mit dem die verschiedenen Wickeldesigns bewertbar werden. Die Katalysatormatrix besitzt stark richtungsabhängige Eigenschaften. Deshalb ist es für das mechanische Verhalten wichtig, unter welchem Winkel der Matrix-Mantel-Kontakt zustande kommt. Je steiler die Anbindung erfolgt, umso besser werden die Festigkeitseigenschaften ausgenutzt. Gleichzeitig wird so die Anzahl der Folienkontakte zum Mantel erhöht, was ebenfalls die Betriebsfestigkeit erhöht. Damit ist das Auslegungskriterium für das Wickeldesign der Matrix-Mantel-Winkel und alle konstruktiven Maßnahmen zur Erhöhung des Anstellwinkels wären geeignet, die Haltbarkeit zu verbessern.

Ausblick

Mit der Entwicklung beschleunigter FE-Berechnungen sind Festigkeitsbewertungen von Metallträgerkatalysatoren für die praxisnahe Auslegung im Fahrzeug möglich, die bisher nicht erzielbar waren. Darüber hinaus können folgende Entwicklungsschwerpunkte für zukünftige Arbeiten abgeleitet werden:

- An komplizierten Katalysatorgeometrien, wie z.B. Porositätenkatalysatoren sind bisher noch keine Untersuchungen durchgeführt worden, die aber jetzt mit den beschleunigten Berechnungen möglich sind.
- Die vorgestellten Berechnungsmethoden eignen sich, um effektiv neue Katalysatordesigns zu entwickeln. So wären Untersuchungen der Zellform, mehrteilige Matrixkörper, neuartige Anordnungen der Welllagen, etc. möglich.
- Um nicht nur Relativvergleiche zwischen Designvarianten oder Belastungsrandbedingungen durchzuführen, sollte in zukünftige Berechnungen auch die Ermittlung der exakten Lebensdauer möglich sein.
- Weil die Messung der Temperaturbelastungen sehr aufwändig ist, müssen Wege gefunden werden, wie die Temperatur auch rechnerisch ermittelbar wird.

7 Literatur

- [1] Ortman, R., et al.: Abgastechnik für Ottomotoren. Gelbe Reihe, Stuttgart, Robert Bosch GmbH, 2002
- [2] Raatz, T., et al.: Abgastechnik für Dieselmotoren. Gelbe Reihe, Robert Bosch GmbH, 2004
- [3] Faltermeier, G., et al.: Katalysatorkonzepte für zukünftige Abgasgesetzgebungen am Beispiel eines 1,8l 5V-Motors. 17. Internationales Wiener Motorensymposium, 1996
- [4] Pfalzgraf, B.; Rieger, M.; Ottowitz, G.: Close Coupled Converters for Compliance with LEV/ULEV and EG III Legislation - Influence of Support Material, Cell Density and Mass on Emission Results. SAE, 960261, 1996
- [5] Holy, G.; Brück, R.; Hirth, P.: Improved Catalyst Systems for SULEV Legislation: First Partial Experience. SAE, 2000-01-0500, 2000
- [6] Marsh, P.; Acke, F.; Brück, R.; Hirth, P.: Application Guideline to Define a Catalyst Layout for Maximum Catalytic Efficiency. SAE, 2001-01-0929, 2001
- [7] Pannone, G.M.; Mueller, J.D.: A Comparison of Conversion Efficiency and Flow Restriction Performance of Ceramic and Metallic Catalyst Substrates. SAE, 2001-01-0926, 2001
- [8] Presti, M.; Pace, L.; Carelli, G.; Spurk, P.: Turbulent Flow Metal Substrates: a Way to address Cold Start CO Emissions and optimize Catalyst Loading. SAE, 2006-01-1523, 2006
- [9] Reck, A., et al.: Metallic Substrates for Catalytic Converters in 2 & 3 Wheelers. SAE Vietnam, 00096, 2005
- [10] Nagel, T., et al.: A new approach of accelerated life testing for metallic catalytic converters. SAE, 2004-01-0595, 2004
- [11] Brück, R.; Nagel, T.; Schatz, A.: Entwicklung eines Alterungsverfahrens für katalytische und mechanische Dauerhaltbarkeit von Katalysatorsystemen für den Einsatz in Pkw. 1. Symposium Emission Control, Dresden, 2002
- [12] Takada, T.; Tanaka, T.: Development of a Highly Heat-Resistant Metal Supported Catalyst. SAE, 910615, 1991
- [13] Hagelüken, C.: Autoabgaskatalysatoren: Grundlagen - Herstellung - Entwicklung - Recycling - Ökologie. 2. Auflage, Kontakt & Studium, 2005
- [14] Schultes, M.: Abgasreinigung: Verfahrensprinzipien, Berechnungsgrundlagen, Verfahrensvergleich, Berlin, Springer Verlag, 1996
- [15] Taniguchi, S.; Andoh, A.; Shibata, T.: Improvement in the Oxidation Resistance of Al-deposited Fe-Cr-Al Foil by Pre-oxidation. In: Bode, H. (Hrsg.): Material Aspects in Automotive Catalytic Converters. Weinheim, WILEY-VCH Verlag, 2002, S. 83-92
- [16] Chang, C.S.; Chen, L.; Jha, B.: Oxidation Induced Length Change of Thin Gauge Fe-Cr-Al Alloys. In: Bode, H. (Hrsg.): Material Aspects in Automotive Catalytic Converters. Weinheim, WILEY-VCH Verlag, 2002, S. 69-82
- [17] Kolb-Telieps, A., et al.: High Temperature Corrosion of FeCrAlY/Aluchrom YHf in Environments Relevant to Exhaust Gas Systems. In: Bode, H. (Hrsg.): Materials Aspects in Automotive Catalytic Converters. Weinheim, WILEY-VCH Verlag, 2002, S. 49-58
- [18] Stärker, Z.: Schadensprävention am motornahen Katalysator durch Einsatz der CFD-Simulation. In: MTZ, 64, (2003), H. 4, S. 278-285
- [19] Chung, C.; Geer, L.; Rajadurai, S.: Numerical Simulation and Experimental Validation of the Catalytic Converter Cool Down Process. SAE, 2000-01-0204, 2000
- [20] Taylor III, W.: CFD Prediction and Experimental Validation of High-Temperature Thermal Behavior in Catalytic Converters. SAE, 1999-01-0454, 1999

- [21] Seidel, B.: Bestimmung kritischer Katalysatorbelastungszustände aus typischen Volkswagen-Vorschriften bei der Fahrzeugdauerlauferprobung. Diplomarbeit, Fachhochschule für Technik und Wirtschaft Berlin, 2004
- [22] Wang, J.-X.; Shuai, S.-J.; Zhuang, R.-J.: Experiment and Numerical Simulation of Unsteady Temperature Fields in Automotive Catalytic Converters. SAE, 2001-01-3563, 2001
- [23] Rajadurai, S., et al.: Shoebox Converter Design for Thinwall Ceramic Substrates. SAE, 1999-01-1542, 1999
- [24] Prieto, V.L.: Anwendung der Nah-Infrarot Thermographie zur Messung der Katalysatortemperaturen. Praktikumsbericht, Fachhochschule Braunschweig/Wolfenbüttel, Fahrzeugtechnik, 2004
- [25] Dziergwa, V.: Nah-Infrarot-Thermografieuntersuchung am Schrägschnitt eines Katalysators. Diplomarbeit, Fachhochschule Braunschweig/Wolfenbüttel, 2003
- [26] Clauss, T.: Bewertung der Katalysatoralterung und Emissionsverschlechterung im realen Motorbetrieb auf Basis eines verschärften Motor-Prüfstand-Dauerlaufs. Diplomarbeit, Ecole Centrale de Nantes, 2004
- [27] N.N.: Piezoelektrische Beschleunigungsaufnehmer und Vorverstärker - Theorie und Anwendung, Naerum - Dänemark, Brüel & Kjær, 1996
- [28] N.N.: Schwingungsmessung, Brüel & Kjær, 1986
- [29] Issler, L.; Ruoff, H.; Häfele, P.: Festigkeitslehre - Grundlagen. 2. Auflage, Berlin Heidelberg New York, Springer Verlag, 1997
- [30] Korowin, A.: Prüfprogramm für den Motorprüfstand zur Lebensdauerermittlung und -vorhersage von Abgaskrümmersystemen. Diplomarbeit, Fachhochschule Dortmund, 2004
- [31] Stelzer, F.: Wärmeübertragung und Strömung - Heat Transfer and Fluid Flow. Band 18, München, Verlag Karl Thieme KG, 1971
- [32] Guist, C.: Dauerhaltbarkeit von bestehenden Abgassystemen mit metallischen Katalysatorträgern und Möglichkeiten der Zuverlässigkeitserhöhung. Dissertation, Bergische Universität Gesamthochschule Wuppertal, Fachbereich Sicherheitstechnik, 1998
- [33] Klein, B.: FEM - Grundlagen und Anwendungen der Finite-Elemente-Methode. 2. Auflage, Braunschweig/Wiesbaden, Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft, 1997
- [34] Knothe, K.; Wessels, H.: Finite Elemente. 2. Auflage, Berlin Heidelberg New York, Springer Verlag, 1992
- [35] Tuomola, H.: An Improved Method to Analyse Catalytic Converter Structure on the Representative Solid Element Techniques. SAE, 2003-01-0667, 2003
- [36] Schaper, K., et al.: New Design of Ultra High Cell Density Metal Substrates. SAE, 2002-01-0353, 2002
- [37] Althöer, K.; Brück, R.; Müller, W.; Ulmet, V.: Innovative, maßgeschneiderte Katalysatorträgerkonzepte für leichte und schwere Nutzfahrzeuge. 3. Symposium Emission Control, Dresden, 2006
- [38] Tuomola, H.; Lylykangas, R.; Matilainen, P.; Lievonen, A.: A New Metallic Catalyst. SAE, 2002-01-0357, 2002
- [39] Konya, S., et al.: Numerical Analysis of Thermal Stress Distribution in Metal Substrates for Catalytic Converters. SAE, 2002-01-0060, 2002
- [40] Konya, S.; Kikuchi, A.: Elastic-Plastic Thermal Stress Analysis for Metal Substrates for Catalytic Converters. In: Bode, H. (Hrsg.): Material Aspects in Automotive Catalytic Converters. Weinheim, WILEY-VCH Verlag, 2002, S. 144-151
- [41] Pelters, S.; Kaiser, F.W.; Maus, W.: The Development and Application of a Metal Supported Catalyst for Porsche's 911 Carrera 4. SAE, 890488, 1989
- [42] Määttänen, M.; Avikainen, T.: Metallic Catalytic Converter Cross Axis Strength Considerations. SAE, 950989, 1995

- [43] Planel, O.; Brisson, S.: Homogenization Method: A Way to Improve Finite Element Analysis on Brazed Heat Exchangers. SAE, 2004-01-0756, 2004
- [44] Chen, D.K.S.: Mechanical Behaviour and Strength of Honeycomb Ceramic Cellular Substrates - A Microscopic View. ASME, 90-WA/DE-5, 1990
- [45] Reddy, K.P., et al.: High Temperature Durability of Electrically Heated Extruded Metal Support. SAE, 940782, 1994
- [46] Bode, H.; Guist, C.: Lifetime Predictions of Uncoated Metal-Supported Catalysts via Modelling and Simulation, based on Reliable Material Data. *In*: Bode, H. (Hrsg.): Material Aspects in Automotive Catalytic Converters. Weinheim, WILEY-VCH Verlag, 2002, S. 134-143
- [47] Wenz, M.; Lakshminarayanan, S.: FE-Analyse eines Katalysators beim Fertigungsprozess und im Fahrzeugbetrieb. *In*: MTZ, 67, (2006), H. 1, S. 28-31
- [48] Kyoung, W.; Jeon, J.: Finite Element Analysis for the Evaluation of the Catalytic Converter Structural Integrity. JSAE, 20035128, 2003
- [49] Chen, J.: Structural Analysis of Catalytic Converters in Automotive Exhaust Systems. SAE, 2002-01-0062, 2002
- [50] Taylor III, W., et al.: FEA Simulation and Experimental Validation of Catalytic Converter Structural Integrity. SAE, 2000-01-0219, 2000
- [51] Fuehne, J.; Tayler, B.; Kim, J.; Lee, J.K.: Characterization of Catalytic Converter Mat Material for Predictive Analysis. SAE, 2000-01-0218, 2000
- [52] Choi, J., et al.: The Total Finite Element Analysis System for the Design of an Automotive Catalytic Converter. SAE, 2002-01-0063, 2002
- [53] Gulati, S.T.; Leonhard, T.; Roe, T.A.: Shear Strength of Cordierite Ceramic Catalyst Supports. SAE, 2001-01-0935, 2001
- [54] Gulati, S.T.: Thin Wall Ceramic Catalyst Supports. SAE, 1999-01-0269, 1999
- [55] Tanaka, M.; Ito, M.; Makino, M.; Abe, F.: Influence of Cell Shape between Square a Hexagonal Cells. SAE, 2003-01-0661, 2003
- [56] Meda, L.; Zhang, X.; Keck, M.: Thermomechanical Evaluation of Close Coupled Converter System. SAE, 2005-01-1623, 2005
- [57] Nagel, T.; Diringer, J.: Minimum Test Requirements for High Cell-Density, Ultra-Thin Wall Catalyst Supports; Part 1. SAE, 2000-01-0495, 2000
- [58] Nagel, T.; Maus, W.; Breuer, J.: Development of Increased Test Conditions for Close-Coupled Catalyst Applications. SAE, 962079, 1996
- [59] Locker, R.J.; Sawyer, C.B.: Thermal Cyclic Evaluation of Catalytic Converter Mount Systems. SAE, 962078, 1996
- [60] Gulati, S.T., et al.: Advanced Three-Way Converter System for High Temperature Exhaust Afertreatment. SAE, 970265, 1997
- [61] Gulati, S.T.; Willson, P.J.: Thermal Shock Resistance of Oval Monolithic Heavy Duty Truck Converters. SAE, 880101, 1988
- [62] Nishizawa, K.; Masuda, K.; Horie, H.: Development of Improved Metal Supported Catalyst. SAE, 890188, 1989
- [63] Reddy, K.P.; Scott, P.L.; Hwang, H.S.; Mooney, J.J.: Durability of Ceramic Catalytic Converters for Motorcycles. SAE, 951768, 1995
- [64] Umehara, K., et al.: Design Development of High Temperature Manifold Converter Using Thin Wall Ceramic Substrate. SAE, 971030, 1997
- [65] Locker, R.J.; Sawyer, C.B.; Schad, M.J.: Quantification of Ceramic Preconverter Hot Vibration Durability. SAE, 960563, 1996
- [66] Hijikata, T.; Kurachi, H.; Katsube, F.: Thermal Reliability and Performance Improvement of Close-Coupled Catalytic Converter. SAE, 960565, 1996
- [67] N.N.: ABAQUS Documentation Version 6.5, ABAQUS Inc., 2005

- [68] N.N.: NIROSTA® and THERMAX® Stainless steels for automobile exhaust systems, ThyssenKrupp Nirosta, 2002
- [69] Hassen, P.: Physikalische Metallkunde. 3. Auflage, Berlin Heidelberg, Springer Verlag, 1994
- [70] N.N.: Seminar: Metallinelastizität mit ABAQUS, ABAQUS Inc., 2005
- [71] Téllez Girón Ramírez, G.I.: Vereinfachung der numerischen Festigkeitsrechnung thermisch beanspruchter Metallkatalysatoren durch Reduzierung dreidimensionaler Berechnungsmodelle auf 2D-Modelle. Diplomarbeit, Fachhochschule Braunschweig/Wolfenbüttel, 2005
- [72] Gross, S.; Seelig, T.: Bruchmechanik mit einer Einführung in die Mikromechanik. 3. Auflage, Berlin Heidelberg New York, Springer Verlag, 2001
- [73] Sommer, L.: Entwicklung eines FE-Modells zur numerischen Simulation thermomechanischer Belastungen von Metallkatalysatoren. Belegarbeit, TU Bergakademie Freiberg, Institut für Mechanik und Fluidodynamik, 2003
- [74] Betten, J.: Kontinuumsmechanik - Elasto-, Plasto- und Kriechmechanik, Berlin Heidelberg New York, Springer Verlag, 1993
- [75] Kim, J.S.: Substrate Failure Prediction During the Converter Canning Process. SAE, 2004-01-1134, 2004
- [76] Miyazaki, M., et al.: Ultra-Thin Wall (UTW) Substrate Thermal Shock Durability Study. SAE, 2006-01-1066, 2006
- [77] Radaj, D.: Ermüdungsfestigkeit - Grundlagen für Leichtbau, Maschinen- und Stahlbau, Berlin Heidelberg, Springer-Verlag, 1995
- [78] Smith, K.N.; Watson, P.; Topper, T.H.: A Stress-Strain Function for the Fatigue of Metals. In: Journal for Materials, 5, (1970), H. 4, S. 767-778
- [79] Lederer, G.; Charkaluk, E.; Verger, L.; Constantinescu, A.: Numerical Lifetime Assessment of Engine Parts Submitted to Thermomechanical Fatigue, Application to Exhaust Manifold Design. SAE, 2000-01-0789, 2000
- [80] Hüser, M.; Pischinger, S.: Mechanisch und akustisch optimierte Abgasanlagen - Neue Entwicklungsmethoden mittels CAE. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 102, (2000), H. 9, S. 738-745
- [81] Chaboche, J.-L.; Gallerneau, F.: An overview of the damage approach of durability modelling at elevated temperature. In: Fatigue Fracture Engineering Material Structure, (2001), H. 24, S. 405-418
- [82] Schmitt, W., et al.: Modelling of the fatigue life of automobile exhaust components. In: Fatigue Fracture Engineering Material Structure, 5, (2002), H. 2, S. 781-788
- [83] Hirota, M.; Asada, K.; Nakayama, H.: Numerical and Experimental Study on Improvement of Thermal Performance of Cells in Metal Substrates for Catalytic Converters. SAE, 2005-01-1110, 2005
- [84] Miyairi, Y., et al.: Effect of Cell Shape on Mass Transfer and Pressure Loss. SAE, 2003-01-0659, 2003
- [85] Windmann, J., et al.: Impact of the inlet flow distribution on the light-off behaviour of a 3-way catalytic converter. SAE, 2003-01-0937, 2003
- [86] Müller, W.: Berechnung von Metallkatalysatorträgern. 16. Deutschsprachige ABAQUS-Benutzerkonferenz, 2004

Lebenslauf

Name:	Ralf Niederlein	
Geburtsort:	29.03.1979	
Geburtsort:	Gera	
Schulbildung:	1985-1992	Grund- und Mittelschule
	1992-1997	Gymnasium
Studium:	1998-2003	Technische Universität Dresden Studiengang: Werkstoffwissenschaft Spezialisierungsrichtung: Konstruktionswerkstoffe
Praxis:	2001-2002	Tätigkeit am Fraunhoferinstitut für Keramiken Techno- logien und Sinterwerkstoffe
	2002-2003	Diplomarbeit am Fraunhoferinstitut für Werkstoff- und Strahltechnik
Berufstätigkeit:	2004-2007	Doktorand bei der VOLKSWAGEN AG Bereich: Vorentwicklung und Emissionskonzepte
	seit 2007	VOLKSWAGEN AG Bereich: Vorentwicklung und Berechnung