

# **Strukturanalyse der Zylinderbohrungsverzüge eines Vollaluminiummotors**

Vom Fachbereich Maschinenbau  
der Universität Hannover  
zur Erlangung des akademischen Grades  
Doktor-Ingenieur  
genehmigte  
Dissertation  
von

Dipl.-Ing. Ralf Johannes May  
geboren am 11.12.1965 in Aachen

2000

Betreuender Hochschullehrer : Prof. Dr.-Ing. habil. G. P. Merker  
Referent : Prof. Dr.-Ing. habil. M. Gietzelt  
Koreferent : Prof. Dr.-Ing. G. Poll  
Tag der Promotion : 31.08.2000

Meinen Eltern Dr. Hans und Marianne May gewidmet

---

## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand in der Abteilung Dieselkonstruktion und Triebwerk der Volkswagen AG, Wolfsburg.

Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. G.P. Merker vom Institut für technische Verbrennung der Universität Hannover gilt mein besonderer Dank für das entgegengebrachte Vertrauen und die wohlwollende Unterstützung meiner Forschungsarbeit. Herrn Oberingenieur Dipl.-Ing. A. Krause und Herrn Dipl.-Ing. T. Kuhn danke ich sehr für die gute Zusammenarbeit und Unterstützung.

Besonders möchte ich mich bei Herrn Dr. K.-H. Neumann, Herrn Dipl.-Ing. D. Neyer, Herrn Dr. J. Hilbig und Herrn Dipl.-Ing. M. Kämpfner für ihr Interesse, die vielfältigen Hinweise und fachliche Unterstützung bedanken.

Mein Dank gilt allen Kolleginnen und Kollegen der technischen Entwicklung, die mit zum Entstehen der Arbeit beigetragen haben.

Herrn Dipl.-Ing. U. May und Herrn B. Wolf möchte ich herzlich danken für ihr Interesse und ihre Unterstützung.

Nicht zuletzt bedanke ich mich sehr herzlich bei meiner Frau für ihre Geduld und ihre Unterstützung während der Arbeit an dieser Dissertation.



---

## Kurzfassung

Im Hinblick auf die Reibungs- und Verbrauchsoptimierung von Motoren kommt der Reduzierung der Zylinderbohrungsverzüge eine wichtige Bedeutung zu. Abweichungen von der geometrischen Idealform führen zu einem schlechteren Formfüllungsvermögen, Blow-By, Erhöhung der Abgasemissionen usw. Aus diesem Grunde beschäftigt sich die vorliegende Arbeit mit der Berechnung der Zylinderbuchsenverzüge unter Berücksichtigung unterschiedlicher Verschraubungskonzepte und unterschiedlicher Materialien des Zylinderkurbelgehäuses. Zu diesem Zweck wurden unterschiedliche Verschraubungsvarianten und verschiedene Materialvarianten entwickelt. Mit Hilfe der Varianten sollten die Einflüsse der Schraubenkräfte, des Innendrucks und des Temperaturfeldes auf die Zylinderbuchsenverzüge untersucht und bewertet werden.

Die CAD-Modelle bestehen aus Zylinderkopf, Zylinderkurbelgehäuse, Zylinderkopfdichtung, Lagerdeckel und Schrauben. Im FEM – Programm wurden die Modelle mit Tetraederelementen vernetzt, die eine gute Qualität der Ergebnisse liefern und die an kritischen Stellen eine hohe Güte gewährleisten. Die Berechnungsfälle wurden mit den Versuchen so abgestimmt, dass die Berechnungsergebnisse mit den am Prüfstand ermittelten Messergebnissen verglichen werden konnten.

Die Vergleich der Ergebnisse ergab eine gute Übereinstimmung bei den Lastfällen Schraubenbelastung und Schraubenbelastung plus Innendruck mit den entsprechenden Prüfstandsergebnissen; bei dem Vergleich der Lastfälle mit Temperaturbelastung konnte keine Übereinstimmung gefunden werden. Daraus lässt sich ableiten, dass die Beschreibung der Randbedingungen präziser werden muss. Es konnte gezeigt werden, dass alle Verschraubungsvarianten (ohne Temperaturfeld) ähnlich geringe radiale Verzüge hervorrufen. Aus den Berechnungsergebnissen war erkennbar, dass prozentual gesehen ca. 5 % der radialen Verzüge von den Schraubenkräften, ca. 15 % von dem Innendruck und ca. 80 % vom Temperaturfeld hervorgerufen werden. Infolge der Abweichungen zwischen den Berechnungsergebnissen und den Messergebnissen können die Berechnungsergebnisse nur zur Beurteilung der kaltstatischen Verzüge herangezogen werden.

Die aus den Messungen gewonnenen Ergebnisse ergaben insgesamt ein sehr verzugsarmes Zylinderkurbelgehäuse.

Schlagworte: Zylinderdeformation  
FEM-Berechnung  
Zuganker – Verschraubung

---

## Abstract

With regard to the optimization of friction and fuel consumption in engines, a reduction of cylinder bore distortion is necessary. This dissertation deals with the FEM calculation of cylinder bore distortion considering different concepts of bolting and materials. For that purpose three different variants of bolting and three different variants of materials were investigated. These variants were used to examine the influence of the initial bolt tension, of the cylinder internal pressure and of the temperature map. The FEM models were made up of the cylinder head, crankcase, cylinder head gasket, bolts and bearing caps. The results of the calculations were compared with the results from the test stand.

The results of the loaded crankcase initial bolt tension and initial bolt tension plus cylinder internal pressure correlated well with the test stand results. A comparison between the results of the temperature map loaded crankcases with the test stand results showed considerable deviation. Concluding from this result that the description of the loaded conditions must be more detailed. The variants (except the temperature map) showed slight radial distortions. The results of the total radial distortion is derived from about 5 % from the initial bolt tension, about 15 % from cylinder internal pressure and about 80 % due to the temperature map. The results showed that the test stand crankcase had very minor distortion.

Key Words : Cylinder bore deformation  
FEM calculation  
Connecting rod

0	Verzeichnis der verwendeten Formelzeichen und Abkürzungen	VI
1	Einleitung und Aufgabenstellung	1
2	Stand der Technik	3
3	Grundlagen	13
3.1	Grundgleichungen der linearen Elastizitätstheorie	13
3.2	Die Methode der finiten Elemente (FEM)	18
3.2.1	Grundlagen der FEM	18
3.2.2	Grenzen und Möglichkeiten der FEM	23
3.3	Die FEM-Programme MSC.Nastran / MSC.Patran	24
4	Strukturmechanische Modelle	27
4.1	FEM-Modelle	28
4.1.1	Zugankervariante	29
4.1.2	GG – Verschraubung unterhalb Wassermantel	30
4.1.3	GG – Verschraubung oberhalb Wassermantel	31
4.2	Untersuchte Lastfälle	32
4.3	Randbedingungen	35
5	Vergleich der Berechnungsergebnisse mit den experimentellen Ergebnissen	38
5.1	Berechnungsergebnisse der Zuganker – Verschraubung	38
5.2	Experimentelle Untersuchungen	47
5.3	Vergleich der Berechnungsergebnisse mit den experimentellen Ergebnissen	49
6	Darstellung und Vergleich der FEM – Ergebnisse	56
6.1	Zylinderkurbelgehäuse mit Graugussbuchse	56
6.1.1	Zuganker-Verschraubung (Serienstand)	56
6.1.2	GG – Verschraubung unterhalb Wassermantel	56
6.1.3	GG – Verschraubung oberhalb Wassermantel	64
6.2	Vergleich der Zylinderkurbelgehäuse mit Plasma- beschichtung mit dem Zylinderkurbelgehäuse aus Grauguss	72
6.2.1	Zuganker – Verschraubung	72
6.2.2	GG – Verschraubung unterhalb Wassermantel	79
6.2.3	GG – Verschraubung oberhalb Wassermantel	82
7	Zusammenfassung und Ausblick	84
8	Literaturverzeichnis	86

---

## Verzeichnis der verwendeten Formelzeichen und Abkürzungen

$G$	$\text{N/mm}^2$	Schubmodul
$\nu$		Poissonsche Zahl
$\sigma$	$\text{N/mm}^2$	Normalspannung
$\varepsilon$	%	Dehnung
$\gamma$	%	Verzerrung
$\partial/\partial x_i$		partielle Ableitung
$\tau$	$\text{N/mm}^2$	Schubspannung
$\vec{n}$		Normalenvektor
$\vec{u}$		Verschiebevektor u
$\vec{v}$		Verschiebevektor v
$\vec{w}$		Verschiebevektor w
$\vec{d}$		Verschiebevektor d
$E$	$\text{N/mm}^2$	Elastizitätsmodul
$E_{\text{AL}}$	$\text{N/mm}^2$	Elastizitätsmodul Aluminium
$E_{\text{FE}}$	$\text{N/mm}^2$	Elastizitätsmodul Eisen
$\Delta A$	$\text{mm}^2$	Fläche
$\Delta \vec{F}$	N	Kraft
$\Delta \vec{M}$	Nm	Moment
$\underline{\underline{D}}$		Elastizitätsmatrix
$\underline{\underline{K}}$		Steifigkeitsmatrix
$\underline{R}$		Vektor der äußeren Lasten
$\underline{r}$		Vektor der Knotenverschiebungen
$\Phi$		Ansatzfunktion
J		Funktional (Energieausdruck)
$U_{\text{max}}$	mm	Größte Durchmesseränderung
$F_v$	N	Vorspannkraft

---

e		Dehnungssumme
S	N/mm <sup>2</sup>	Spannungssumme
F(..)		Lokale Ansatzfunktion
2-D		zweidimensional
3-D		dreidimensional
CAD		Computer Aided Design
CAE		Computer Aided Engineering
CPU		Central Processing Unit
DGL		Differentialgleichung
FEM		Finite Elemente Methode
GG		Grauguß
IGS		Initial Graphics Exchange Specification
ITV		Institut für Technische Verbrennung
KW		Kurbelwelle
M 10/11/12		metrisches Gewinde Größe 10/11/12
oWM		oberhalb Wassermantel
PD		Pumpe Düse
RB		Randbedingungen
TDI		Turbo Direct Injection
TET		Tetraeder
T-Feld		Temperaturfeld
uWM		unterhalb Wassermantel
ZKD		Zylinderkopfdichtung
ZKG		Zylinderkurbelgehäuse

## 1 Einleitung und Aufgabenstellung

Seit der Ölkrise in den siebziger Jahren war es stets das Bestreben der Motorenentwicklung, den Kraftstoffverbrauch und die Abgasemissionen zu reduzieren. Da parallel dazu das Fahrzeuggewicht aufgrund steigender Anforderungen an die passive Sicherheit und der immer umfangreicheren Ausstattung gestiegen ist, musste die spezifische Motorleistung ebenfalls ansteigen. Diese sich zum Teil widersprechenden Entwicklungsziele können mit Hilfe modernster Technologien (z. B. Dieseldirekteinspritzung, Hochdruckeinspritzung, Leichtbauweise durch Einsatz von Aluminium oder Magnesium etc.) erfüllt werden.

Die Forderung nach einem Kraftstoffverbrauch von unter drei Litern kann aus heutiger Sicht nur mit einem direkteinspritzenden, aufgeladenen Dieselmotor erfüllt werden. Das Aggregat soll dennoch gute Fahrleistungen erlauben und ein vollwertiges, für den täglichen Gebrauch geeignetes Fahrzeug antreiben. Neben den motorseitigen Maßnahmen zur Gewichtsoptimierung sind fahrzeugseitig ebenfalls erhebliche Anstrengungen nötig, da das Gesamtfahrzeuggewicht so gering wie möglich gehalten werden muss.

Motoren werden hinsichtlich aller den Verbrauch beeinflussenden Parameter optimiert. Als wichtigste Punkte seien neben der Gewichtsreduktion die Verminderung der inneren Reibung und die Verbrennungsoptimierung genannt. In diesem Zusammenhang sollte das Kurbelgehäuse des zu untersuchenden Motors aus Aluminium bestehen, da Aluminium einen Gewichtsvorteil von etwa 60% gegenüber Grauguss hat. Weiterhin besitzt Aluminium eine bessere Wärmeleitfähigkeit (Faktor 4 besser als Grauguss), was bei der Wärmeabfuhr beim befeuerten Motor von großem Vorteil ist. Nachteilig bei Aluminium wirken sich die geringere Festigkeit aus ( $E_{Fe} / E_{Al} = 3$ ), welches größere Wanddicken (Steifigkeit = E-Modul x Geometriefaktor) nötig macht und der gegenüber Eisen höhere Preis. Die Vorteile bei der Verwendung des Aluminiums im Motorenbau überwiegen jedoch deutlich, so dass man einen deutlichen Trend zum Einsatz von Aluminium feststellen kann, der sich auch in Zukunft noch weiter verstärken wird.

Ein wichtiger Aspekt bei der Optimierung des Motorblockes ist die Minimierung der Verzüge der Zylinderbohrungen, da sie unmittelbar das tribologische System Kolben-Kolbenring-Zylinderbuchse beeinflussen. Die Kolbenringe haben die Aufgabe den Dichtspalt Zylinderbohrung – Kolben abzudichten. Ein gutes Formfüllungsvermögen der Kolbenringe ist erforderlich, da der Blow-By-Effekt den Kraftstoff- und Ölverbrauch, damit auch die Partikel- und Kohlenwasserstoffemissionen stark beeinflusst und weiter zu Druck- und Füllungsverlusten im Zylinder führt. Gleichzeitig zeigen bisherige Erkenntnisse, dass das Triebwerk (Kurbelwelle, Pleuel, Kolben und Kolbenringe) einen Anteil an der Motorgesamttriebung von ca. 60% hat [11][24] und insbesondere die Reibung durch

die Kolbenringe an der Zylinderwand ca. ein Drittel der gesamten Motorreibung ausmacht [23].

Die Zylinderverzüge werden von vielen unterschiedlichen Faktoren beeinflusst, die in der folgenden Tabelle dargestellt werden. Man unterscheidet zwischen statischen und dynamischen (zeitabhängigen) Verzügen.

Statische Verzüge:	Dynamische Verzüge:
<ul style="list-style-type: none"><li>- Zylinderkopf und Zylinderkopfdichtung</li><li>- Verschraubungskonzept</li><li>- Fertigungsprozeß (Werkzeugmaschinen, Schneidwerkstoffe usw.)</li><li>- Anschrauben von Einbau- und Anbauteilen (z.B. Motoraufhängung)</li><li>- Verformungen durch die Erstarrungsgeschichte des ZKG Materials</li><li>- Physikalische Materialeigenschaften</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>- Temperaturfeld (örtlich unterschiedliche Wärmedehnung)</li><li>- Verbrennungsdruck</li><li>- Kolbenseitenkraft</li></ul>
<p>Folgen:</p> <ul style="list-style-type: none"><li>- Reibungs- und Verschleißerhöhung</li><li>- Erhöhung Blow-By</li><li>- Erhöhung Kraftstoffverbrauch</li><li>- Lebensdauerverringerung</li></ul>	

Tabelle 1.1: Einflussfaktoren auf den Zylinderverzug und deren Folgen

Es ist außerordentlich schwierig die Einflussfaktoren im einzelnen zu untersuchen, da bei experimentellen Messungen ständige gegenseitige Beeinflussungen der Faktoren stattfinden.

Als wichtigstes zusätzliches Werkzeug zur Bestimmung unbekannter Größen hat sich die Berechnung entwickelt. Mit Hilfe moderner Berechnungsverfahren, wie z. B. der Methode der Finiten Elemente, ist es heute möglich, die einzelnen Einflussgrößen zu bestimmen.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Analyse der Zylinderbohrungsverzüge eines Vollaluminiummotors bei statischen Belastungen. Dabei sollten anhand des 3-Zylinder-TDI-Motors von Volkswagen die Einflussfaktoren auf die Zylinderverzüge untersucht und nach Ihrer Größe klassifiziert und bewertet werden.

Die rechnerischen Ergebnisse sollen mit den experimentellen Ergebnissen, die am Motorenprüfstand ermittelt werden, verglichen werden. Das Berechnungsprogramm muss mit dem Versuchsprogramm so abgestimmt werden, dass eine Zuordnung und ein Vergleich der Ergebnisse ermöglicht wird. Die Erfassung der Verzüge im befeuerten Motorbetrieb ist sehr aufwendig. Am Institut für technische Verbrennung (Leiter Prof. Dr.-Ing. habil. G. P. Merker) der Universität Hannover wurde ein Verfahren entwickelt, mit dem es möglich ist die Verzüge am befeuerten Motor zu erfassen [19]. Das Messverfahren wird im Rahmen dieser Arbeit nur ansatzweise vorgestellt.

## 2 Stand der Technik

Die Forderung nach verkürzten Entwicklungszeiten und –kosten von Motoren sowie drastisch gesteigener Optimierungsanforderungen hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und –emissionen, Komfort- und Geräuschverhalten hat zum verstärkten Einsatz von CAD Programmen in der Konstruktion geführt. Die Berechnung von Verbrennungsmotoren hat in den letzten Jahren eine immer größere Bedeutung erfahren, da sich mit Hilfe der unterschiedlichen Berechnungsmethoden relativ schnell Aussagen bezüglich Festigkeit, Strömungsverläufen usw. treffen lassen. Aus diesen Gründen hat sich die Berechnung als ein wichtiges Werkzeug im Entwicklungsprozess etabliert [1][9][22][38].

Die Entwicklung eines Motors beginnt mit der Konzeptphase, bei der ein Lastenheft bezüglich der unterschiedlichen Anforderungen definiert wird. Damit ist meist eine gewisse Vorauswahl hinsichtlich verschiedener Konstruktionsprinzipien und Werkstoffeignung getroffen. Um einen Werkstoff oder auch ein bestimmtes Arbeitsverfahren einzusetzen, müssen technische, wirtschaftliche oder ökologische Gründe vorliegen, die eine festgelegte Wahl rechtfertigen.

Dies soll im folgenden anhand des Beispiels Zylinderkurbelgehäuse erläutert werden.

Bei der Auswahl eines Werkstoffes findet neben den physikalischen Eigenschaften insbesondere auch das Herstellungsverfahren besondere Berücksichtigung. Bei den Dieselmotoren bestehen die Zylinderkurbelgehäuse häufig aus Druckguss, dessen Eigenschaften den Anforderungen hinsichtlich Fertigkeit, Temperaturbeständigkeit, Korrosionsfähigkeit usw. genügen. Bei den Ottomotoren hat sich schon seit vielen Jahren das Aluminiumkurbelgehäuse durchgesetzt, was auf die bei Ottomotoren auftretende geringere Belastung zurückzuführen ist [32]. Das Aluminiumkurbelgehäuse bringt erhebliche Gewichtsvorteile mit sich, da bei Substitution von Grauguss durch Aluminium die Masse des Motorblockes um bis zu 60% reduziert werden [14].

Ein häufig verwendetes Aluminiummaterial ist die Legierung AlSi17Cu4Mg, die aus verschleißfestem übereutektischem Aluminium mit sehr harten Aluminiumprimärkristallen besteht. Bei dieser Legierung liegt ein etwas höherer Verschleiß an der Lauffläche und an den Kolbenringen vor, wodurch die Dieselfähigkeit erschwert wird.

Mit der Entscheidung, einen Dieselmotor mit einem Aluminium – Zylinderkurbelgehäuse zu bauen, müssen neben anderen insbesondere Laufbahn- und Verzugsprobleme gelöst werden. Zur Realisierung einer günstigen Laufbahngestaltung gibt es verschiedene Möglichkeiten, da Aluminium – wie oben erwähnt – als Lauffläche der Kolbenringe ungeeignet ist.

Eine Möglichkeit ist der Einsatz einer Zylinderlaufbuchse aus Grauguss. Mit ihr erhält man das bereits bekannte tribologische System aus dem Graugussblock.



Es wird zwischen nassen und trockenen Laufbuchsen unterschieden. Bei den nassen Laufbuchsen besitzt die Buchse einen Bund, mit dem sie sich im Zylinderkurbelgehäuse abstützt. Die Buchsen werden fast vollständig vom Kühlwasser umspült, wodurch eine zufrieden stellende Wärmeabfuhr erzielt wird. Es können Buchsenmaterialien mit guten tribologischen Eigenschaften eingesetzt werden. In der Regel müssen die Buchsen aber relativ massiv ausgeführt werden, was im Hinblick auf die Gewichtsproblematik nachteilig ist. Als ebenfalls ungünstig ist der verstärkte Montageaufwand durch die zusätzliche Abdichtung zum Kurbelraum hin zu beurteilen. Als weiteres Problem wäre die durch den offenen Zylinderbereich schlechtere Motorakustik zu nennen. Die Zylinderverzüge sind bei ausreichender Wandstärke gering.

Bei den trockenen Laufbuchsen werden die Buchsen entweder eingegossen oder eingeschrumpft. Bei den eingegossenen Buchsen werden diese in die Gießform des Zylinderkurbelgehäuses eingelegt und es entsteht ein formschlüssiger Verbund zwischen Zylinderkurbelgehäuse und Buchse. Die Wanddicken sind gering und die Bearbeitung richtet sich nach dem Kurbelgehäuse. Wird jedoch ein Gussverfahren gewählt, das keine stoffschlüssige Verbindung bildet, kann es aufgrund der unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten der beteiligten Partner im Motorbetrieb zu Klaffungen kommen, die unter Umständen die Wärmeabfuhr behindern können. Eingeschrumpfte Buchsen haben bisher keine große Verbreitung erfahren; daher ist es nicht notwendig näher darauf einzugehen.

Neben den bisher genannten Verfahren gibt es die galvanische Nickeldispersionsbeschichtung der Zylinderrohre, die faserverstärkten Zylinderlaufbahnen und das thermische Beschichten der Zylinderlaufbahnen. Insbesondere das thermische Beschichten, bei dem metallische, hartmetallische oder keramische Werkstoffe auf die Zylinderlauffläche aufgetragen werden, wird in letzter Zeit besonders intensiv entwickelt [7][11].

In der untenstehenden Tabelle werden die Konzepte nach Tribologie, Umweltverträglichkeit und Entwicklungsbedarf verglichen. Ein Vergleich der Vor- und Nachteile der unterschiedlichen Verfahren und eine anschließende Bewertung ist nur eingeschränkt möglich, da je nach Einsatzfall eine unterschiedliche Gewichtung weiterer Gesichtspunkte (z.B. Konstruktion, Stückzahl, Produktionsmöglichkeiten usw.) erfolgen muss. Wie bereits erwähnt, stellt das tribologische System Kolben-Kolbenring-Zylinderbuchse ein Problem dar, das von vielen Faktoren beeinflusst wird. Durch eine geschickte konstruktive Gestaltung des Zylinderkurbelgehäuses unter Beachtung des Beeinflussungskollektivs kann eine Minimierung der Zylinderverzüge erreicht werden.

	GG - Buchse	Beschichtung	Verbundwerkstoff	Al-Si-Legierung
Tribologie:	gut	verschieden	sehr gut	sehr gut
Umweltverträglichkeit:	gut	bedingt	bedingt	bedingt
Entwicklungsbedarf:	gering	groß	bedingt	gering

Tabelle 2.1 :Bewertung der Laufbuchsen [14]

Bei dem untersuchten Motor handelt es sich um den 1.2 L – Dreizylinder – TDI – Motor von Volkswagen. Er zeichnet sich dadurch aus, dass er ein Zylinderkurbelgehäuse aus Aluminium besitzt (Bild 2.1). Bei dem 1.2 L – Dreizylinder – TDI wurde aus konstruktiven Gründen der Einsatz einer trockenen Laibbuchse gewählt [20]. Diese Laibbuchse wird eingegossen und geht eine stoffschlüssige Verbindung mit dem Zylinderkurbelgehäuse ein. Mit den eingesetzten Graugussbuchsen lassen sich die tribologischen Eigenschaften der Graugussoberfläche erreichen.

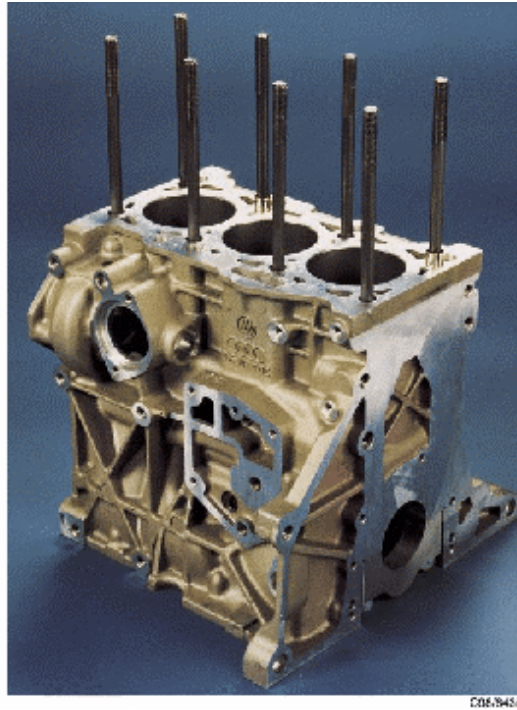


Bild 2.1: Aluminium – Zylinderkurbelgehäuse

Nach der Festlegung der Randbedingungen für einen Motor beginnen die Konstruktions- und die Erprobungsphasen. In der Konstruktion werden heute standardmäßig Computer Aided Design (CAD) Programme benutzt. Es wird ein dreidimensionales Datenmodell des Einzelteils erstellt, anschließend wird mit Hilfe dieses Modells eine Fertigungszeichnung abgeleitet. Der Trend geht heute dahin, dass nur noch 3 – D – Datenmodelle erstellt werden, die direkt der Fertigung überspielt werden. Das Anfertigen einer ausschließlichen Fertigungszeichnung ist heute nicht mehr Stand der Technik, da eine weitere Nutzung der Daten nicht möglich ist. Bei der Herstellung werden dann die benötigten Maße direkt aus dem Datenmodell herausgegriffen.

Darüber hinaus werden die Einzelteile eines Motors im Computer zusammengebaut und zu weitergehenden Untersuchungen, z. B. Einbauuntersuchungen in einem virtuellen Vorderwagen, genutzt. Diese Vorgehensweise verkürzt die Entwicklungszeit erheblich; insbesondere ist durch die gute Verfügbarkeit der Daten für alle Projektbeteiligten ein einheitlicher Wissensstand gegeben. Zur Erreichung dieser Ziele sind leistungsfähige CAD – Programme und entspre-

chend starke und vernetzte Computersysteme notwendig. In den letzten Jahren sind in dieser Richtung erhebliche Leistungssteigerungen erreicht worden.

Vor Erstellung des ersten Prototypenteiles sollten mehrere Arbeitsschritte zwischen Konstruktion und Berechnung zur konstruktiven Optimierung eingebaut werden. Nach der Erstellung des CAD – Modells werden die vorhandenen Daten der Berechnung zur Verfügung gestellt, wo eine erste Untersuchung, je nach Bauteil und Aufgabenstellung hinsichtlich Festigkeit, Temperaturen, Akustik oder Strömungsverhalten usw., durchgeführt wird (Ablauf Siehe Bild 2.2). Die daraus gewonnenen Erkenntnisse fließen in das CAD – Modell zurück. Nach einigen weiteren Optimierungsschritten wird dann das erste Prototypenteil gefertigt, welches anschließend im Versuch (Prüfstand und Felderprobung) getestet werden muss. Diese Vorgehensweise reduziert die Zahl der Prototypen und erlaubt ebenfalls die schnelle Ableitung geometrisch ähnlicher Bauteile (Bauteilfamilien). Im Zusammenhang mit den Bestrebungen auch die Motorenvelfalt einzuschränken, sind hier noch weitere Zeit- und Kostenvorteile zu erwarten. Die vorstehenden Erläuterungen beziehen sich auf die Bauteiloptimierung, in der Regel sind auch Untersuchungen von miteinander verbundenen Bauteilen notwendig, z.B. bei der Auslegung von Dichtungen. Diese Arbeiten werden von der Dichtungsindustrie selbst ausgeführt. Dabei wird eine Berechnung der Verteilung der Flächenpressung durchgeführt. Da Dichtungen ein stark nichtlineares Verhalten aufweisen, sind entsprechende Berechnungstools, sowohl von den Dichtungsfirmen, als auch von den Softwarefirmen der FEM Programme entwickelt worden. Um das Verhalten der Dichtungen besser abbilden zu können, werden in die Berechnungsprogramme nichtlineare Glieder eingebaut. Üblicherweise werden aber zur Reduktion der Datenmengen und der Berechnungszeiten Vereinfachungen hinsichtlich der Modelle angenommen (z.B. TET4 – Elemente statt TET10 – Elemente, Teilmodell statt Gesamtmodell). Eine solche Vorgehensweise ist jedoch als problematisch anzusehen, da durch diese gezielten Vereinfachungen Fehler in Kauf genommen werden, die das Berechnungsergebnis erheblich verfälschen können [6][8][9][17][22][43].

Die rechnerische Auslegung unterschiedlicher Bauteile kann nur dann sinnvoll geschehen, wenn möglichst viele Informationen über die auf die Bauteile einwirkenden Einflüsse (d.h. thermische und mechanische Belastungen) bekannt sind. Im Falle der Kolbenringe ist die Kenntnis der Laufbahngeometrie und damit auch die Kenntnis der Deformation des Zylinderkurbelgehäuses nötig, insbesondere ist die Kenntnis der Zylinderverzüge für die Kolbenringauslegung unabdingbar. Unter den Zylinderverzügen versteht man die radiale Verformung des Zylinderrohres durch die statischen und dynamischen Belastungen. Eine gleichmäßige Belastung über den Umfang des Zylinderrohres führt nur zu Veränderungen des Durchmessers, die jedoch nicht zu den Verzügen gerechnet werden. Verzüge werden nur durch ungleichmäßige Umfangsbelastungen

hervorgehoben. In Tabelle 2.1 werden die Verzugsursachen und ihre Auswirkungen dargestellt.

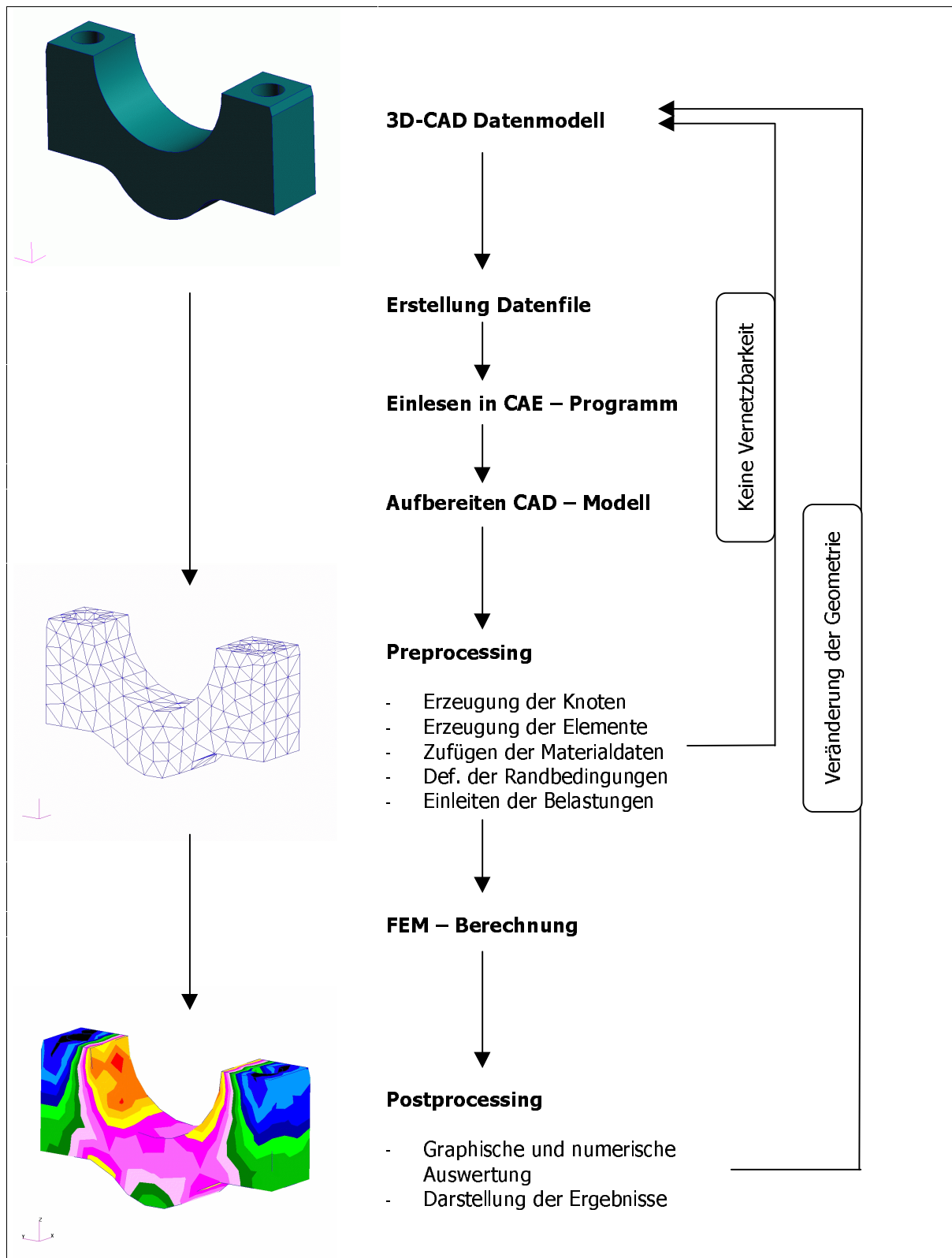


Bild 2.2: Ablaufdiagramm FEM – Berechnung

Primäre Büchsenbelastung			Auswirkung		Mögliche Sekundärbelastung	Auswirkung		
			Ø Änderung	Verzug		Ø Änderung	Verzug	
Statisch oder quasistatisch	Mechanische Belastungen	Durch ZKG Verspan.	Radialbelastung					
			- gleichmäßig über Umfang	X				
			- ungleichmäßig über Umfang		X			
		Über Zylinderkopf und ZKD	Axialbelastung			Radialbelastung		
			- gleichmäßig über Umfang	X			X	X
			- ungleichmäßig über Umfang		X			X
			Biegebelastung			Radialbelastung		X
	- gleichmäßig über Umfang	X		Axialbelastung	X	X		
	- ungleichmäßig über Umfang		X					
	Thermische Belastungen	Wärmedehnung radial und axial			Radialbelastung	X	X	
		- gleichmäßig über Umfang	X		Axialbelastung	X	X	
		- ungleichmäßig über Umfang		X	ev. Biegemomente	(X)	X	
		Radialer Temperaturgradient						
- gleichmäßig über Umfang		—	—					
- ungleichmäßig über Umfang			X					
Dynamisch				Radialbelastung				
	Gasdruck	X		Axialbelastung	X	X		
				ev. Biegemomente				
	Kolbenführungskraft		X	(Radialbelastung)		(X)		

Tabelle 2.2: Verzugsursachen und deren Auswirkungen [51]

In der Regel werden die Zylinderdeformationen in Ordnungen eingeteilt, die für die Funktion der Kolbenringe von Bedeutung sind.

Zur Berechnung der Zylinderformabweichung wird die Fourier – Reihenentwicklung herangezogen:

$$\begin{aligned} \Delta R = & A_0 + A_1 \cdot \cos(\varphi) + A_2 \cdot \cos(2\varphi) + \dots + A_i \cdot \cos(i\varphi) \\ & + B_1 \cdot \sin(\varphi) + B_2 \cdot \sin(2\varphi) + \dots + B_i \cdot \sin(i\varphi) \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \Delta R = & A_0 + \frac{1}{2} U_{\max 1} \sin(\varphi - \varphi_1) + \frac{1}{2} U_{\max 2} \sin(\varphi - \varphi_2) \\ & + \dots + \frac{1}{2} U_{\max i} \sin(\varphi - \varphi_i) \end{aligned} \quad (2)$$

mit

$$\begin{aligned} U_{\max i} &= 2 \cdot \sqrt{A_i^2 + B_i^2} \\ \varphi_i &= \frac{1}{i} \arctan \frac{B_i}{A_i} \end{aligned} \quad (3)$$

Die Fourierreihe wird in der Praxis nach dem vierten Glied abgebrochen, da ältere Arbeiten am ITV gezeigt haben, dass die harmonischen Anteile der nullten bis vierten Ordnung für die Beschreibung des Verzugs ausreichend sind. Zur Beschreibung der Verzüge stehen damit fünf Geometrien zur Verfügung, die sich aus der Ermittlung der Fourierkoeffizienten ergeben (Bild 2.3).

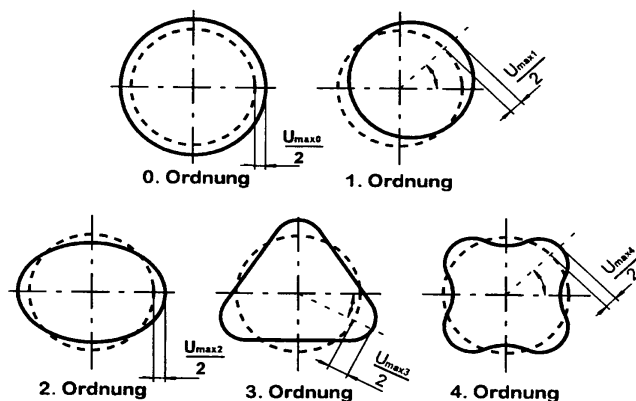


Bild 2.3: Verzugsordnungen

#### 0. Ordnung: Durchmesservergrößerung

Sie tritt durch die gleichmäßig über den Umfang auftretende Temperaturerhöhung auf. Die 0. Ordnung ist bei der Kolben-Auslegung (Kaltspiel) von Bedeutung.

#### 1. Ordnung: Verschiebung der Zylinderachse (Exzentrizität)

Die Exzentrizität wird durch eine asymmetrische Steifigkeit der rechten und linken Motorhälfte hervorgerufen.

#### 2. Ordnung: Ovalität der Bohrung

Der ovale Zylinderverzug tritt durch die ungleichmäßig über den Umfang auftretende Temperaturerhöhung auf. Bei miteinander verbundenen Zylindern (siamesische Zylinder) sind die Stege zwischen den Zylindern heißer als die restlichen Bereiche. Konstruktionsbedingt sind die Zylinderstege erheblich schmaler (bis ca. 8 mm) als lang (zw. 20 mm bis 50mm). Damit folgt dass die Wärmedehnung in Motorlängsachse geringer ist als in Motorquerachse. Weiterhin tritt bei bimetalischen Motoren (Zylinderkopf aus Aluminium und Zylinderblock aus Grauguss) ein ovaler Verzug infolge des stärkeren Ausdehnens bzw. Schrumpfens des Zylinderkopfes gegenüber dem Zylinderblock auf.

#### 3. Ordnung: Dreieckförmige Bohrung

Sie tritt ebenfalls durch die ungleichmäßig über den Umfang auftretende Temperaturerhöhung auf, aber bei den außen liegenden Zylindern. Diese dehnen sich stärker auf der innen liegenden Seite – infolge des heißen Steges – als auf der außen liegenden Seite, der stärker gekühlt wird.

#### 4. Ordnung: Viereckförmige Bohrung (Kleeblatt)

Der Kleeblattverzug tritt durch die Verschraubung des Zylinderkopfes an das Zylinderkurbelgehäuse (Ausführung als closed deck) mit vier Schrauben auf. Die Größe des Verzuges vierter Ordnung ist in erster Linie abhängig von den eingeleiteten Schraubenkräften, der Einschraubtiefe und der Art der Anbindung im Zylinderkurbelgehäuse. Der Verzug vierter Ordnung stellt für die Kolbenringe das schwierigste Problem dar. Durch Erhöhung der Kolbenringvorspannung kann zwar der Kontur besser gefolgt werden, gleichzeitig wird aber die Reibung und damit der Verbrauch erhöht.

#### Gesamtverzug:

Der Gesamtverzug ergibt sich aus Überlagerung der nullten bis vierten Ordnung. Dies kann sowohl zur Ergänzung oder Kompensation der Amplituden der einzelnen Verzüge führen. Es genügt also nicht einen einzelnen Verzugsanteil zu optimieren; es muss stets der Gesamtverzug mit berücksichtigt werden.

Die Gesamtverzüge setzen sich aus den mechanischen und thermischen Verzügen zusammen. Zur Bestimmung der thermischen Verzüge ist die Kenntnis des Temperaturfeldes des Motors nötig. Die Berechnung von Temperaturfel-

dern ist heute ebenfalls möglich [1]. Die Qualität der Ergebnisse hängt stark davon ab, wie genau die Randbedingungen an den freien Oberflächen (z. B. Temperaturen, Wärmeübergangskoeffizienten, Wärmestromdichte usw.) und an den Kontaktflächen zwischen den Bauteilen erfasst werden können [22].

Von besonderer Bedeutung sind die thermischen Beanspruchungen des Motors. Die Kenntnis der thermischen Einflüsse auf Kolben, Kolbenringen und Zylinderbuchse sind unabdingbar, nicht nur hinsichtlich der Berechnung der Wärmedehnungen, sondern auch zur Bestimmung der Temperaturfestigkeit, der hydrodynamischen Schmierbedingungen uä. Die Bestimmung der Wärmestromwege ist rechnerisch kaum möglich und auch experimentell sehr aufwendig. Es liegen Arbeiten [23][36] an Einzylinder Versuchsmotoren vor, in denen der Wärmetransport beschrieben wird. Als ein Ergebnis ist festzuhalten, dass ein Wärmetransport vom oberen zum unteren Bereich der Buchse stattfindet. Weiterhin nimmt die Buchse mehr Wärme auf, als der Ring an sie abgibt, was auf die durch die Ringreibung an der Zylinderwand entstehende Wärme zurückzuführen ist. Über die Kolbenringe werden ca. 50% der gesamten in den Kolben einfallenden Wärme an die Zylinderbuchse abgeführt. Aus den Arbeiten ist ersichtlich, dass der Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten eine große Bedeutung zukommt. Bisher besteht nur eingeschränkt die Möglichkeit, Temperaturfelder zu berechnen, zur Ermittlung der Randbedingungen sind noch weitere umfangreiche Arbeiten erforderlich.

Im Zusammenhang mit der Berechnung der Bohrungsverzüge ist zu berücksichtigen, dass bei der Ermittlung des Temperaturfeldes insbesondere der Temperaturgradient (d. h. kalten Motor bei  $-30^{\circ}\text{C}$  anlassen) von besonderem Interesse ist. Ist ein quasistationärer Temperaturzustand erreicht, gehen die kritischen Wärmedehnungen zurück.

Die meisten experimentellen Untersuchungen des Zylinderkurbelgehäuses werden heute kaltstatisch durchgeführt. Es werden die Verzüge des Zylinderkopfes ohne und mit montiertem Zylinderkopf (incl. Zylinderkopfdichtung), sowie gegebenenfalls mit montierter Honbrille (Ersatz für Zylinderkopf) gemessen. Mit Hilfe dieser Ergebnisse kann schon ein guter Überblick über das Verzugsverhalten gewonnen werden. Die Messungen spiegeln den Einfluss der Verschraubung befriedigend wieder. Darüber hinaus kann beurteilt werden ob der Einsatz der Honbrille, der im Hinblick auf den erhöhten Produktionsaufwand (mehr Arbeitsschritte, Umlaufteile) kritisch zu betrachten ist, notwendig erscheint.

Abschließend kann angemerkt werden, dass kaltstatische Untersuchungen nur einen ersten Schritt bezüglich der Beurteilung der Zylinderverzüge bedeuten können, denn die Motoreinflüsse bleiben bei diesen Betrachtungen unberücksichtigt. Werden diese Ergebnisse durch Verzugsmessungen am befeuerten Motor und Ergebnisse aus Berechnungen ergänzt, kann eine ganzheitliche Beurteilung des Verzugsverhaltens erfolgen.



Bisher sind noch keine konkreten Untersuchungen durchgeführt worden, um die Einflüsse verschiedener Verschraubungskonzepte zu charakterisieren. Dies stellt sich insbesondere hinsichtlich der Tatsache dar, dass die kaltstatischen Verzüge gut messtechnisch zu erfassen sind, weitergehende Berechnungen infolge fehlender Messergebnisse jedoch nicht sinnvoll erscheinen. Eine Verifikation und ein Abgleich der Berechnungs- mit den Versuchsergebnisse war bisher nicht möglich.

Aus den vorstehend genannten Gründen muss es das Bestreben sein, theoretische und experimentelle Ergebnisse zu ermitteln und zu vergleichen.

In der vorliegenden Arbeit werden die mechanischen Grundlagen und die Methode der finiten Elemente (FEM) vorgestellt, die zur rechnerischen Ermittlung der Bohrungsverzüge notwendig waren. Anschließend werden die berechneten Verzüge mit Prüfstandsergebnissen verglichen und bewertet.

Darüber hinaus werden Modellvariationen gerechnet, die mit dem Serienmodell zu Vergleichszwecken in Relation gesetzt werden.

### 3 Grundlagen

Die in der vorliegenden Arbeit beschriebenen Grundlagen beziehen sich auf die kontinuumsmechanische Betrachtungsweise. Das Materialverhalten eines Werkstoffes wird somit als homogen und isotrop, d.h. als orts- und richtungsunabhängig angenommen. Weiterhin wird die Theorie der kleinen Verformungen und die Einsteinsche Summationskonvention, wonach über gleiche Indizes innerhalb eines Terms zu summieren ist, verwendet. Partielle Ableitungen werden durch ein vorgestelltes Komma gekennzeichnet.

Im Hinblick auf die thermodynamischen Zusammenhänge im Dieselmotor sei auf [28] verwiesen.

#### 3.1 Grundgleichungen der linearen Elastizitätstheorie

##### Verschiebungen und Verzerrungen

Bei der Einwirkung von Kräften auf einen starren Körpers findet nur eine Starrkörperverschiebung, jedoch keine Abstandsänderung zwischen den einzelnen Punkten statt. Belastet man einen entsprechend gelagerten elastischen Körper mit äußeren Kräften oder Momenten, ändert dieser Körper seine Größe und Gestalt. Elastische Körper sind dadurch charakterisiert, dass nach Entlastung die Deformation wieder rückgängig gemacht wird.

Die Verschiebungen werden durch den Verschiebungsvektor  $\vec{d}$  dargestellt. Seine Komponenten bestehen aus den Verschiebungen  $u(x,y,z)$ ,  $v(x,y,z)$ ,  $w(x,y,z)$ , die abhängig sind von den drei Koordinaten  $x, y$  und  $z$ .

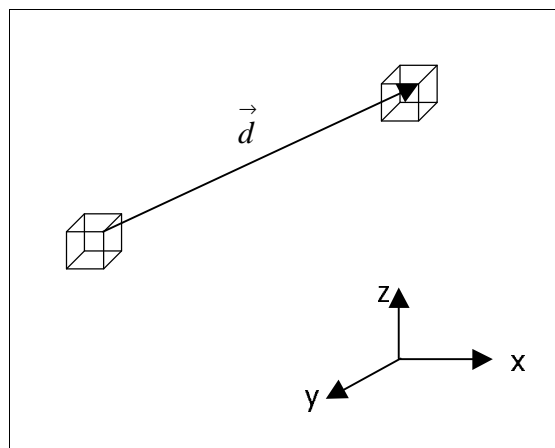


Bild 3.1: Verschiebungsvektor  $\vec{d}$

Die Änderungen eines Abstands sind klein im Vergleich zum Abstand selbst und zur Beschreibung werden die Verzerrungen herangezogen. Die Verzerrungen sind die partiellen Ableitungen der Verschiebungen nach den Variablen  $x, y$  und  $z$ .

Man erhält die Verzerrungskomponenten  $\varepsilon$  und  $\gamma$  zu:

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} & \varepsilon_y &= \frac{\partial v}{\partial y} & \varepsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z} \\ \gamma_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} & \gamma_{yz} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} & \gamma_{zx} &= \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \end{aligned} \quad (4)$$

Im Inneren eines Körpers treten Reaktionskräfte auf, die sich bei einem gedachten Schnitt durch den Körper als Flächenlasten auf der Schnittfläche darstellen lassen.

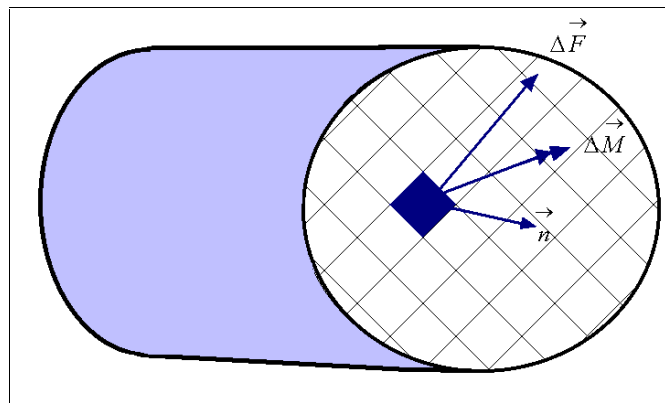


Bild 3.2: Schnittkraft und -moment

Diese Flächenlasten werden als Spannungen bezeichnet. Sie sind gleich groß und entgegengesetzt gerichtet. Der Spannungsvektor in einem Punkt ist der Quotient aus Kraft  $\Delta \vec{F}$  und Fläche  $\Delta A$ :

$$\vec{\sigma} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta \vec{F}}{\Delta A} = \frac{d \vec{F}}{dA} \quad (5)$$

$$\lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta M}{\Delta A} = 0 \quad (6)$$

Der Spannungsvektor steht im Allgemeinen nicht senkrecht auf der Fläche, an der er wirkt. Man kann ihn somit in eine Normal- und eine Tangentialkomponente aufspalten, die als Normal- bzw. Schubspannung bezeichnet werden. Die Schubspannung liegt in der Schnittebene und lässt sich in zwei aufeinander senkrecht stehende Anteile aufspalten (Bild 3.3).

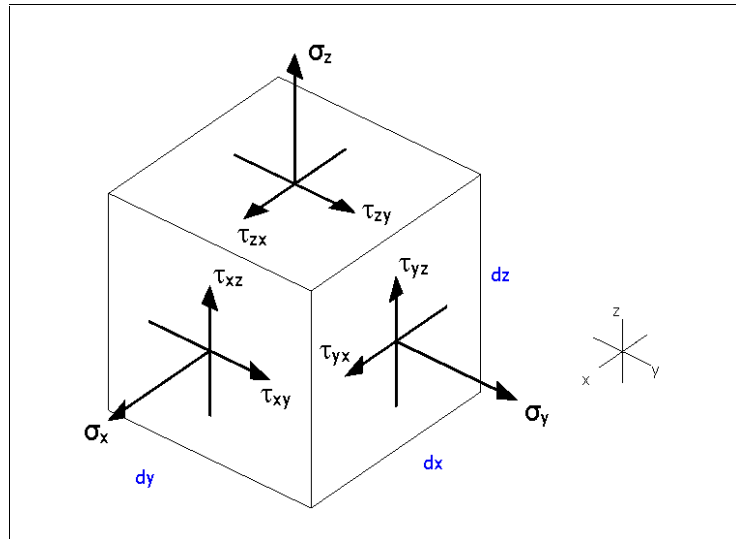


Bild 3.3: Spannungen am Körper

Die Komponenten des Spannungsvektors sind abhängig von der Schnittebene. Der Spannungszustand eines Punktes kann durch die Spannungsvektoren drei zueinander senkrecht stehender Schnitte eindeutig bestimmt werden. Man erhält neun Spannungskomponenten, von denen  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$  als Normalspannungen und  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{xz}$ ,  $\tau_{yx}$ ,  $\tau_{yz}$ ,  $\tau_{zx}$ ,  $\tau_{zy}$  als Schubspannungen bezeichnet werden. Bei der doppelten Indizierung steht der erste Index für die Normalenrichtung der betrachteten Fläche und der zweite Index die Koordinatenrichtung der Spannung.

Die neun Spannungskomponenten stellen die Komponenten eines Tensors zweiter Stufe dar, den Spannungstensor.

$$\sigma_{ij} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix}$$

(7)

Durch den Spannungstensor ist der Spannungszustand eines beliebigen

Punktes P vollständig bestimmt. Für jeden Punkt  $dx dy dz$  müssen die Kräfte- und Gleichgewichtsbedingungen erfüllt sein. Damit ergibt sich nach Umformung:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} &= 0 \\ \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} &= 0 \\ \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} &= 0 \end{aligned} \tag{8}$$

Nach dem Satz von der Gleichheit zugeordneter Schubspannungen, der aus dem Momentengleichgewicht um Achsen parallel zu den Koordinatenachsen folgt, gilt:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx}, \tau_{yz} = \tau_{zy}, \tau_{zx} = \tau_{xz} \tag{9}$$

Weiterhin müssen die Spannungen an der Oberfläche eines Körpers mit den äußeren Lasten im Gleichgewicht stehen.

#### Beziehungen zwischen Spannungen und Verzerrungen

Die bisher aufgeführten Gleichungen der Verschiebungs- und Verzerrungsbeziehungen und die Gleichgewichtsbeziehungen reichen noch nicht aus um alle unbekanntes Größen, nämlich die drei Verschiebungen, die sechs Spannungs- und die sechs Verzerrungskomponenten zu bestimmen. Es sind zusätzlich die Stoffgesetze erforderlich, die den Zusammenhang zwischen den Spannungen und Verzerrungen herstellen.

Aus dem HOOKESchen Gesetz (1660) ist beim einachsigen Spannungszustand bereits der Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung bekannt:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \tag{10}$$

Diese Gleichung kann auf den mehrdimensionalen Spannungszustand verallgemeinert werden, für einen isotropen Körper wie folgt:

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_x &= \frac{1}{E}(\sigma_x - \nu\sigma_y - \nu\sigma_z), & \gamma_{xy} &= \frac{1}{G}\tau_{xy} \\
 \varepsilon_y &= \frac{1}{E}(\sigma_y - \nu\sigma_x - \nu\sigma_z), & \gamma_{yz} &= \frac{1}{G}\tau_{yz} \\
 \varepsilon_z &= \frac{1}{E}(\sigma_z - \nu\sigma_x - \nu\sigma_y), & \gamma_{zx} &= \frac{1}{G}\tau_{zx}
 \end{aligned}
 \tag{11}$$

mit  $\nu$  = Poissonsche Zahl (z.B. für Stahl  $\nu = 0.3$ )  
 $G$  = Schubmodul

Es besteht dabei der Zusammenhang zwischen  $E$  und  $G$ :

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)}$$
(12)

In Matrixform lauten die Spannungs – Verzerrungsbeziehungen:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{bmatrix} = \frac{E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} \cdot \begin{bmatrix} 1 - \nu & \nu & \nu & & & \\ \nu & 1 - \nu & \nu & & & \\ \nu & \nu & 1 - \nu & & & \\ & & & \frac{1 - 2\nu}{2} & 0 & 0 \\ & & & 0 & \frac{1 - 2\nu}{2} & 0 \\ & & & 0 & 0 & \frac{1 - 2\nu}{2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{bmatrix}$$
(13)

beziehungsweise:

$$\underline{\underline{\sigma}} = \underline{\underline{D}} \cdot \underline{\underline{\varepsilon}}$$
(14)

Dabei ist  $\underline{\underline{D}}$  die symmetrische Elastizitätsmatrix.

Bei nicht isotropem elastischen Material besteht ebenfalls ein linearer Zusammenhang zwischen Spannungen und Verzerrungen.

Dabei ergeben sich 21 voneinander unabhängige Elastizitätskonstanten. Bei den meisten vielkristallinen Metallen können die elastischen Eigenschaften über die wahllos orientierten Kristalle gemittelt werden, so dass eine Quasi-Isotropie angenommen werden kann [26].

## 3.2 Die Methode der Finiten Elemente (FEM)

### 3.2.1 Grundlagen der FEM

Aufgabe der Festigkeitslehre ist die Untersuchung von Maschinenteilen mit dem Ziel, eine Lebensdauerauslegung bei gleichzeitiger optimaler Werkstoffausnutzung vorzunehmen. Es werden die Spannungen und Verformungen auf der Basis der Elastizitäts- und Plastizitätstheorie berechnet. Eine ganze Reihe von mechanischen Problemen können mit Hilfe einfacher Modelle exakt gelöst werden. Solche Lösungsverfahren sind jedoch bei komplizierten Strukturen nicht mehr ausreichend, so dass man auf gute Näherungsverfahren angewiesen ist. Nachfolgend wird eine Übersicht über die Lösungsansätze gegeben.

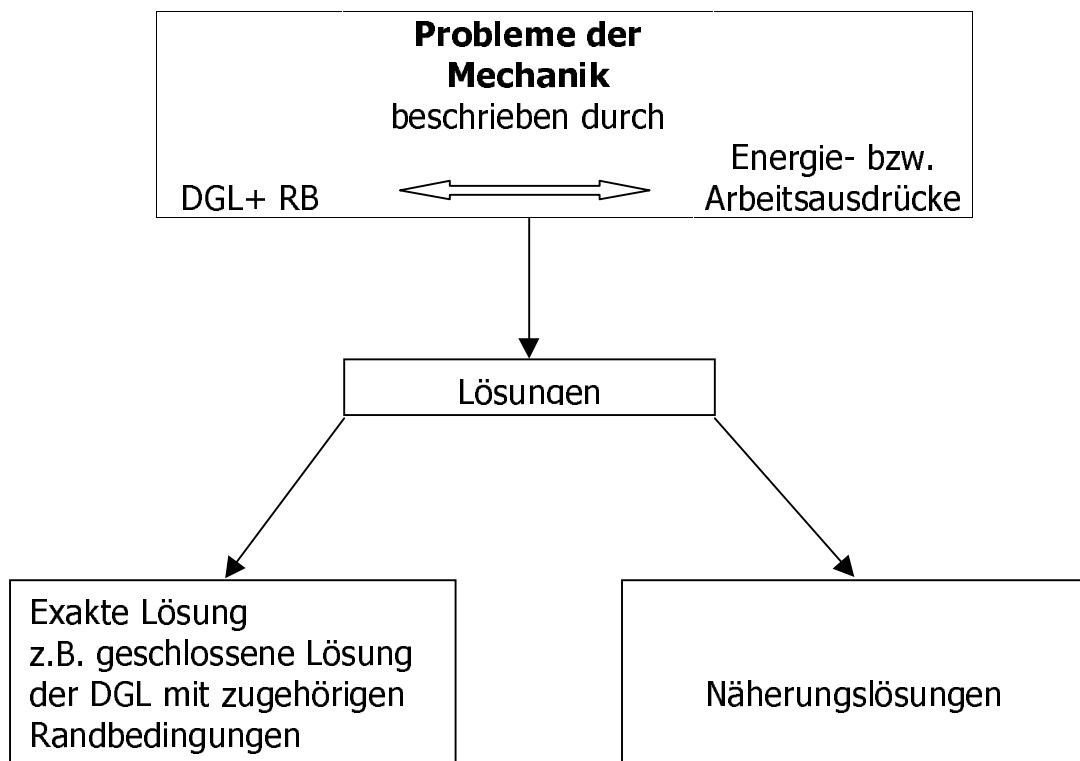


Bild 3.4 Lösungsansätze

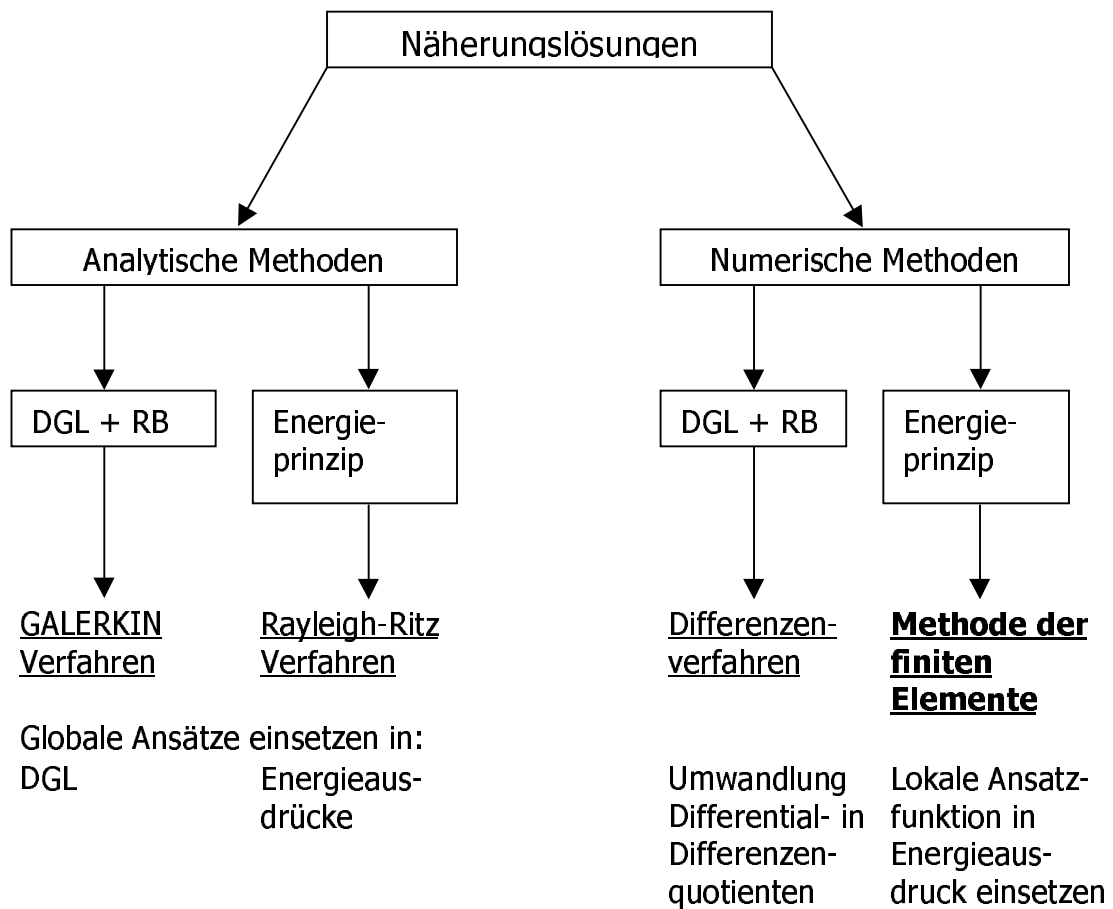


Bild 3.5: Näherungslösungen

### Lösungen für die Grundgleichungen

Die Grundgleichungen bestehen aus 15 linearen Differentialgleichungen, nämlich aus den 6 kinematischen Gleichungen, den 3 Gleichgewichtsbedingungen und den 6 Spannungs-Verzerrungsbedingungen.

Die Lösungen der Gleichungen führen unter Annahme bestimmter Randbedingungen zu den gesuchten Spannungen, Verschiebungen und Verzerrungen.

Die Randbedingungen werden in drei Arten unterschieden:

1. Erstes Randwertproblem : Vorgabe von Spannungen an der Körperoberfläche
2. Zweites Randwertproblem : Vorgabe von Verschiebungen an der Körperoberfläche
3. Drittes (gemischtes) Randwertproblem : Vorgabe sowohl von Spannungen als auch von Verschiebungen an der Körperoberfläche



Grundsätzlich gilt in der linearen Elastizitätstheorie, dass, sofern eine Lösung existiert, diese auch eindeutig ist. Bei der Lösungssuche werden in der Regel zwei Wege beschritten. Beiden Wegen ist gemeinsam, dass die Zahl der Gleichungen verringert werden soll.

Eliminiert man die Verzerrungen und die Spannungen, erhält man folgende Gleichungen, in denen die Verschiebungen als Unbekannte vorkommen (NAVIERsche Gleichungen). Die Kompatibilitätsbedingungen werden dann nicht benötigt.

$$\begin{aligned}(1-2\gamma) \cdot \Delta u + \frac{\partial e}{\partial x} &= 0 \\(1-2\gamma) \cdot \Delta v + \frac{\partial e}{\partial y} &= 0 \\(1-2\gamma) \cdot \Delta w + \frac{\partial e}{\partial z} &= 0\end{aligned}\tag{15}$$

mit  $\Delta(\dots) = \left( \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) (\dots)$  (sog. Laplace Operator)

und  $e = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}$

Damit ergibt sich nach weiterer Umformung:

$$\Delta\Delta u = \Delta\Delta v = \Delta\Delta w = 0\tag{16}$$

Die Verschiebungen genügen damit der Bipotentialgleichung und sind damit Bipotentialfunktionen oder biharmonische Funktionen.

Andererseits können aber auch die Verschiebungen und die Verzerrungen eliminiert werden und man erhält somit Gleichungen, in denen die Spannungen als Unbekannte vorkommen (BELTRAMI-MICHELLSche Gleichungen). Eine geschlossene Lösung für alle vorgestellten Fälle kann jedoch nicht gewonnen werden.

$$\begin{aligned}
 (1 + \gamma)\Delta\sigma_x + \frac{\partial^2 S}{\partial x^2} &= 0 & (1 + \gamma)\Delta\tau_{xy} + \frac{\partial^2 S}{\partial x\partial y} &= 0 \\
 (1 + \gamma)\Delta\sigma_y + \frac{\partial^2 S}{\partial y^2} &= 0 & (1 + \gamma)\Delta\tau_{yz} + \frac{\partial^2 S}{\partial y\partial z} &= 0 \\
 (1 + \gamma)\Delta\sigma_z + \frac{\partial^2 S}{\partial z^2} &= 0 & (1 + \gamma)\Delta\tau_{zx} + \frac{\partial^2 S}{\partial z\partial x} &= 0
 \end{aligned}$$

mit  $S =$  Spannungssumme

(17)

Nach weiterer Umformung analog zu den NAVIERschen Gleichungen folgt:

$$\begin{aligned}
 \Delta\Delta\sigma_x &= \Delta\Delta\sigma_y = \Delta\Delta\sigma_z = 0 \\
 \Delta\Delta\tau_{xy} &= \Delta\Delta\tau_{yz} = \Delta\Delta\tau_{zx} = 0
 \end{aligned}$$

(18)

Die Spannungskomponenten sind ebenfalls biharmonische Funktionen. Um die NAVIERschen oder BELTRAMIischen Gleichungen zu lösen führt man Hilfsfunktionen ein, die mit den Spannungen oder den Verschiebungen verknüpft sind.

Der Grundgedanke der FEM besteht darin, einen verformbaren Körper in endlich kleine (infinitesimale) Elemente zu zerlegen. Diese Elemente hängen untereinander in den Knotenpunkten zusammen. Die gesuchten stetigen Parameter werden durch ihre Werte in den Knoten dargestellt, d. h. stetige Funktionen werden durch ein System von Knotenpunktparametern ausgedrückt. Bild 3.6 zeigt das dreidimensionale Tetraederelement mit seinen Freiheitsgraden.

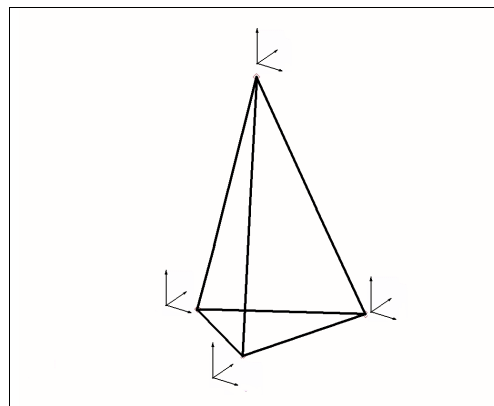


Bild 3.6: Tetraeder Element (12 Freiheitsgrade)

In jedem Element wird ein linearer (oder nichtlinearer) Näherungsansatz für die Verschiebungen angenommen. Durch geeignete Funktionen hängt der Verschiebungszustand im Element von den Knotenpunktverschiebungen ab. Die Materialeigenschaften des Gesamtkörpers gelten dabei in jedem Element. Daraus folgt für jedes Element, dass über die kinematischen Grundgleichungen und das Formänderungsgesetz der Elastizitätstheorie auch der Verzerungs- und Spannungszustand eindeutig bestimmt sind.

Die Knoten eines Elementes werden mit Kräften belastet, die den Spannungen im Inneren des Elementes statisch gleichwertig sind. Die elastischen Eigenschaften eines Elementes werden damit durch die lineare Beziehung zwischen den Knotenkräften und Knotenverschiebungen (sog. Steifigkeitsbeziehung) ausgedrückt.

Mit Hilfe der Lösungen für die einzelnen Elemente und einer Transformation auf das Gesamtkoordinatensystem erhält man dann die Lösung (Steifigkeitsmatrix) für den idealisierten Körper. Durch die näherungsweise Erfüllung des Gleichgewichts des gesamten idealisierten Körpers ergibt sich das Gleichungssystem:

$$\underline{\underline{K}} \cdot \underline{r} = \underline{R} \quad (19)$$

mit  $\underline{\underline{K}}$  = Steifigkeitsmatrix  
 $\underline{r}$  = Knotenverschiebungen  
 $\underline{R}$  = äußere Lasten

Grundlage der FEM ist das Verfahren von RAYLEIGH-RITZ. Dabei werden lokale Ansatzfunktionen in ein Funktional  $J$  (= Energieausdruck) eingesetzt:

$$J = \int_0^1 F(x, u, u') dx \quad \rightarrow \quad \sum_e \int_0^{l_e} F_e(x_e, u_e, u'_e) dx = \sum J_e$$

(Summation über die Elemente)  
(20)

Für die unbekanntenen Verschiebungsfunktionen  $u^*(x)$  werden Ansatzfunktionen in einer Linearkombination wie folgt gesucht:

$$u_e^*(x_e) = \sum_j c_j \Phi_{je}(x_e) \quad (21)$$

Die oben beschriebenen Ansatzfunktionen werden in das Funktional eingesetzt und die Minimierung des Potentials führt zu den gesuchten Koeffizienten  $c_j$ :

$$\frac{\partial J}{\partial c_{je}} = 0 \quad \rightarrow \quad c_j \quad (22)$$

Den Koeffizienten können physikalische Bedeutungen zugeordnet werden, z. B. die Knotenverschiebungen [27][29].

### 3.2.2 Grenzen und Möglichkeiten der FEM

Die FEM wurde in den letzten Jahren intensiv weiterentwickelt. Damit wurden umfangreichere Möglichkeiten geschaffen komplexe Strukturen zu untersuchen. Solche FEM – Berechnungen können mit einer hohen Genauigkeit durchgeführt werden; hierbei ist insbesondere eine feinere Vernetzung des Modells hilfreich. Dieser Vorgehensweise sind natürliche Grenzen durch die Rechnerkapazitäten gesetzt, da der rechnerische Aufwand mit zunehmender Element- und Knotenanzahl steigt. Aus diesem Grunde muss stets ein Kompromiss zwischen Genauigkeitsanforderung und Zeitaufwand gefunden werden.

Die Qualität der Ergebnisse ist bezogen auf Strukturuntersuchungen bei den Verschiebungen gut. Bei den Spannungen als abgeleitete Größen ist eine quantitative Aussage mit Vorsicht zu treffen. Die Qualität der Ergebnisse hängt darüber hinaus davon ab, wie präzise mit den Eingabedaten die physikalischen Vorgänge beschrieben werden können. Bei den Materialdaten können bisher Einflüsse, wie z. B. Erstarrungsgeschichte, Faserverläufe u. ä. nicht berücksichtigt werden. In dieser Richtung gibt es aber bereits erste Ansätze auch diese Einflüsse mit Hilfe von speziellen Simulationen zu erfassen. Zur Zeit werden die Materialien als homogen und isotrop angenommen, die Verformungen sind klein und finden im linear elastischen Bereich statt. Weiterhin ist auch Materialfließen ausgeschlossen.

Einen ebenfalls großen Einfluss haben die Last- und Auflagerbedingungen, bei denen auf eine enge Realitätsnähe zu achten ist. Die Last- und Randbedingungen sind bisher in gewissem Rahmen als Idealisierungen anzusehen. Die Ungenauigkeiten, die sich aus den Eingabedaten ergeben, müssen bei der Auswertung und Interpretation der Ergebnisse stets berücksichtigt werden und sollten darüber hinaus im Vorfeld einer Berechnung abgeschätzt werden.

Trotz der leistungsfähigeren Programme, der immer genauer werdenden Kenntnisse über die Materialeigenschaften und die Last- und Randbedingungen sollte eine Beurteilung ausschließlich anhand von Berechnungsergebnis-

sen nicht vorgenommen werden. Die Berechnungsergebnisse müssen in jedem Fall mit experimentell ermittelten Ergebnissen verglichen und abgeglichen werden.

Dynamische Ergebnisse können als eine Abfolge von vielen statischen Ergebnissen zu verschiedenen Zeitpunkten interpretiert werden. Bei genauer Abstimmung zwischen Experiment und Berechnung ist ein Vergleich dieser Ergebnisse dennoch möglich. Aufgrund der heutigen Erkenntnisse kann hinsichtlich der vorliegenden Aufgabenstellung erwartet werden, dass die Verschiebungsergebnisse eine gute Qualität und Übereinstimmung mit den experimentell ermittelten Ergebnissen zeigen müssten.

### 3.3 Das FEM – Programm MSC.Patran / MSC.Nastran

Der erste Berechnungsschritt besteht in der Erstellung geeigneter FE – Modelle, die das physikalische Verhalten des Originalsystems möglichst gut wiedergeben. Die vorhandenen CAD-Modelle wurden mit Hilfe des CAD-Programms Pro/Engineer so bearbeitet, dass sie für das verwendete FEM – Programm verarbeitbar waren. In der Regel werden im CAD – Programm die Geometriemodelle in kleinere Teilmodelle unterteilt und als IGS – Files rausgeschrieben. Diese Vorgehensweise ist notwendig, weil die Gesamtmodelle eine maximale Größe zur Lesbarkeit in den FEM – Programmen nicht überschreiten dürfen. Als FEM – Programme wurden MSC.Patran und MSC.Nastran der Firma MSC.Software verwendet. MSC.Patran ist das Pre- und Postprocessing Programm, MSC.Nastran ist der Solver. In MSC.Nastran werden die Modelle nur berechnet. Alle anderen Arbeitsschritte werden in MSC.Patran durchgeführt. Im folgenden soll kurz der Ablauf einer Modellerstellung erläutert werden. Zunächst werden die Geometriedaten in MSC.Patran eingelesen. Die Flächen des Teilmodells werden zunächst mit 2 – D –Elementen (z. B. Dreieckelemente mit 6 Knoten, „Tria6“) einer vom Benutzer vorgegebenen Kantenlänge vernetzt. Dabei ist auf ein möglichst homogenes Netz, d. h. keine großen Unterschiede in den Elementgrößen zu achten. Es handelt sich um einen automatischen Netzgenerator, der die Knoten und die Elemente generiert. Das Programm kann somit das Netz selbstständig erstellen und ist in der Lage innerhalb gewisser Toleranzen die Kantenlänge der Elemente zu ändern, um auch unterschiedlichste Flächen vernetzbar zu machen. Jede Fläche wird für sich selbst, also unabhängig von den Nachbarflächen vernetzt. Alle Flächennetze werden anschließend miteinander an den Knoten verknüpft und es entsteht ein geschlossenes Oberflächennetz. Dieses Vorgehen wird für alle Teilmodelle durchgeführt, anschließend werden die Oberflächennetze an den Schnittkanten miteinander verbunden. Dieses bildet dann die Grundlage für die Vernetzung mit den Volumenelementen. In der vorliegenden Arbeit wurden für die Vorvernetzung der Flächen Dreieckelemente (=Trias) gewählt. Die

Trias bilden die Grundlage für die spätere Vernetzung mit Tetraedern und haben den großen Vorteil auch bei kleinen Rundungen und komplexen Geometrien gute Netzqualitäten zu erzeugen.

Die Vernetzung mit Quadern ist für den vorliegenden Fall nicht günstig, weil die Übergänge bei Rundungen, aneinander stoßenden und gekrümmten Flächen qualitativ nicht so gut sind. Die automatische Vernetzung funktioniert mit Quaderelementen bisher noch nicht zufriedenstellend.

Es wurden bei den Volumenelementen Tetraederelemente mit 10 Knoten anstelle der einfacheren mit 4 Knoten gewählt. Hintergrund ist die erheblich bessere Qualität des Ergebnisses, weil bei 10 Knoten mehr „Stützstellen“ vorhanden sind.

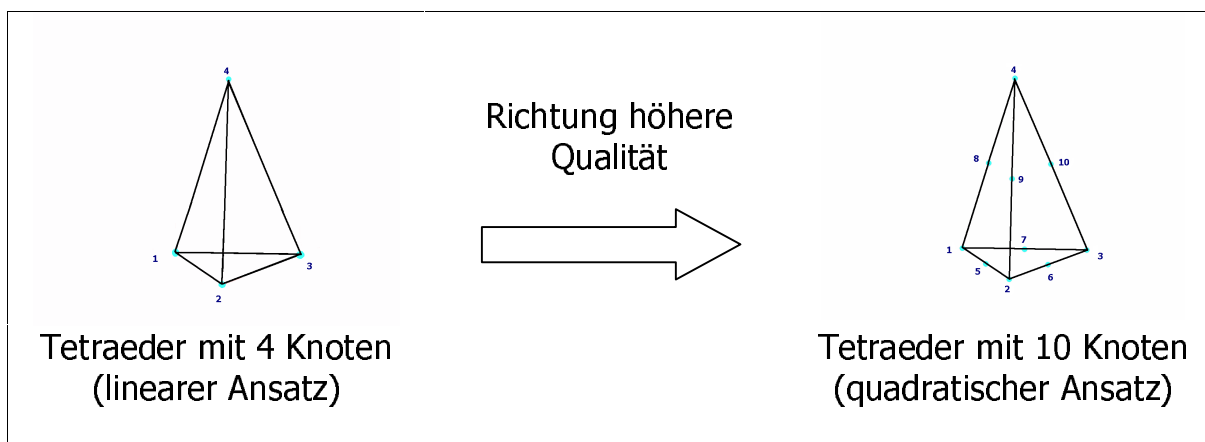


Bild 3.7: Qualitätssteigerung durch Elementauswahl

Bei einem Berechnungsvergleich zwischen Tetraedern mit 4 und Tetraedern mit 10 Knoten beträgt die Abweichung im Ergebnis ca. 25 % zu Ungunsten der

Elemente mit 4 Knoten. Eine Verwendung von Tetraedern mit 4 Knoten ist daher nicht zu empfehlen.

Bei der Vernetzung ist insbesondere darauf zu achten, dass sich berührende Körper an den gemeinsamen Flächen dieselbe Knoten- und Elementanordnung haben. Damit erst können sie an den Knoten verknüpft werden. Ist der Abstand der Knoten zu groß, wird keine Verbindung entstehen und das Verhalten des Modells führt an diesen Stellen zu Fehlern (z.B. Klaffungen).

Die Erstellung der FE Modelle ist der zeitaufwendigste Arbeitsschritt. Bei der Erstellung eines Motormodells muss mit mehreren Mannwochen gerechnet werden. Hier zeigt sich auch der Vorteil der Verwendung von fertigen CAD-Modellen. Ist die Erstellung der CAD-Struktur noch vor der Berechnung notwendig, ist der Zeitaufwand zur Anfertigung einer genügend genauen Ersatzstruktur unvertretbar hoch.

Ist das komplette Modell vernetzt, werden im nächsten Schritt den einzelnen Teilen ihre physikalischen Eigenschaften (E-Modul, Querkontraktionszahl usw.) zugewiesen. Es wird für jedes Material eine Materialkarte erstellt, auf der alle physikalische Eigenschaften abgelegt werden. Anschließend werden die Materialeigenschaften mit den dazugehörigen Elementen verbunden (sogenannte Properties).

Im nächsten Schritt werden die Last- und Auflagerbedingungen dem Modell aufgegeben. Das Gesamtmodell muss statisch bestimmt (Strukturanalyse) gelagert werden, d.h. es müssen drei Verschiebungs- und drei Rotationsbedingungen pro Knoten angegeben werden.

Des Weiteren werden die Lasten gemäß den vorgegebenen Randbedingungen eingegeben (Knotenkräfte, -verschiebungen usw.). Die Eingabe von Vorspannkräften von Schrauben kann nicht direkt erfolgen. Die Vorspannkräfte werden durch lokales Unterkühlen der Schrauben, welches ein Schrumpfen des Schraubenschaftes hervorruft, eingeleitet. Beim Zusammenziehen der Schrauben werden Spannungen erzeugt, aus denen die Schraubenkräfte abgeleitet werden können. Mit Hilfe mehrerer iterativer Schritte muss so die richtige Temperatur ermittelt werden, die einer vorgegebenen und einzustellenden Vorspannkraft entspricht.

Sind alle Randbedingungen eingegeben, wird eine Datei erzeugt, in der alle FEM – Daten des Modells, sowie alle Last- und Randbedingungen enthalten sind.

Dieses File wird an den Solver zur Berechnung übergeben. In der Regel wird die Berechnung aufgrund der Modellgröße (> 650.000 Knoten) von einem Supercomputer durchgeführt. Die Dauer der Berechnung richtet sich nach der Modellgröße und der Zahl der Lastfälle. Nach Abschluss der Berechnung wird Ergebnisfile in MSC.Patran eingelesen und die Ergebnisse ausgewertet und dargestellt. Im Programm besteht die Möglichkeit die Ergebnisse weiter zu verarbeiten und verschiedene Darstellungsarten (Farbbilder, Gitterbilder für Deformationen) zu wählen.

## 4 Strukturmechanische Modelle

Bei dem berechneten Motor handelte es sich um den 1.2 L Dreizylinder PD TDI Motor von Volkswagen. Der Motor zeichnet sich dadurch aus, dass das Zylinderkurbelgehäuse aus Gewichtsgründen aus Aluminium besteht. Es wurden Grauguss – Buchsen in das Zylinderkurbelgehäuse eingesetzt. In der Tabelle 4.1 sind die wichtigsten Eckdaten aufgelistet, in Bild 4.1 ist der reale Motor, in Bild 4.2 das CAD-Modell des Grundmotors und in Bild 4.3 das ver-netzte FEM-Modell des Grundmotors dargestellt.

Hubraum:	1196 cm <sup>3</sup>
Hub:	86,7 mm
Bohrung:	76,5 mm
Verdichtungsverhältnis:	19,5 : 1
Ventile pro Zylinder:	2
Massenausgleich:	Ausgleichswelle
Leistung:	45 kW bei 4000 min <sup>-1</sup>
Drehmoment:	140 Nm bei 2000 min <sup>-1</sup>
Zündfolge:	1 – 2 – 3

Tabelle 4.1: Daten des 1.2L - Motors

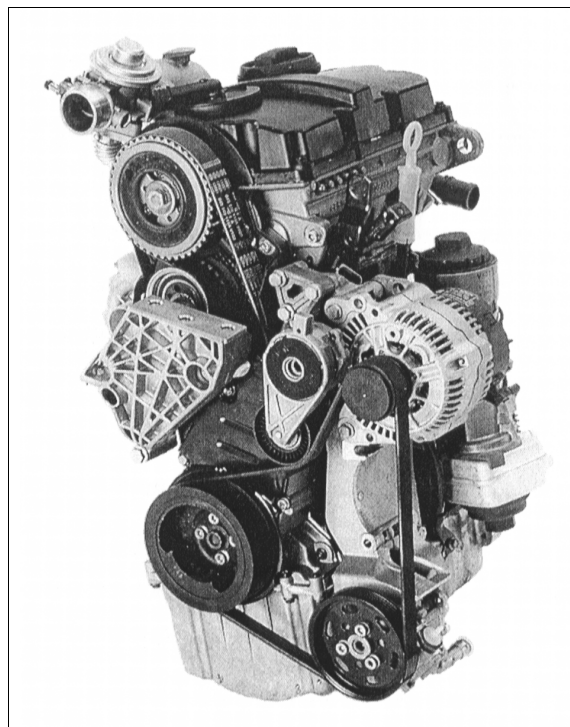


Bild 4.1: 1.2 L-Motor



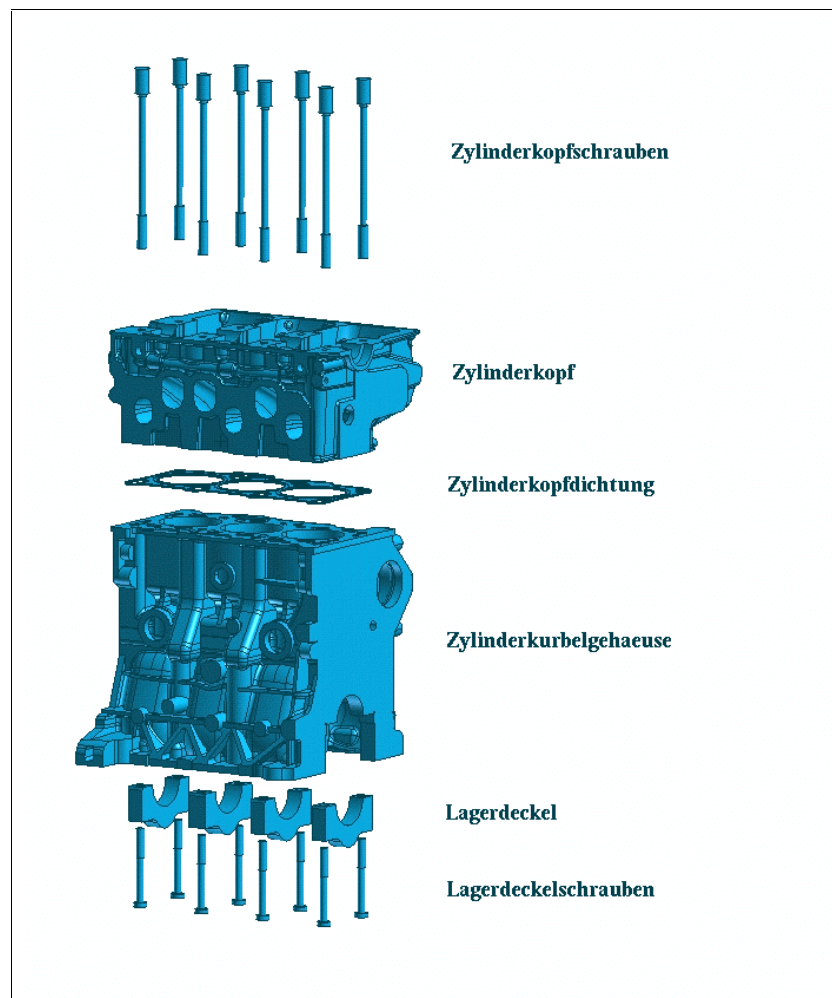


Bild 4.2: CAD – Modell Grundmotor

#### 4.1 FEM – Modelle

Die Modelle wurden aus den CAD – Modellen von Zylinderkopf, Zylinderkurbelgehäuse, Lagerdeckeln und den Zugankern erarbeitet. Die Zylinderkopfdichtung lag nicht als CAD – Datensatz vor. Bei der Modellierung wurde auf eine gute Übereinstimmung des Modells mit der Realität geachtet.

In den Bildern 4.4 bis 4.6 werden die verwendeten CAD – Modelle dargestellt. Hierbei ist anzumerken, dass bei der Zugankervariante alle CAD – Modelle zugleich die Originalmodelle darstellen. Bei den Zweischrauben-Varianten wurden die Zylinderkurbelgehäuse und die Schrauben gemäß dem Untersuchungsziel, eine Strukturuntersuchung des oben genannten Motors hinsichtlich unterschiedlicher Verschraubungs- und Materialvarianten durchzuführen, abgeändert. Das folgende Bild zeigt das vernetzte Gesamtmodell des Grundmotors.

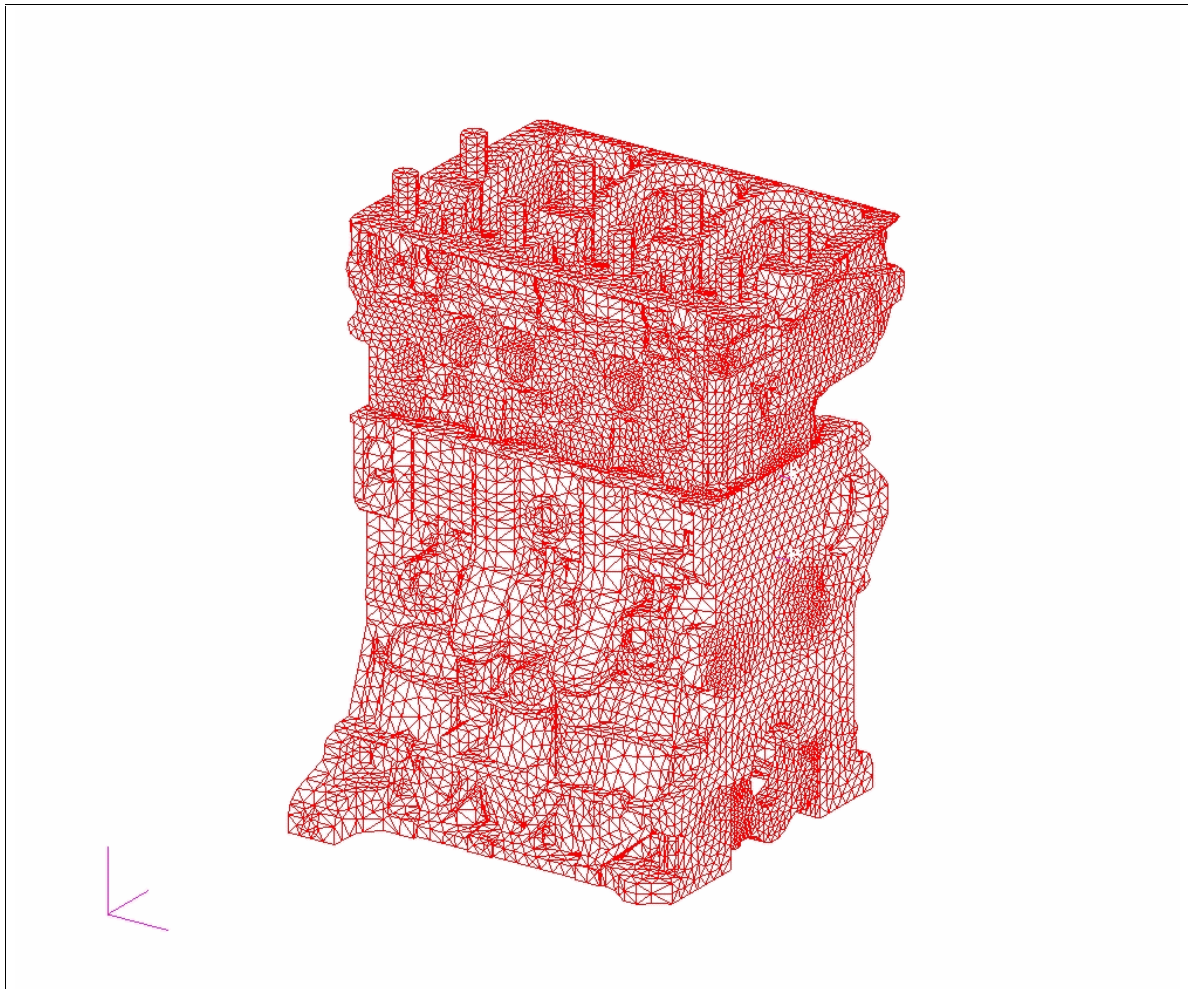


Bild 4.3: Vernetztes Modell des Grundmotors

#### 4.1.1 Zugankervariante

Bei der Zugankervariante bestehen die Zylinderkopfschrauben aus Zugankern, die durchgängig durch das Zylinderkurbelgehäuse verlaufen und deren Aufgabe in erster Linie darin besteht, eine Druckbeanspruchung des Zylinderkurbelgehäuses und damit einen günstigen Kraftfluss herzustellen (Bild 4.4). Mit dem mittleren Gewinde wird der Zuganker in das Kurbelgehäuse eingeschraubt, mit dem M11-Gewinde am langen Ende des Zugankers wird der Zylinderkopf und mit dem M10-Gewinde am kurzen Ende werden die Lagerdeckel befestigt. Die Kräfteinleitung in das Kurbelgehäuse durch das M12-Gewinde ist reduziert, dennoch war sie unvermeidbar, da ein Weglassen des mittleren Gewindes ein nicht lösbares Montageproblem von Zylinderkopf und Zylinderkurbelgehäuse hervorruft.

Bei der Montage wäre das Mitdrehen der Zuganker infolge des Gewindereibmomentes möglich. Die Verdrehsicherung des Zugankers wird durch Einkleben mit Loctite in das Muttergewinde des Zylinderkurbelgehäuses erreicht.

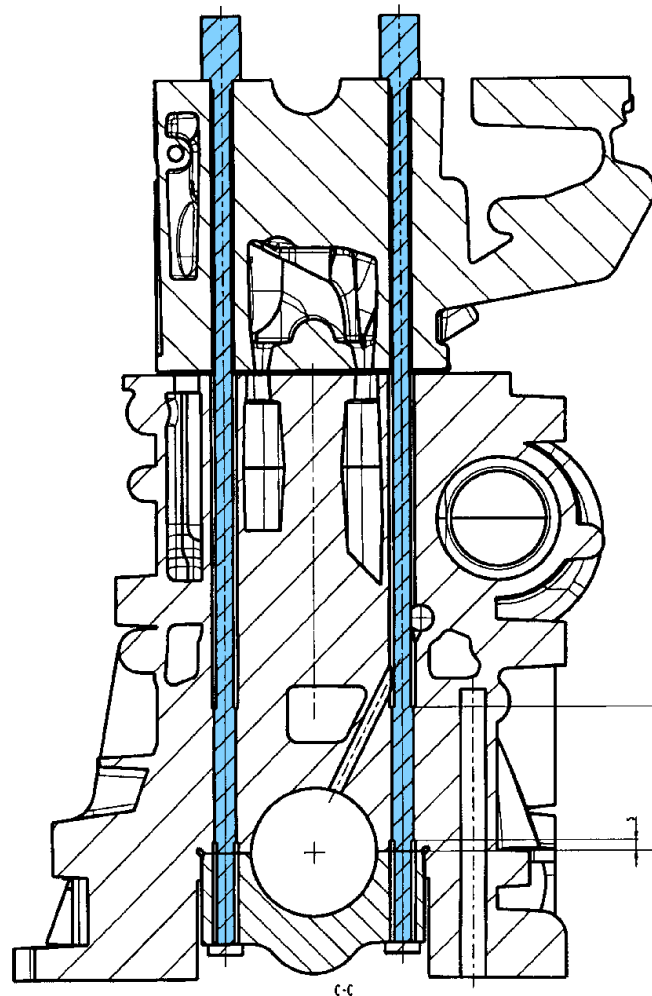


Bild 4.4: Zuganker – Verschraubung

#### 4.1.2 Grauguss (GG)– Verschraubung (unterhalb Wassermantel)

Bei dieser Lösung wird der Zylinderkopf mit Hilfe einer Schraube, die in einer Höhe von 90 mm im Kurbelgehäuse angreift, befestigt. Durch diese Anbindung werden die Belastungen in das Zylinderkurbelgehäuse an dieser Stelle eingeleitet. Da das Zylinderkurbelgehäuse aus Aluminium besteht, sind in einem solchen Anbindungsfall zwei wichtige Gesichtspunkte zu berücksichtigen: Einerseits kann es zu großen Verformungen und Spannungen im Bereich der Krafteinleitung und andererseits zum Ausreißen der Gewinde im Aluminium durch die Belastung kommen. In Bild 4.4 ist die GG – Verschraubung unterhalb des Wassermantels (uWM) dargestellt. Aus dem Bild ist weiter ersichtlich,

dass die Lagerdeckelverschraubung mit derselben Einschraubtiefe realisiert wurde wie bei der Zugankerverschraubung.

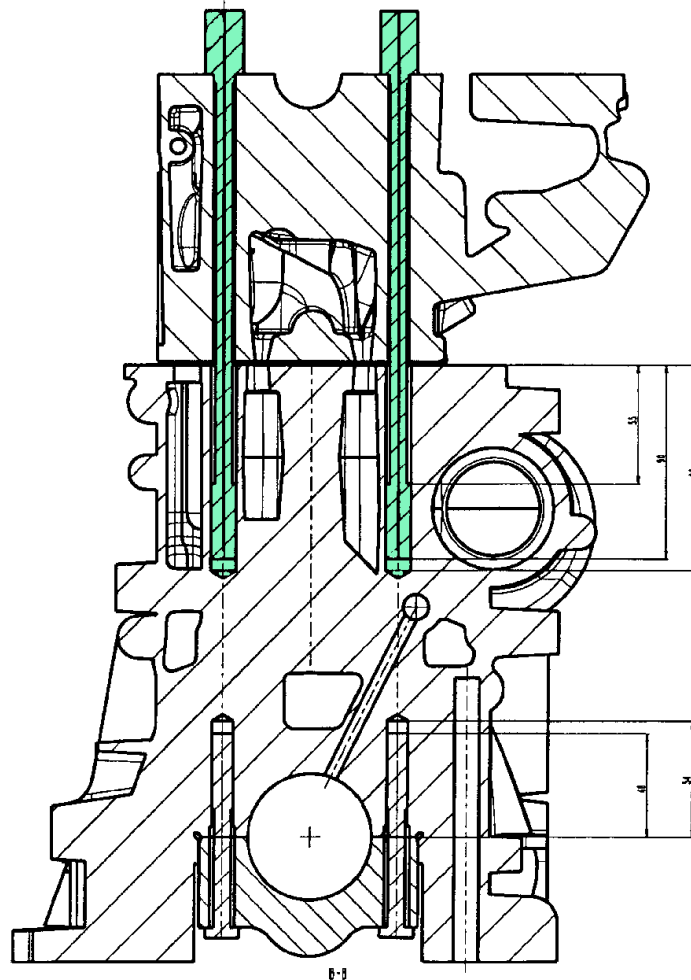


Bild 4.5: GG – Verschraubung (uWM)

#### 4.1.3 GG – Verschraubung (oberhalb Wassermantel)

Diese Lösung unterscheidet sich von der Lösung uWM durch die Position des Kraftangriffes in das Zylinderkurbelgehäuse. Diese Variante stellt die klassische Graugussverschraubung dar. Die oben bereits erwähnten Probleme bezüglich Ausreißen, Spannungen und Verformungen können für diesen Fall gleichermaßen auftreten. In Bild 4.6 wird diese Lösung oberhalb Wassermantel (oWM) gezeigt.

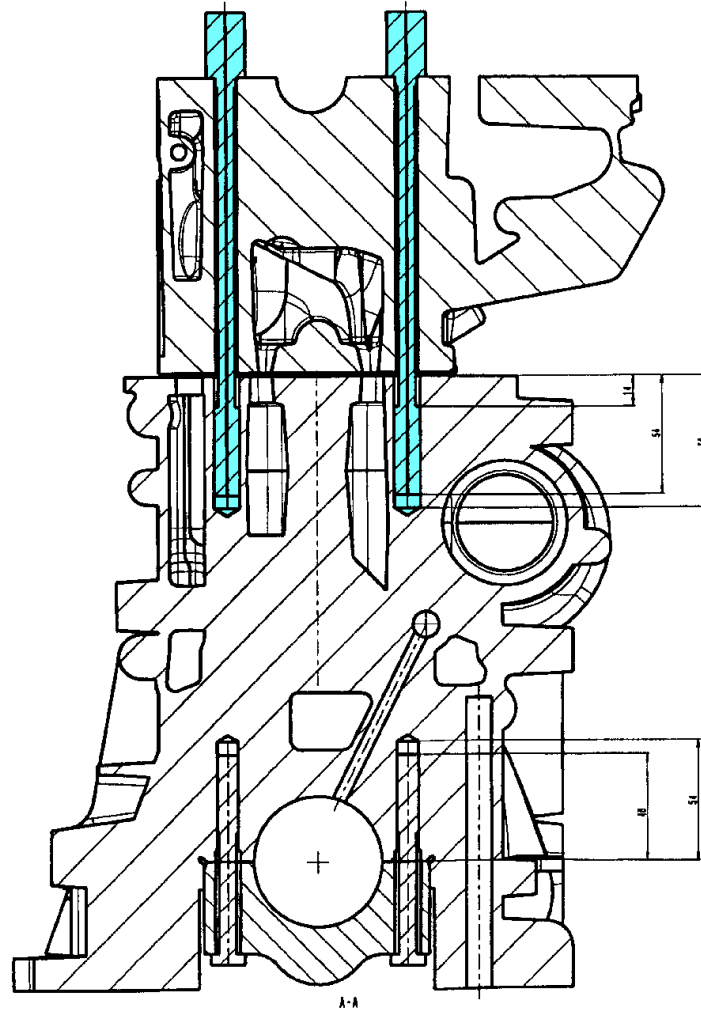


Bild 4.6: GG – Verschraubung (oWM)

Allen Fällen ist die Verwendung identisch aufgebauter Zylinderköpfe, Kurbelwellenlagerdeckel und Zylinderkopfdichtungen gemeinsam.

#### 4.2 Untersuchte Lastfälle

Mit Hilfe der drei Verschraubungsvarianten soll der Einfluss unterschiedlicher Verschraubungskonzepte untersucht und beurteilt werden. Weiterhin sollte untersucht werden, welchen Einfluss das sich im Motorbetrieb einstellende Temperaturfeld und welchen Einfluss der Einsatz der Buchse auf das Verformungsverhalten hat. Zu diesem Zweck wurden dieselben drei Verschraubungsvarianten mit einem aus Temperaturmesswerten berechneten Temperaturfeld belastet. Weiterhin wurden die drei Modelle so variiert, dass neben dem Aluminium-Zylinderkurbelgehäuse mit Graugussbuchse ein reines Alumi-

niumkurbelgehäuse ohne Buchse und ein Graugusskurbelgehäuse dargestellt wurden. Bei der Aluminiumvariante ohne Buchse ist zu beachten, dass die Zylinderlaufbahnen entsprechend den im Kapitel 2 beschriebenen Gestaltungsmöglichkeiten verändert werden müssen. Bei dem vorliegenden Motor wurden die Zylinderrohre des Aluminiumkurbelgehäuses mit einer Plasmaschicht ausgekleidet. Diese Variante befindet sich zur Zeit in der Erprobung.

Bei der Berechnung wurde die Plasmaschicht jedoch wegen ihrer geringen Dicke ( $d \approx 160 \mu\text{m}$ ) nicht berücksichtigt, da der Einfluss auf die Steifigkeit vernachlässigbar und die Modellierung aufgrund der zu unterschiedlichen Elementgrößen nicht sinnvoll war.

In der Tabelle 4.2 werden die untersuchten Varianten dargestellt.

Verschraubungsvarianten	Material des Kurbelgehäuses		
	Aluminium mit Buchse	Aluminium mit plasmabeschichteten Zylinderlaufflächen	Grauguss
Zuganker	X	X	X
GG-Verschraubung uWM	X	X	X
GG-Verschraubung oWM	X	X	X

Tabelle 4.2 : Verschraubungs- und Materialvarianten

Neben den Verschraubungs- und Materialvarianten wurden für jede Kombination zur Isolierung der Einflüsse von Verschraubung, Innendruck und Temperaturfeld einzelne Lastfälle gerechnet. In Tabelle 4.3 sind die Berechnungsschritte im Einzelnen dargestellt.

Fallnummer:	Verschraubungsvarianten		
	Zuganker	GG Verschraubung (uWM)	GG Verschraubung (oWM)
1	Vorspannung der Kopf- und Lagerdeckelschraube / bzw. des Zugankers		
2	Lastfall 1+Verbrennungsdruck Zyl. 1 + Lagerlast Lagerdeckel 1+2		
3	Lastfall 1+Verbrennungsdruck Zyl. 2 + Lagerlast Lagerdeckel 2+3		
4	Lastfall 1+Verbrennungsdruck Zyl. 3 + Lagerlast Lagerdeckel 3+4		
5	Temperaturfeld + Lastfall 1		
6	Temperaturfeld + Lastfall 2		
7	Temperaturfeld + Lastfall 3		
8	Temperaturfeld + Lastfall 4		

Tabelle 4.3: Berechnungsmatrix

Mit Hilfe der Berechnungsmatrix und unter den Annahmen aus Kapitel 3 können die Einflüsse getrennt voneinander und superpositioniert untersucht und bewertet werden.

Bei Berechnungsmodellen können die Vorspannkräfte von Schrauben nicht wie in der Realität mit Hilfe von Einschraubmomenten eingeleitet werden. Der formelmäßige Zusammenhang zwischen Vorspannkraft und Einschraubmoment kann bei CAE nicht genutzt werden. Diese Lasten werden durch das Unterkühlen der Schrauben eingeleitet. Da hierbei die Steifigkeiten aller beteiligten Körper einen Einfluss (Setzverhalten bzw. Vordehnung) ausüben, ist das Auffinden der Unterkühlungstemperatur ein iterativer Vorgang. Es sind also mehrere Berechnungsschritte notwendig.

Bei der Verbrennungsdruckbelastung wurden das Zylinderrohr und die dazugehörige Fläche des Zylinderkopfes mit einem konstanten Druck beaufschlagt. Bei den Berechnungen konnten die Kolbengruppen als CAD-Modelle nicht berücksichtigt werden. Der Einfluss der Kolben muss aber aufgrund des Kräftegleichgewichtes dargestellt werden. Daher wurde die Last, die die Pleuellwelle durch Belastung und Anregung der Pleueln erfährt, als Reaktionskraft in die Pleueldeckel eingeleitet.

Bei der Temperaturfeldberechnung wurde auf die experimentellen Ergebnisse aus den Prüfstandsversuchen zurückgegriffen. Dabei wurde die Temperaturverteilung ausgehend von den experimentell ermittelten Werten berechnet. Dies stellt eine Näherungslösung dar. Trotzdem ist das berechnete Temperaturfeld als ausreichend genau anzusehen, da bei den Untersuchungen nur die Temperaturgradienten, nicht aber die Absoluttemperaturen von Bedeutung waren. Die Absoluttemperaturen wurden aber insofern nicht vernachlässigt,

weil die Maximaltemperatur als Versagenskriterium des Werkstoffes eingesetzt wurde. Bei Aluminium liegt die maximal zulässige Temperatur bei ca. 300°. Diese Grenze wurde auch bei den Berechnungen nicht überschritten und Erfahrungswerte zeigten, dass die Annahme von 250°C an den Stegen gerechtfertigt ist.

### 4.3 Randbedingungen

Bei der Erstellung der Modelle und der Festlegung der Randbedingungen war auf eine gute Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu achten. Um diese zu gewährleisten wurden bei den Modellen die gleichen Tetraederelemente mit gleichen Kantenlängen eingesetzt. Weiterhin sind der Zylinderkopf, die Zylinderkopfdichtung und die Lagerdeckel identisch – und damit auch deren Steifigkeitsverhalten.

Die statischen Randbedingungen sind für alle Lastfälle gleich angenommen worden. Bei den Strukturrechnungen wurden die Auflagerbedingungen am Zylinderkurbelgehäuse gewählt. In FEM – Modellen werden die Auflagerbedingungen an den Knoten definiert. Jeder Knoten besitzt sechs Freiheitsgrade, nämlich drei Translationen und drei Rotationen. Die drei Translationsfreiheitsgrade wurden als Bedingung festgesetzt, Rotationen der Knoten wurden zugelassen.

Die Auflagerbedingungen wurden so weit wie möglich von den zu untersuchenden Zylinderrohren angenommen. Dies hatte den Vorteil, dass der Einfluss der Auflagerbedingungen durch ihre Entfernung von den zu untersuchenden Bereichen sehr gering war. In der Realität wird der Motor von den Motorlagern gehalten. Diese stützen sich wiederum im Gesamtfahrzeug ab, so dass dieser Aufbau nicht als starr, sondern als verformbar anzusehen ist. Für die Untersuchung der Zylinderdeformation ist nur die Betrachtung des Zylinderkurbelgehäuses von Bedeutung und darüber hinausgehende Effekte in der Peripherie können vernachlässigt werden. Der dadurch entstehende Fehler ist klein und muss nicht berücksichtigt werden.

Das Zylinderkurbelgehäuse wurde an der Ölwannenseite und speziell dort an den äußeren Kanten festgehalten. Verschiebungen waren nicht möglich, Rotationen waren erlaubt. Diese Festlegung hat zur Folge, dass eine Erwärmung des Zylinderkurbelgehäuses eine Deformation in der Nähe der Auflagerung bewirkt. Diese Verformung ist für die Betrachtung der Zylinderbuchsenverzüge aber nicht von Bedeutung.

In den nachfolgenden Ausführungen wird Bezug genommen auf die Bezeichnungen gemäß Bild 4.7 . Das kartesische Koordinatensystem ist das bei der Berechnung genutzte globale Koordinatensystem.



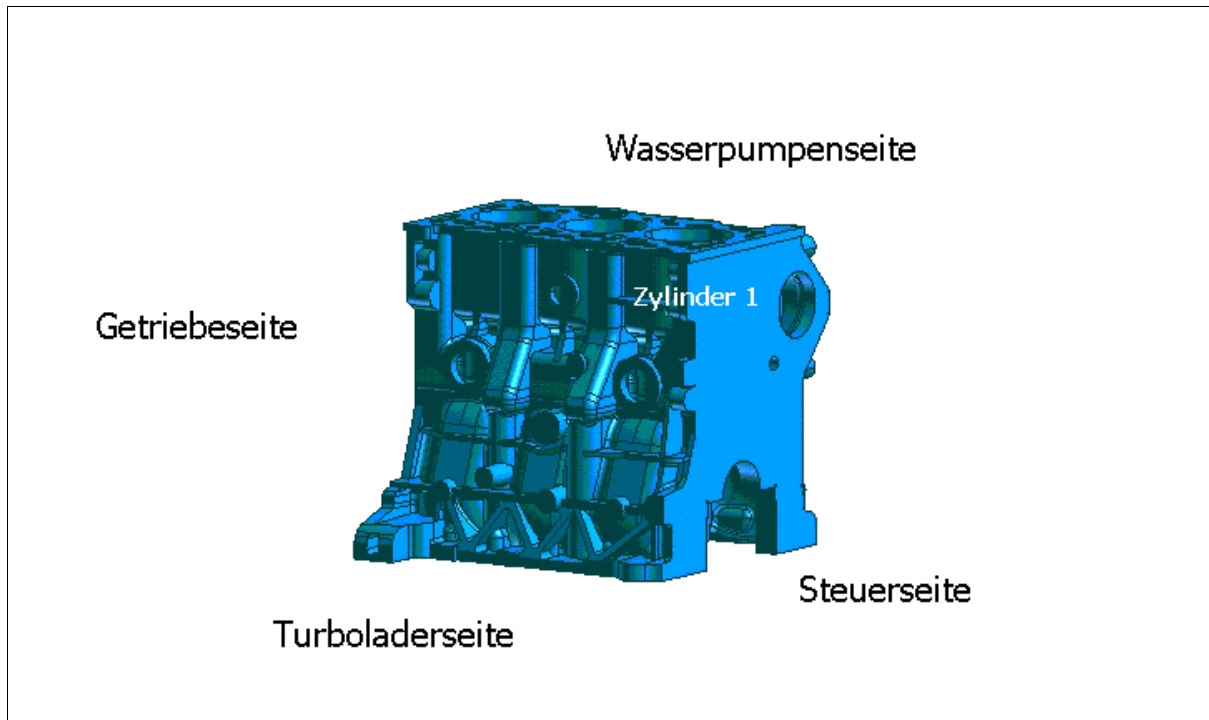


Bild 4.7: Bezeichnungen am ZKG

Bei einer Berechnung wird stets ein globales Koordinatensystem als Analyse-Koordinatensystem gewählt. Zur Bestimmung des radialen Verzuges jedes Zylinders ist es notwendig, die Ergebnisse auf die jeweiligen drei lokalen Koordinatensysteme der Zylinderbuchsen zu beziehen (Zylinderkoordinatensysteme 1,2,3). Daher wurden drei zylindrische Koordinatensysteme definiert, deren Ursprung in der Zylindermitte der Bohrungen und auf der Höhe der Kante Topdeck – Buchsen liegt.

Die z-Achse zeigt in Richtung Kurbelwellenraum und die R-Achse in Richtung Getriebeseite. Die Verschiebungsergebnisse sind für die Knoten verfügbar; die sie umgebenden Elemente können bei den Plots zur Verdeutlichung der Ergebnisse herangezogen werden, da das Programm die Knotenergebnisse mit den Elementen verbinden kann. Gemäß Bild 4.8 wurden zweidimensionale Dreieck-Elemente benutzt, die aus den dreidimensionalen Tetraeder-Elementen abgeleitet wurden. Damit war eine hundertprozentige Übereinstimmung mit den Volumen-Elementen gewährleistet.

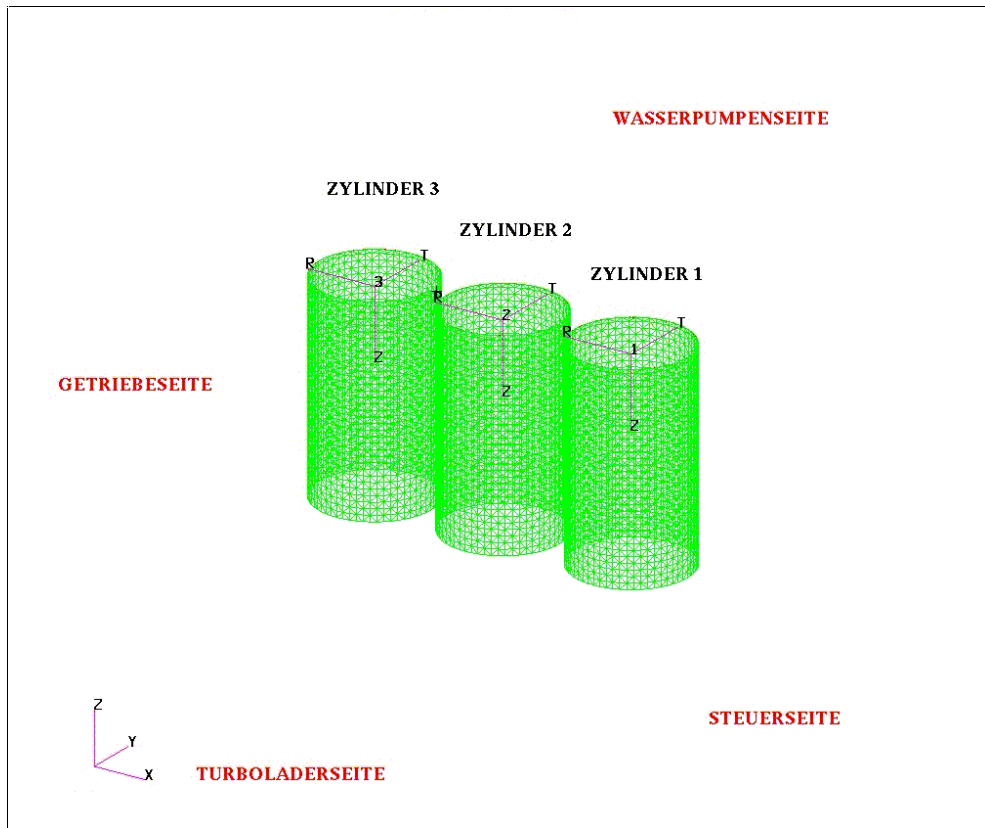


Bild 4.8: Koordinatensysteme und Auswertebereich

Bei der Auswertung wurden die zweidimensionalen Elemente gemäß Abbildung 4.8 benutzt. Für jeden Zylinder müssen die auf das globale Koordinatensystem bezogenen Werte auf die lokalen Koordinatensysteme umgerechnet werden.

Zur besseren Darstellung der Verzüge wurden bei den Bildern die unverformten Kreise mit dargestellt. Anhand der Kreise können sowohl der Verzug als auch die Bewegungen der Mittelpunkte der Zylinderrohre besser beurteilt werden.

## 5 Vergleich der Berechnungsergebnisse mit den experimentellen Ergebnissen

Die Ergebnisse der Berechnung werden anhand von Farb- und Gitterbildern (Plots) dargestellt. Die Farbplots enthalten eine Farbskalierung, bei den Gitterplots war dies nicht notwendig, da es sich lediglich um Verformungsdarstellungen handelt. Die Deformationen in den Gitterplots wurden stark überhöht dargestellt, da auf diese Weise Verformungstendenzen besser sichtbar gemacht werden können. In den Bildern werden bei den Lastfällen 1 und 3 die Wirkungen der Schraubenkräfte bei allen drei Zylindern dargestellt. Die radialen Verzüge sind dabei für jeden Zylinder einzeln bezogen auf das jeweilige lokale zylindrische Koordinatensystem errechnet worden. In der Darstellung wurden die drei Zylinder gleichzeitig dargestellt um Vergleiche ziehen zu können. Bei der Berechnung der Lastfälle 2 und 4 wurden die Ergebnisse eines Zylinders ohne Beeinflussung durch die Nachbarzylinder (d. h. die Nachbarzylinder sind ohne Belastung) ermittelt. In den Bildern werden aber ebenfalls die Einflüsse bei allen drei Zylindern gezeigt. Die Verzugsergebnisse wurden bei Lastfall 1 (Belastung nur durch die Schraubenkräfte) im Bereich von  $-5 \mu\text{m}$  bis  $+5 \mu\text{m}$ , bei Lastfall 2 (Belastung durch die Schraubenkräfte plus Innendruck) im Bereich von  $-50 \mu\text{m}$  bis  $+50 \mu\text{m}$ , bei Lastfall 3 (Schraubenkräfte plus Temperaturfeld) und Lastfall 4 (Schraubenkräfte plus Innendruck plus Temperaturfeld) im Bereich von  $-500 \mu\text{m}$  bis  $+500 \mu\text{m}$  aufgetragen. In den Deformationsbildern werden die Verzüge zur Verdeutlichung der Verformungstendenzen stark überhöht dargestellt.

### 5.1 Berechnungsergebnisse der Zuganker – Verschraubung (ZKG mit GG – Buchse)

#### Lastfall 1: Belastung durch Schraubenkräfte

Der Zuganker zeichnet sich wie bereits erwähnt dadurch aus, dass im Wesentlichen eine Druckbelastung in das ZKG eingeleitet wird. Die Ergebnisse der Berechnung für die Belastung mit den Schraubenkräften zeigen die Druckbelastung des ZKG, ein Kleeblattverzug ist nicht zu erkennen. Der Anteil der Gewindeanbindung des Zugankers mit dem ZKG auf die Verformung ist gering, aber erfassbar. Wie in den Bildern 5.1 und 5.2 ersichtlich, wird der Zylinder 1 weniger stark deformiert als Zylinder 3, was auf die steifere Struktur im Bereich von Zylinder 1 zurückzuführen ist (ZKG – Unsymmetrie). Zylinder 2 wird am wenigsten verformt, vor allem im unteren Bereich (Richtung Ölwanne), da dieser Zylinder von den anderen beiden gestützt wird. Bei den Zylindern 1 und 2 und in geringerem Maß auch bei 3 ist im Topdeckbereich eine Einschnürung auf der Turboladerseite und der Wasserpumpenseite zu beobachten. Dies ist auf die steifen Seitenwände zurückzuführen.

Im weiteren Verlauf Richtung KW – Raum beulen sich die Rohre auf der Wasserpumpenseite nach außen. Auf der Turboladerseite findet eine Einschnürung statt. Dies ist auf die unterschiedliche Steifigkeitsverteilung auf der Turboladerseite bzw. Wasserpumpenseite zurückzuführen und ein wichtiger Hinweis auf die Tatsache, dass sich die Steifigkeit des ZKG nicht symmetrisch bezüglich der Kurbelwellenachse verhält. Im weiteren Verlauf Richtung KW – Raum bauen sich die Verformungen bis fast auf unbelastetes Niveau ab. Bei allen drei Zylindern sind unterhalb des Topdecks um ca. 45° und 135° zur R-Achse verdrehte leichte Ausbeulungen zu erkennen (rosa markiert). Diese radialen Verzüge treten nur auf der Wasserpumpenseite auf und sind im Bereich der Verdrehung um 135° am größten (ca. 1.5 µm).

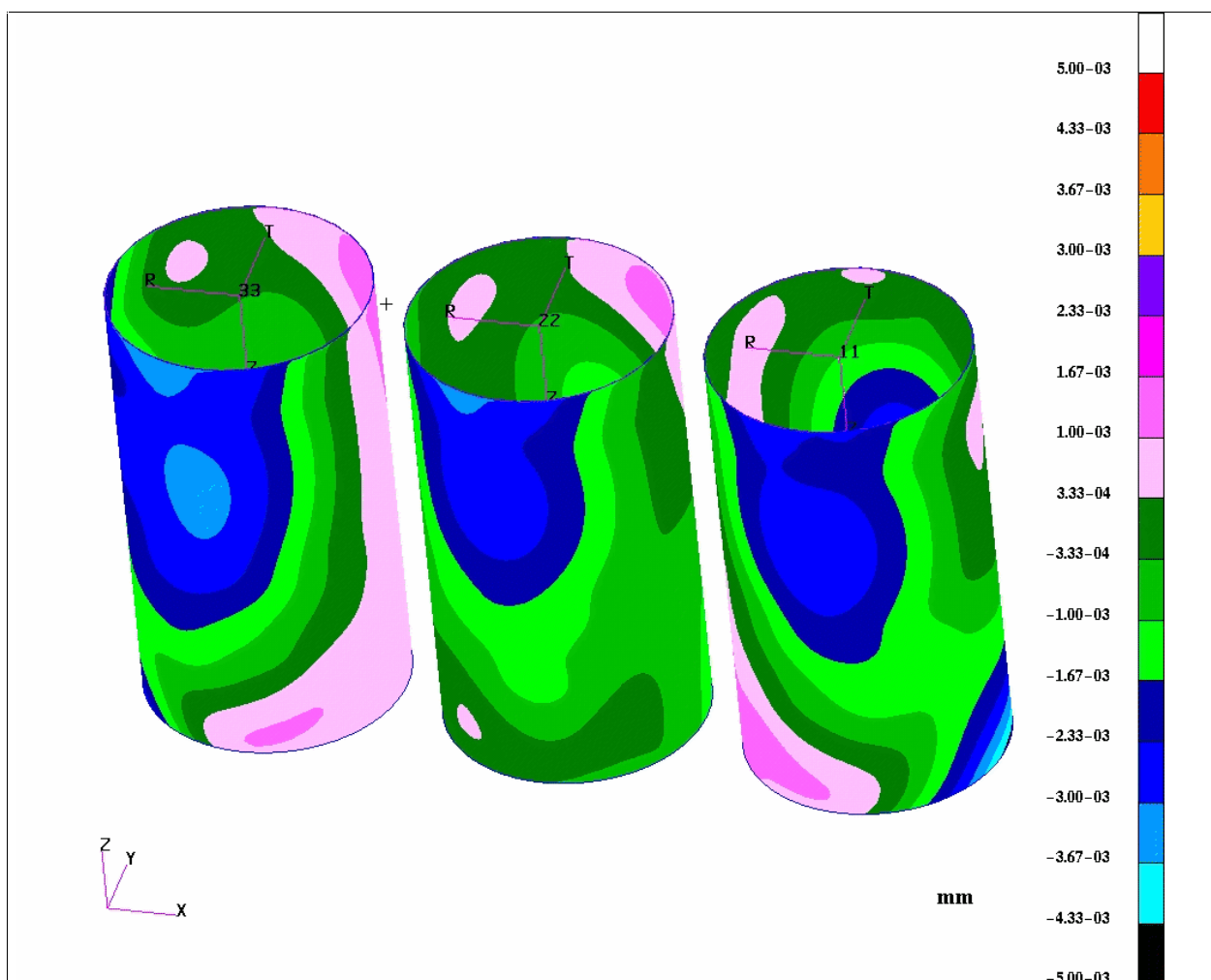


Bild 5.1: Radialer Verzug (quantitativ), Lastfall 1

Der Wassermantel beginnt ca. 12 mm unterhalb des Topdecks und da er nicht symmetrisch um die Zylinder angeordnet ist, findet sich auch dieser Steifigkeitseinfluss im Deformationsverhalten wieder. Oberhalb des Wassermantels

ist die Steifigkeit höher (Vollmaterial). Im Bereich der relativ weichen Zylinderstege und auf der Steuer- bzw. Getriebeseite sind leichte Deformationen festzustellen, die ihrem Betrage nach aber kleiner  $1 \mu\text{m}$  sind. In Höhe der Anbindung der Zuganker an das ZKG sind ebenfalls geringe Deformationen festzustellen, die aber gering ausfallen (max. ca.  $1 \mu\text{m}$  bei allen 3 Zylindern) und daher genauso zu vernachlässigen sind.

In der Nähe des KW – Raumes kann bei Zylinder 1 und 3 eine Abnahme der Steifigkeit festgestellt werden. Dies ist auf das fehlende Material in dieser Region (seitliche Schürzen) zurückzuführen.

Insgesamt kann über alle drei Zylinderrohre festgestellt werden, dass die Verzüge radial bei lediglich ca.  $3 \mu\text{m}$  liegen und der wesentliche Einfluss eine Druckbeanspruchung der Zylinderbuchsen ist. Es findet keine globale Verschiebung der Rohre statt.

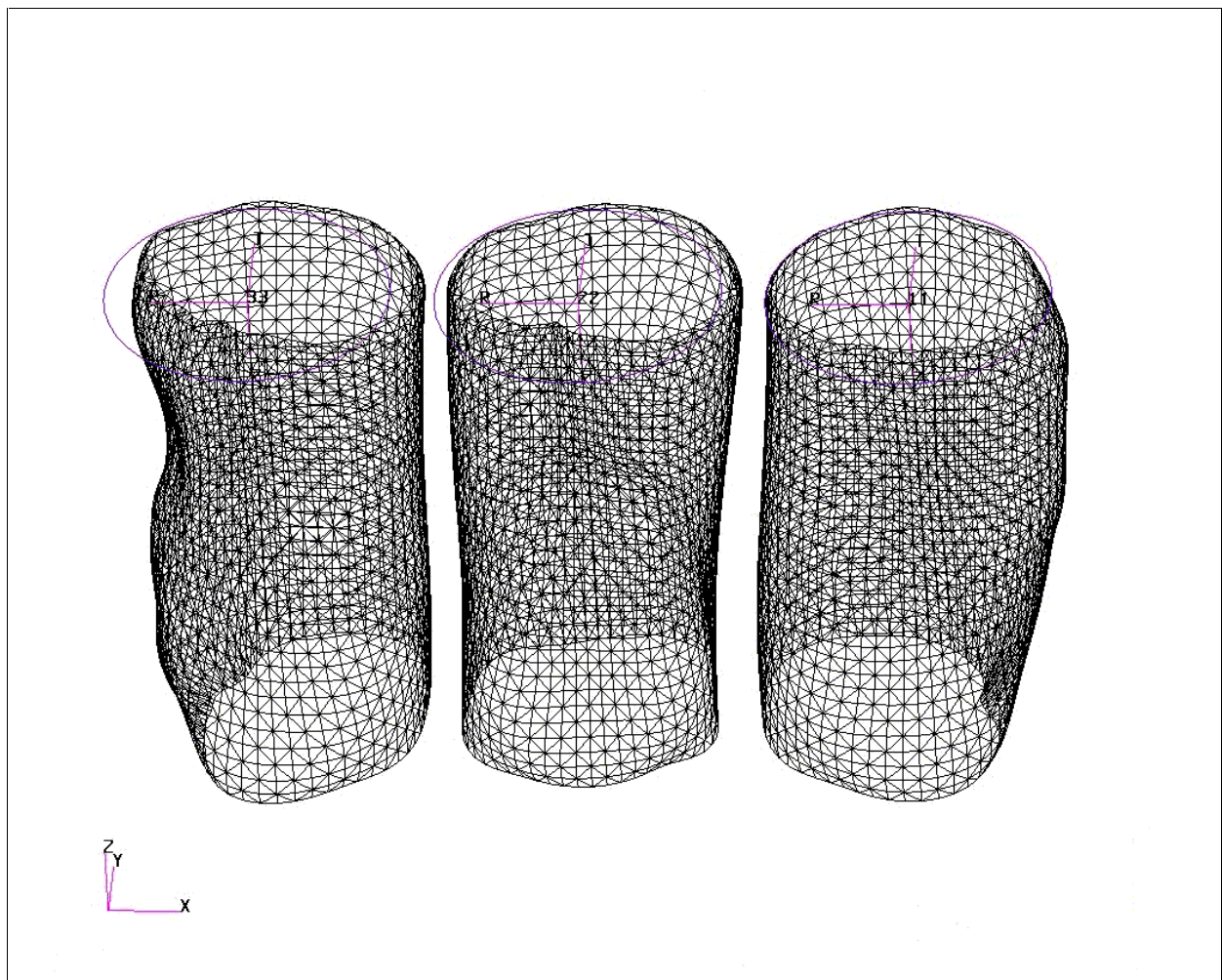


Bild 5.2: Radialer Verzug (qualitativ), Lastfall 1

Lastfall 2: Schraubenbelastung und Innendruck

Bei zusätzlicher Belastung mit einem Innendruck von 160 bar überlagern die Verzüge aufgrund des Innendrucks die Verzüge der Verschraubung (Werte differieren um ca. eine Zehnerpotenz!). Hierbei ist zu berücksichtigen, dass die Schraubenverzüge nur einige  $\mu\text{m}$  betragen. In erster Linie führt die Belastung durch Innendruck zu einer radialen Aufweitung der Bohrung. Bei dieser Betrachtung ist bedeutsam, dass die Zylinderrohre über die Ausbeulung hinaus eine Bewegung in Richtung geringerer Steifigkeit erfahren. Dies bedeutet eine Verlagerung des Zylindermittelpunktes und ist bei Betrachtung der Zahlenwerte der Ergebnisse (Bereich der Skalierung) zu berücksichtigen.

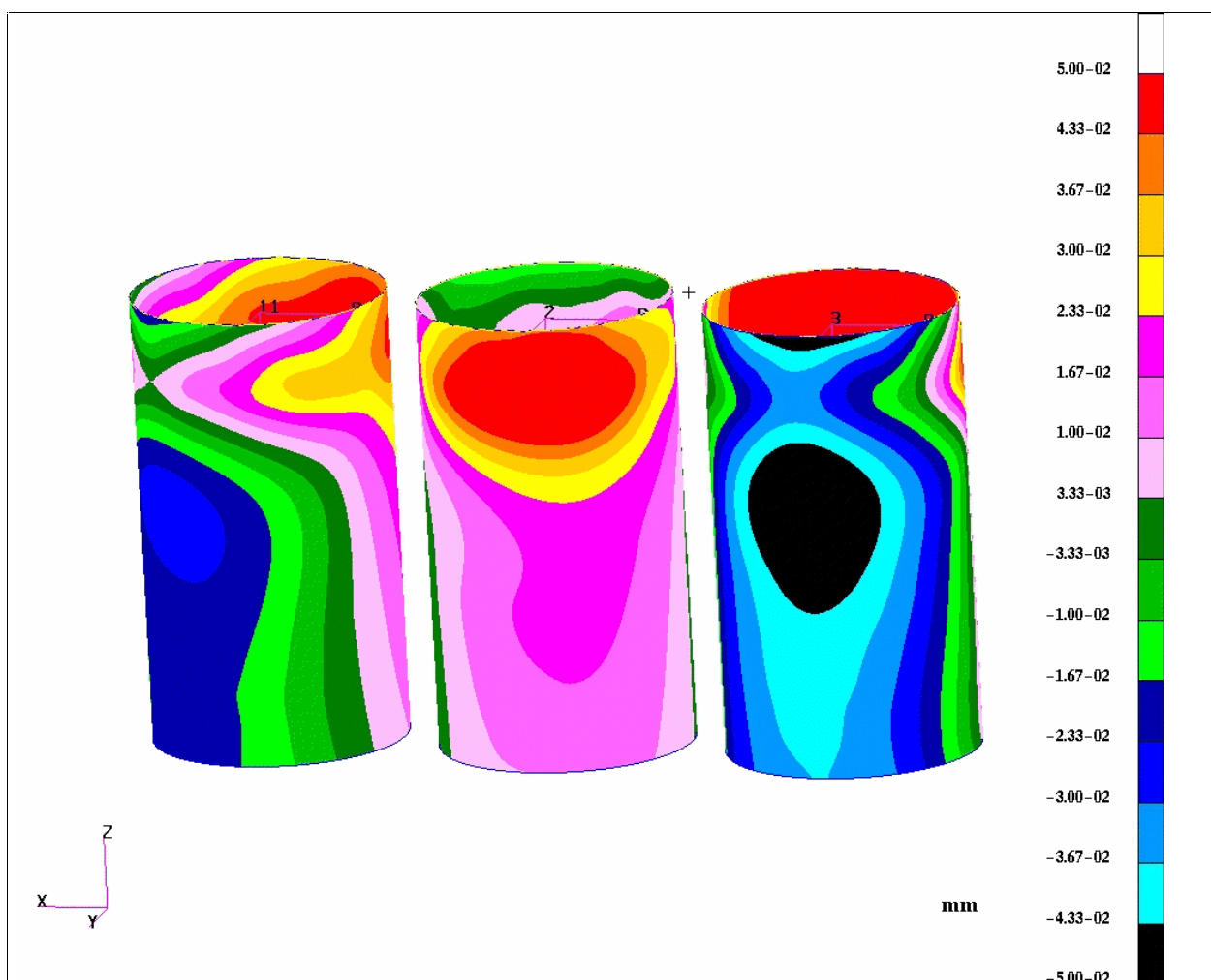


Bild 5.3: Radialer Verzug (quantitativ), Lastfall 2

Man kann aufgrund der Ergebnisse die Schlussfolgerung ziehen, dass sich alle Zylinder näherungsweise gleichartig radial aufweiten. Die Annahme ist plausibel, da die Struktur der Buchsen gleich ist und die Verlagerung der Zylinder-

rohre durch die unterschiedliche Einbettung (d. h. unterschiedliche Steifigkeitsverteilung) der Buchsen im Gehäuse zu einem voneinander abweichenden Verhalten führen muss. Eine Interpretation der Bilder, dass die Zahlenwerte ausschließlich radiale Verzüge wiedergeben, ist daher nicht zulässig. Vielmehr ist eine differenzierte Betrachtung unter Berücksichtigung der Position des Kreismittelpunktes notwendig, da eine globale Verlagerung im radialen Verzug enthalten ist.

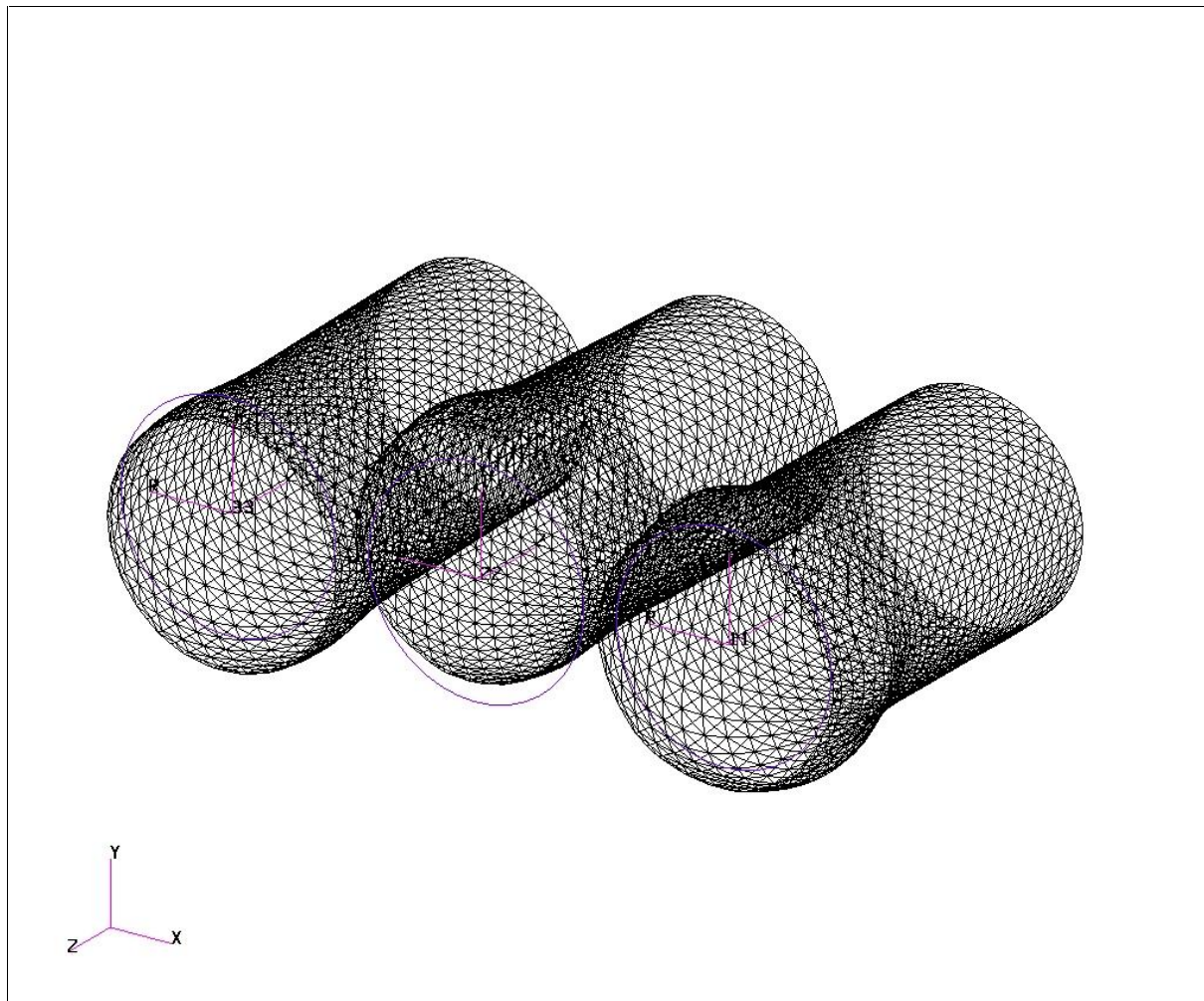


Bild 5.4: Radialer Verzug (qualitativ), Lastfall 2

Bild 5.4 zeigt die Position der Zylinderrohre. Es ist zu erkennen, dass Zylinder 1 sich im Bereich der Innendruckeinleitung etwas in Richtung Zylinder 2 bewegt (ca.  $20 \mu\text{m}$ ) und zugleich eine radiale Aufweitung (max.  $10 \mu\text{m}$ ) erfährt. Dies bedeutet für Zylinder 1 eine relativ homogene Steifigkeitsverteilung in diesem Bereich des ZKG. Darüber hinaus ist festzustellen, dass im Topdeckbereich die Platte als versteifendes Element wirkt und unterhalb dieser Platte eine stärkere Ausbeulung erfolgen kann (wie Lastfall 1). Zylinder 2 wird von



den umgebenden Zylindern in Richtung der KW – Achse gestützt; es kann nur eine Verlagerung nach der Wasserpumpenseite erfolgen. Der radiale Verzug von Zylinder 2 beträgt ca.  $7 \mu\text{m}$  max. und es findet keine globale Verlagerung statt.

Zylinder 3 erfährt eine globale Verlagerung von ca.  $57 \mu\text{m}$  nach der Turboladerseite, die sich somit als weichste Seite entpuppt (Radialer Verzug max. ca.  $17 \mu\text{m}$ ). Unterhalb der Lasteinleitungsfläche bauen sich die radialen Deformationen ab, die Verlagerungen bleiben jedoch tendenziell erhalten.

### Lastfall 3: Schrauben- und Temperaturfeldbelastung

Das unterschiedliche Dehnungsverhalten aufgrund des differenzierten Temperaturfeldes wird in den Bildern 5.5 und 5.6 wiedergegeben.

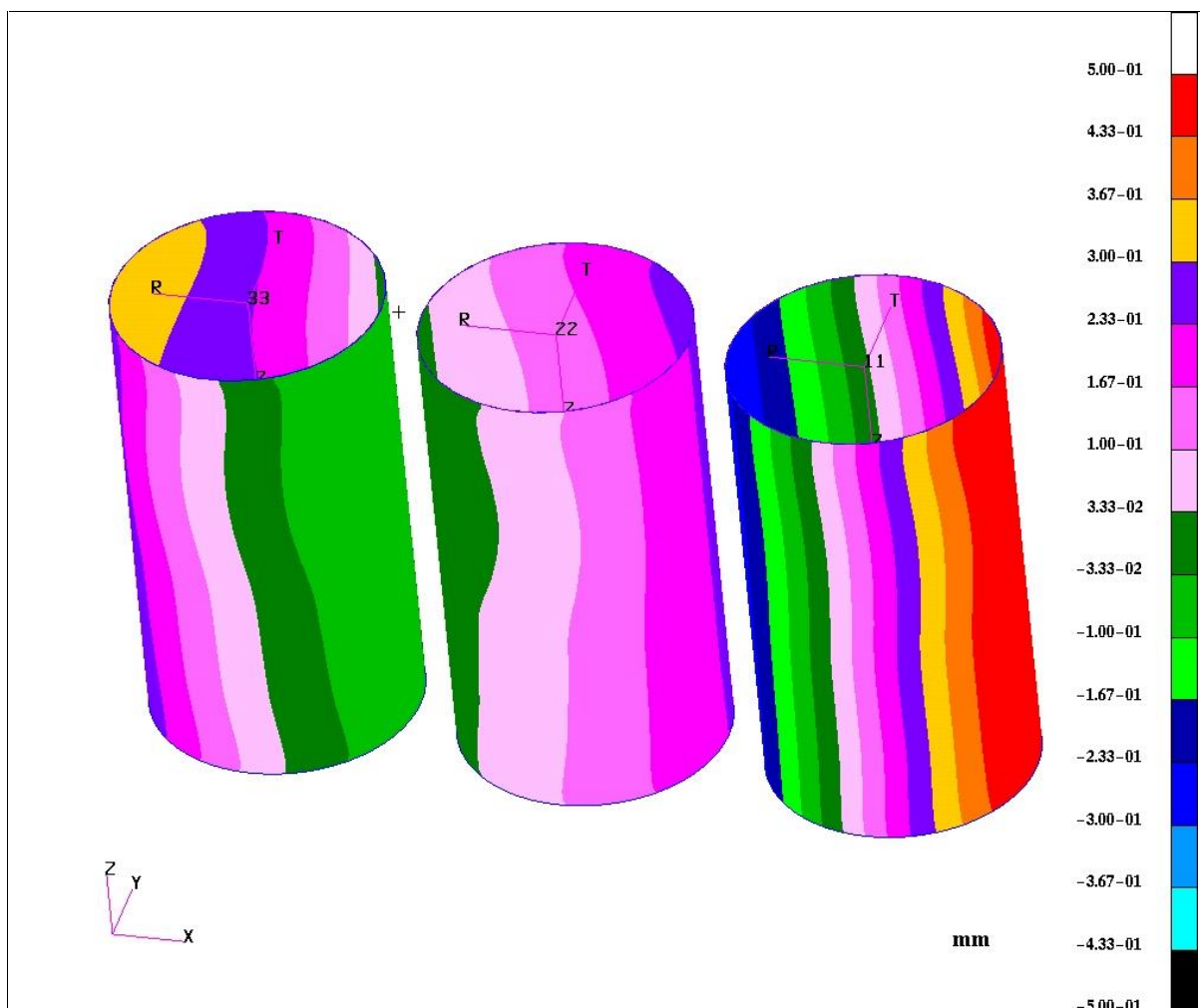


Bild 5.5: Radialer Verzug (quantitativ), Lastfall 3



Das Temperaturfeld führt zu einer Aufweitung und Verschiebung der Zylinderbuchsen. Zylinder 1 wird in Richtung Steuerseite verschoben (ca. 350  $\mu\text{m}$ ). Radial wird Zylinder 1 ca. 70  $\mu\text{m}$  aufgeweitet. Erklären lässt sich dieses Phänomen durch die unterschiedlich starke Wärmedehnung. Der Steg zwischen Zylinder 1 und 2 dehnt sich stärker aus als die kühlere Steuerseite. Die Wärmedehnung kann zu einer Verlagerung des gesamten Rohres führen und beeinflusst somit die Gesamtverformung des ZKG. Der Zylinder 2 erfährt im Mittel einen radialen Verzug von ca. 70  $\mu\text{m}$  und wandert ebenfalls Richtung Steuerseite um ca. 100  $\mu\text{m}$ , was den Hinweis auf das Verformungsverhalten des Gesamtsystems bestätigt. Bei Zylinder 3 können als radialer Verzug ca. 75  $\mu\text{m}$  und als Verschiebung ca. 225  $\mu\text{m}$  angegeben werden. Die angegebenen Werte stellen mittlere Werte dar. Die sich in axialer Richtung darstellenden Unterschiede werden von der Wärmedehnung aber überlagert.

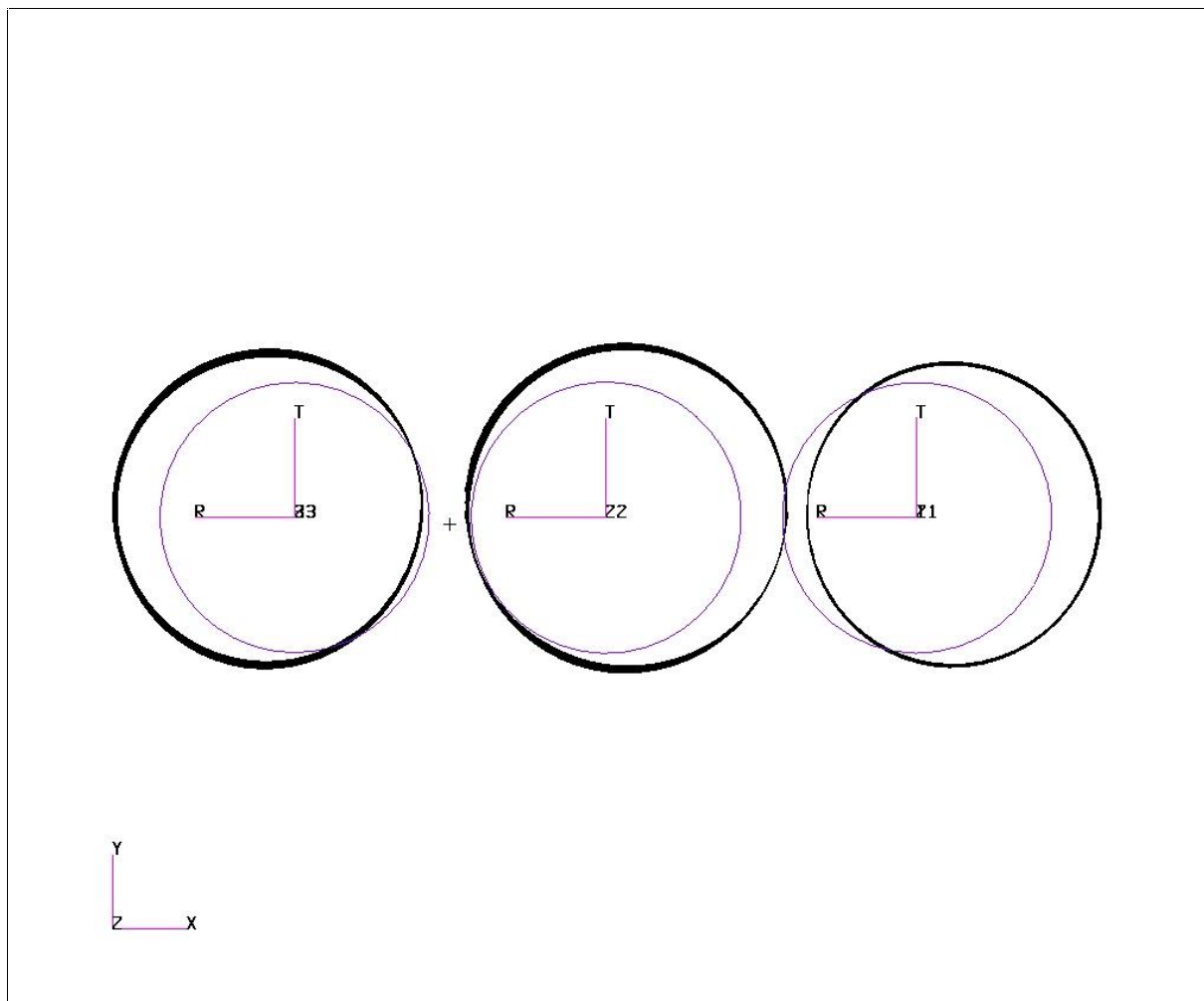


Bild 5.6: Radialer Verzug (qualitativ), Lastfall 3

Durch Wärmeleitung bildet sich ein Temperaturfeld aus, das zu den genannten Wärmedehnungen führt. Die Stege zwischen den Zylindern 1 und 2 sowie zwischen den Zylindern 2 und 3 sind die wärmsten Regionen im Block, da sie von zwei Seiten eine Energiezufuhr erhalten. Von diesen Stellen fließt somit Wärme sowohl in axialer Richtung (Richtung KW – Raum) als auch in Umfangs- und radialer Richtung. Die ZKG – Struktur beeinflusst somit maßgeblich das Temperaturfeld und damit auch die Wärmedehnungen. In den Bereichen höchster Temperaturdifferenzen ist auch die größte Dehnung zu erwarten. Die Verformung kann durch das kühlere umgebende Material behindert werden, was Spannungen induziert. Gemäß seinem Aufbau erwärmt sich das ZKG ungleichmäßig, infolge der Dehnungsbehinderung durch die peripheren kühleren Bereiche tritt aber ein vergleichmäßigender Effekt auf die Deformationen auf. Der Einfluss der Verschraubung ist gegen den Einfluss des Temperaturfeldes sehr gering. Der Unterschied beträgt ca. zwei Zehnerpotenzen Verzügen.

Lastfall 4: Schrauben-, Innendruck- und Temperaturfeldbelastung

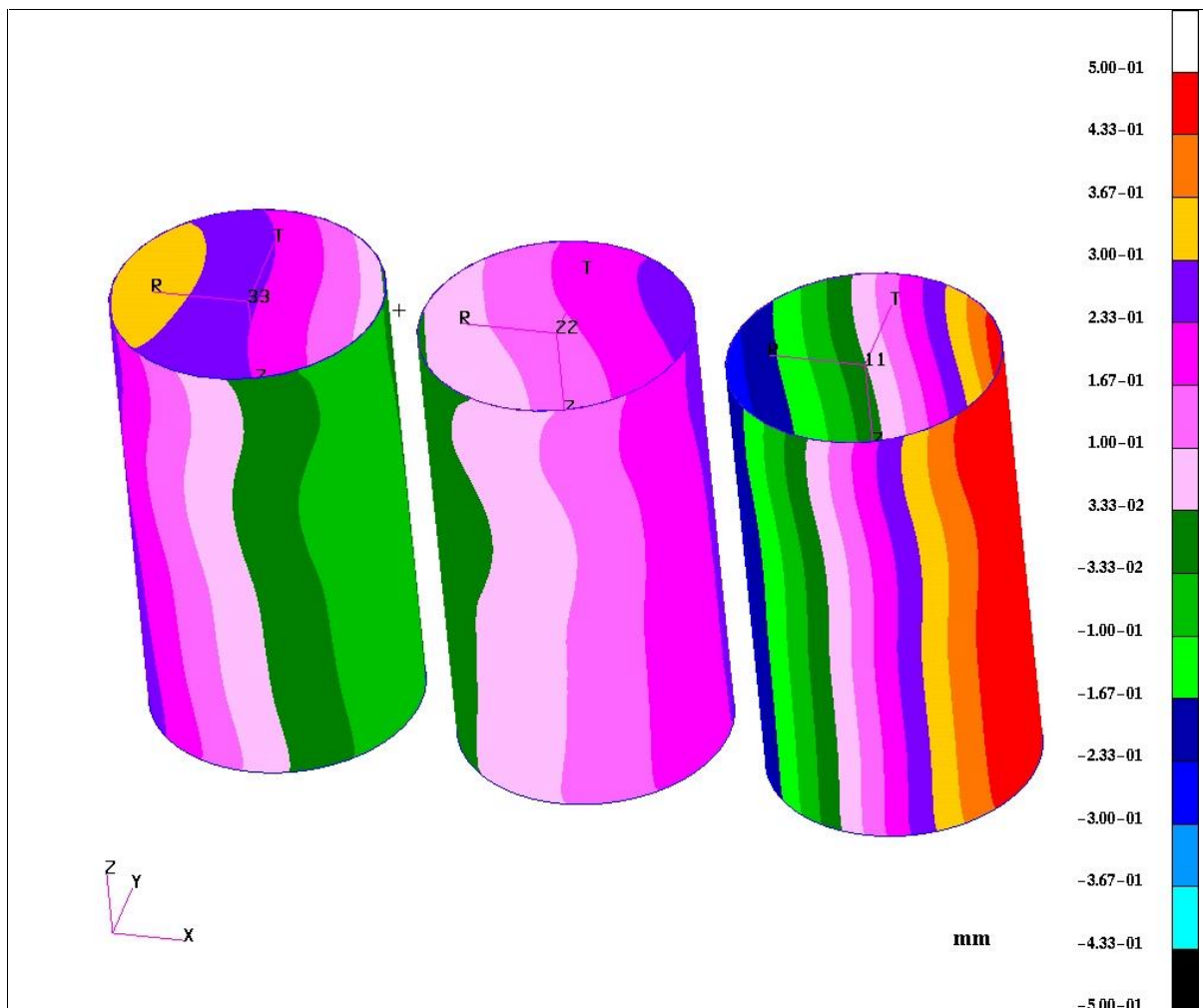


Bild 5.7: Radialer Verzug (quantiativ), Lastfall 4

Im Wesentlichen führt diese überlagerte Belastung zu einer thermischen Ausdehnung der Zylinder. Der Innendruck ruft die bereits bekannte beulenartige Struktur hervor (Bilder 5.7 und 5.8). Wie vorher bereits beschrieben sind die Verzüge durch die Schraubenbelastung klein gegen die Verzüge durch Innendruck oder das Temperaturfeld. Die für Lastfall 3 beschriebenen Phänomene treffen im wesentlichen auch hier zu – mit dem Unterschied, dass der Innendruck eine Ausbeulung im Lasteinleitungsbereich hervorruft.

Quantitativ ist die Wärmedehnung größer als die Verformung durch den Innendruck. Zylinder 2 weitet sich unter dem Temperatureinfluss; gleichzeitig findet eine Verlagerung Richtung Steuerseite statt. Zu berücksichtigen ist an dieser Stelle, dass das ZKG zwischen Zylinder 2 und 3 den Hauptlagerstuhl besitzt, der breiter ausgeführt ist als die restlichen Lagerstellen. Man kann feststellen, dass die Wärmedehnung im Bereich des Hauptlagerstuhls eine globale Verschiebung der Zylinder 1 und 2 in Richtung Steuerseite und eine des Zylinders 3 in Richtung Getriebeseite bewirkt.

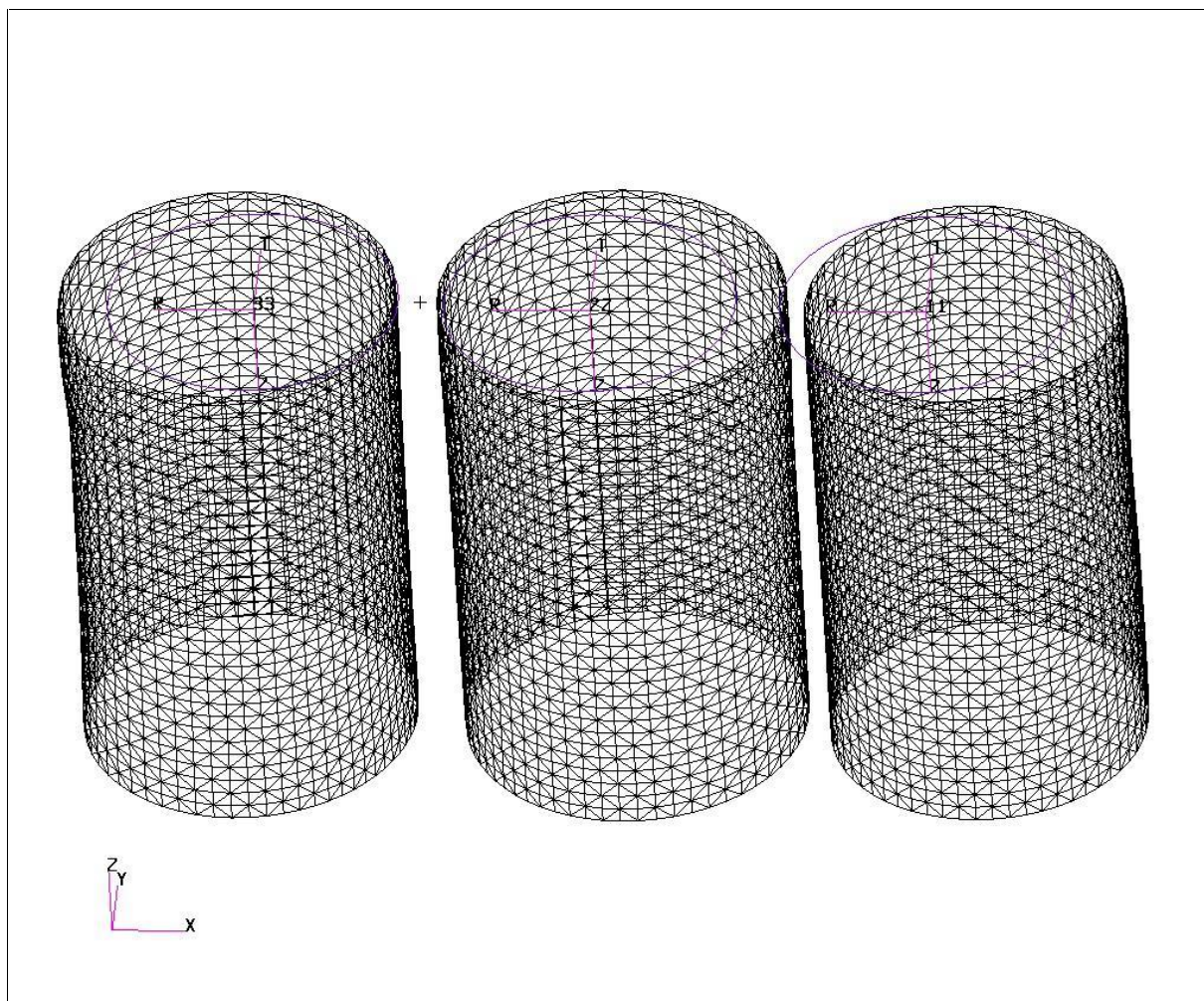


Bild 5.8: Radialer Verzug (qualitativ), Lastfall 4

Grundsätzlich ist bei allen Zylindern eine radiale Aufweitung festzustellen; ein ausgeprägtes Beulverhalten ist nur im Innendruckbelastungsbereich festzustellen. Im weiteren Verlauf Richtung KW-Raum wird dieses Ausbeulen abgebaut und verschwindet fast ganz. Wie bereits beschrieben ist der Einfluss des Temperaturfeldes dominant gegen die anderen beiden Einflüsse. Die Beträge der Verzüge sind um die Druckbelastung zu korrigieren; im Falle von Zylinder 1 bedeutet dies ein radialer Verzug von ca.  $80 \mu\text{m}$ , die Verlagerung bezogen auf Lastfall 3 ist gleich. Die Zylinder 2 und 3 verhalten sich analog zu Lastfall 3; zu den radialen Verzugswerten müssen noch die Beträge aufgrund des Innendruckes addiert werden. Damit beträgt der radiale Verzug max. ca.  $90 \mu\text{m}$ .

## 5.2 Experimentelle Untersuchungen

Die experimentellen Untersuchungen am 1.2 L-Dreizylinder-Motor wurden am Institut für technische Verbrennung (ITV) der Universität Hannover durchgeführt. Am ITV ist ein Messsystem entwickelt und erprobt worden, das es erlaubt die Zylinderverzüge im befeuerten Motorbetrieb zu messen. Das Messsystem soll an dieser Stelle kurz erläutert werden:

Das Meßsystem besteht aus acht Sensoren. Diese arbeiten berührungslos nach dem Hall - Effekt und sind über den Umfang verteilt auf einem Sensorträgerring befestigt. Der Trägerring wird im Kolben auf der Höhe des zweiten Kolbenringes angeordnet. Die Erstellung des Messkolbens ist so durchgeführt worden, dass der Kolben nur geringe Unterschiede zum Serienkolben aufweist. Dies stellt sicher, dass die Verfälschung der Gesamtsystemabstimmung durch die Applikation des Messkolbens gering und zu vernachlässigen ist. Im nachfolgenden Bild ist der Sensorträger mit dem Messkolben dargestellt.

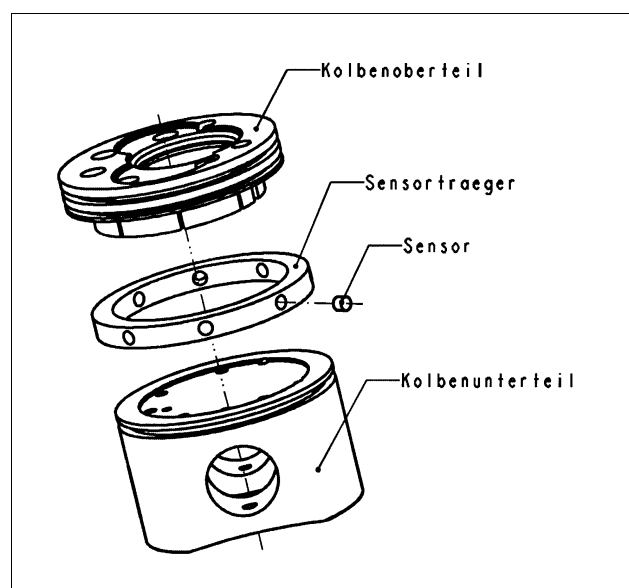


Bild 5.9: Integration des Sensorträgers in den Messkolben

Die Messungen wurden im Zylinder 1 des Motors durchgeführt. Bezüglich weiterer Informationen zum Prüfstands Aufbau, dem Messsystem usw. sei an das ITV verwiesen.

Am ITV wurde folgendes Versuchsprogramm durchgeführt, wobei zu berücksichtigen ist, dass höhere Drehzahlen ( $n > 2500 \text{ min}^{-1}$ ) aufgrund des empfindlichen Messsystems nicht realisiert werden konnten. Diesbezüglich finden am ITV weitere Entwicklungen am Meßsystem statt.

Nr.	Motordrehzahl	Last	Kühlwassertemperatur
1	geschleppt, Anlasserdrehzahl $220 \text{ min}^{-1}$	—	$20^{\circ}\text{C}$
2	geschleppt, Anlasserdrehzahl $220 \text{ min}^{-1}$	—	$50^{\circ}\text{C}$
3	$1000 \text{ min}^{-1}$	—	$68^{\circ}\text{C}$
4	$1000 \text{ min}^{-1}$	—	$90^{\circ}\text{C}$
5	$2000 \text{ min}^{-1}$	30 Nm	$120^{\circ}\text{C}$
6	$2000 \text{ min}^{-1}$	70 Nm	$120^{\circ}\text{C}$
7	$2500 \text{ min}^{-1}$	90 Nm	$138^{\circ}\text{C}$

Tabelle 5.1 : Versuchsprogramm

Mit Hilfe der Messungen 1 und 2 konnten die Einflüsse des kaltstatischen Verzuges bestimmt werden. Darüber hinaus ist ein erster Überblick über den Einfluss der Temperatur (Steigerung der Kühlwassertemperatur) gewonnen worden. Der Kaltstart wurde mit den Lastfällen 3 und 4 untersucht. Mit den Lastfällen 5 bis 7 wurde der Einfluss unterschiedlicher Drehzahl-Last-Kombinationen berücksichtigt. Die Ergebnisse der Versuche am Prüfstand werden in Kapitel 5.3 dargestellt und diskutiert.

Grundsätzlich ist zu den vorgenommenen Untersuchungen folgendes hinzuzufügen: Die Ergebnisse der Berechnungen und die der Verzugsmessungen unterscheiden sich in einem wesentlichen Aspekt. Die Berechnungen berücksichtigen die kompletten Zylinderverzüge der Buchsen zu einem konkreten Zeitpunkt  $t=t_0$ , an dem die Lasten wirken. Die Verformungen sind demnach das Ergebnis einer stationären Aufnahme.

Im Gegensatz dazu sind die Verformungsergebnisse am befeuerten Motor eine Abfolge zeitlicher Momentaufnahmen (Instationärer Vorgang). Da die Zylinderdeformation während der Kolbenbewegung aufgenommen wird, muss der Vergleich der Ergebnisse auf Basis dieser Unterschiede gewertet werden.

Zusätzlich zu diesen Überlegungen ist ein weiterer Aspekt wichtig: Bisher war in der Literatur eine Betrachtung der kaltstatischen Verzüge üblich. Die Verzüge vierter Ordnung sind – wie bereits beschrieben – die Folge der Zahl der Zylinderkopfschrauben. Die bisherige Betrachtungsweise ist unvollständig, da bei einem Vergleich der kaltstatischen gegenüber den warmstatischen Verzügen festzuhalten ist, dass der Anteil der Warmverzüge an den Gesamtverzügen mindestens ca. 70% beträgt. Somit muss aus Optimierungsgründen die Untersuchung des Temperatureinfluss einen Schwerpunkt gegenüber den Untersuchungen des Verschraubungseinflusses bilden. Diese Anforderung ist von Seiten der Berechnung aber nur eingeschränkt möglich, da die genaue Kenntnis des Temperaturfeldes nicht vorlag und dieses nur iterativ abgeschätzt werden konnte.

### 5.3 Vergleich der Berechnungsergebnisse mit den Versuchsergebnissen

In den Kapitel 4 und Kapitel 5.2 wurden bereits auf einige Aspekte zum Vergleich der Berechnungs- mit den Messergebnissen hingewiesen. Die Berechnungen und die Versuche sind im Vorfeld aufeinander abgestimmt worden. In der nachfolgenden Tabelle werden die einander entsprechenden Lastfälle aus Berechnung und Versuch gegenübergestellt.

Berechnung		Messung		
Vergleichslast	entspricht			
1	Vorspannung durch Schraubenkraft $F_v$		Messung 1,(2)	geschleppt
2	$F_v$ und Innendruck $p_i$		Messung 3,(4)	1000 $\text{min}^{-1}$
3	$F_v$ + T-Feld		Messung 5,(6)	2000 $\text{min}^{-1}$
4	$F_v$ + $p_i$ + T-Feld		Messung 7	2500 $\text{min}^{-1}$ , 90Nm

Tabelle 5.2: Zuordnung Berechnungsfälle / Messungen

Die Zuordnung kann wegen der unterschiedlichen Randbedingungen keine exakte sein. Insbesondere bei Lastfall 3 ist eine Zuordnung nur schlecht möglich.

Lastfall 1 / Messung 1, (2)

Bild 5.10 gibt den radialen Verzug bei Messung 1 wieder. Die Verzüge beim vierten und achten Sensor liegen im Bereich radial bis zu  $2\ \mu\text{m}$ , beim zweiten und sechsten Sensor im Bereich von radial  $3\ \mu\text{m}$ . Sie sind somit sehr klein und liegen exakt im Bereich der kaltstatischen Verzüge der Berechnungen. Weiter ist ein leichter Ovalverzug, der um  $45^\circ$  zur KW – Achse verdreht ist, festzustellen. Dies ist in der Berechnung ebenfalls aufzufinden. Dieser Aspekt könnte auf die sich einstellenden Unterschiede der Schraubenvorspannkräfte zurückzuführen sein, welcher nur durch weitere Versuche zu klären ist. In Richtung KW – Raum bauen sich die Verzüge wie bei der Berechnung etwa auf das unverformte Niveau ab.

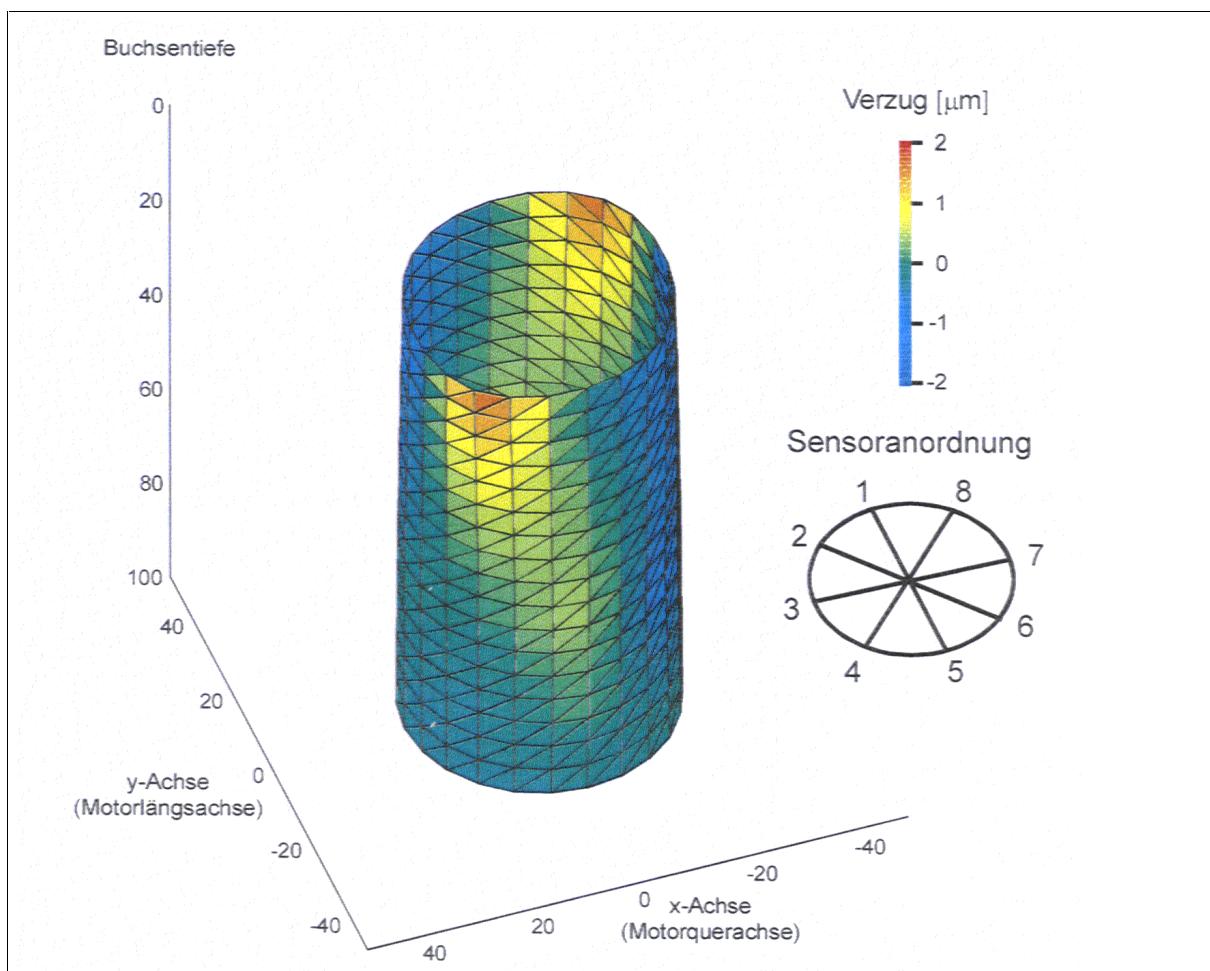


Bild 5.10: Radialer Verzug, Messung 1 (quantitativ)

In Messung 2 wurde das Kühlwasser von  $20^\circ\text{C}$  auf  $50^\circ$  erwärmt, was einen Rückgang der Verzüge auf ca.  $1\ \mu\text{m}$  an den gleichen Stellen wie bei Messung 1 zur Folge hatte. Diese Maßnahme stellt aber eine Umkehrung der Realität des Verbrennungsmotors dar, weil der Bereich des Wassermantels erwärmt wird



und somit eine höhere Temperatur einnimmt als der Bereich der Zylinderwand. Der Wärmefluss nimmt somit einen anderen Verlauf, so dass diese Messungen nur einen Überblick über das Wärmeausdehnungsverhalten in diesem speziellen Falle wiedergeben. Eine vergleichende Aussage bezüglich der ersten Messung kann nur insofern gemacht werden, dass diese Temperaturerhöhung zu einem Setzeffekt führt.

#### Lastfall 2 / Messung 3, (4)

Bei dieser Messung lagen eine Temperatur- und eine Druckbelastung auf das ZKG vor. Die Verzüge stiegen um ca. 1-3  $\mu\text{m}$  an; das Zylinderrohr stellt sich stärker eingeschnürt als aufgeweitet dar. Die Maxima verschoben sich um  $45^\circ$  gegen den Uhrzeigersinn. Bei Erhöhung der Temperatur im Expansionstakt ist ein Verstärkungseffekt bei den Verzügen zu erkennen. Für den Gesamtverzug sind wahrscheinlich die höhere Temperatur an dem Stegbereich zwischen Zylinder 1 und 2 verantwortlich sowie der Einfluss aufgrund der Unsymmetrie des Wassermantels.

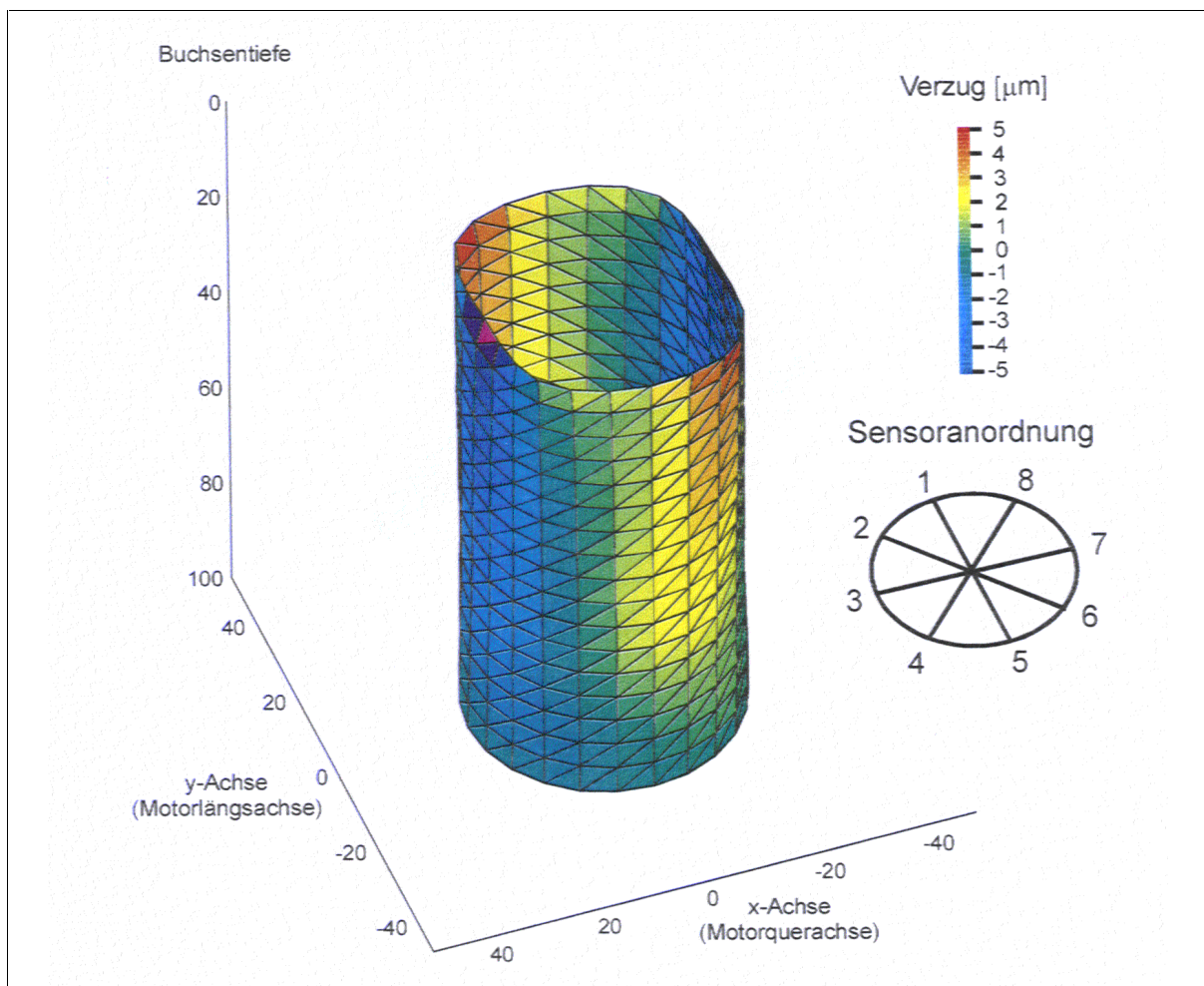


Bild 5.11: Radialer Verzug, Messung 3 (quantitativ)



Im Vergleich dazu ergab sich bei der Berechnung ein höherer Verzug infolge des Innendruckes. Aus Bild 5.12 ist ersichtlich, dass Zylinder 1 in Richtung Turboladerseite ausweicht. Der Innendruck führt zur Aufweitung und zur Verlagerung des Zylinderrohres. Es ergibt sich eine Verlagerung von Zylinderrohr 1 von ca.  $20\ \mu\text{m}$  und eine radialer Verzug von ca.  $10\ \mu\text{m}$ . Im Gegensatz zur Messung wurde bei der Berechnung mit dem Spitzendruck von 160 bar gerechnet, was eine Überhöhung des radialen Verzugswertes mit sich bringt. Darüber hinaus ist der Sensor unterhalb der Kolbenoberkante positioniert und läuft somit vor dem Druckereignis her. Damit wird der Sensor, da er sich vom Druckbelastungsort entfernt, entsprechend geringere Verzugswerte messen. Weiter ist zu beachten, dass die globale Verlagerung der Zylinder mit der verwendeten Messanordnung nicht feststellbar ist.

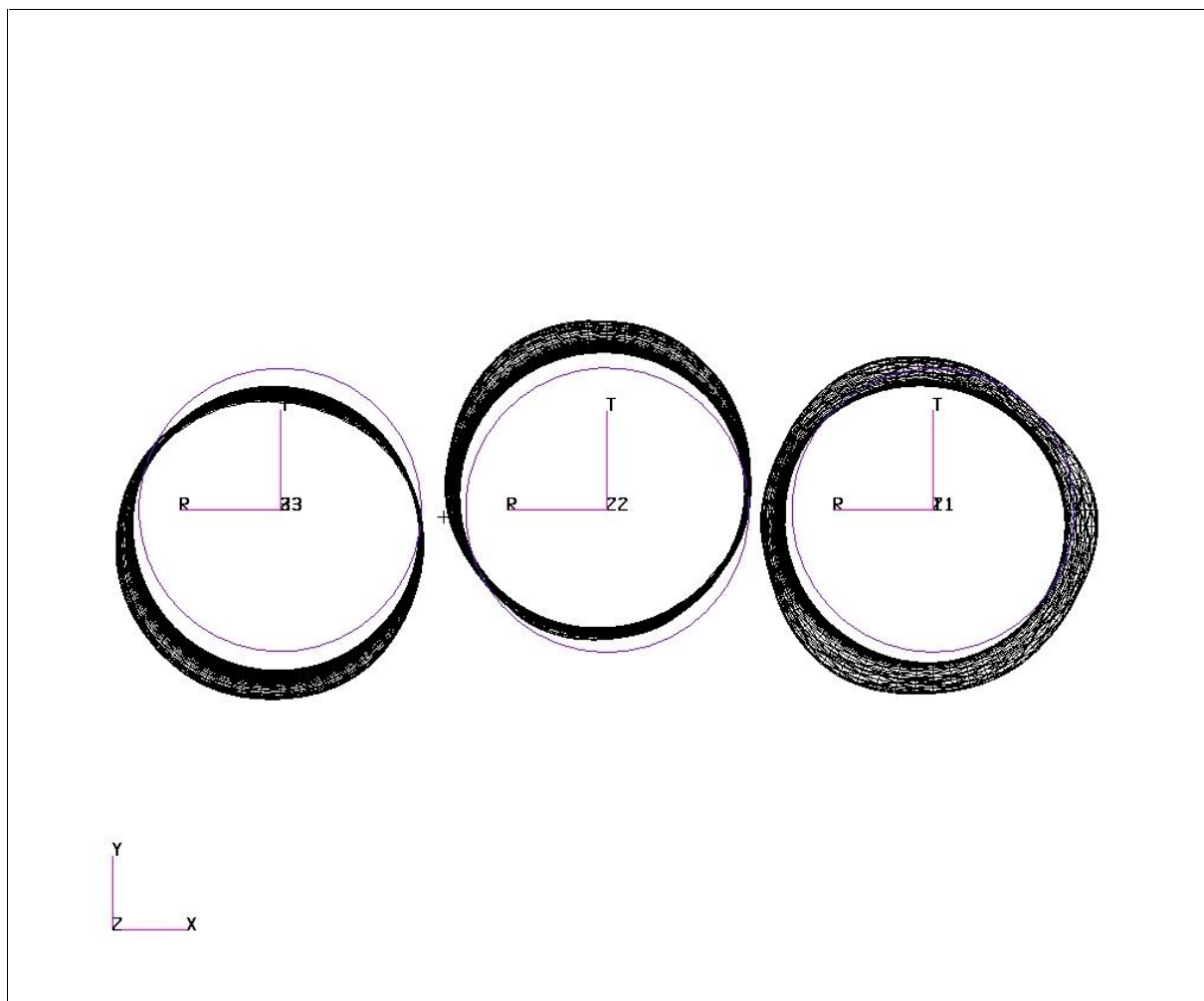


Bild 5.12: Radialer Verzug, Messung 3, Verschiebungsanteile

Lastfall 3 / Messung 5,(6)

Bei diesem Lastfall wurde bei der Berechnung ermittelt, dass der Verzug bis ca. 70  $\mu\text{m}$  und die Verlagerung ca. 350  $\mu\text{m}$  beträgt. Der Verzug stellt sich über den Umfang als verhältnismäßig gleichmäßig dar. Die Messung ergab bei Versuch 6 (Expansionstakt) Verzüge in der Größenordnung von ca. 5  $\mu\text{m}$ , bei sich weiter verändernder Lage der Maxima (Drehen gegen den Uhrzeigersinn). Der Einfluss des Verbrennungsdruckes lässt sich beim Vergleich der Messungen 5 und 6 wiederfinden. Im Ansaugtakt sind im OT-Bereich die Verzüge geringer und betragen ca. 2  $\mu\text{m}$ ; der Ovalverzug stellt sich ebenfalls als nicht so stark ausgeprägt dar.

Beim Vergleich der Berechnungsergebnisse mit den Messergebnissen sind starke Abweichungen voneinander festzustellen. Dies ist in erster Linie auf das berechnete Temperaturfeld zurückzuführen, da dieses sich von dem sich im Motor einstellenden Temperaturfeld stark unterscheidet.

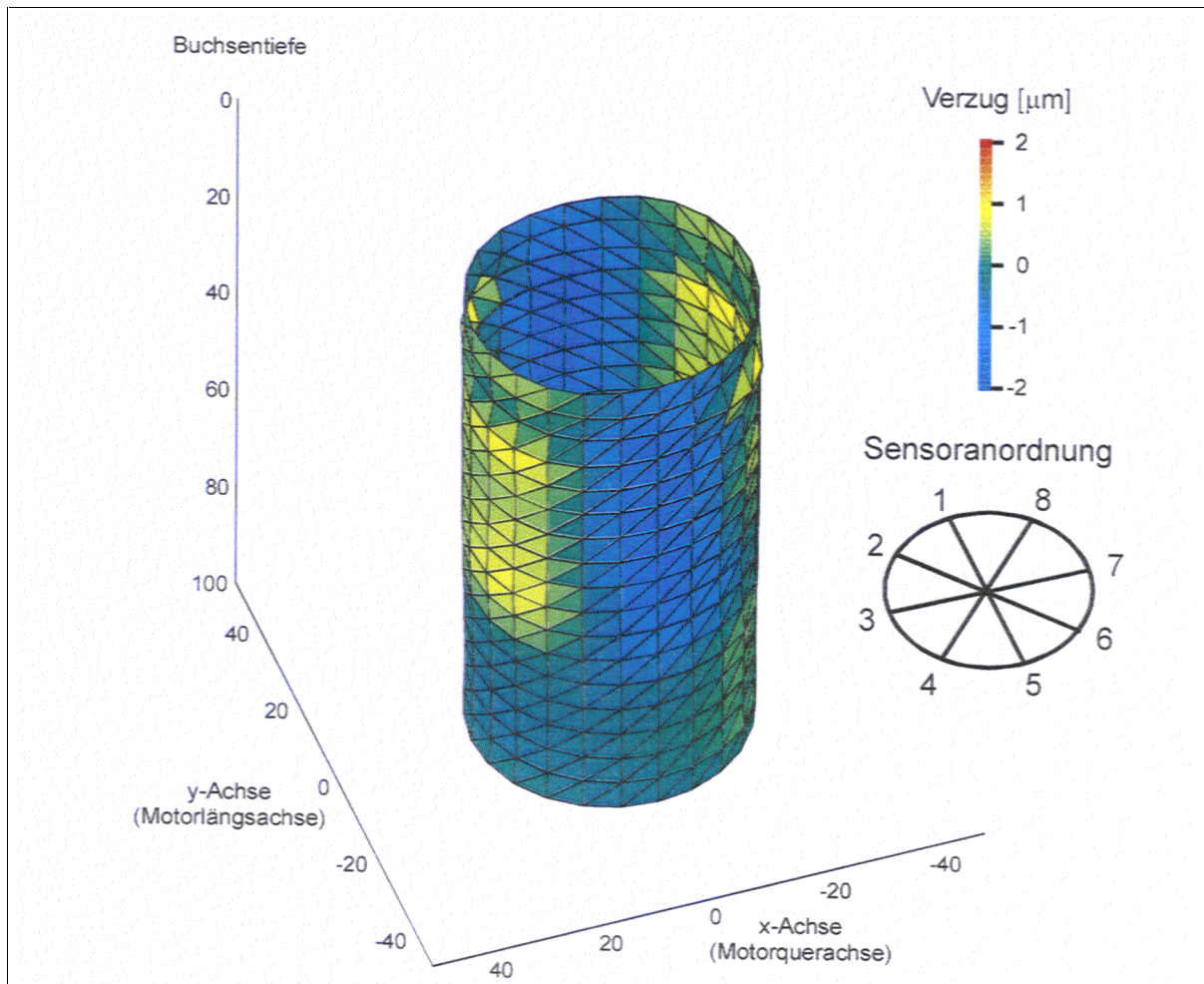


Bild 5.13: Radialer Verzug, Messung 6

Lastfall 4 / Messung 7

Die FEM Ergebnisse des Lastfalls 4 ähneln den Ergebnisse aus Lastfall 3, der Innendruck sorgt allerdings für ein etwas höheres Verzugsniveau. Die radialen Verzugswerte lagen bei Zylinder 1 bei max. ca. 80  $\mu\text{m}$  und bei den Zylindern 2 und 3 bei max. ca. 90  $\mu\text{m}$ . Die Verformungen im Bereich der Innendruckbelastung sind deutlich zu erkennen. Die Messungen ergaben Verzugswerte von -5  $\mu\text{m}$  bis +3  $\mu\text{m}$  bis 22 mm unter Topdeck. Es zeigte sich ein Ovalverzug von 45° quer zur Kurbelwellenachse, danach nahm der Verzug bis auf ein Niveau von ca.  $\pm 2 \mu\text{m}$  ab.

Die Verdrehung des Ovalverzuges und das gemessene radiale Verzugsniveau waren bei der Berechnung nicht wiederzufinden. Die Gründe hierfür sind zum Teil bereits im vorherigen Abschnitt erläutert worden.

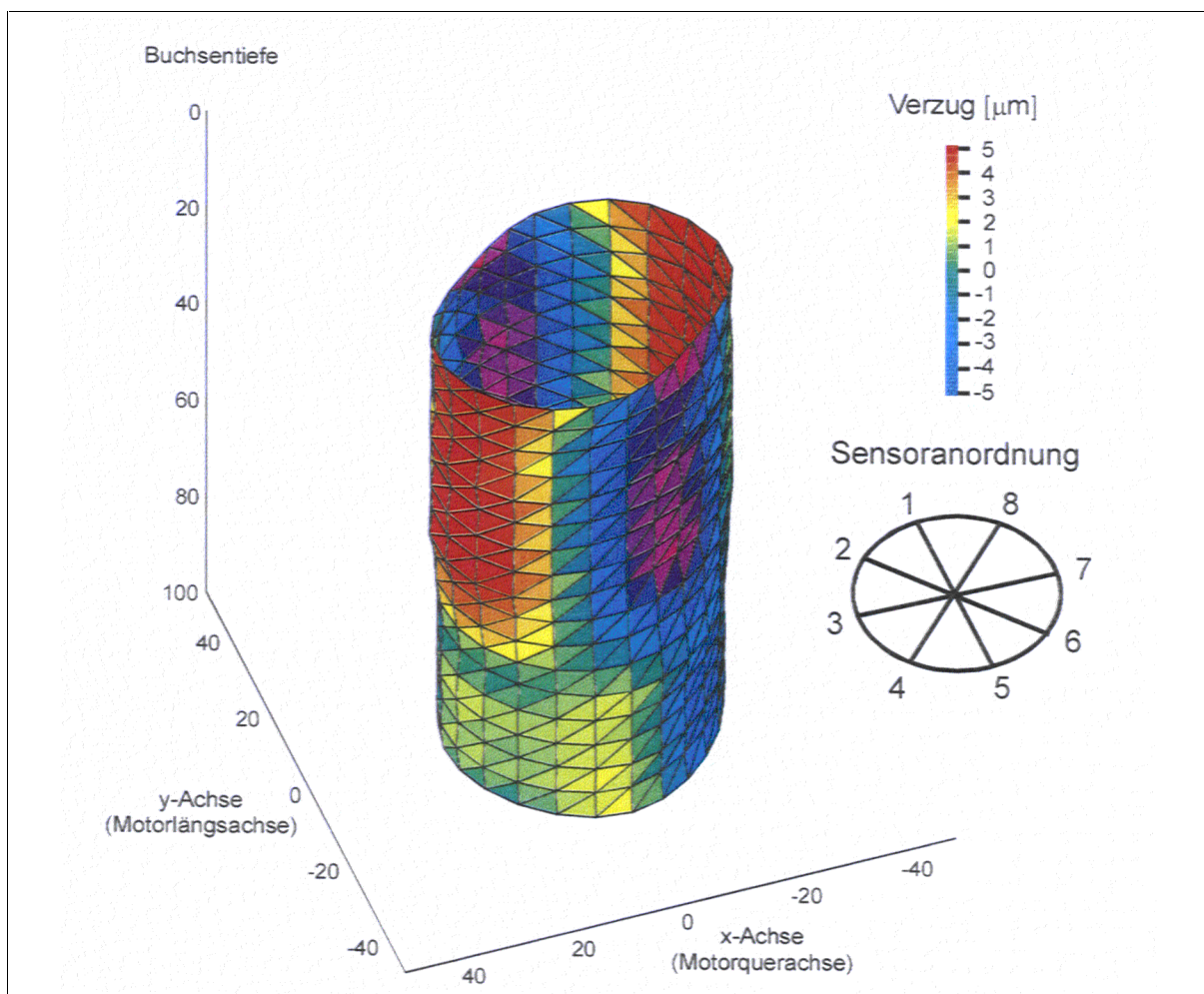


Bild 5.14: Radialer Verzug, Messung 7

Weitere Gründe für diese Abweichungen sind in den Annahmen der Belastungen und Randbedingungen zu finden, die bei komplexen Berechnungen schwierig zu bestimmen sind.

Die Simulation des Innendruckes ist im vorliegenden Falle der „worst case“ für das Zylinderkurbelgehäuse. Eine Einleitung des Innendruckes als Dirac-Impuls und eine Berücksichtigung der Trägheit der Zylinderwand bzw. des Gesamtsystems würde vermutlich genauere Ergebnisse liefern.

Die Messergebnisse haben gezeigt, dass auch dort noch Verbesserungspotential vorliegt und zum Teil auch Messergebnisse untereinander nicht vergleichbar sind. Vor allem sind globale Effekte (globale Verschiebungen) mit diesem Messsystem nicht erfassbar. Bei den Versuchen sind zukünftig auch die Erwärmungen des Kolbens und der Messsensorik zu berücksichtigen.

Fazit:

Insgesamt ist beim Vergleich der Berechnungs- mit den Messergebnissen festzuhalten, dass sich eine aussagefähige Korrelation bei den Belastungen nur durch die Schraubenkräfte und teilweise bei den Belastungen Schraubenkräfte plus Innendruck ergibt. Ein Vergleich der Temperaturfeld – Berechnungsergebnisse mit den entsprechenden Messergebnissen hat ergeben, dass keine Übereinstimmung gefunden werden konnte. Infolge der Abweichungen bei der Ermittlung des Temperaturfeldes ergeben sich Unterschiede, die sich durch weitere Verbesserungen dieser Randbedingungen minimieren lassen. Auf dem Gebiet der Temperaturfeldermittlung, aber auch bei der Ermittlung weiterer Einflussgrößen, wie z. B. der Erstarrungsgeschichte u. ä., sind noch erhebliche Anstrengungen nötig.

Als weiteres Resümee lässt sich formulieren, dass ein Teil der Berechnungsergebnisse zur Vorbeurteilung einer Zylindergehäusestruktur herangezogen werden können. Die Berechnungsergebnisse sind dann qualitativ sehr gut, wenn die Randbedingungen genau sind. Dies ist dann sichergestellt, wenn es sich um einen einfachen Lastfall handelt, der sich exakt beschreiben lässt. Bei Überlagerung mehrerer Lastfälle bzw. Eingabe komplexer Lastfälle werden die Berechnungsergebnisse durch die implizierten Fehler stets ungenauer werden.

Die vorstehend gemachten Aussagen bilden die Grundlage für die Diskussion der im folgenden Kapitel 6 vorgestellten Berechnungsergebnisse. Diese Ergebnisse konnten infolge fehlender Versuchsergebnisse (keine entsprechenden ZKGs verfügbar) nicht abgeglichen werden. Die in diesem Kapitel beschriebenen Erkenntnisse lassen aber den Schluss zu, dass die in Kapitel 6 vorliegenden FEM – Daten für eine Beurteilung der Verzüge (nicht Temperaturfeld) herangezogen werden dürfen. Die Berechnungen mit Temperaturfeld können nur zum Vergleich untereinander herangezogen werden.

## 6. Darstellung und Vergleich der FEM – Ergebnisse

### 6.1 Zylinderkurbelgehäuse mit Graugussbuchse

#### 6.1.1 Zuganker – Verschraubung (Serienstand)

Die Ergebnisse des Serienstandes wurden in Kapitel 5 vorgestellt (siehe S. 38 ff).

#### 6.1.2 GG – Verschraubung uWM (GG – Buchse)

##### Lastfall 1: Belastung durch Schraubenkräfte

Bei der mittleren Verschraubung kann man aus den Bildern 6.1 und 6.2 erkennen, dass in den Bereichen der Schraubenanbindung die radialen Buchsenverzüge infolge der Krafteinleitung zunehmen.

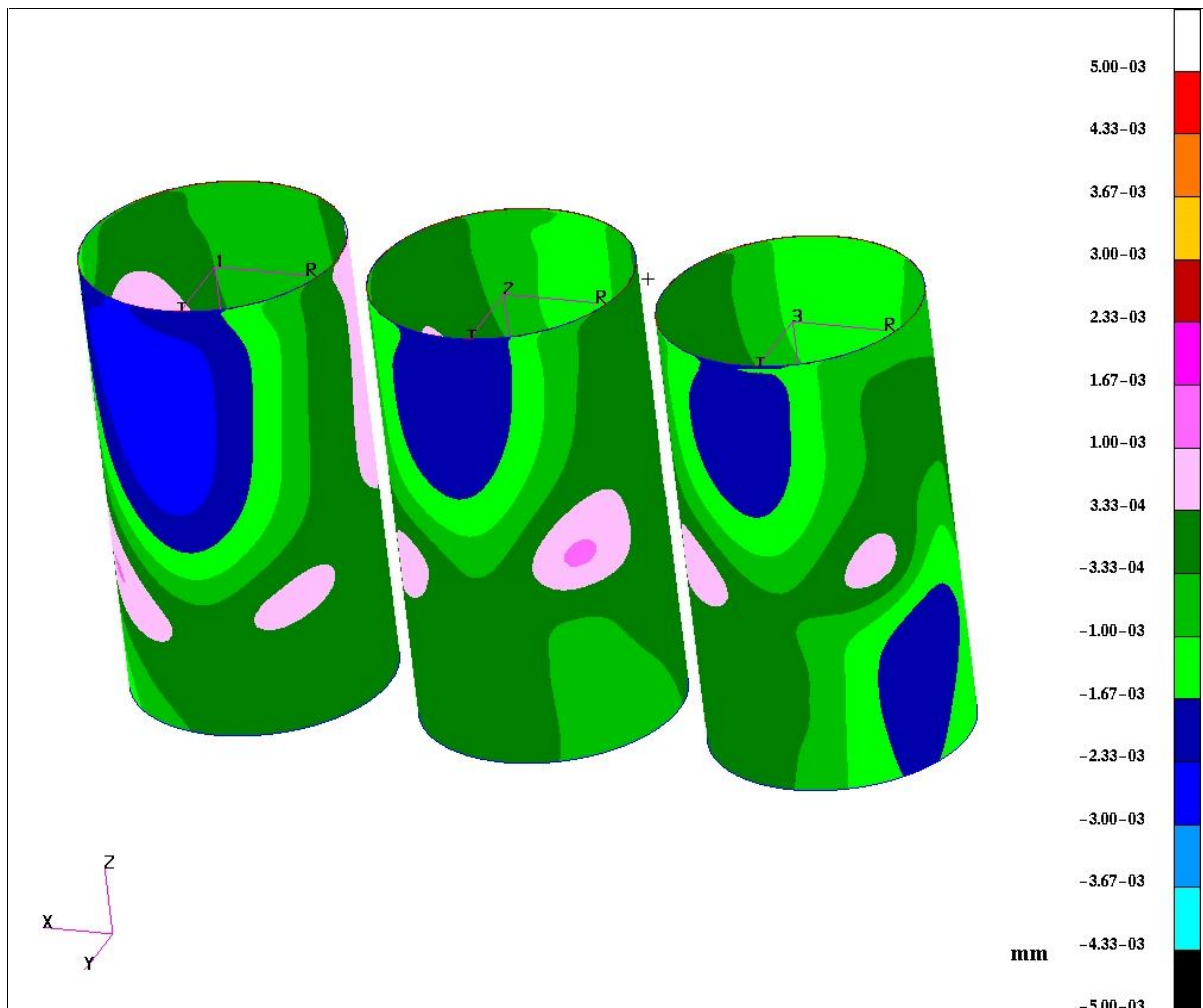


Abbildung 6.1: Radiale Verzüge (quantitativ), Lastfall 1



Die Belastung ist jetzt eine klassische Schraubenbelastung. Die reine Druckbeanspruchung infolge des Zugankers ist hier nicht mehr zu finden. Unterhalb des Kräfteinleitungsbereiches der Gewinde ist das Material bis zum Kräfteinleitungsbereich der Lagerdeckelschrauben aufgefüllt worden. Dies stellt eine Erhöhung der Steifigkeit in diesem Bereich dar und dürfte zu einem günstigeren Verzugsverhalten führen. Größenordnungsmäßig liegen die Verzüge im Bereich bis etwa  $3 \mu\text{m}$ . Bei Zylinder 1 sind die Verzüge flächenmäßig etwas ausgedehnter als bei den Zylindern 2 und 3. Bei Zylinder 2 ist die bekannte Stützwirkung der benachbarten Zylinder vorhanden, die zu geringeren Verzügen führt; bei Zylinder 3 ist die Struktur im Bereich der Schraubenanbindungen etwas steifer, was geringere Dehnungen zur Folge hat.

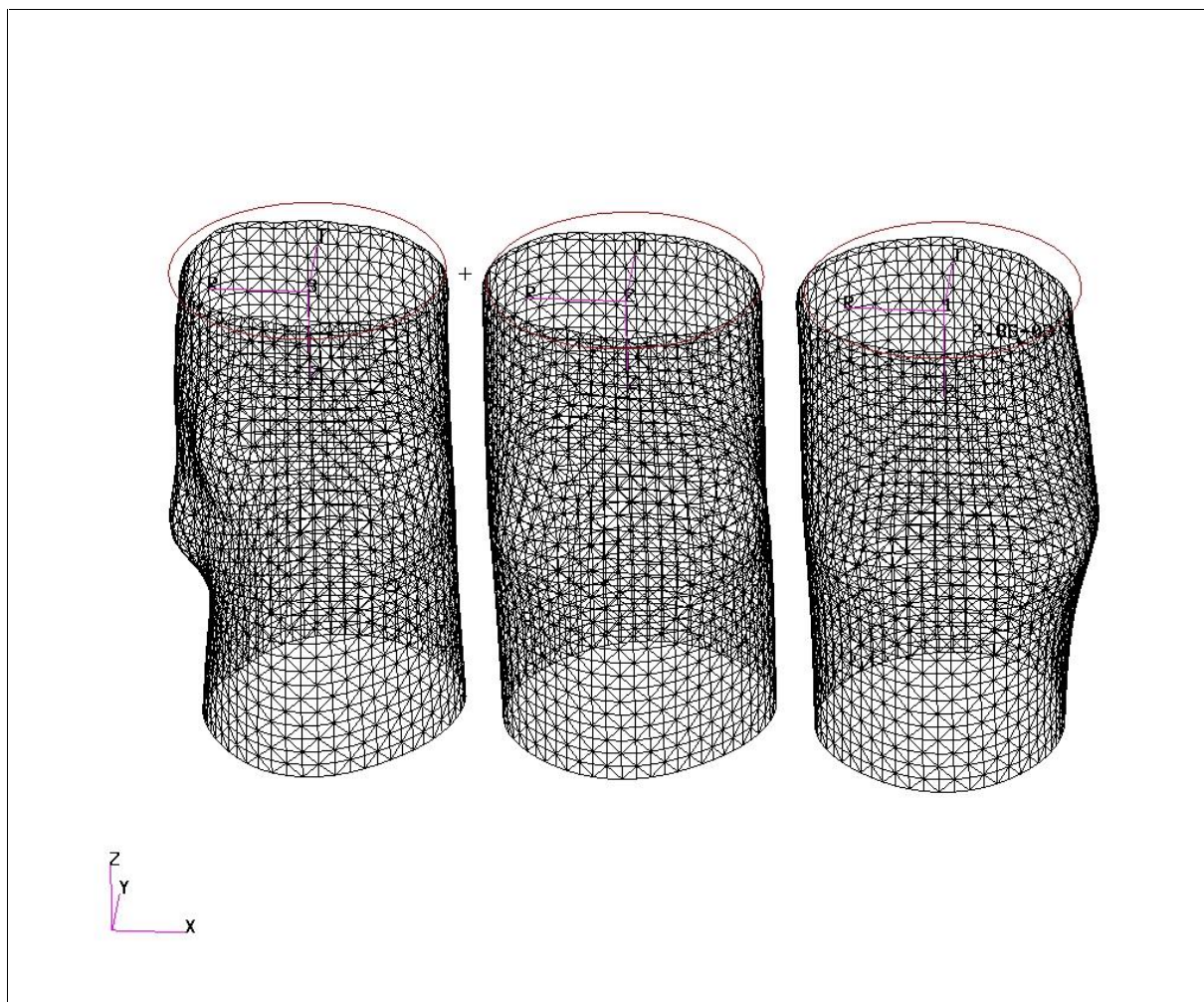


Bild 6.2: Radiale Verzüge (qualitativ), Lastfall 1

Im Schraubenangriffsbereich ist der Kleeblattverzug zu sehen, d. h. Ausstülpungen am Schraubenangriffspunkt und Einschnürungen in den davon entfernten Arealen. In Richtung Zylinderkopf baut sich die Dehnung ab, es ist nur

noch die Druckwirkung auf das Zylinderkurbelgehäuse vorhanden. Die Verschiebungen sind auf Topdeckhöhe negativ, es findet also ein Zusammendrücken der Buchse statt. Dieser Effekt wurde schon bei der Zugankerverschraubung beobachtet. In negativer axialer Richtung ist zu ersehen, dass bei Zylinder 1 und 3 Verformungen im unteren Zylinderbereich vorkommen, die entgegengesetzten Charakter wie im Schraubenangriffspunkt haben. Grund sind die veränderten Steifigkeitsverhältnisse.

Zwischen dem Schraubenangriffspunkt und dem Topdeck ist die radiale Verformung im Bereich Wasserpumpenseite stärker ausgeprägt als auf der Turboladerseite. Dies ist auf unterschiedliche Steifigkeitsverhältnisse des Zylinderkurbelgehäuses beiderseits der Kurbelwellenachse zurückzuführen (Unsymmetrie). Weiter ist festzustellen, dass die Anbindung der Schrauben zwischen Zylinder 1 und 2 im Bereich der Turboladerseite relativ weich ausgelegt ist und die Verformungen ziehen sich bei Zylinder 1 in axialer Richtung bis auf die Höhe des Topdecks. Dies ist zwischen Zylinder 2 und 3 nicht der Fall, die Deformationen sind geringer (ca.  $1.5 \mu\text{m}$ ) und bauen sich in Richtung Topdeck auch schneller ab. Eine Verlagerung der Kreismittelpunkte findet erwartungsgemäß nur gering statt. Insgesamt ist festzustellen, dass die Verzüge aufgrund der Schraubenkräfte mit einem radialen Betrag von kleiner  $3 \mu\text{m}$  gering ausfallen.

#### Lastfall 2: Belastung durch Schraubenkräfte und Innendruck

Die Deformationen aufgrund der Schraubenkräfte und den Innendrücken zeigen, dass die Stege zwischen den Zylindern durch ihre geringen geometrischen Ausmaße relativ weich sind. Dies führt bei den Zylindern 1 und 3 zu einem Dehnen der Stege und damit zu einer Verlagerung der Zylinder in Richtung Zylinder 2. Der Kragen (am Topdeck), der die Zylinder 1 und 3 auf deren Stirnseite (Getriebe- bzw. Steuerseite) umgibt, ist wesentlich steifer als die Stege zwischen den Zylindern. Damit lässt sich auch die Tatsache erklären, dass im Bereich der Stirnseiten die radialen Verzüge negativ ausfallen. Die Wirkung durch den Innendruck und die damit verbundene Ausweichbewegung ist betragsmäßig wesentlich größer als die vorhandenen Belastungen durch die Schraubenkräfte allein. Das Phänomen baut sich in axialer Richtung schnell ab auf Werte im Bereich von ca.  $5 \mu\text{m}$ .

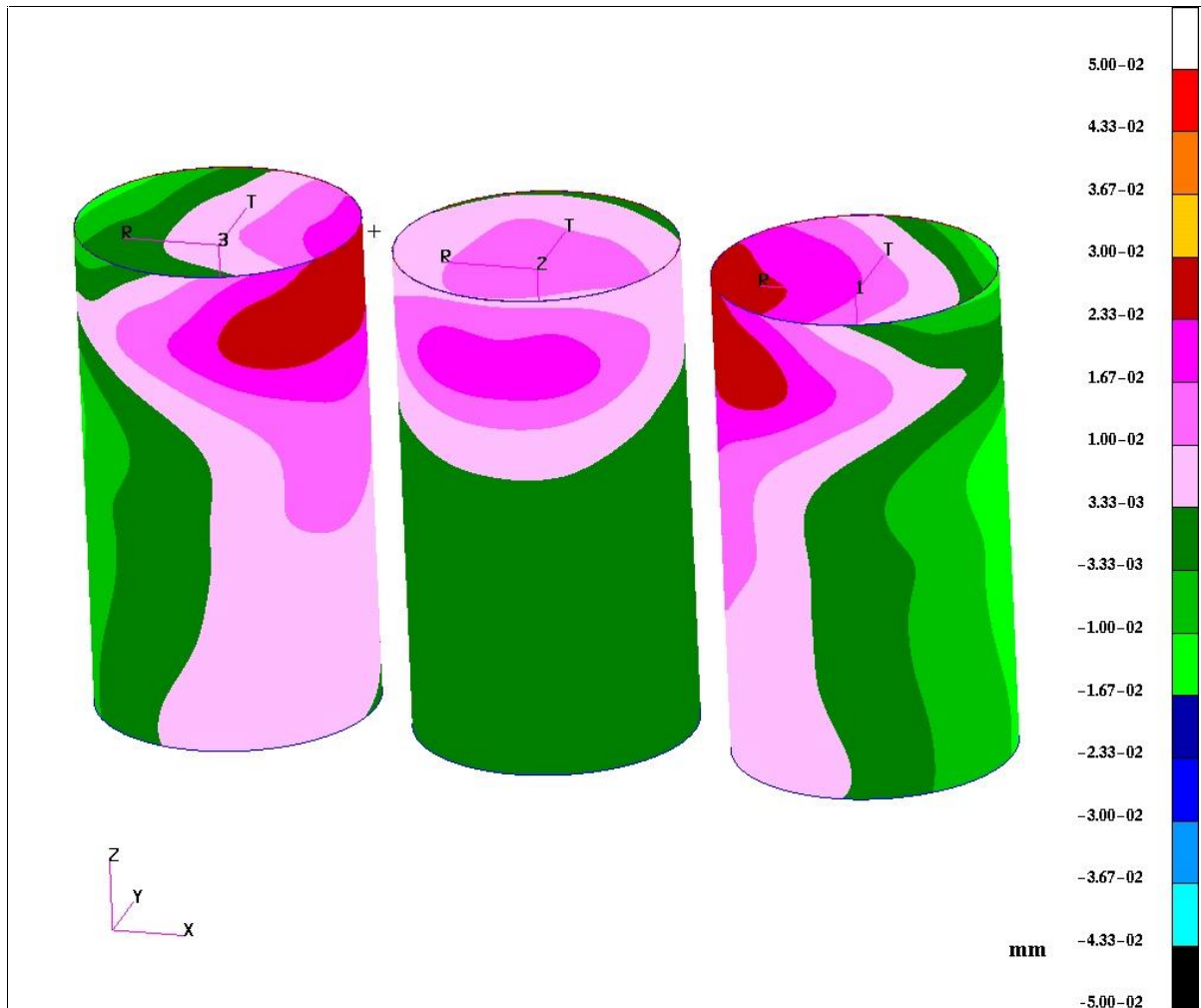


Bild 6.3: Radiale Verzüge (quantitativ), Lastfall 2

Die vorher gut sichtbare Deformation durch die Schraubenkräfte verschwindet gegen die Belastungen durch den Innendruck.

Über den gesamten Zylinderrohrbereich finden bei Zylinder 1 und 3 die globalen Verschiebungen statt. Bei Zylinder 2 ist zu beobachten, dass in den Stegbereichen eine Ausdehnung stattfindet, die geringer ist als in den um  $90^\circ$  versetzten Gebieten. Der Zylinder 2 stützt sich an den beiden peripheren Zylindern ab und kann sich besser in Richtung der Turboladerseite und in die Wasserpumpenseite ausdehnen. Dort sind radiale Verschiebungen von bis zu  $20 \mu\text{m}$  festzustellen. Die Verformungen betragen bei Zylinder 2 radial ca.  $7 \mu\text{m}$ , es findet keine Verschiebung statt. Die radialen Deformationen fallen bei Zylinder 1 mit radial max. ca.  $9 \mu\text{m}$  und bei Zylinder 3 mit max. ca.  $10 \mu\text{m}$  höher als bei Zylinder 2. Insbesondere bei Zylinder 3 sind bei den Ergebnissen Unterschiede im Vergleich zur Zuganker-Verschraubung festzustellen. Offensichtlich tritt durch die GG – Verschraubung uWM eine Stützwirkung durch das aufgefüllte Material, so dass die Verformungen geringer ausfallen.



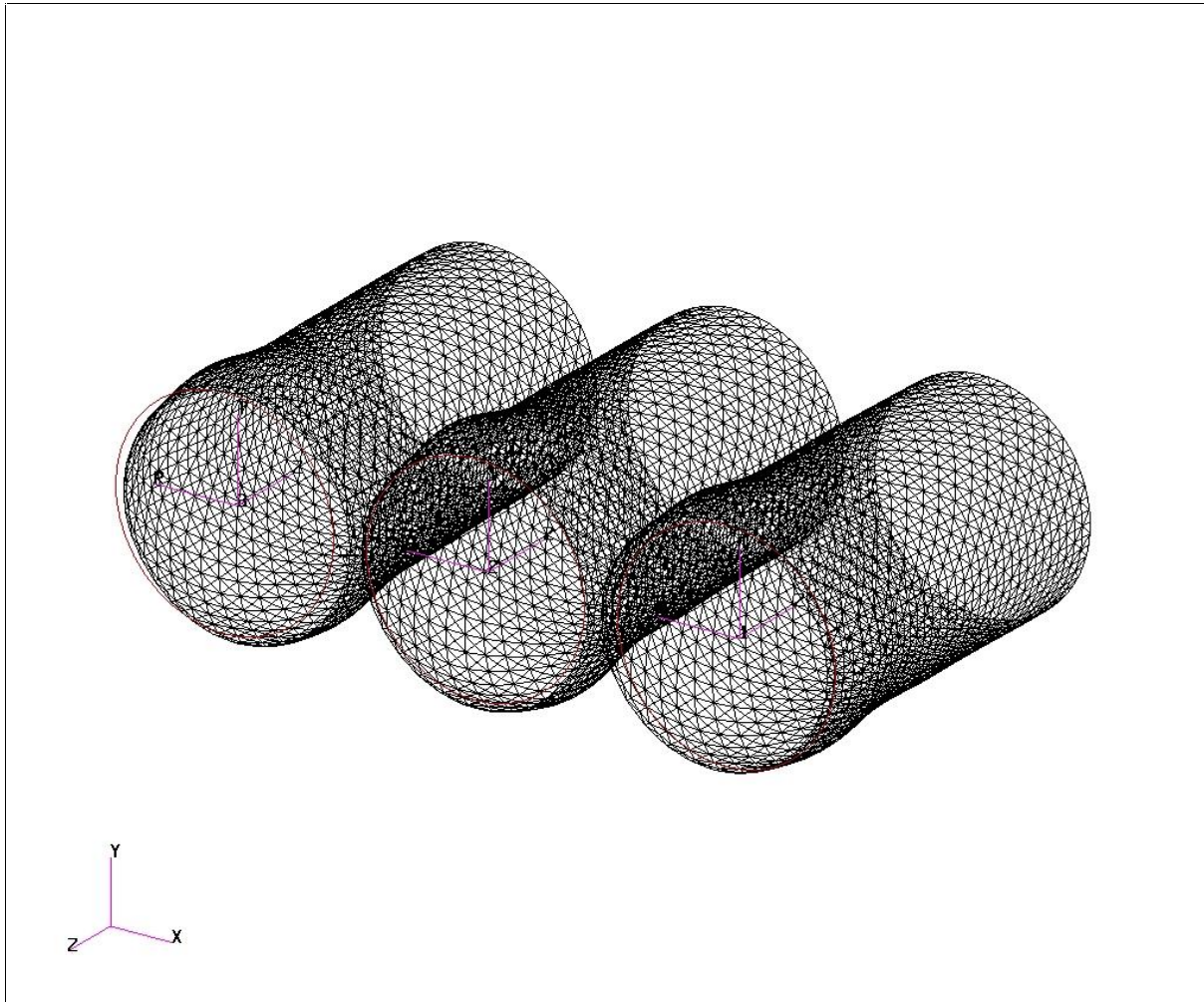


Bild 6.4: Radiale Verzüge (qualitativ), Lastfall 2

### Lastfall 3: Belastung durch Schraubenkräfte und Temperaturfeld

Der vorliegende Fall stellt den befeuerten Motor im Ansaugtakt dar. Die Innendruckbelastung ist nicht vorhanden, die wirkenden Lasten beschränken sich auf die Schraubenkräfte und das Temperaturfeld.

Die Verformungen durch die Schraubenkräfte sind im Vergleich zur Ausdehnung infolge des Temperaturfeldes sehr gering. Im wesentlichen führt das T – Feld sowohl zu einer Aufweitung der Zylinderbuchsen als auch zu einer globalen Verlagerung der Buchsen in Richtung der Kurbelwellenachse. Die Verzüge stellen sich in ähnlicher Weise dar wie bei der Zugankerverschraubung. Im nachfolgenden Bild sind die radialen Verzüge dargestellt. Das Ergebnis darf nicht darüber hinweg täuschen, dass in diesen Werten die globale Verschiebung mit enthalten ist und es sich somit nicht um eine reine radiale Deformation handelt.

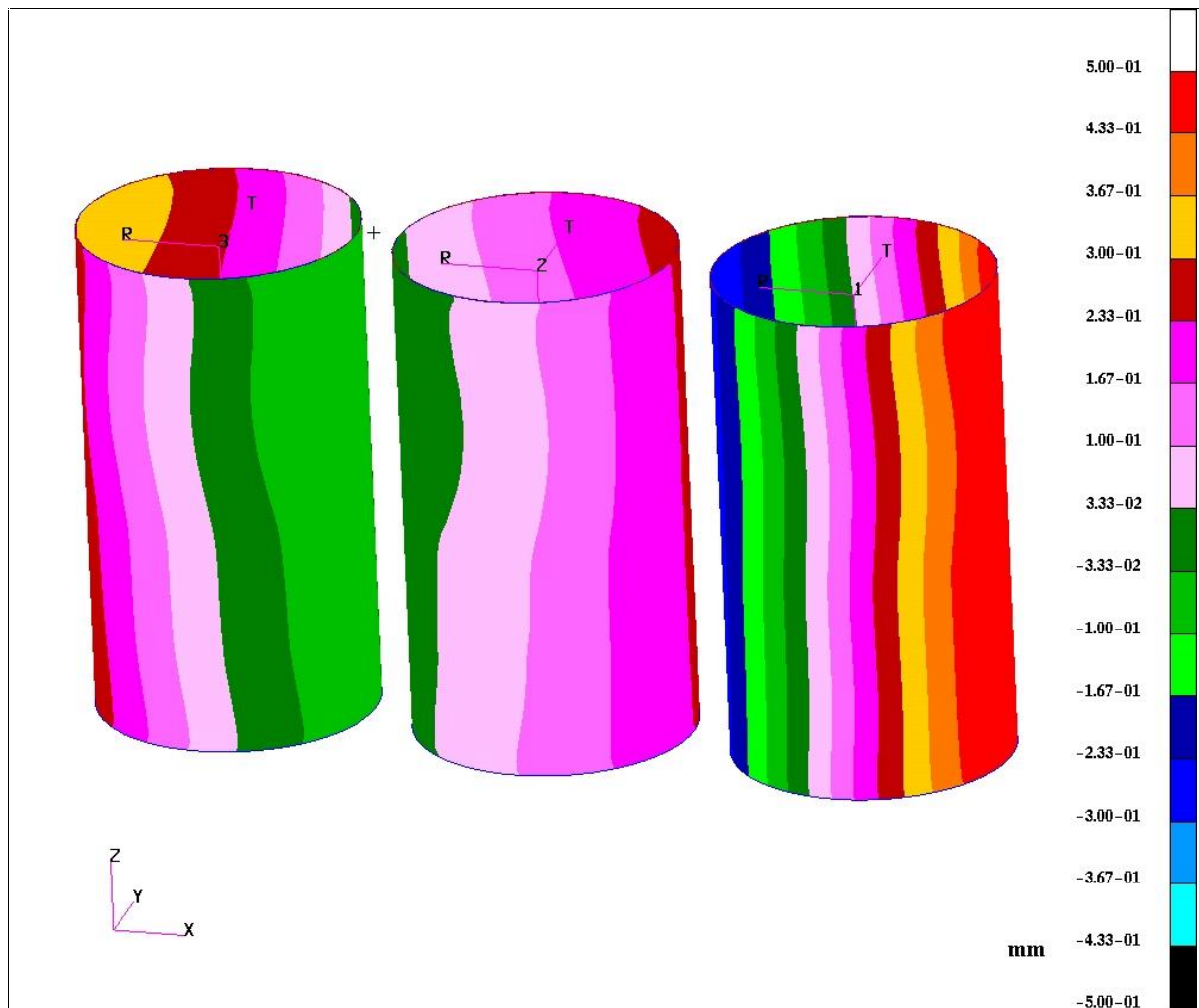


Bild 6.5: Radiale Verzüge (quantitativ), Lastfall 3

Diese Aussage wird von Bild 6.6 gestützt, in dem in der Draufsicht die Position der Zylinderbuchsen abgebildet ist. Die Translation der Zylinder 2 und 1 in Richtung Steuerseite und die von Zylinder 1 in Richtung Getriebeseite ist anhand des Referenzkreises (=unverformter Zustand) deutlich erkennbar. Gleichzeitig ist die radiale Aufweitung durch die thermische Ausdehnung zu erkennen.

Aus den Ergebnissen lässt sich die Translation bei Zylinder 1 zu ca. 370  $\mu\text{m}$  und der radiale Verzug zu max. ca. 80  $\mu\text{m}$  bestimmen. Bei Zylinder 2 beträgt die Translation ca. 100  $\mu\text{m}$  und der radiale Verzug max. ca. 70  $\mu\text{m}$ ; bei Zylinder 3 beträgt die Translation ca. 235  $\mu\text{m}$  und der radiale Verzug max. ca. 85  $\mu\text{m}$ . Darüber hinaus ist bei den Zylindern 2 und 3 eine geringfügige Bewegung Richtung Wasserpumpenseite zu erkennen. Diese Tendenz lässt auf eine Dehnungsbehinderung auf der Turboladerseite schließen und konnte bereits in den vorhergehenden Fällen beobachtet werden. Zylinder 1 bewegt sich nur in Richtung Steuerseite, nicht jedoch in einer dazu senkrechten Richtung.

Die Verformungen sind in guter Näherung unabhängig von der Zylinderbuchsenachse ( $z$  – Achse), d. h. in Folge der Wärmeleitung wird der untere Bereich der Zylinderbuchsen stark erwärmt; gleichzeitig wird die Dehnung durch die Bauteilgeometrie nicht behindert.

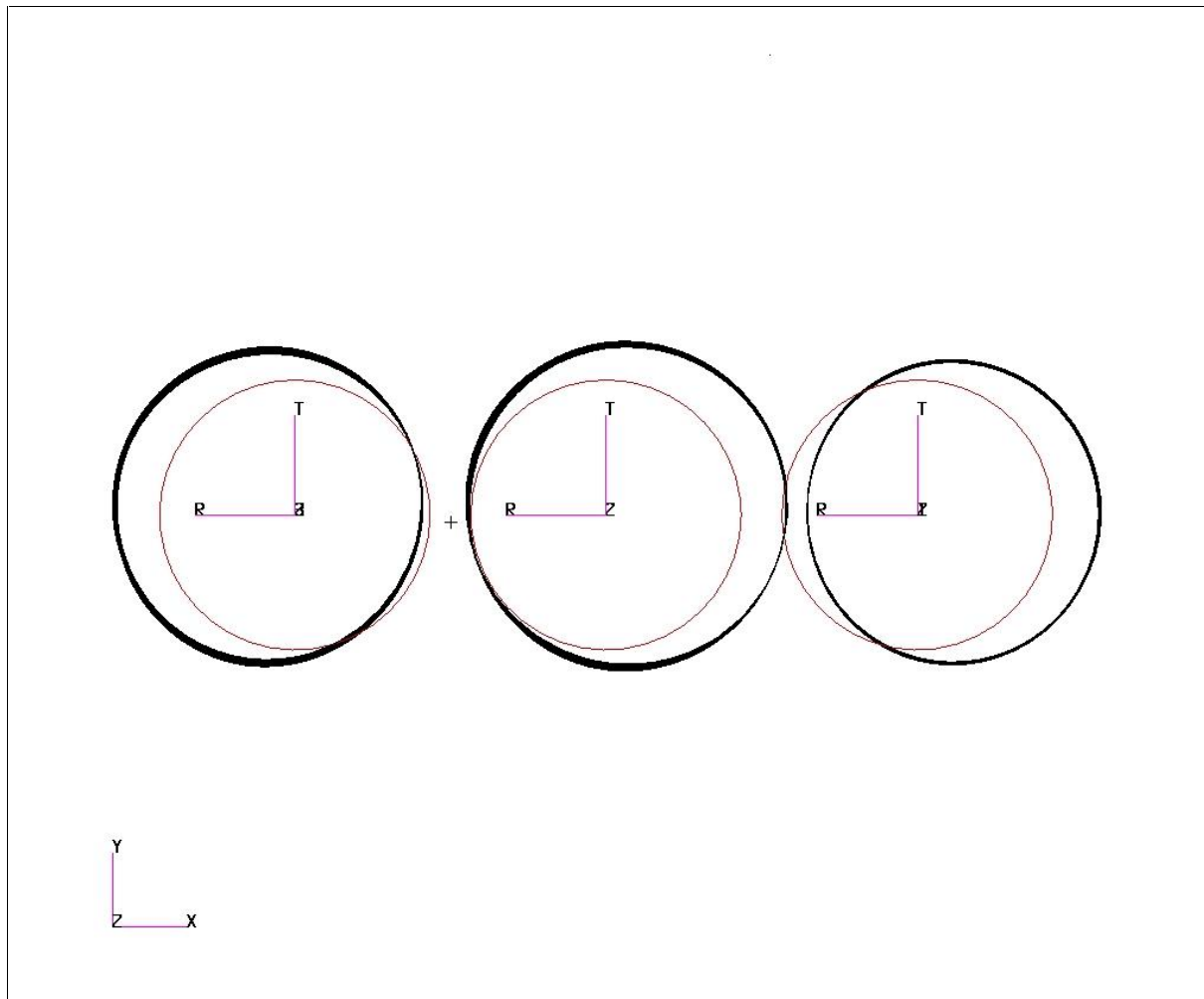


Bild 6.6: Globale Verschiebung der Zylinderbuchsen (qualitativ), Lastfall 3

Lastfall 4: Belastung durch Schraubenkräfte, Innendruck und Temperaturfeld  
Der vorliegende Belastungsfall simuliert wie bereits beschrieben den Verbrennungstakt. Wie aus Bild 6.7 ersichtlich ergibt sich ein ähnliches Verformungsbild wie bei dem Lastfall 3.

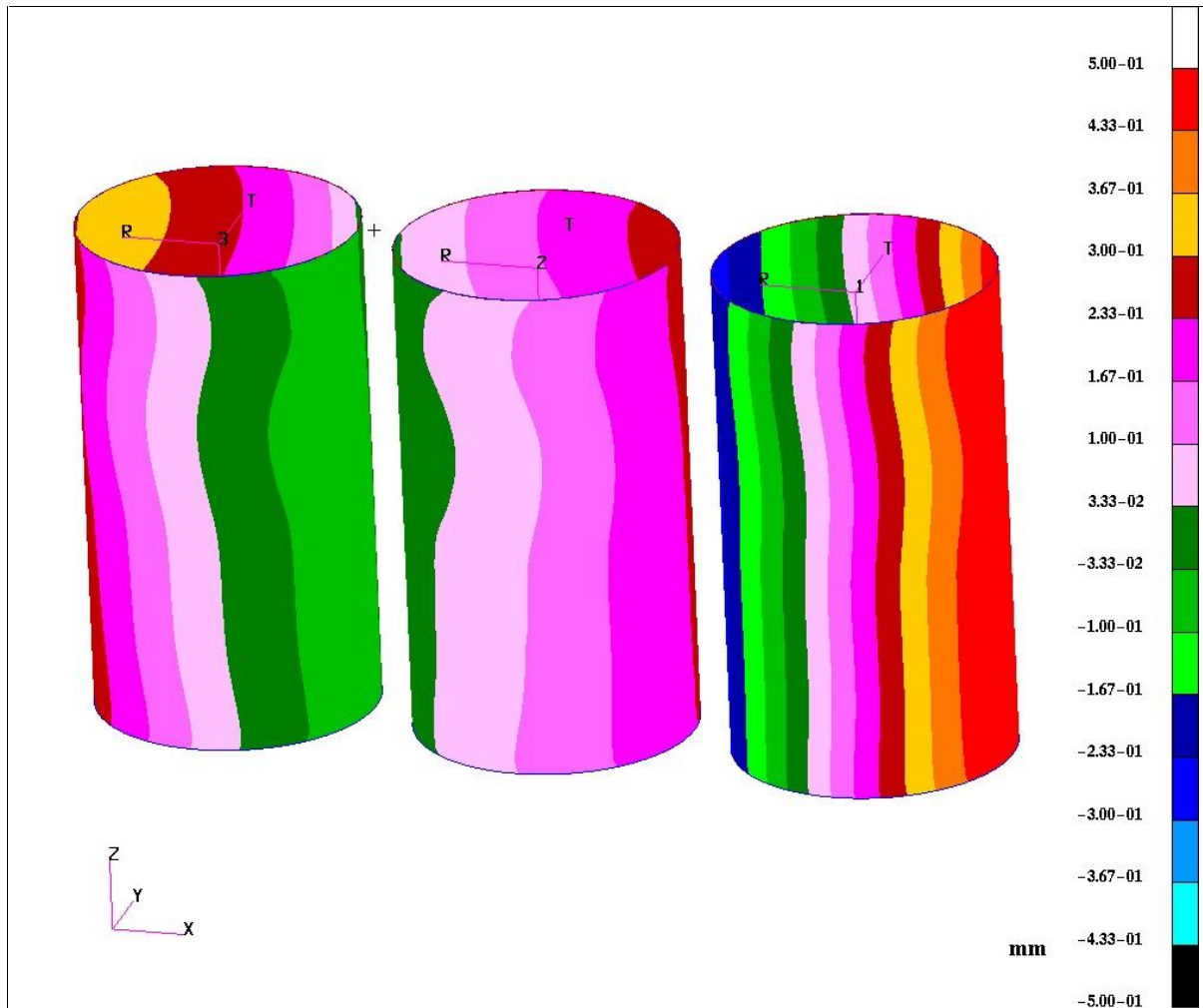


Bild 6.7: Radiale Verzüge (quantitativ), Lastfall 4

Die Verformungen sind ihrem Betrage nach größer, da hier zusätzlich die Innendruckbelastung wirkt (Bild 6.8). Der Innendruck bewirkt an den angrenzenden Flächen eine Ausbeulung der Zylinderwände, die ihrem Betrage nach bei radial zusätzlich ca. 10  $\mu\text{m}$  liegen. Diese Tendenz zeigt sich bei allen drei Zylinderbuchsen. Im weiteren axialen Verlauf Richtung KW nimmt die Verformung Werte wie beim vorherigen Lastfall an.

In Bild 6.9 ist die globale Verschiebung der Zylinderbuchsen durch die Temperaturdehnung dargestellt. Wie zu erwarten war, hat diese Translation den gleichen Betrag wie im Lastfall 3. Die zusätzliche Einleitung des Innendruckes führt nur zu einer lokalen radialen Aufweitung der Buchsen, die Auswirkungen des Innendruckes werden also in guter Näherung superpositioniert. Betragsmäßig ergibt sich bei Zylinder 1 ein Translationswert von ca. 370  $\mu\text{m}$  und ein radialer Verzug von max. ca. 90  $\mu\text{m}$ , bei Zylinder 2 ein Translationswert von ca. 100  $\mu\text{m}$  und ein radialer Verzug von max. ca. 80  $\mu\text{m}$  und bei Zylinder 3 ergibt sich der Translationswert zu ca. 235  $\mu\text{m}$  und ein radialer Verzug von

max. ca. 95  $\mu\text{m}$ . Der Effekt der Verlagerung bei den Zylindern 2 und 3 in Richtung Wasserpumpenseite ist als gering anzusehen.

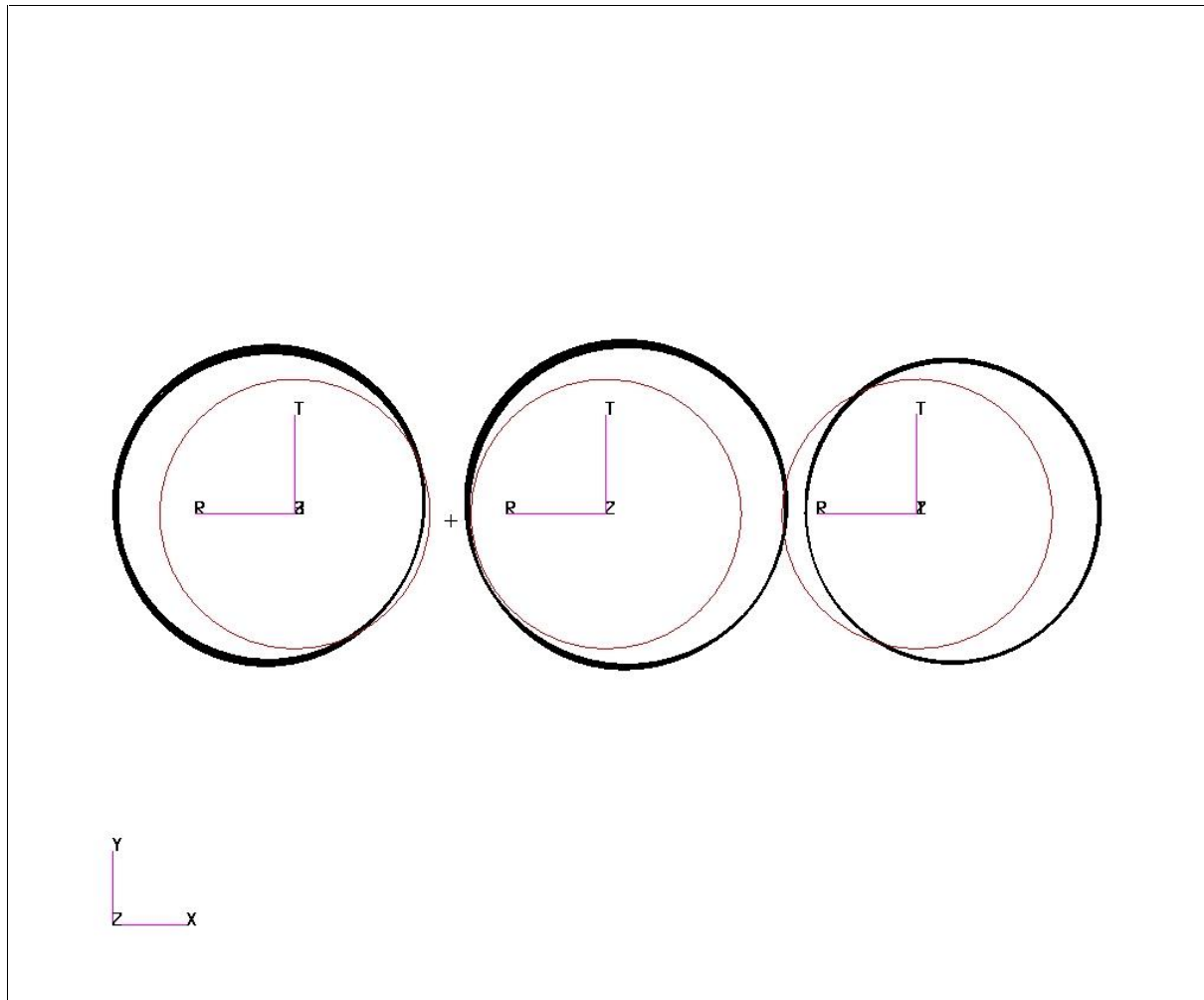


Bild 6.9: Globale Verschiebung der Zylinderbuchsen bei Lastfall 4 (qualitativ)

Abschließend kann festgehalten werden, dass sich die Ergebnisse der Lastfälle 3 und 4 betragsmäßig nur gering voneinander unterscheiden, und zwar um die Innendruckwerte.

### 6.1.3 GG – Verschraubung oWM

#### Lastfall 1: Belastung durch Schraubenkräfte

Wie das nachfolgende Bild zeigt ist infolge der Belastung der Kleeblattverzug entstanden. Die Zylinder werden im Bereich der vier Anbindungspunkte deformiert; der Betrag der radialen Aufweitung beträgt max. ca. 1.5  $\mu\text{m}$ . Ursa-

che der voneinander abweichenden Verzüge auf der Steuer- und der Getriebe-  
 seite sind wieder die unterschiedlichen Steifigkeiten. Weiterhin wird bei dieser  
 Verschraubungsvariante das Steifigkeitsverhalten durch die nicht durch das  
 ZKG gehende Bohrung verstärkt. Das aufgefüllte Material hat somit einen po-  
 sitiven Effekt auf die Deformationen. Interessanterweise liegen die Beträge  
 der Deformationen auf dem gleichen Niveau wie bei der Zugankerverschrau-  
 bung. Damit stellt sich auch diese Verschraubungsvariante als annähernd  
 gleichwertig dar.

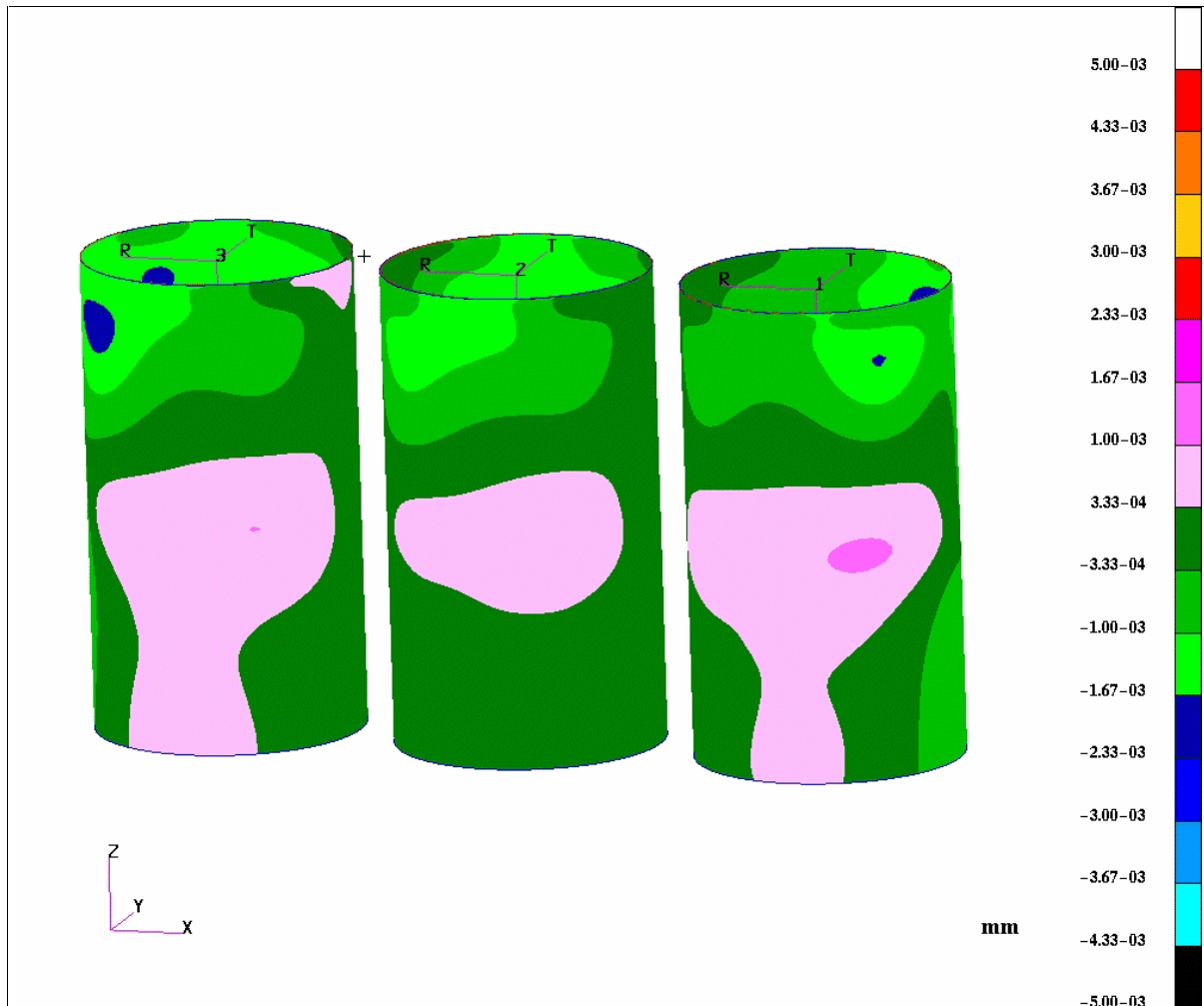


Bild 6.10: Radialer Verzug (quantitativ), Lastfall 1

Im Schraubenangriffsbereich ist die von der Schraubenlast ausgehende De-  
 formation gut durch die blau und rosa markierten Felder zu erkennen. Die  
 Buchsen werden durch den Zug aufgeweitet (rosa/grüner Bereich) und im  
 weiteren Verlauf Richtung Topdeck ist ein Einfallen (blau markierte Felder)  
 festzustellen, was auf die Druckbelastung zurückzuführen ist. Das Material  
 wird durch die Schraubenkräfte Richtung Topdeck gezogen, was ein Einfallen



in dem darunter liegenden Bereich zur Folge hat (Nachrücken des Materials). Dieser Effekt lässt sich besonders gut in den Bildern 6.11 und 6.12 zeigen, wo die radialen Verzüge stark überhöht dargestellt werden.

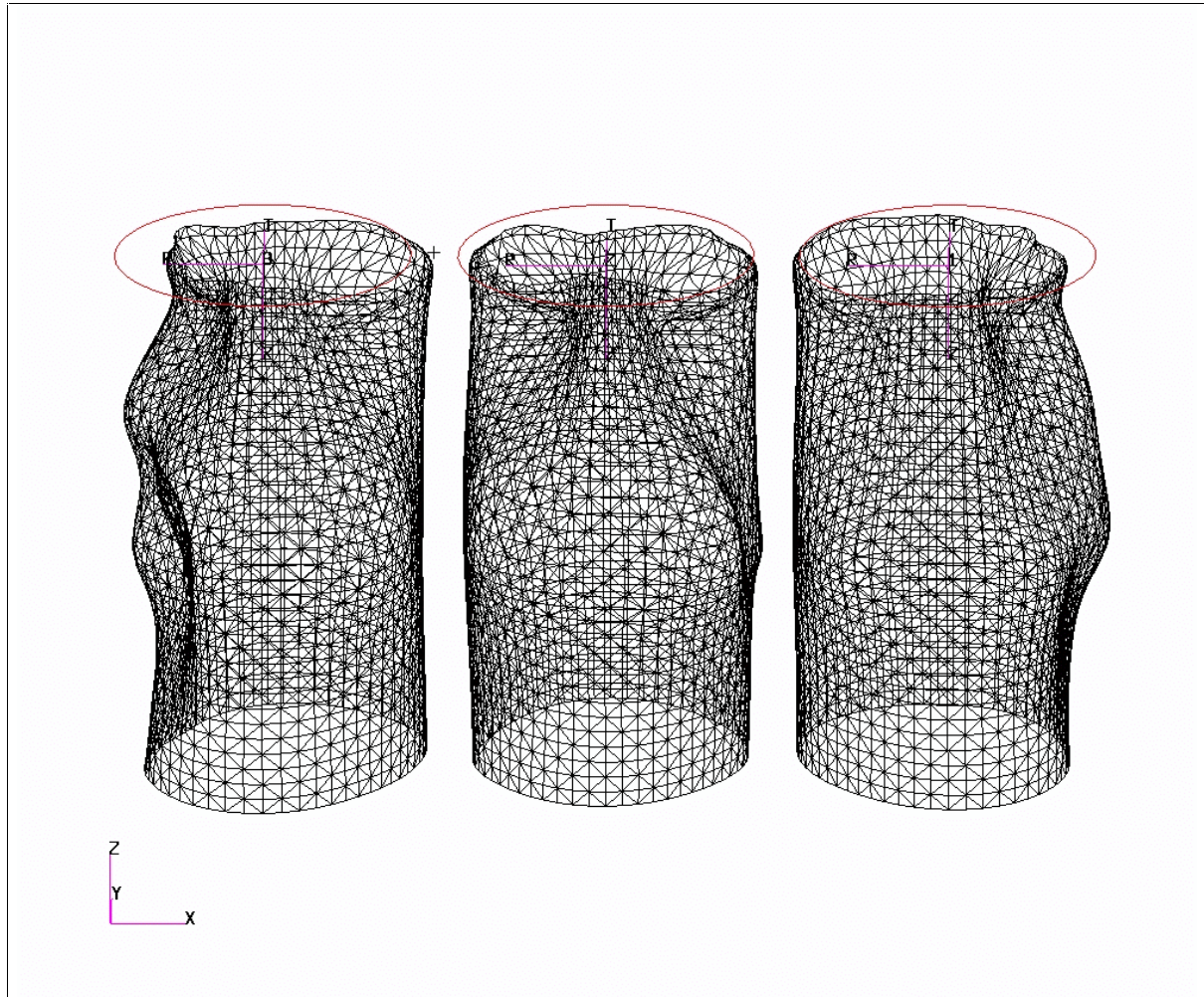


Bild 6.11: Radialer Verzug (qualitativ), Lastfall 1

Auch bei dieser Verschraubungsvariante ergeben sich Unterschiede bei den Verzügen der drei Zylinder. Zylinder 1 wird im Zugbereich etwas stärker belastet als Zylinder 3, bei den Einstülpungen ist diese Tendenz jedoch genau umgekehrt. Zylinder 2 erfährt durch die versteifende Wirkung der ihn umgebenden Zylinder eine geringere Deformation, im Topdeckbereich sind Einstülpungen auf der Turbolader- bzw. Wasserpumpenseite feststellbar. Bild 6.12 verdeutlicht die Schraubenwirkung. Die ausgebeulten Regionen sind – wie bereits erwähnt – infolge der Zugwirkung der Schrauben entstanden; im weiteren Verlauf Richtung Topdeck wird das Material gestaucht, bevor es sich am Topdeck geringfügig wieder aufweitet. Es ist festzuhalten, dass auch auf Höhe

des Topdecks ein negativer radialer Verzug festzustellen ist. Eine Verlagerung der Mittelpunkte der Zylinderbuchsen ist nicht zu erkennen.

Lastfall 2: Belastung durch Schraubenkräfte und Innendruck

Bei diesem Lastfall bewirkt der Innendruck ein Aufbeulen der Zylinderbuchsen und eine leichte Schiefstellung der Zylinder 1 und 3 (d.h. globale Verlagerung). Die Aufwölbung findet im Bereich um die Lasteinleitungsflächen statt, die Topdeckplatte wird dabei nicht so stark radial geweitet. Richtung KW-Raum beulen sich die Buchsen auf, unterhalb der Belastungszone klingen die Verformungen bis auf das Nennmaß der Zylinderbuchsen ab.

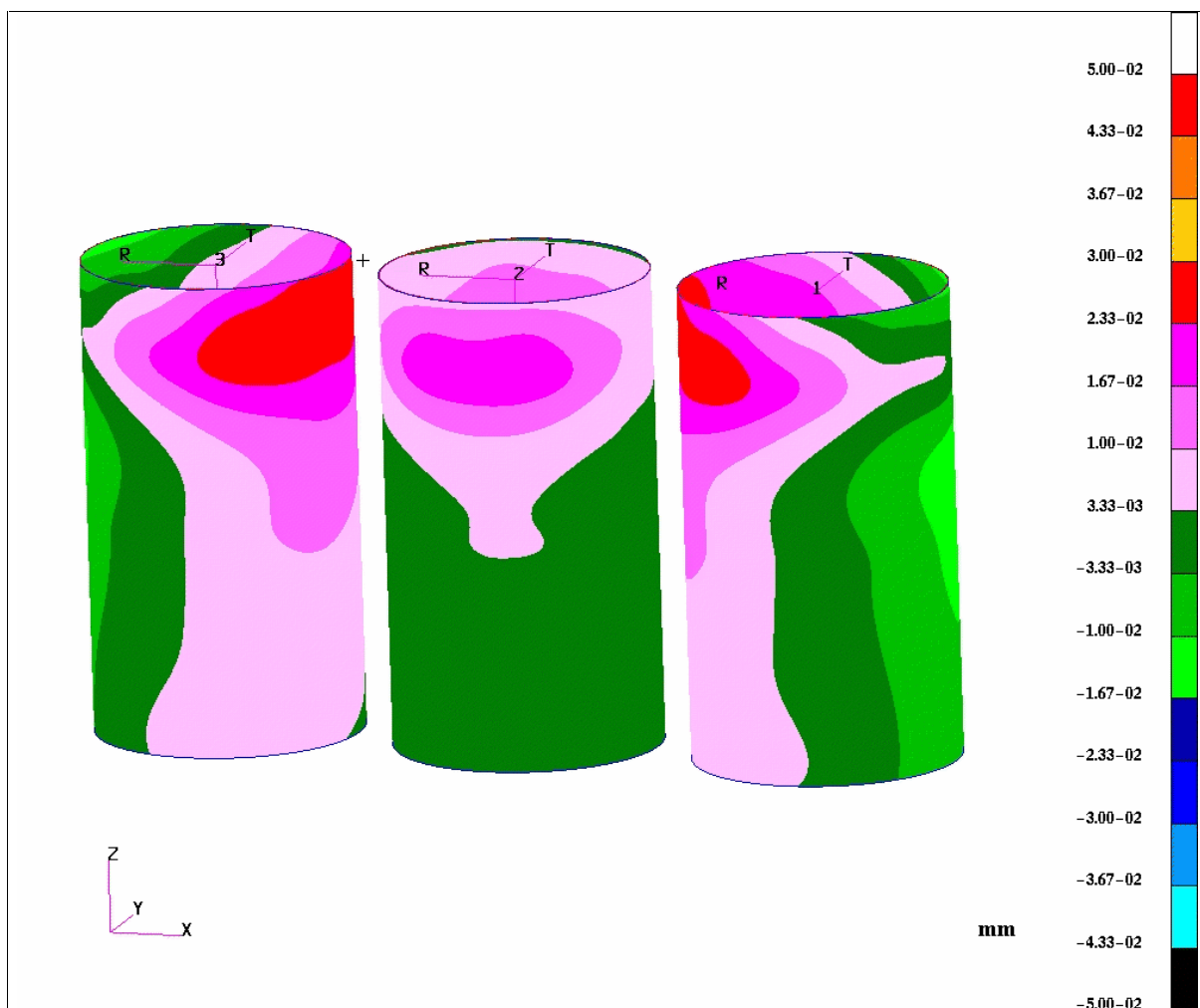


Bild 6.13: Radialer Verzug (quantitativ), Lastfall 2



Bei den Zylindern 1 und 3 werden die Stege (zu Zylinder 2 hin) gedehnt und erfahren eine Verlagerung in Richtung Zylinder 2. Man findet maximale radiale Verzüge bei Zylinder 1 von ca.  $11 \mu\text{m}$ , bei Zylinder 2 von ca.  $7 \mu\text{m}$  und Zylinder 3 von ca.  $10 \mu\text{m}$ . Die Translationswerte liegen bei Zylinder 1 bei ca.  $20 \mu\text{m}$  und bei Zylinder 3 bei ca.  $20 \mu\text{m}$ . Zylinder 2 wird nicht translatorisch verschoben, aber im Lasteinleitungsgebiet aufgeweitet, wobei die Verformung im Bereich der Stege geringer ausfällt als aus der Turbolader- bzw. Wasserpumpenseite. Dies ist wiederum auf die unterschiedlichen Steifigkeitsbedingungen zurückzuführen (Wasserraum und Topdeckplatte). Die radialen Verzüge infolge der Schraubenkräfte sind nicht zu erkennen.

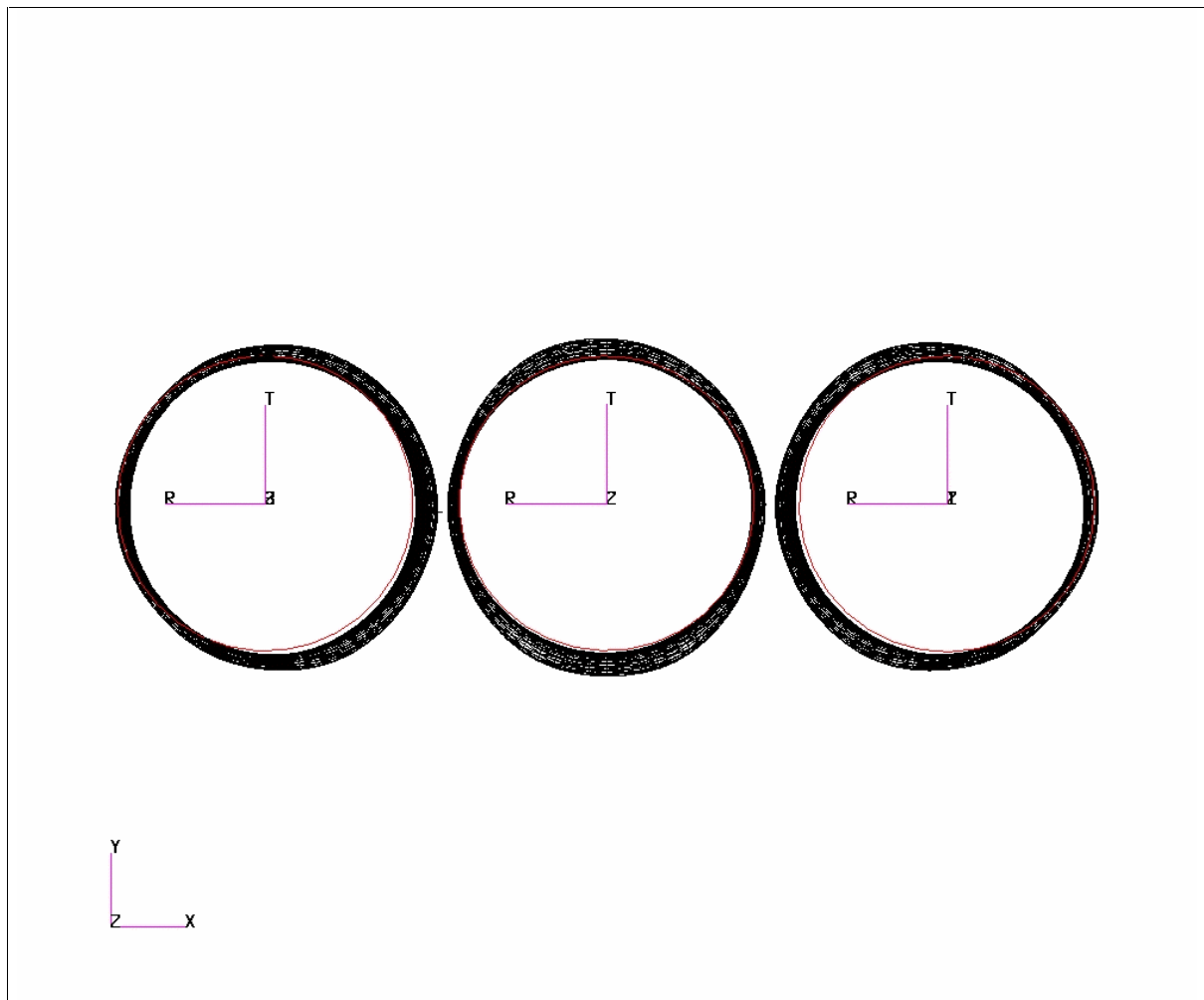


Bild 6.14: Radialer Verzug (qualitativ), Lastfall 2

Zwischen den Lastfällen 2 und 1 ist etwa eine Zehnerpotenz zwischen den Verzugswerten festzustellen. Daraus folgt für die Bewertung der einzelnen Belastungen, dass der Einfluss des Innendruckes erheblich größer ist als der

Einfluss durch die Schraubenkräfte. Daher darf der Einfluss der kaltstatischen Verzüge bei der Verzugsbeurteilung nicht stark gewichtet werden.

Lastfall 3: Belastung durch Schraubenkräfte und Temperaturfeld

Das Temperaturfeld führt zu einer thermischen Dehnung der Zylinderbuchsen und zu einer globalen Verlagerung der Buchsen in Richtung der Kurbelwellenachse. Das Ergebnis ist dem aus Kapitel 6.1.2 sehr ähnlich.

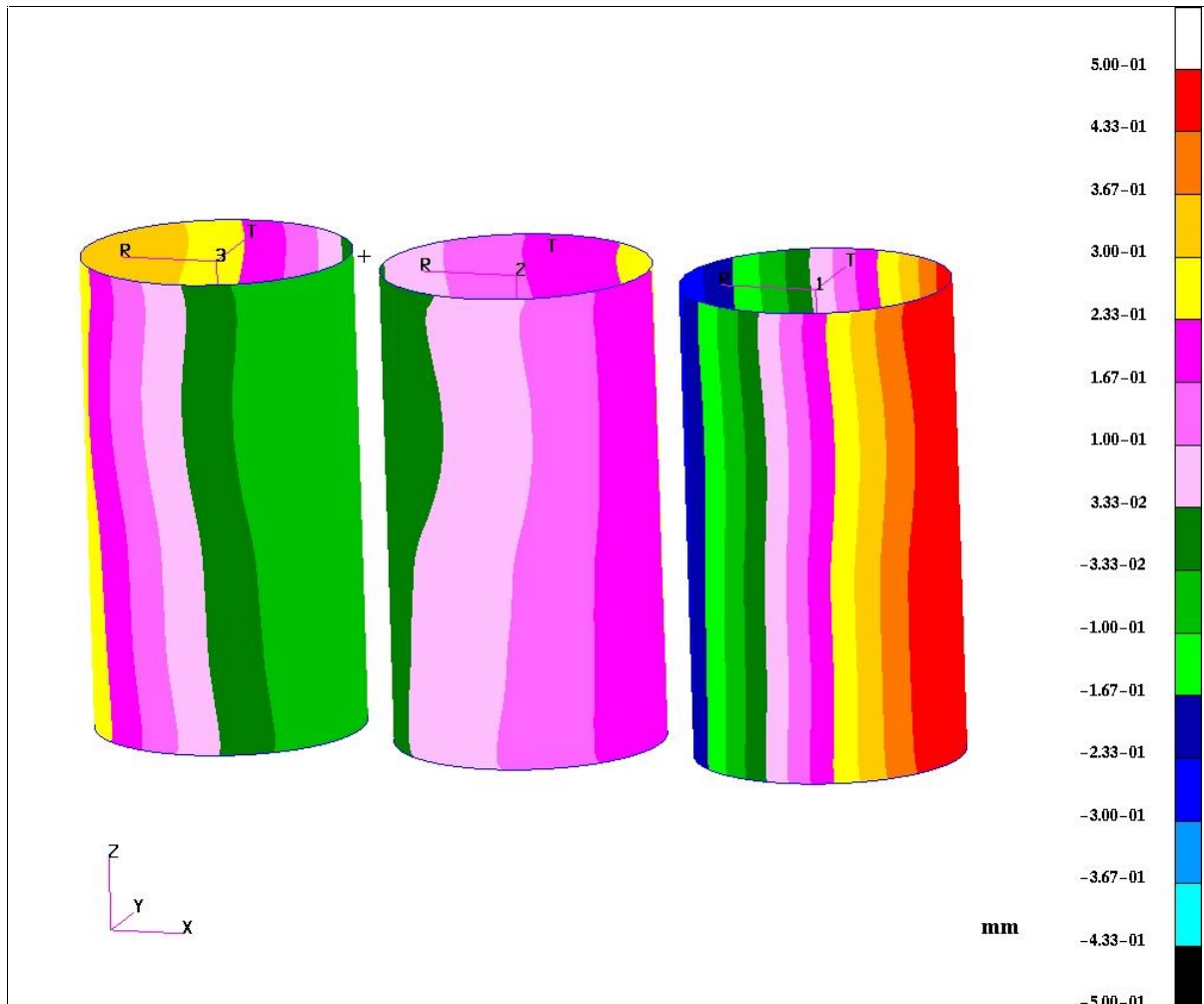


Bild 6.15: Radiale Verzüge (quantitativ), Lastfall 3

Es ist wiederum zu beachten, dass im vorliegenden Bild die Überlagerung der thermischen Aufweitung mit der globalen Verschiebung der Zylinderbuchsen dargestellt wird. Aus den Ergebnissen lassen sich die translatorischen Verschiebungen und die radialen Verzüge bestimmen, wobei bei den Zylindern 2 und 3 geringe Bewegungen Richtung Wasserpumpenseite zu erkennen sind.

Die translatorischen Werte betragen für Zylinder 1 max. ca. 350  $\mu\text{m}$ , für Zylinder 2 max. ca. 100  $\mu\text{m}$  und für Zylinder 3 max. ca. 235  $\mu\text{m}$ . Die radialen Verzugswerte liegen wieder in der Größenordnung aus Kapitel 6.1.2. Bei Zylinder 1 liegt der radiale Verzug bei max. ca. 80  $\mu\text{m}$ , bei Zylinder 2 bei max. ca. 75  $\mu\text{m}$  und bei Zylinder 3 bei max. ca. 85  $\mu\text{m}$ . Näherungsweise können die Verformungen als unabhängig von den Zylinderbuchsenachse (z – Achse) angesehen werden.

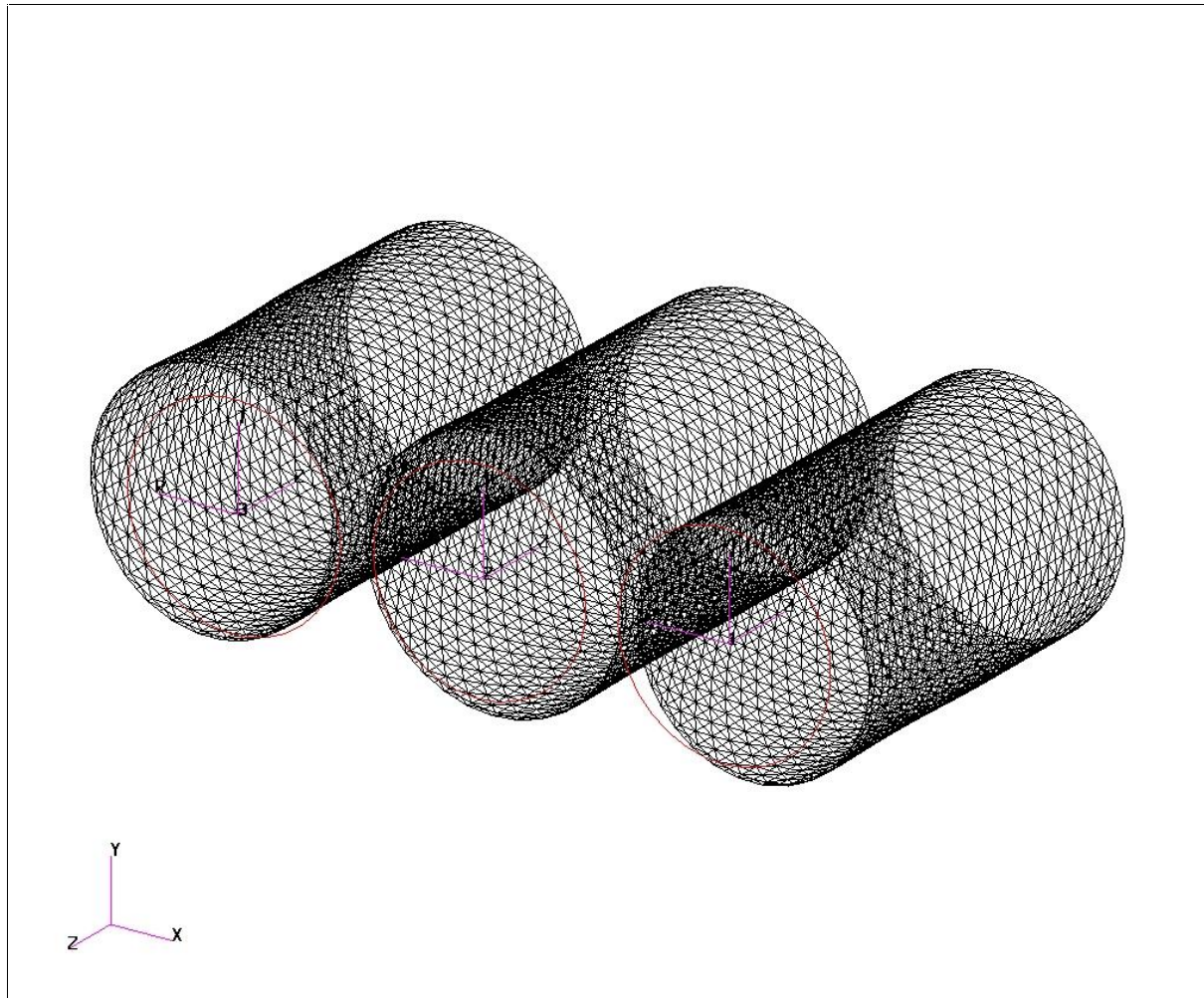


Bild 6.16: Thermische Dehnung und globale Verschiebung bei Lastfall 3

#### Lastfall 4: Belastung durch Schraubenkräfte, Innendruck und Temperaturfeld

Beim simulierten Verbrennungstakt ergibt sich ein in Bild 6.17 dargestellter Verzugsverlauf, der dem Verformungsbild des Lastfalls 3 logischerweise ähnelt. Die Überlagerung dieser drei Lasten führt zu radialen Aufweitungen, die größer sind als die in Lastfall 3 beschriebenen. Aufgrund des Innendruckes findet eine Aufweitung um radial zusätzlich ca. 10  $\mu\text{m}$  bei allen drei Zylindern

im oberen Bereich der Zylinderbuchsen statt; Richtung KW – Raum nehmen die Verzüge ab (Werte ähnlich Lastfall 3).

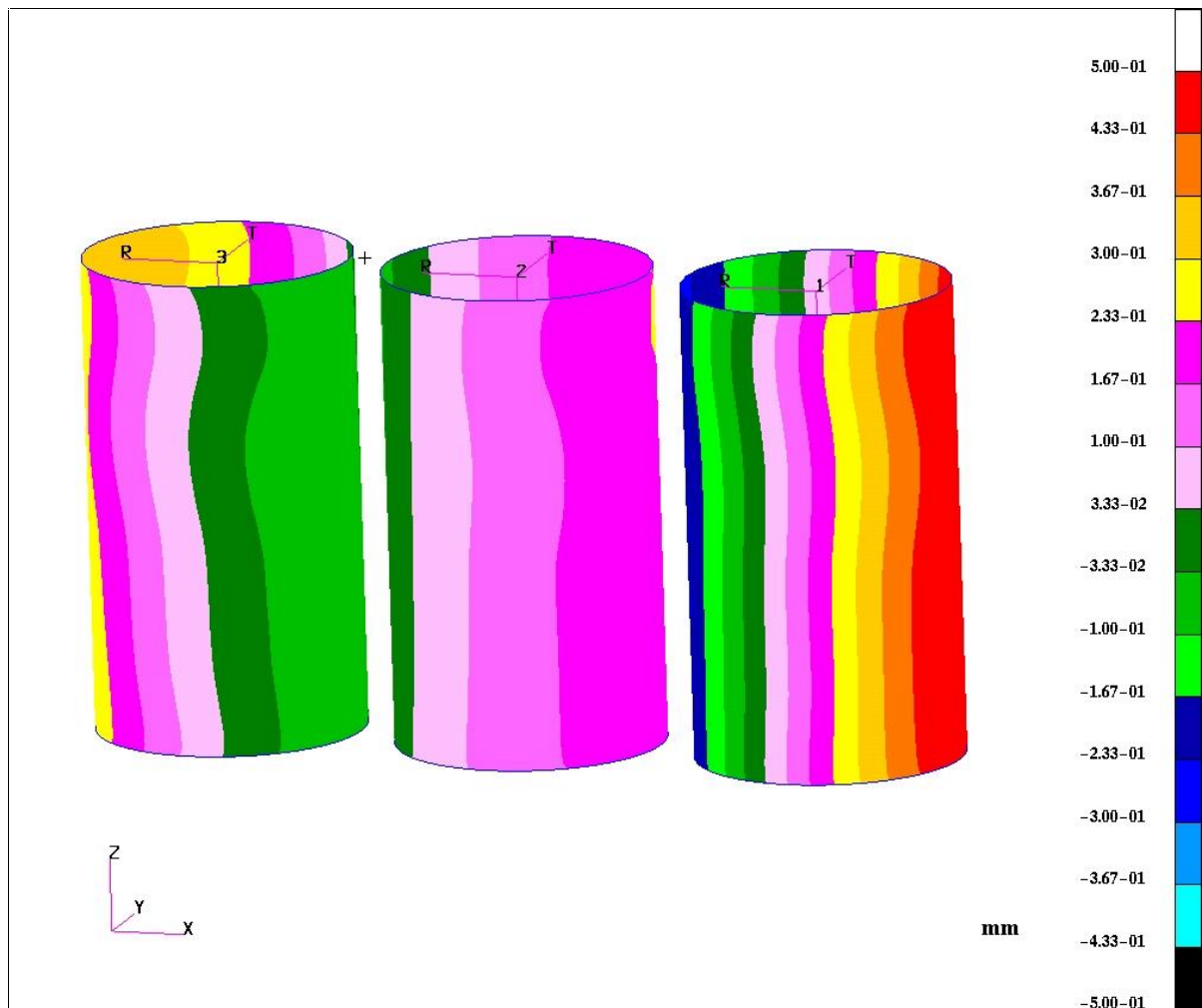


Bild 6.17: Radiale Verzüge (qualitativ), Lastfall 4

Bild 6.18 zeigt die globale Verschiebung der Zylinderbuchsen durch die Temperaturdehnung. Betragsmäßig ergeben sich für die drei Zylinder folgende maximale Werte: der radiale Verzug von Zylinder 1 liegt bei max. ca. 90  $\mu\text{m}$ , bei

Zylinder 2 beträgt er max. ca. 90  $\mu\text{m}$  und bei Zylinder 3 beträgt er max. ca. 85  $\mu\text{m}$ . Die translatorischen Werte betragen bei Zylinder 1 max. ca. 350  $\mu\text{m}$ , bei Zylinder 2 max. ca. 100  $\mu\text{m}$  und bei Zylinder 3 max. ca. 235  $\mu\text{m}$ .

Die Verlagerung bei den Zylindern 2 und 3 in Richtung Wasserpumpenseite ist ebenfalls zu verzeichnen, die Ergebnisse der Lastfälle 3 und 4 differieren nur gering voneinander.

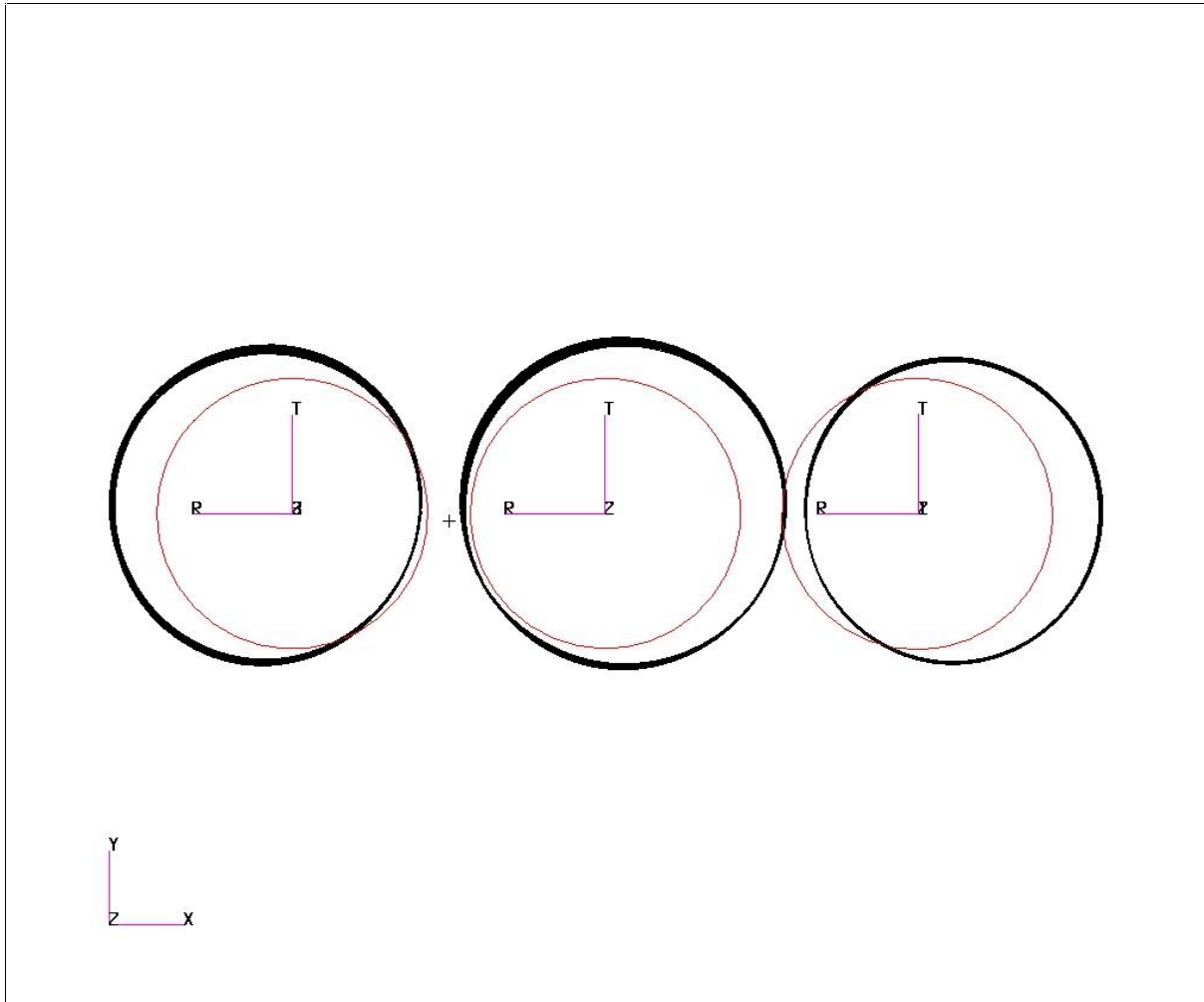


Bild 6.18: Radialer Verzug und globale Verschiebung der Zylinderbuchsen, Lastfall 4

## 6.2 Vergleich der Zylinderkurbelgehäuse mit Plasmabeschichtung mit dem Zylinderkurbelgehäuse aus Grauguss

Die Plasmabeschichtung wurde bei den betrachteten Modellen nicht berücksichtigt, weil aufgrund ihrer geringen Dicke nicht im FEM – Modell erstellt werden konnte. Der damit verbundene Fehler ist klein, weil zum einen der Steifigkeitsanteil der Plasmaschicht sehr gering ist und zum anderen die Verklammerung der Schicht mit dem Aluminium nicht modellhaft dargestellt werden kann.

6.2.1 Zuganker – Verschraubung

Lastfall 1: Belastung durch Schraubenkräfte

Plasma

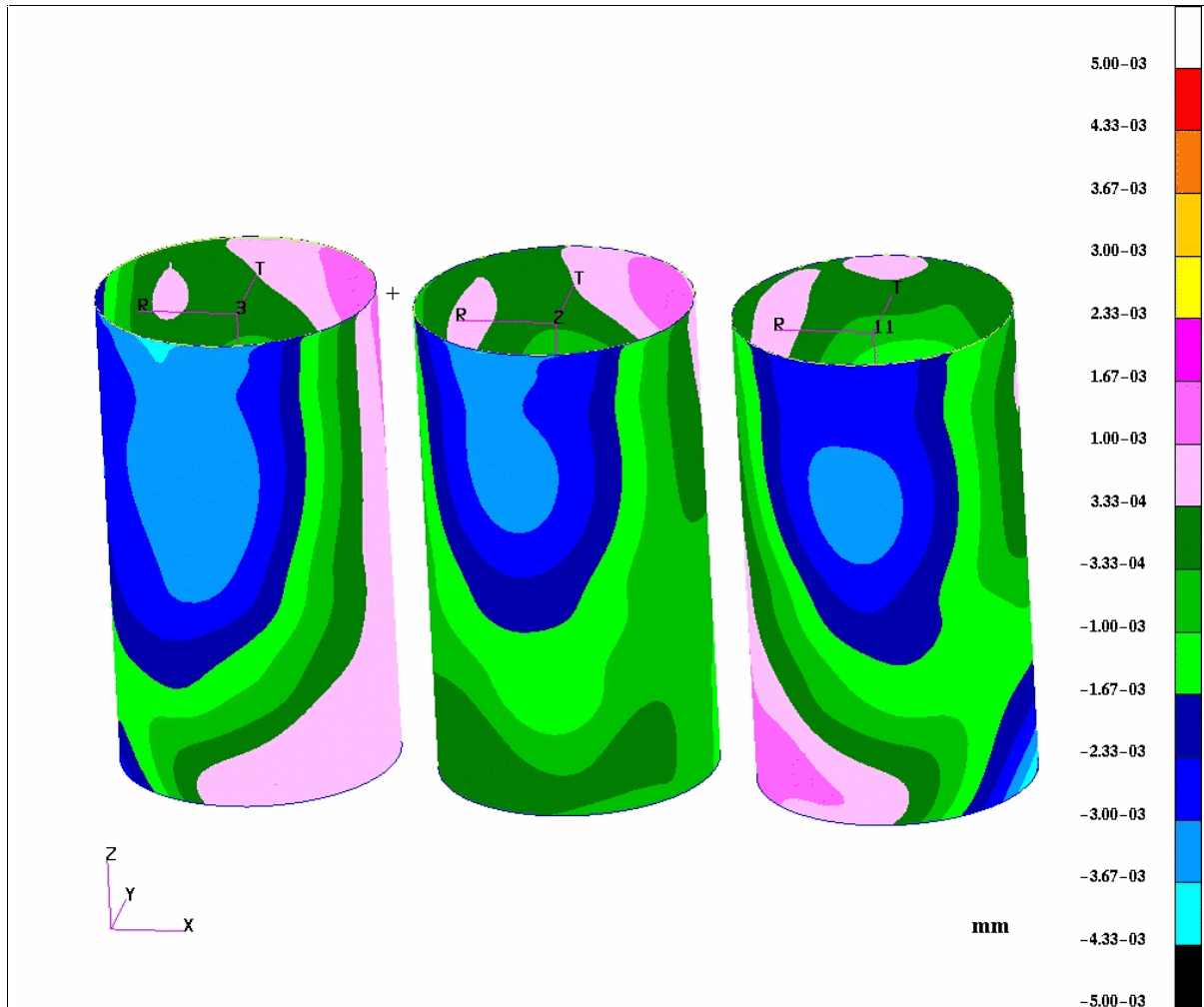


Bild 6.19: Radialer Verzug (quantitativ), Lastfall 1, plasma

Bei der Plasmavariante stellen sich die Verzüge in ähnlicher Weise dar wie bei der Grauguss – Buchsenvariante. Alle drei Zylinder werden einer Druckbeanspruchung unterzogen und dabei wird Zylinder 3 stärker gestaucht als die beiden anderen Zylinder. Zylinder 2 wird steifigkeitsmäßig von den anderen beiden gestützt und deformiert sich daher am geringsten.

Die Verformungen fallen etwas größer als bei der vergleichbaren Variante mit Graugussbuchse aus, weil die versteifende Wirkung der Buchse entfällt. An dieser Stelle befindet sich Aluminium und daher sind die Deformationen gene-

rell um ca.  $1 \mu\text{m}$  größer. Der Unterschied in dem Betrag der Deformation ist aber gering! Die in Kapitel 5.1 getroffenen Feststellungen treffen im Wesentlichen auch hier zu.

### Grauguss

Bei der Graugussvariante wird durch die Zuganker – wie zu erwarten war – eine Druckbelastung in das Zylinderkurbelgehäuse eingeleitet, ein Kleeblattverzug ist – wie er im Abschnitt vorher beschrieben wurde – nicht zu erkennen.

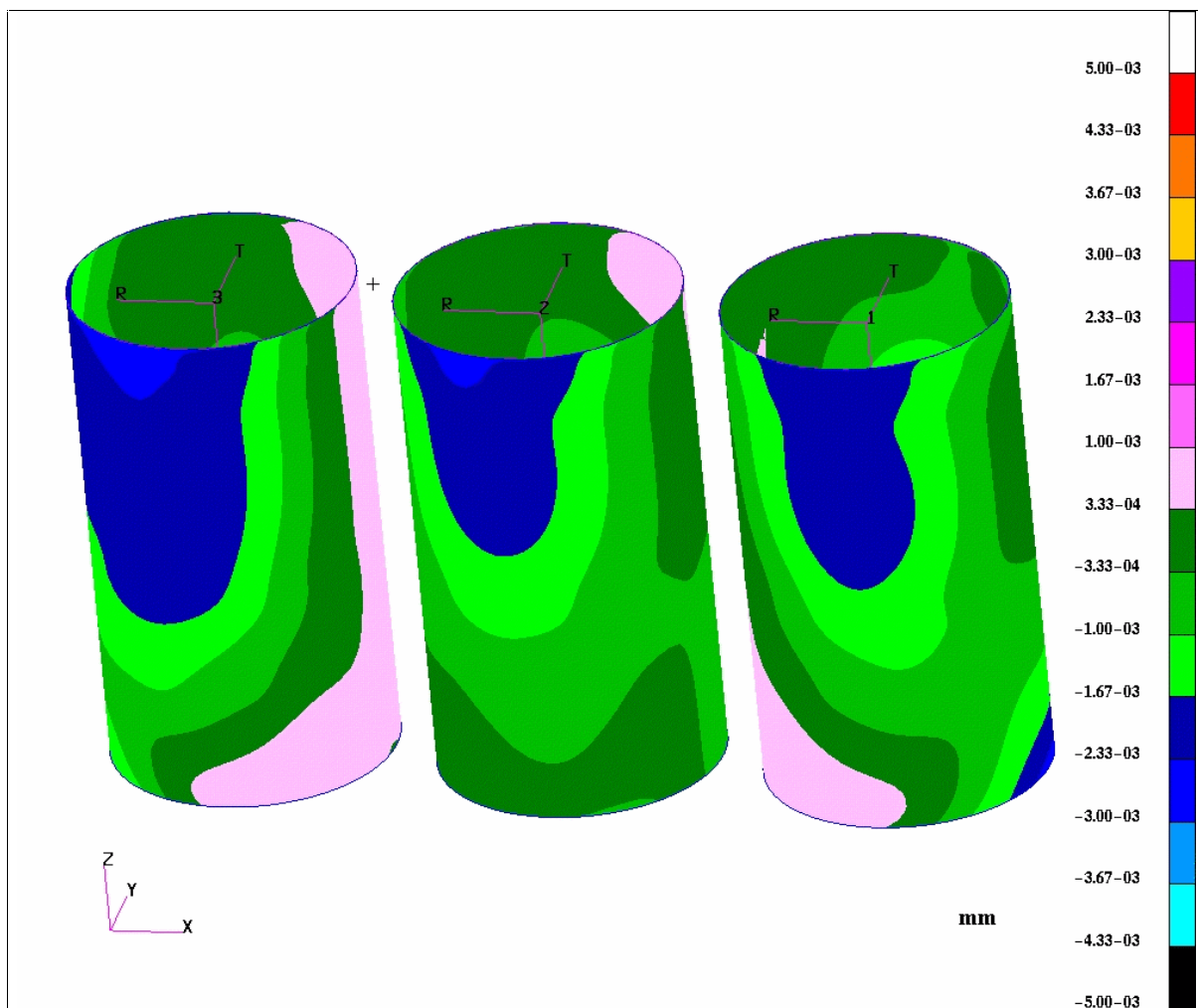


Bild 6.20: Radialer Verzug (quantitativ), Lastfall 1, GG

Im Vergleich zu den anderen beiden Materialvarianten zeigt sich infolge der höheren Steifigkeit ein noch geringerer radialer Verzug, die Verformungstendenz ist aber ähnlich. Eine Verformung auf Höhe der Anbindung des Zugankers an das ZKG ist nicht festzustellen.

Der Betrag des Verzuges liegt bei ca.  $\pm 1 \mu\text{m}$ , auf der Turboladerseite ist ein etwas höherer Wert von ca.  $2,5 \mu\text{m}$  festzustellen. Es findet eine Einschnürung



(auf Topdeckhöhe) statt, die wieder auf die örtlich geringere Steifigkeit zurückzuführen ist. Die bei den anderen Varianten festgestellten Aspekte treffen auch hier zu, lediglich die Beträge der Verformungen liegen hier niedriger. Die einzelnen Punkte werden an dieser Stelle nicht nochmals aufgeführt; hier sei an die entsprechenden Stellen in Kapitel 5.1 verwiesen.

Lastfall 2: Belastung durch Schraubenkräfte und Innendruck

Plasma

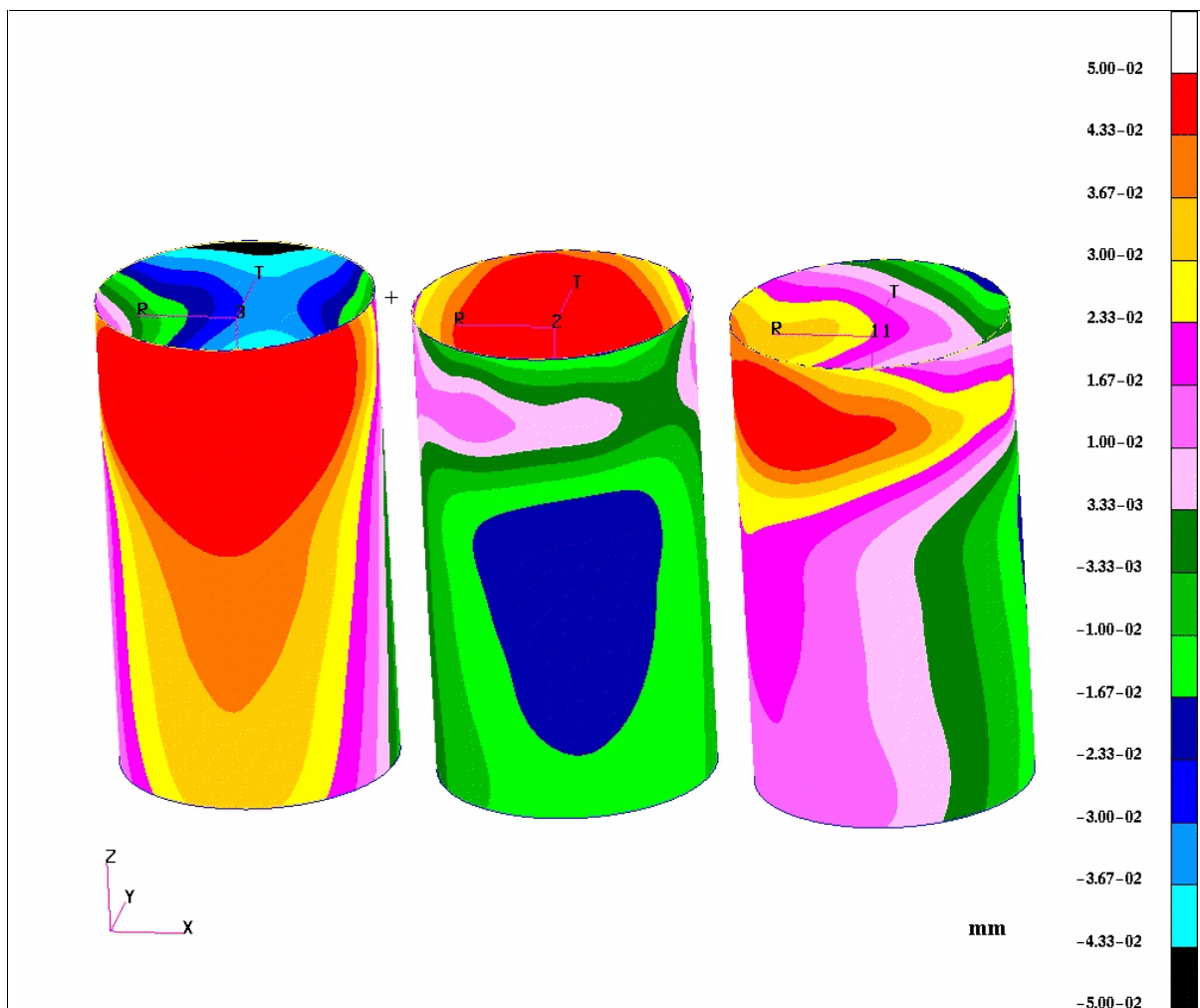


Bild 6.21: Radialer Verzug (quantitativ), Lastfall 2, plasma

Auch in diesem Falle kommt es zu einem Ausbeulen und zu einem Verschieben der Buchsen infolge des Innendruckes. Die Verschiebebewegung ist analog zur Variante aus Kapitel 5.1, da die Buchsen lediglich eine radiale Versteifung bedeuten, die aber auf die Einbettung der Zylinderbuchsen keinen Einfluss hat.



Grauguss

Die Werte der Deformation sind geringer, das Verformungsverhalten ist ähnlich dem der anderen Materialvarianten. Die radiale Aufweitung durch Innendruck bei den Zylindern 1 und 3 beträgt maximal ca.  $10\ \mu\text{m}$ , bei Zylinder 2 maximal ca.  $6\ \mu\text{m}$ . Das Ausbeulen und die Verschiebung sind auch bei dieser Variante wiederzufinden, die Topdeckplatte verformt sich nur gering. Die belasteten Bereiche werden ausgebeult, unterhalb dieser Bereiche nimmt diese Verformung aber schnell ab. Die Verschiebung bei den Zylindern 1 und 3 kann bis zu  $20\ \mu\text{m}$  betragen.

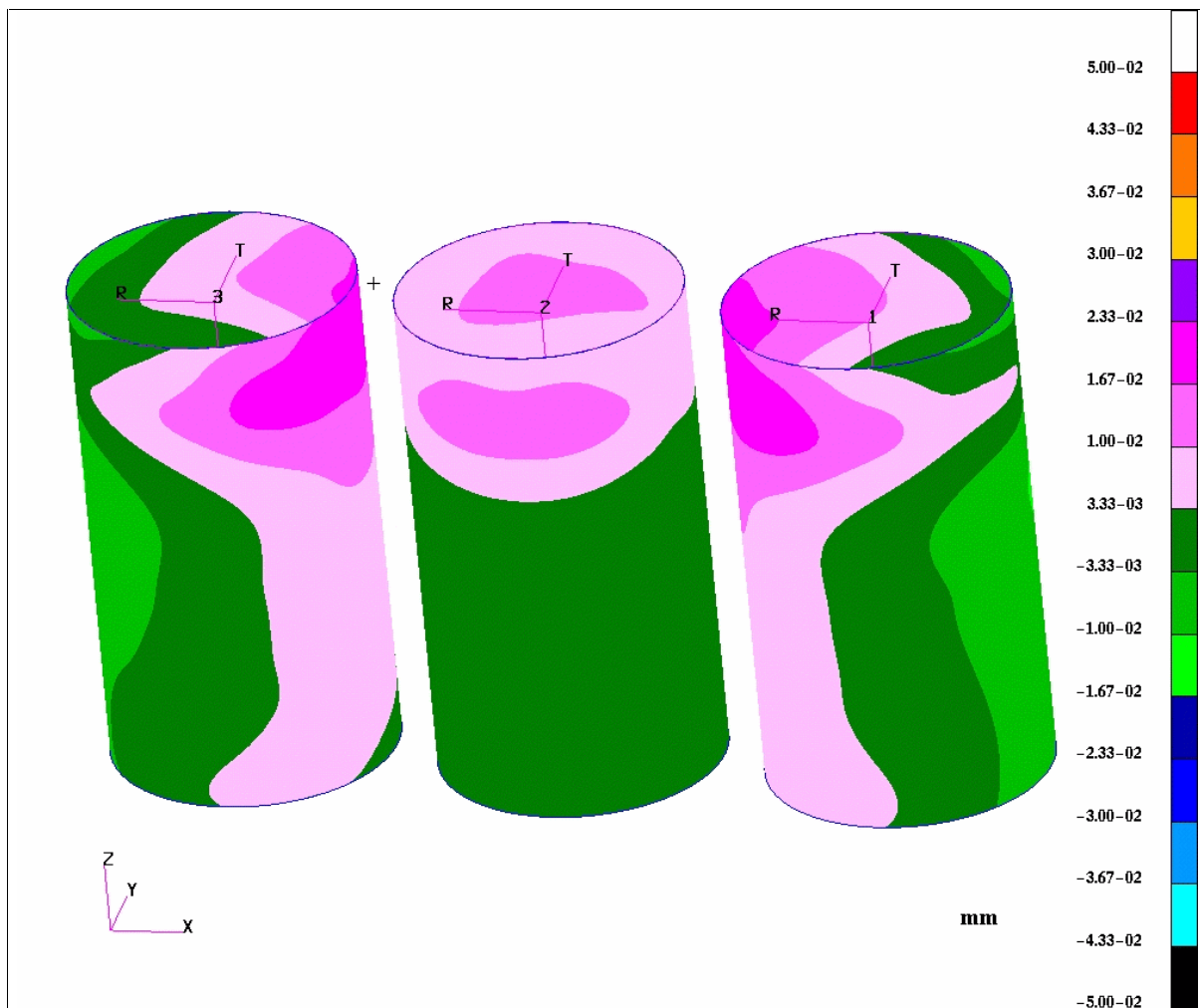


Bild 6.22: Radialer Verzug (quantitativ), Lastfall 2, GG

Lastfälle 3 und 4: Belastung durch Schraubenkräfte und T – Feld bzw. Schraubenkräfte, Innendruck und T – Feld

Plasma

Das Verhalten ist in guter Näherung wie bei der Graugussbuchsen – Variante. Die Unterschiede bei den Verformungen sind gering und die Werte sind ein wenig erhöht. Dies ist auf die geringfügig größere Wärmedehnung der „Aluminiumbuchse“ zurückzuführen.

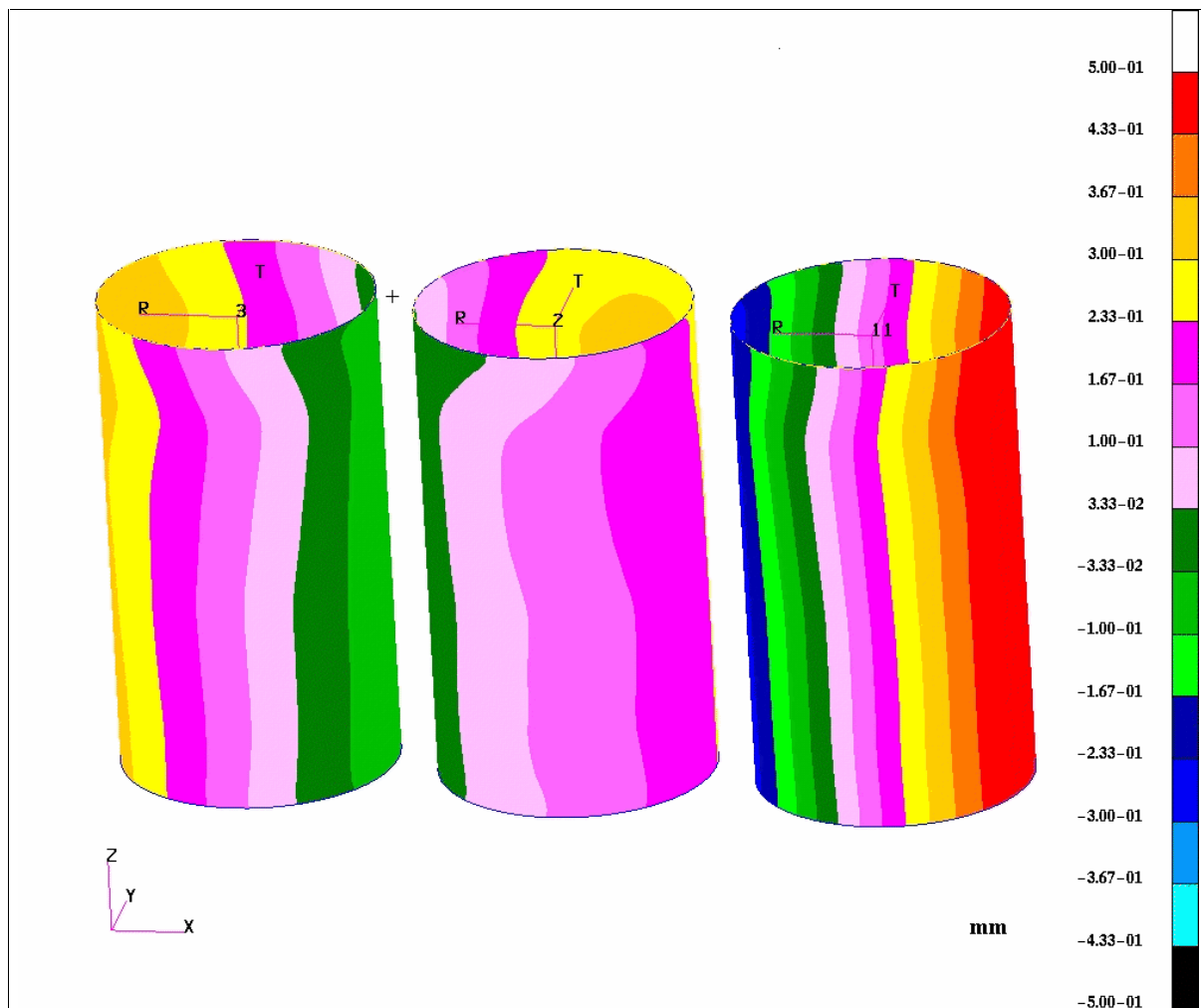


Bild 6.23: Radialer Verzug (quantitativ), Lastfall 4, plasma

Grauguss

Im vorliegenden Falle wirkt sich das Temperaturfeld logischerweise analog zu den anderen Materialvarianten aus, durch den abweichenden Wärmeleitkoeffizienten des Graugusses stellt sich aber eine andere Temperaturverteilung und damit auch eine andere Dehnungsverteilung dar.

Die Zylinderbuchsen erfahren eine Aufweitung und Verschiebung. Die Verzüge durch die Schraubenbelastung sind klein gegen die Verzüge durch Innendruck und Temperaturfeld. Die radialen Verzüge sind geringer als bei der Buchsen- bzw. Plasmavariante und liegen in der Größenordnung von bis zu  $95 \mu\text{m}$  (Zylinder 1, Lastfall 4). Die maximale Verschiebung liegt bei ca.  $260 \mu\text{m}$ . Bei den Zylindern 2 und 3 liegen die Werte erheblich unter denen von Zylinder 1. Quantitativ gilt auch hier, dass die Wärmedehnung größer als die Verformung durch den Innendruck ist, der wiederum erheblich größer ausfällt als die Verformung durch die Schraubenbelastung.

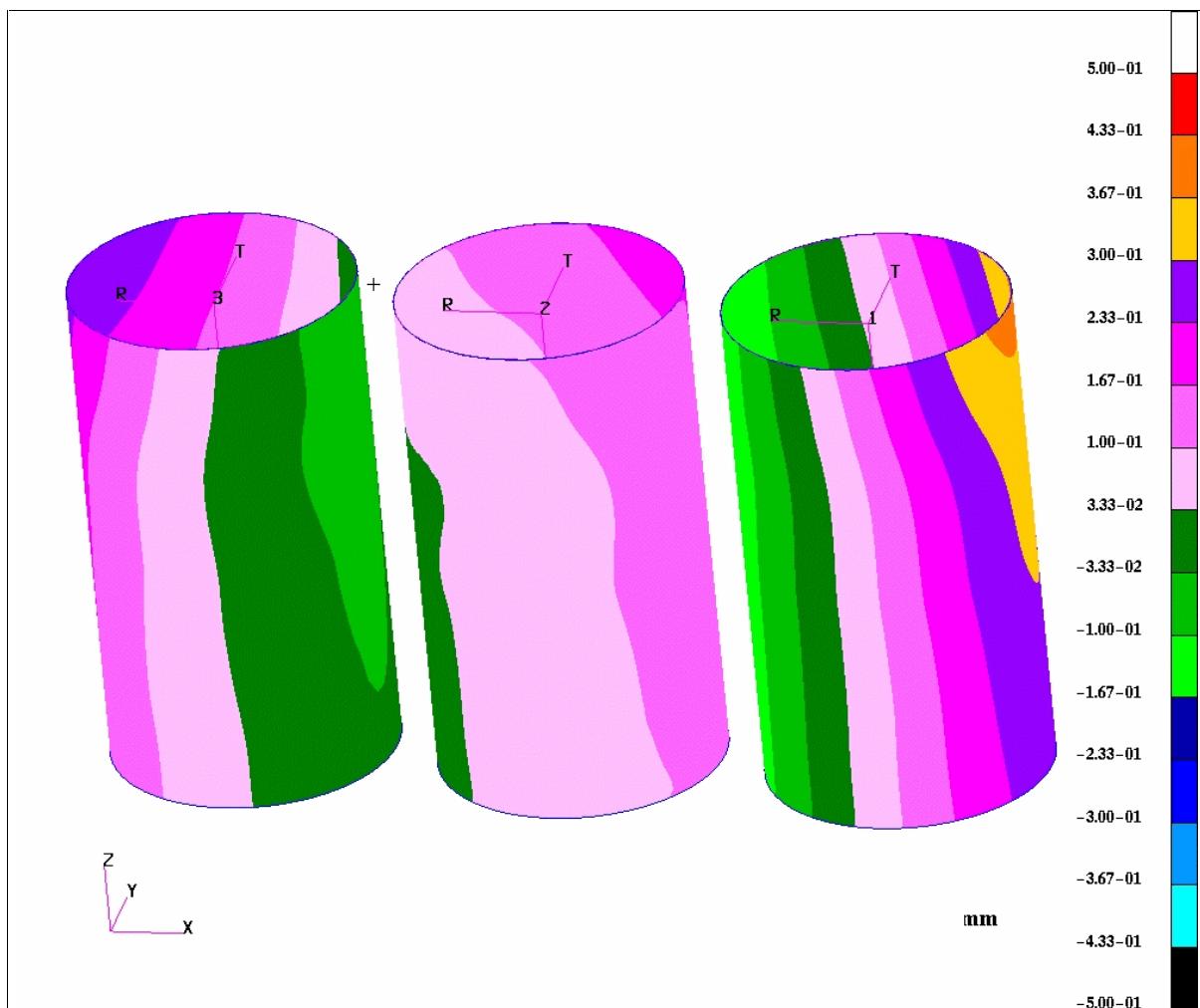


Bild 6.24: Radialer Verzug (quantitativ), Lastfall 4, GG

## 6.2.2 GG – Verschraubung uWM

### Lastfall 1: Belastung durch Schraubenkräfte

#### Plasma

Die Ergebnisse dieser Variante stellen sich in ähnlicher Weise dar wie bei der GG – erschraubung uWM mit Graugussbuchse. Der Verlauf der radialen Verzüge ist fast identisch, lediglich der Betrag der Verzüge ist ein wenig höher. Dies ist auf die versteifende Wirkung der Graugussbuchse zurückzuführen, die im vorliegenden Falle fehlt. Im Bereich der Schraubenangriffspunkte werden die Buchsen radial ausgestülpt, das radiale Einfallen und die Verringerung der Deformation in axialer Richtung sind analog zur Variante mit den GG – Buchsen. Die unterschiedlichen Steifigkeitsverhältnisse der Anbindung von Zylinder 1 und 3 sind hier ebenfalls gegeben und zwar in ähnlichem Maße.

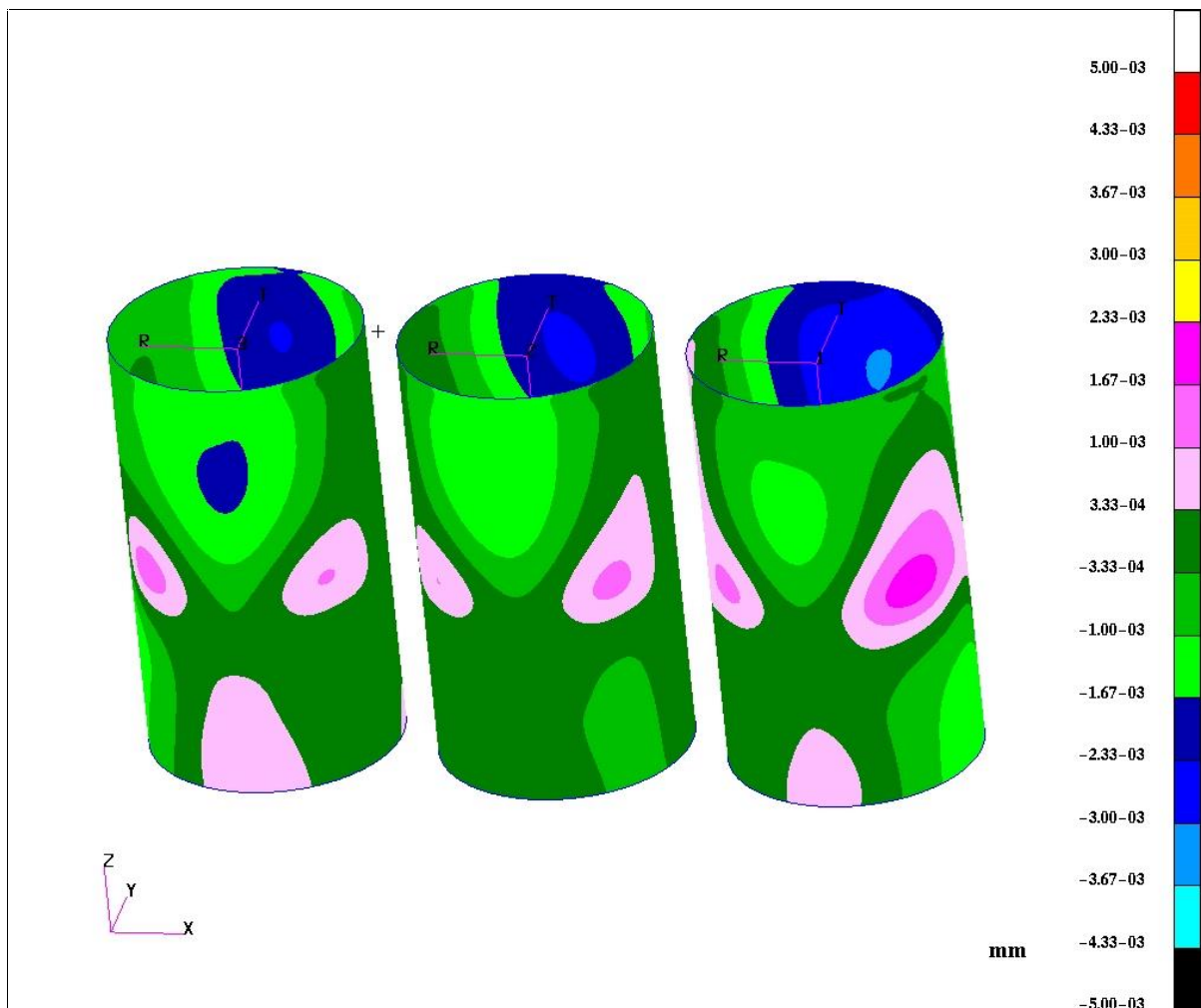


Bild 6.25: Radialer Verzug (quantitativ), Lastfall 1, Plasma

Grauguss

Bei dieser Verschraubung ist die Kleeblattstruktur deutlich zu erkennen, jedoch ist im Vergleich zu den anderen beiden Materialvarianten eine Abnahme der Verzüge festzustellen. Das Verformungsverhalten ist bei allen vier Lastfällen als analog anzusprechen, die Zahlenwerte der radialen Verzüge und globalen Verschiebungen sind aber geringer.

Bei Lastfall 1 liegen die Verzüge im Bereich von ca.  $\pm 1 \mu\text{m}$  an den Schraubenanbindungspunkten. Die Buchsen werden zwischen den Kräfteinleitungspunkten und dem Topdeck gestaucht, unterhalb der Einleitungspunkte gehen die Buchsen auf das Nennmaß zurück. Die Einschnürungen auf der Wasserpumpen- und Turboladerseite sind ebenfalls vorhanden, sie betragen ca. 1.5 bis 2  $\mu\text{m}$ .

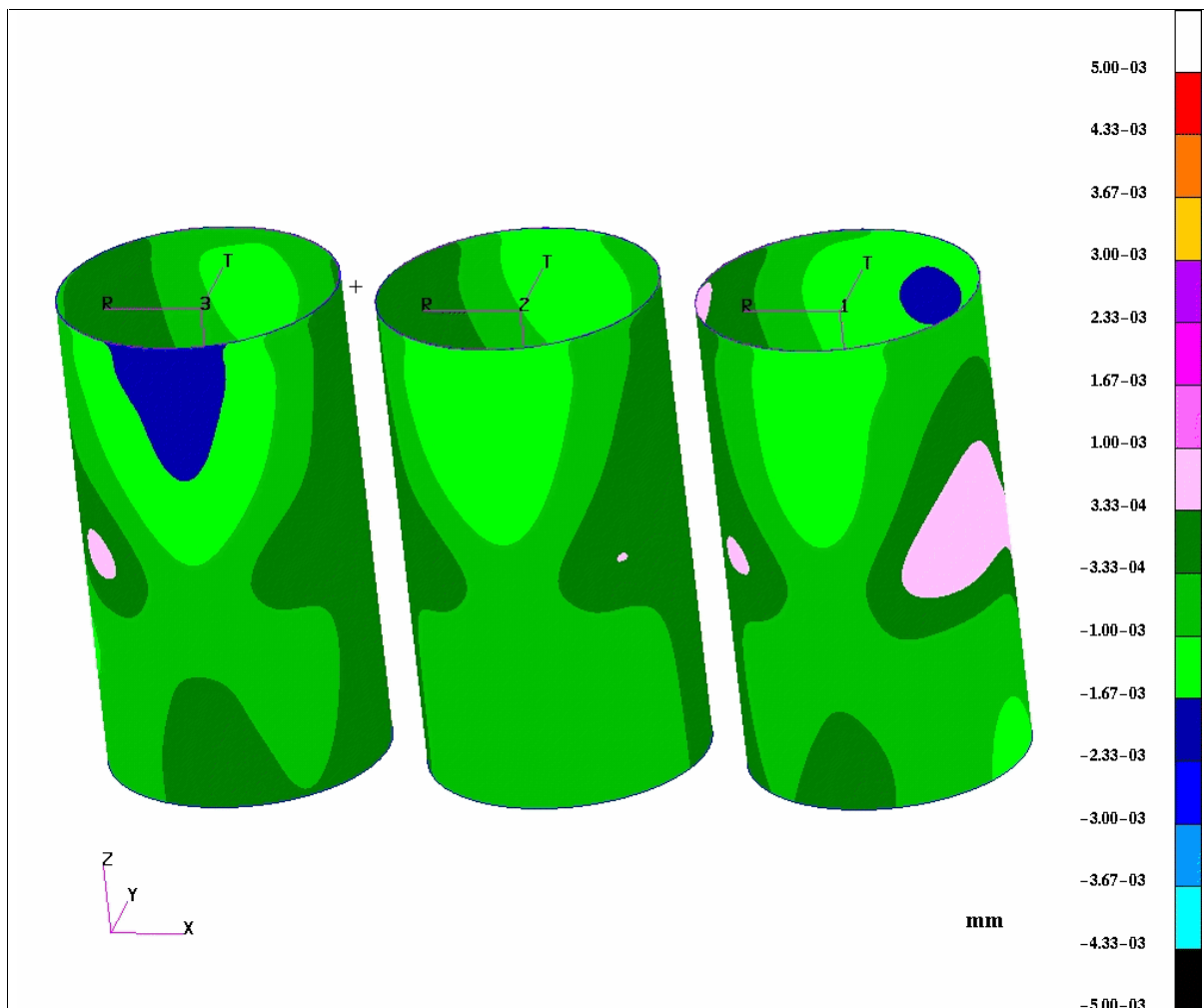


Bild 6.26: Radialer Verzug (quantitativ), Lastfall 1, GG

### Lastfall 2: Belastung durch Schraubenkräfte und Innendruck

#### Plasma

Der Einfluss des Innendruckes führt zu einer Verlagerung der Zylinderrohre im oberen Bereich. Die im Vergleich zu den Stirnseiten geringere Steifigkeit der Stege zwischen den Zylindern führt zu der bereits erwähnten Mittelpunktverschiebung der Zylinderrohre. Die Beträge der Verschiebungen liegen bei den Zylindern 1 und 3 im Bereich von ca.  $35 \mu\text{m}$  in Richtung Zylinder 2. Die Verlagerung führt zu einer geringfügigen negativen Verschiebung (ca.  $5 \mu\text{m}$ ) an den Stirnseiten, was aber keine Einschnürung in diesem Areal der Buchse bedeutet.

Zylinder 2 verhält sich wie in 6.1.2 bereits beschrieben, die Werte der radialen Verzüge sind in diesem Falle jedoch etwas höher.

#### Grauguss

Die Verformungen haben einen ähnlichen Betrag wie bei der Zugankervariante, jedoch durch den höheren E – Modul fallen die Verzugswerte geringer aus. Hinsichtlich der Beschreibung der Verzüge sei auf das Kapitel mit der Zugankervariante verwiesen.

### Lastfälle 3 und 4: Belastung durch Schraubenkräfte und T – Feld bzw. Schraubenkräfte, Innendruck und T – Feld

#### Plasma und Grauguss

Schwerpunktmäßig führt das T-Feld zu einer Aufweitung der Zylinderbuchsen und zu einer globalen Verlagerung der Buchsen in Richtung der KW-Achse. Wertemäßig lässt sich eine gute Übereinstimmung mit Kapitel 6.1.2 feststellen.

6.2.3 GG – Verschraubung oWM

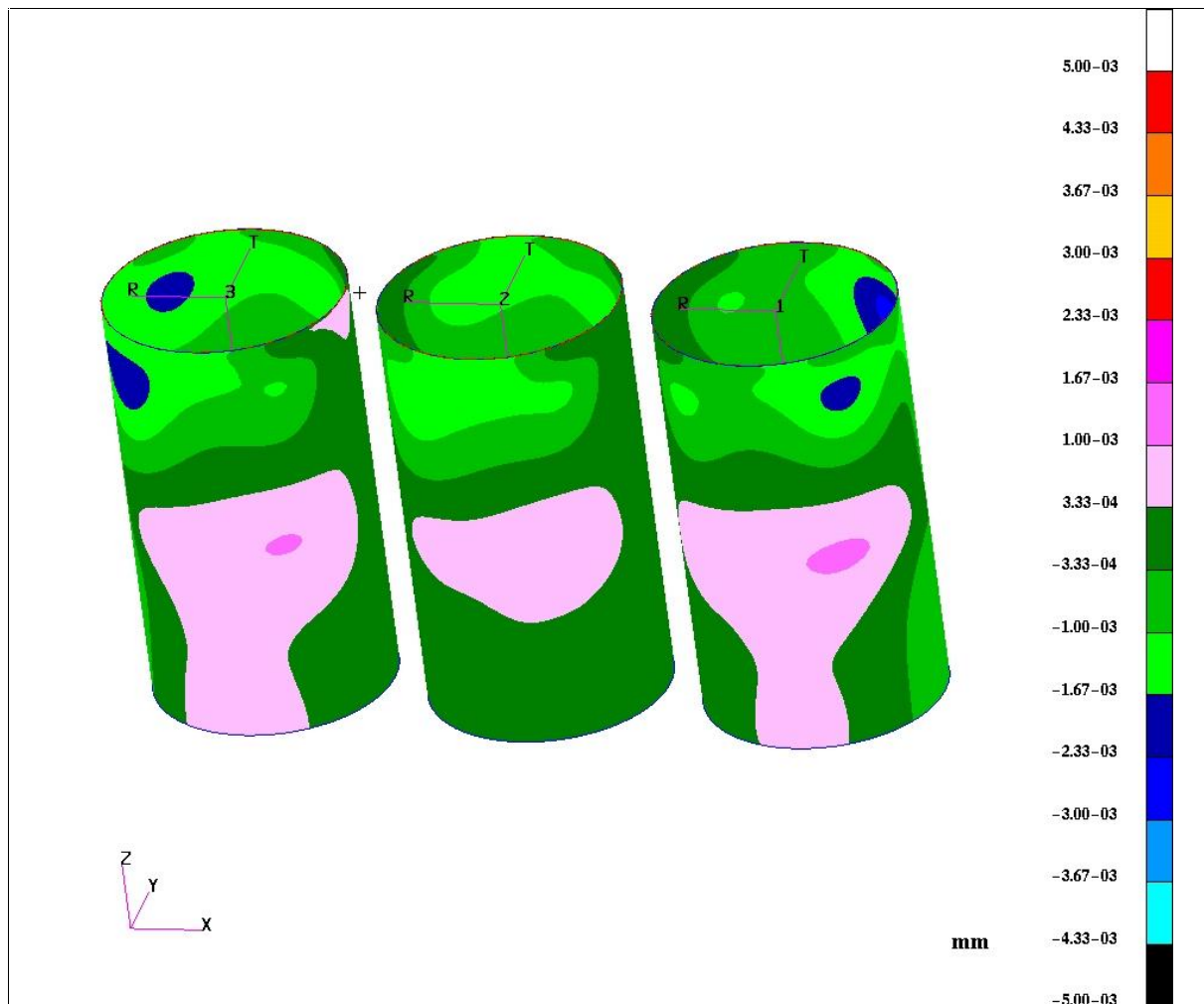


Bild 6.27: Radialer Verzug (quantitativ), Lastfall 1, plasma

Bei der Verschraubung oWm sind die in Kapitel 6.1.2 beschriebenen Aspekte ebenfalls aufgetreten. Die Verzugswerte verhalten sich gemäß der Materialeigenschaften (E – Modul). Dies bedeutet zum einen für die Plasmabeschichtung ein ähnliches Verhalten wie die Grauguss-Buchsenvariante und zum anderen für die Graugussvariante des Zylinderkurbelgehäuses geringere Werte bei den Verzügen und Verschiebungen. Um dies zu verdeutlichen wurden für den Belastungsfall 1 die Ergebnisse für die Plasma- und die GG – Variante dargestellt.

Die Bilder 6.27 und 6.28 belegen die oben getroffenen Aussagen.



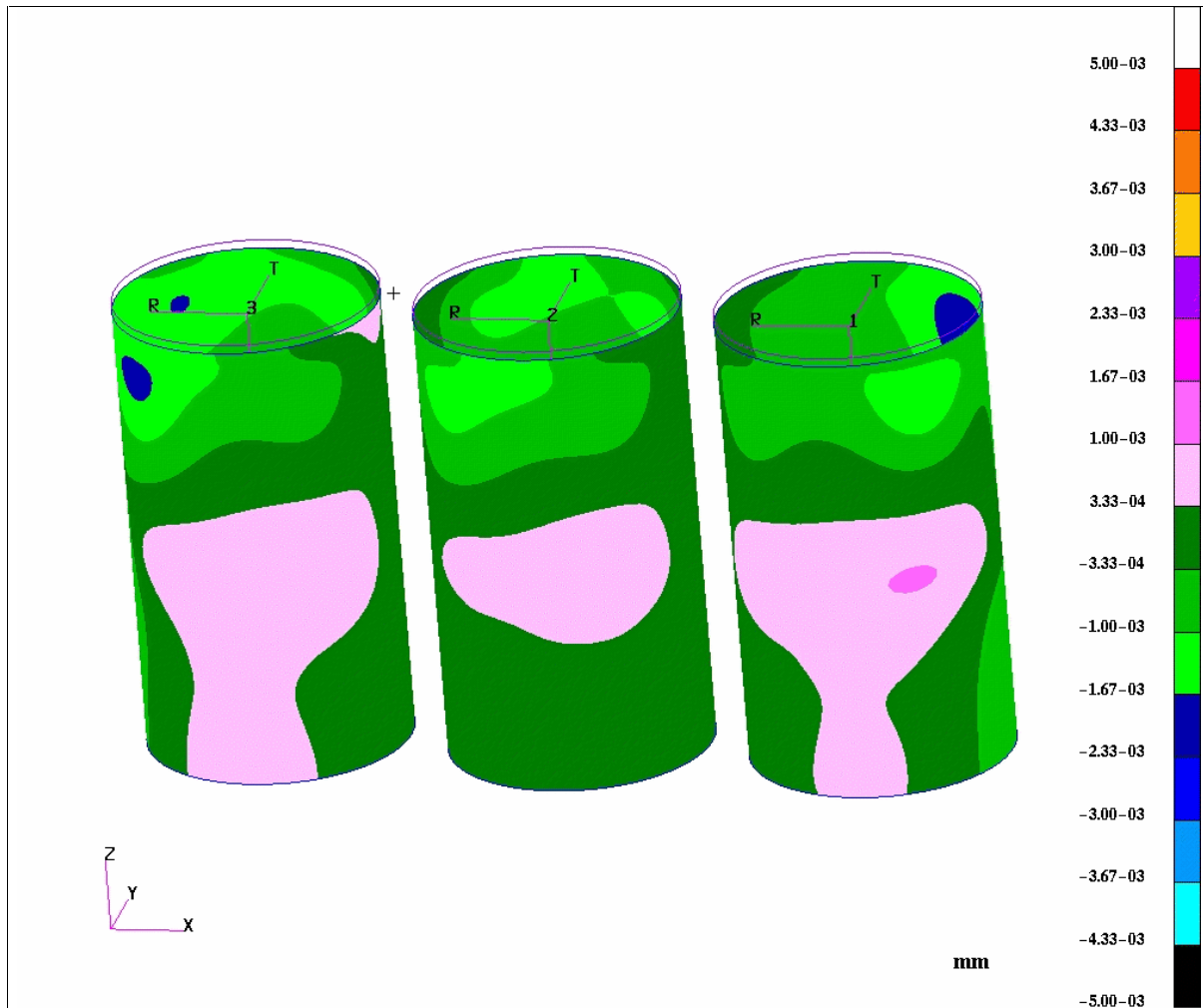


Bild 6.28: Radialer Verzug (quantitativ), Lastfall 1, GG



## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit beschäftigte sich mit der Strukturanalyse eines Vollaluminiummotors. Ziel war die Berechnung der Zylinderbuchsenverzüge unter Berücksichtigung unterschiedlicher Verschraubungskonzepte und unterschiedlicher Materialien des Zylinderkurbelgehäuses.

Zu diesem Zweck wurden drei unterschiedliche Verschraubungsvarianten sowie drei verschiedene Materialvarianten entwickelt. Diese bestanden aus der in der Serie eingesetzten Zugankerverschraubung, bei der durchgängige Schrauben den Zylinderkopf sowie die Lagerdeckel mit dem Zylinderkurbelgehäuse verbinden. Die anderen beiden Verschraubungen sind klassische Zweischraubenlösungen, d. h. der Zylinderkopf und die Lagerdeckel werden mit separaten Schrauben mit dem Zylinderkurbelgehäuse verbunden.

Die Materialvarianten bestanden aus einem Aluminium-Zylinderkurbelgehäuse mit eingegossener Graugussbuchse, einem Aluminium-Zylinderkurbelgehäuse ohne Buchse und einem Zylinderkurbelgehäuse aus Grauguss.

Mit Hilfe der oben genannten Varianten sollten die Einflüsse der Schraubenkräfte, des Innendrucks und des Temperaturfeldes untersucht und bewertet werden. Diese Belastungen sollten auf alle Verschraubungs- und Materialvarianten angewendet werden.

In der vorliegenden Arbeit wurden im ersten Schritt die CAD-Modelle von Zylinderkopf, Zylinderkurbelgehäuse, Zylinderkopfdichtung, Lagerdeckel und Schrauben modifiziert, um sie im FEM-Programm vernetzbar zu machen. Es wurden Tetraedernetze erzeugt, die eine gute Qualität der Ergebnisse liefern und insbesondere an kritischen Stellen (Rundungen, gekrümmte Flächen) eine hohe Netzgüte gewährleisten. Nach Festlegung der Materialwerte, der Rand- und Lastbedingungen, die teilweise vorab berechnet worden sind, wurden die Berechnungen aufgrund der Modellgrößen mit Supercomputern durchgeführt. Da eine theoretische Untersuchung immer eines Abgleichs bedarf wurden zum Vergleich am Motor mit Zugankerverschraubung ermittelte und vorliegende Messergebnisse herangezogen.

Mit Hilfe der erarbeiteten Ergebnisse lassen sich folgende Schlussfolgerungen formulieren:

- a) Bei dem Vergleich der Berechnungsergebnisse mit den Messergebnissen ergab sich bei den Schraubenkräften eine gute Übereinstimmung der radialen Verzugswerte, die bei den Lastfällen Schraubenkräfte mit überlagertem Innendruck etwas schlechter wurde. Bei den Berechnungen mit dem überlagertem Temperaturfeld war keine Korrelation mehr möglich. Grund hierfür waren Beeinflussungen auf die Messsensorik und die unterschiedliche Genauigkeit der Randbedingungen;

- b) Die klassischen Graugussverschraubungen sind im Vergleich zu den Zugankerverschraubungen geringfügig schlechter im Verzugsverhalten.
- c) Die Zugankerverschraubung erzeugt in erster Linie eine Druckbelastung des Zylinderkurbelgehäuses, wobei die Anbindung der Zugankerschrauben im Gehäuse ebenfalls noch eine geringe Verformung erzeugt (gilt für alle Materialvarianten). Der radiale Verzug liegt bei ca. 1-2  $\mu\text{m}$ ;
- d) Bei den Zweischraubenlösungen ober- und unterhalb des Wassermantels lässt sich der Kleeblattverzug eindeutig belegen; Die radialen Verzüge liegen bei ca. 3-5  $\mu\text{m}$  im Bereich der Schraubenanbindung;
- e) Der Innendruck überlagert den Einfluss der Verschraubung und liegt größenordnungsmäßig bei radial ca. 10-12  $\mu\text{m}$ . Dabei nimmt vom Aluminium-Zylinderkurbelgehäuse ohne Buchse über das Aluminium-Zylinderkurbelgehäuse mit Graugussbuchse bis zum Grauguss-Zylinderkurbelgehäuse der radiale Verzug ab;
- f) Der Innendruck führt zusätzlich zur radialen Aufweitung zu einer Verlagerung, die durch die Steifigkeit der Anbindung der Buchsen im Zylinderkurbelgehäuse bestimmt wird;
- g) Das Temperaturfeld ruft radiale Verzüge und globale Verschiebungen hervor, die das Verzugsbild dominieren;
- h) Prozentual gesehen werden ca. 5 % der radialen Verzüge von den Schraubenkräften, ca. 15 % von dem Innendruck und ca. 80 % vom Temperaturfeld hervorgerufen;

Die Ergebnisse aus den Berechnungen und den Messungen ergaben einen sehr verzugsarmen Motor, der im Bereich des tribologischen Systems Kolben-Kolbenring-Zylinderbuchse keine Probleme erwarten lässt. Diese Aussage wird von den Erfahrungen aus dem Serienbetrieb voll bestätigt.

Bei jeder zukünftigen Motorenentwicklung sollte eine Untersuchung mit Hilfe der FEM einhergehen, um frühzeitig Verzugsprobleme zu erkennen. Mittelfristig sollten die Verzugsuntersuchungen mit Strömungsberechnungen, mit Berechnungen der Wärmeübergangskoeffizienten, mit Berechnungen über das (nichtlineare) Zylinderkopfdichtungsverhalten, mit Berechnungen über die Erstarrungsgeschichte der Bauteile u. ä. ergänzt werden. Diese Bemühungen erfordern jedoch in erster Linie noch erhebliche Abstimmungsarbeiten bezüglich der FEM-Programme sowie zusätzliche Rechnerkapazitäten. Im Hinblick auf die zur Zeit laufenden Arbeiten ist zu erwarten, dass diese Ziele mittelfristig erreicht werden.

- [1] Merker, G. P.      Möglichkeiten und Grenzen moderner Berechnungsverfahren für Hochleistungs-Dieselmotoren  
Dieselmotorentchnik: Symposium an der Technischen Akademie Esslingen, 1992, S.168-196
- [2] Stiesch, G.;      Möglichkeiten und Anwendung der phänomenologischen Modellbildung im Dieselmotor  
Eiglmeier, C.;      MTZ Motortechnische Zeitschrift 60 (1999) 4,  
Merker, G. P.;      S. 274-284  
Wirbeleit, F.
- [3] Fujimoto, H.;      Measurement of Cylinder Bore Deformation During  
Yoshara, Y.;      Actual Operating Engines  
Goto, T.;      SAE Technical paper series 910042, 1991, S. 1-9  
Furuhama, S.
- [4] Goto, T.;      Die Verformung der Zylinderbohrung und ihr Einfluß  
Arai, T.;      auf die Motorleistung  
Goto, T.;      Preprints of Meeting on Automotive Engineers 891  
Hamai, K.      (1989), S. 47-50
- [5] Koch, F.;      Cylinder Liner Deformation Analysis – Measure-  
Gülpen, R.;      ments and Calculations  
Quadflieg,      SAE Technical Paper Series 980567, 1998, S. 43-53  
F.J.; Loe-  
precht, M.
- [6] Koch, F.;      Reibungsarme Motorkonzeption und Auslegung  
Geiger, U.      durch CAE  
MTZ Motortechnische Zeitschrift 57 (1996) 4,  
S. 247-249
- [7] Abthoff, J.;      Leichtbau-Kurbelgehäuse für einen aufgeladenen  
Gelse, W.;      Dieselmotor mit direkter Einspritzung  
Lang, J.;      Werkstoffe im Automobilbau, Stuttgart 1996,  
Schnarrenber-      S. 6-13  
ger, K.
- [8] Seeliger, A.;      Metallische Zylinderkopfdichtungen – Auslegung  
Schmitz, J.;      und Dimensionierung mit Hilfe der FEM  
Ahrens M.      MTZ Motortechnische Zeitschrift 57 (1996) 10,  
S. 564-570

- [9] Vorberger, G.; Berechnungsmethoden in der Motorenentwicklung  
Flierl R.;  
Hirschberger  
K.  
Automobil-Industrie 6/90, S. 629-637
- [10] Oehler, G. Kurbelgehäuseoptimierung an einem NKW-  
Dieselmotor  
MAN-Nutzfahrzeug AG, Nürnberg, S. 249-255
- [11] Kloft, M. Die Laufbahngestaltung in Aluminium-  
Zylinderkurbelgehäusen  
Leichtbau im Antriebsstrang: Haus der Technik e.V.;  
Essen 1995, S. 1-14
- [12] Köhler, E. Verbrennungsmotoren: Berechnung und Auslegung  
des Hubkolbenmotors  
Braunschweig; Wiesbaden: Vieweg, 1998
- [13] Aluminium Aluminium-Taschenbuch; Band 1 S. 200-227,  
Verlag (Hrsg.) Band 3, S. 550-557  
Aluminium Verlag, Düsseldorf 1997
- [14] Peters, B.; Trendsetter – Der Leichtbau-Motorblock für PkW  
Bick W.;  
Pieper M.;  
Wagner T.  
VDI Bericht Nr.:1151, 1995, S. 611-618
- [15] Hitsotugi, H.; Study on cylinder bore deformation of dry liner in  
Nagoshi, K.; engine operation  
Ebina, M.;  
Furuhama, S.  
JSAE Review 17 (1996), S. 113-119
- [16] Koch, F.; Ein neues Verfahren zur Messung der Zylinderde-  
Fahl, E.; formation im Motorbetrieb  
Haas, A.  
VDI Berichte, S. 327-344
- [17] Gschweitl, E.; Entwicklung leichter und leiser Motoren – Rechneri-  
Rainer, G. P.; sche und experimentelle Methoden  
Wünsche, P.  
AVL Gesellschaft für Verbrennungskraftmaschinen  
mbH; Graz  
VDI Berichte 208, S. 261-272

- [18] Stenzel, M.; Uhl, W.; Marzy, R. Strukturoptimierung des Zylinderkopf – Motorblock – Verbandes mit der FE – Methode, S. 234-248
- [19] Merker, G. P.; Josef, O. Development of a measuring technique for cylinder bore distortion during fired engine operation Proceedings of the 22<sup>nd</sup> CIMAC International Congress on Combustion Engines; Copenhagen 18-21 May 1998
- [20] Hilbig, J.; Neyer, D; Ermisch, N. Der neue 1.2l 3-Zylinder-Dieselmotor von Volkswagen VDI Berichte 1505; 1999, S. 461-484
- [21] Willmann, M.; Jelden, H; Pohle, J.; Roost, G.; Kracke, A. Der neue 81 kW-TDI-Motor von Volkswagen MTZ Motortechnische Zeitschrift 56 (1995) 12, S. 722-727
- [22] Koller, R; Klumpp, R.; Pütter, R.-G. Berechnung und Simulation in der Pkw-Motorenentwicklung MTZ Motortechnische Zeitschrift 59 (1998) 12, S. 808-816
- [23] Woschni, G.; Klaus, B.; Zeilinger, K. Untersuchung des Wärmetransportes zwischen Kolben; Kolbenringen und Zylinderbuchse MTZ Motortechnische Zeitschrift 59 (1998) 9, S.565-563
- [24] Urlaub, A. Verbrennungsmotoren: Grundlagen; Verfahrenstheorie; Konstruktion, 2. Neubearb.Auflage; Springer Verlag 1994
- [25] Beitz, W.; Küttner, K. H. (Hrsg.) Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau 17. Auflage; Springer Verlag 1990
- [26] Hahn, H.G. Elastizitätstheorie B. G. Teubner Verlag; Stuttgart 1985

- [27] Hahn, H.G      Methode der finiten Elemente in der Festigkeitslehre  
2. Auflage, Akademische Verlagsgesellschaft, Wies-  
baden 1982
- [28] Mollenhauer,      Handbuch Dieselmotoren  
K. (Hrsg.)            Springer 1997 (VDI – Buch)
- [29] Klein, B.            FEM: Grundlagen und Anwendungen  
Vieweg Verlag, Braunschweig 1990
- [30] Bach, M.;            Der neue V6-TDI-Motor von Audi mit Vierventil-  
Bauder, R.;            technik  
Mikulic, L.;            MTZ Motortechnische Zeitschrift 58 (1997) 7/8,  
Pölzl, H.-W.;         S. 372-382  
Stähle, H.
- [31] Welte, L.;            Ankopplung der Kurbelwellen-Hauptlager an die  
Essers, U.             Motorstruktur MTZ Motortechnische Zeitschrift 58  
(1997)7/8, S. 426-433
- [32] Arndt, R.; Ku-      Das Aluminium – Kurbelgehäuse der Audi – Vierzy-  
sebauch, K.;          lindermotoren mit 1.6 und 1.8 l Hubraum  
Rösch, R.;            MTZ Motortechnische Zeitschrift 58 (1997) 7/8,  
Stenzel, M.            S. 600-606
- [33] Behr, B.             3D-CAD-Einsatz bei der Gußteilkonstruktion  
VDI Berichte Nr. 1173, 1995, S.279-301
- [34] Böhle, J.;            Die Entwicklung des 111-kW-TDI-Motors im VW T4  
Epperlein, T.;        MTZ Motortechnische Zeitschrift 60 (1999) 1,  
Schmidt-             S. 48-56  
Loose, K.
- [35] Neumann,            Der neue 3-Zylinder-Dieselmotor mit Hochdruckein-  
K.-H.                  spritzung von Volkswagen  
VDI Berichte 1418; Tagung Dresden 22./23.10.1998
- [36] Stieper, K.;         Brennraumseitige örtliche thermische Randbedin-  
Polej, A.              gungen für Verbrennungsmotoren  
MTZ Motortechnische Zeitschrift 59 (1998) 7/8,  
S. 500-505

- [37] Bauder, R. Die Zukunft der Dieselmotoren-Technologie  
MTZ Motortechnische Zeitschrift 59 (1998) 7/8,  
S. 10-17
- [38] Payer, E. Akustikoptimierung von Verbrennungsmotoren  
durch numerische Simulationsverfahren  
Engineering Partners 97/98; Sonderausgabe von  
ATZ und MTZ, S. 60-63
- [39] von Fersen, O. Motoren Leichtbau I: Schlankheits – Kur  
mot 26/1996, S. 74-77
- [40] Seelinger, A.; Schmitz, J.; Ahrens, M. Metallische Zylinderkopfdichtungen – Auslegung  
und Dimensionierung mit Hilfe der FEM  
MTZ Motortechnische Zeitschrift 57 (1996) 10,  
S. 564-570
- [41] Eifler, G. Neue Zylinderkopfdichtung mit integrierter  
Dichtspaltsensorik  
MTZ Motortechnische Zeitschrift 60 (1999) 3,  
S. 148-151
- [42] Popielas, F; Quick, L.; Weiß, A. Optimierung funktionsrelevanter Eigenschaften von  
Mehrlagen-Stahl-Zylinderkopfdichtungen für neue  
Motorkonstruktionen  
MTZ Motortechnische Zeitschrift 60 (1999) 3;  
S. 156-162
- [43] Federal Mogul Sealing Systems GmbH Korrelation zwischen gemessenem und berechneten  
Dichtspaltverhalten bei Zylinderkopfdichtungen  
MTZ Motortechnische Zeitschrift 60 (1999) 3, S.155
- [44] IBler, W. Kolben für Pkw – Dieselmotoren mit direkter Ein-  
spritzung  
MTZ Motortechnische Zeitschrift 56 (1995) 12,  
S. 734-735
- [45] DIN ISO 4291 Verfahren für die Ermittlung der Rundheitsabweichung  
Beuth Verlag GmbH, Berlin 1985
- [46] DIN ISO 6318 Rundheitsmessung  
Beuth Verlag GmbH, Berlin 1985

- [47] Esch, T. Einfluss der Zylindergestaltung auf die tribologischen Eigenschaften von wassergekühlten Viertakt – Verbrennungsmotoren  
Dissertation, RWTH Aachen, 1993
- [48] Koch, F. Untersuchungen zur Deformation von Zylinderrohren in Verbrennungsmotoren mit einem neuen Messverfahren  
Dissertation, RWTH Aachen, 1995
- [49] Lönne, K. Veränderungen der statischen Motorverzüge durch den Motorbetrieb  
GOETZE AG; Fachschrift D7; Burscheid 1980, S. 3-7
- [50] Peters, B. Konstruktionskonzepte für Leichtbau – Motorblöcke  
Dissertation, RWTH Aachen, 1997
- [51] Stecher, F. Zylinderverformungen – Untersuchungen in einer Modellanlage und im laufenden Motor  
MTZ Motortechnische Zeitschrift 31 (1970) 12, S. 505-511
- [52] Mahle GmbH Komponenten für die V8-Motoren von Audi  
MTZ Motortechnische Zeitschrift 60 (1999) 1, S. 24
- [53] Fischer, U. Untersuchung des Verformungsverhaltens der Grundlagergasse am Kurbelgehäuse eines Mehrzylinder Motors unter statischer und dynamischer Belastung  
VDI Fortschrittberichte Reihe 12; Nr. 324
- [54] Betsch, J. Ein Beitrag zur Berechnung und Optimierung der Verbindung von Zylinderkopf und Kurbelgehäuse  
Dissertation, Universität Stuttgart, 1997
- [55] Halsband, M. Entwicklung reibungsoptimierter Kolbengruppen unter Anwendung spezifischer Meßverfahren  
Dissertation, Universität Hannover, 1994
- [56] Pölzl, H.-W.; Bauder, R. Stand und Entwicklungstendenzen der TDI-SDI-Technik für PKW – Dieselmotoren  
VDI Berichte Nr. 1256; 1996, S. 125-147



- [57] Caspers, K. H. Prozess – Sicherheit am Beispiel einer Zylinderlaufbüchsen – Produktion  
MTZ Motortechnische Zeitschrift 61 (2000) 1,  
S. 48-53
- [58] Rottengruber, H.;  
Wiebicke, U.;  
Woschni, G.;  
Zeiliger, K. Wasserstoff – Dieselmotor mit Direkteinspritzung;  
hoher Leistungsdichte und geringer Abgasemission  
MTZ Motortechnische Zeitschrift 61 (2000) 2,  
S. 122-128
- [59] Englisch, C. Zylinderlaufbüchsen für Fahrzeugmotoren und ihre  
Werkstoffe  
ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 1941; Heft 12,  
S. 305-312
- [60] Sekiya, H.;  
Fukuma, Y.;  
Machida, T.;  
Sakai, H. Lateral Deformation of cylinder block  
FISITA 1976,7, S. 47-52
- [61] Köhler, E.;  
Ludescher, F.;  
Niehues, J.;  
Peppinghaus,  
D. LOKASIL<sup>®</sup> Zylinderlaufflächen – Integrierte lokale  
Verbundwerkstofflösung für Aluminium – Zylinder-  
kurbelgehäuse  
Werkstoffe im Automobilbau; Sonderausgabe von  
ATZ und MTZ 1998, S. 38-42
- [62] Hall, P.;  
Tidmarsh, D.;  
Atkinson, G. A concept for a lightweight cylinder block  
IMEchE 1996, S. 181-187
- [63] Lönne, K.;  
Ziemba, R. The Goetze Cylinder Distortion Measurement Sys-  
tem and the Possibilities of Reducing Cylinder Dis-  
tortions  
SAE Paper 880142, S. 25-33