

Messung der Zylinderverformung von Aluminiumkurbelgehäusen für Dieselmotoren

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

Dipl.-Ing. Thorsten Kuhn
geboren am 12.04.1970 in Ingelheim/Rhein

Prof. Dr.-Ing. habil. Günter P. Merker

Prof. Dr.-Ing. Manfred Gietzelt

Prof. Dr.-Ing. Manfred Hager

20.12.2001

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Technische Verbrennung der Universität Hannover.

Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Günter P. Merker, dem Leiter des Instituts gilt mein besonderer Dank für die fachliche und persönliche Unterstützung bei der Durchführung dieser Arbeit, sowie für die Übernahme des ersten Referates.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Manfred Gietzelt danke ich für das Interesse an der Arbeit und für die Übernahme des Koreferats.

Danken möchte ich ebenfalls Herrn Prof. Dr.-Ing. Manfred Hager für die Übernahme des Vorsitzes im Promotionsverfahren.

Der Volkswagen AG, insbesondere der Gruppe von Herrn Dr.-Ing. Andreas Kracke möchte ich an dieser Stelle für die Vergabe der Forschungsaufträge und für die gute Zusammenarbeit danken.

Ein besonders herzlicher Dank gilt auch allen Kolleginnen und Kollegen sowie allen Studenten und wissenschaftlichen Hilfskräften, die durch ihre tatkräftige Unterstützung, durch fachliche Diskussionen und durch ein angenehmes Arbeitsklima am Institut zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Thorsten Kuhn

Hannover, Dezember 2001

Kurzfassung

Die Zylinderdeformation spielt für das tribologische System Kolben, Kolbenringe und Zylinderlaufbuchse eine wichtige Rolle, da ca. 70 - 80 % des Ölverbrauchs und ca. 40 - 60 % der mechanischen Verluste an der Kolbengruppe des Motors verursacht werden. Der Übergang von Grauguss-Zylinderkurbelgehäusen (GG-ZKG) zu Aluminium-Zylinderkurbelgehäusen (Al-ZKG) schafft einen Klärungsbedarf bezüglich der Zylinderdeformation bei direkteinspritzenden Pkw-Dieselmotoren mit Al-ZKG.

Es wurde ein Messsystem für die Zylinderverzugsmessung an direkteinspritzenden Dieselmotoren mit Al-ZKG entwickelt. Das System ermöglicht es, die Zylinderdeformation einzelner oder mehrerer Zylinder im gefeuerten Betrieb zu messen und die Ergebnisse über ein ganzes Arbeitsspiel darzustellen.

Die Messung wird mit acht über den Kolbenumfang verteilten induktiven Wegsensoren (Wirbelstromsensoren) durchgeführt. Diese sind in einen ringförmigen Sensorträger eingesetzt. Sie ermöglichen die Vermessung von Al-ZKG mit eingesetzten GG-Zylinderbuchsen, wie auch von Vollaluminium-ZKG, die nach dem Verfahren des „Atmosphärischen Plasma-Spritzens“ beschichtet sind.

Das Messsystem wurde an beiden ZKG-Konzepten appliziert und bei Messungen erfolgreich erprobt. Es wurden dabei Lastpunkte bis 350 Nm bei 2500 min⁻¹ mit Spitzendrücken bis 200 bar angefahren. Die Messungen haben gezeigt, dass das Al-ZKG mit eingegossenen GG-Buchsen und auch das beschichtete Gehäuse nach ersten Erkenntnissen im Betrieb keine stärkeren Zylinderdeformationen aufweisen, als bisher vermessene Serienmotoren mit GG-ZKG.

Schlagworte:

Zylinderverzugsmessung, Aluminium-Zylinderkurbelgehäuse, Kolbengruppe

Abstract

Measurement of cylinder bore deformation in direct injection diesel engines with aluminium crankcases

The cylinder bore deformation is a significant problem for the tribological system consisting of the piston, the piston rings and the cylinder bore, since 70 - 80 % of oil consumption and 40 - 60 % of mechanical losses are attributable to the piston assembly group. The change from grey cast iron crankcases to crankcases made from aluminium provides a basis for investigations relating to the cylinder bore deformation of direct injection diesel engines with aluminium crankcases.

A measurement system for cylinder bore deformation of engines with aluminium crankcases was developed for this research. This system enables a direct measurement and representation of cylinder bore deformation in one or more cylinders during actual engine operation over the complete four stroke cycle.

Measurement is achieved using eight inductive sensors (eddy current sensors) which are evenly distributed around the circumference of the piston. These are set into a circular mounting. They enable deformation measurement of aluminium crankcases with either grey cast iron liners or plasma-sprayed coatings.

The measuring system was applied successfully to both crankcase concepts. Field-tests up to 350 Nm at 2500 rpm with maximum cylinder pressure of 200 bar have been carried out. The cylinder bore deformation measured using the aluminium crankcases with both grey cast iron liners and plasma-spray coated liners was shown to be no larger than that previously recorded using mass-produced cast iron crankcases.

Keywords:

cylinder bore deformation, aluminium crankcases, piston assembly group

I Inhaltsverzeichnis

II Formelzeichen und Abkürzungen.....	VII
1 Einleitung und Aufgabenstellung.....	1
2 Stand der Technik.....	3
2.1 Aluminium-Zylinderkurbelgehäuse für Dieselmotoren.....	3
2.1.1 Monolithische Zylinderkurbelgehäuse.....	5
2.1.2 Quasimonolithische Zylinderkurbelgehäuse.....	6
2.1.3 Heterogene Zylinderkurbelgehäuse.....	8
2.2 Zylinderdeformation.....	12
2.2.1 Ursachen der Zylinderdeformation von Hubkolbenmaschinen.....	12
2.2.2 Mathematische Beschreibung der Zylinderdeformation.....	15
2.2.3 Bedeutung der Zylinderdeformation.....	17
2.3 Verfahren zur Messung der Zylinderdeformation.....	20
2.3.1 Statische Messmethoden.....	21
2.3.2 Dynamische Messmethoden.....	22
3 Entwicklung des Messsystems.....	26
3.1 Sensortypen und physikalische Wirkprinzipien.....	27
3.1.1 Sensoren auf Basis des Hall-Effektes.....	27
3.1.2 Sensoren auf Wirbelstrombasis.....	31
3.2 Voruntersuchungen.....	32
3.2.1 Aufbau der Versuchseinrichtung.....	32
3.2.2 Planung und Durchführung der Voruntersuchungen.....	34
3.2.3 Ergebnis der Voruntersuchungen.....	44
3.3 Verwendete Messsysteme.....	44
3.3.1 Aufbau des Messkolbens.....	45
3.3.2 Auslegung des Sensorträgersystems.....	46
3.3.3 Auslegung des Schwingensystems.....	48
3.3.4 Messsystem mit Hall-Sensoren.....	57
3.3.5 Messsystem mit Wirbelstromsensoren.....	59
3.4 Kalibrierung des Messsystems.....	64
3.4.1 Wegkalibrierung.....	67
3.4.2 Temperaturkalibrierung.....	69

4	Versuchsanlage und Messprogramme	69
4.1	Prüfstandsbeschreibung.....	69
4.2	Versuchsträger	71
4.2.1	1,2-Liter-TDI-Motor	71
4.2.2	5-Zylinder-Vollaluminium-Motor	73
4.3	Auswertung	74
4.3.1	Messsignalaufnahme.....	75
4.3.2	Aufgezeichnete Messdaten	76
4.3.3	Entfernung der Kolbensekundärbewegung.....	78
4.3.4	Fehlermöglichkeiten und Eindeutigkeit der Ergebnisse	79
4.4	Versuchsprogramme	80
4.4.1	Messungen am 1,2-Liter-TDI-Motor.....	80
4.4.2	Messungen am 5-Zylinder-Motor	81
5	Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen	82
5.1	1,2-Liter-TDI-Motor.....	83
5.1.1	Ausgangssituation	83
5.1.2	Einfluss des motorischen Betriebs.....	85
5.1.3	Abschließende Beurteilung.....	91
5.2	5-Zylinder-Vollaluminium-Motor.....	93
5.2.1	Ausgangssituation	93
5.2.2	Einfluss des Zylinderspitzenendrucks.....	94
5.2.3	Einfluss der Motorlast	96
5.2.4	Abschließende Beurteilung.....	101
6	Zusammenfassung und Ausblick.....	105
7	Literaturverzeichnis.....	108

II Formelzeichen und Abkürzungen

Zeichen	Einheit	Bedeutung
a	-	Fourierkoeffizient, Cosinusanteil
a	mm	Radiale Wanddicke des Kolbenringes
A	-	Anlenkpunkt am Kolben
b	-	Fourierkoeffizient, Sinusanteil
b	mm	Breite
B	-	Drehpunkt zwischen Hebel 1 und Hebel 2
B ₀	-	gestellfestes Gelenk
B _z	T	magnetische Induktion
d	mm	Dicke
d _K	mm	Gespannter Ringdurchmesser
d _{AL}	mm	Durchmesser der Sensorträgernut
d _{Ti}	mm	Trägerinnendurchmesser
e	As	Elementarladung
e	μm	Exzentrizität
E	N/mm ²	Elastizitätsmodul
E _y	V/m	Elektrische Feldstärke
F _{el}	N	elektrische Gegenkraft
F _{Ly}	N	Lorenzkraft
F _T	N	Kolbenringtangentialkraft
F(φ)	μm	Fehler bei der Zylinderverzugsberechnung
g ₁	-	Hilfsgerade 1
g ₂	-	Hilfsgerade 2
h	mm	Mittlere axiale Ringhöhe
I _x	A	Strom
k	-	Laufvariable
K	-	Kolbenringparameter
l ₀	mm	Ausgangslänge

l_1	mm	Länge Hebel 1
l_2	mm	Länge Hebel 2
n	-	höchste darstellbare Fourier-Ordnung
p_0	pa	Kolbenring Anpressdruck
R	mm	Abstand zwischen Messsystemmittelpunkt und Referenzkreis
r	mm	Radius
r_i	μm	Stützstellenwert an der Stelle i
r_m	mm	mittlerer Kolbenringradius
R_m	N/mm^2	Zugfestigkeit
$R_{P\ 0,2}$	N/mm^2	Streckgrenze
S	-	Anzahl der Sensoren
u	μm	Amplitude
U_i	μm	Formfüllungsvermögen
U_H	V	Hall-Spannung
U_y	V	Spannung
v_x	m/s	Geschwindigkeit der Elektronen
v	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur
α	mm/K	Wärmeausdehnungskoeffizient
φ_{10}	Grad	Winkel zwischen Hebel 1 und Zylinderachse
φ_{12}	Grad	Winkel zwischen Hebel 1 und Hebel 2
φ_k	Grad	Phasenlage
Δl	mm	Längendifferenz
ΔR	μm	Verzug
Z_F	μm	Zylinderformabweichung

Abkürzung	Bedeutung
Al	Aluminium
APS	Atmosphärisches Plasma-Spritzen
CNC	Computer Numerical Control
DMS	Dehnmessstreifen
EDX	Energiedispersive Röntgenanalytik
FEM	Finite Elemente Methode
GG	Grauguss
KS	Firma KS Aluminium Technologie
Ni	Nickel
Ni-SiC	Nickel-Siliziumkarbid
OT	oberer Totpunkt
Si	Silizium
SmCo ₅	Cobalt-Samarium
UT	unterer Totpunkt
ZK	Zylinderkopf
ZKG	Zylinderkurbelgehäuse
ZOT	Zünd-OT

1 Einleitung und Aufgabenstellung

Das stetig ansteigende Mobilitätsbedürfnis der Menschen steht im Gegensatz zu begrenzten fossilen Energiereserven und der Notwendigkeit der Reduzierung von Treibhausgasen in der Atmosphäre. Die zunehmend verschärften Abgasvorschriften und die steigenden Brennstoffpreise zwingen die Automobilindustrie zu weiteren Schritten in Richtung Verbrauchsreduzierung und Emissionsminderung bei Kraftfahrzeugen.

In diesem Zusammenhang hat der direkteinspritzende abgasturboaufgeladene Dieselmotor in den letzten 5 Jahren deutlich an Akzeptanz gewonnen, da er durch eine fortschreitende Entwicklung sehr gute Fahrleistungen bei niedrigem Verbrauch aufweist. Der VW Lupo 3L zeigt als erstes 3-Liter-Auto allerdings sehr deutlich, dass geringer Brennstoffverbrauch bei guten Fahrleistungen nicht nur durch das Antriebsaggregat realisiert werden kann. Der konstruktive und finanzielle Aufwand zur Verbrauchsreduzierung durch motorische Maßnahmen nimmt mit geringer werdendem Verbrauch überproportional zu. Dagegen bietet die Verbrauchsreduzierung durch Verringerung des Fahrzeuggewichts ein sehr großes Potential. Dabei ist der Einsatz von neuen, leichten Werkstoffen an verschiedenen Bauteilen des Kraftfahrzeugs ein häufig eingesetztes Mittel der Gewichtsreduzierung.

Mit der Prämisse den Brennstoffverbrauch von Kraftfahrzeugen durch Reduzierung des Fahrzeuggewichts zu verringern, bietet der Motor mit einem Anteil von rund 15 % am Gesamtfahrzeuggewicht ein hohes Einsparpotential. Das Zylinderkurbelgehäuse (ZKG), mit über 30 % an der Motormasse beteiligt, wird bei Dieselmotoren bisher fast ausschließlich aus Grauguss (GG)-Legierungen gefertigt. Damit ist es ein bevorzugtes Objekt für vielfältige Aktivitäten zur Gewichtsoptimierung. Aluminium (Al) bietet in der Summe aller Eigenschaften und unter Berücksichtigung kommerzieller Gesichtspunkte wie zum Beispiel Kosten und Verfügbarkeit die besten Voraussetzungen die GG-Legierungen zu substituieren. Trotzdem stellen Al-ZKG für Dieselmotoren zur Zeit im Serieneinsatz noch absolute Ausnahmen dar. Die Ursachen hierfür sind in den hohen Beanspruchungen der motorischen Komponenten begründet, die zur Überschreitung der thermomechanischen Belastbarkeit von Aluminiumlegierungen vorrangig in den Bereichen Zylinderbuchsen und Lagergasse führen können.

Die möglichen Einsparpotentiale in Bezug auf die ZKG-Masse bewegen sich in einer Größenordnung von etwa 50 % im Vergleich zur GG-Basis [1]. Kritische Stimmen sprechen dagegen von nur 30 % bei großvolumigen Motoren, mit noch weiter abnehmender Tendenz bei kleineren Hubräumen [2].

Bei Ottomotoren hat die Substitution von GG durch Al bereits bis in die Bereiche der Massenmotorisierung von etwa 1,0 l bis 2,0 l Hubraum stattgefunden. Für Dieselmotoren stellen die hohen mechanischen und thermischen Belastungen des Zylinders und der Kolbengruppe hohe Anforderungen an die Konstruktion eines Kurbelgehäuses aus Aluminium. Besondere Bedeutung hat dabei das tribologische System der Kolbengruppe. Die für Al-ZKG verwendeten Standardlegierungen sind bei Dieselmotoren für eine direkte Kolbenführung nicht geeignet. Durch besondere Legierungen, den Einsatz von Zylinderbuchsen oder die Beschichtung der Laufbahnen muss erst eine geeignete Reibpaarung für den Kolben und die Kolbenringe geschaffen werden. Für diese Anwendungen existieren keine Ergebnisse oder Erfahrungen über die Verformung der Zylinderlaufbuchse bei motorischem Betrieb. Da ca. 70 - 80 % des Ölverbrauchs [3] und ca. 40 - 60 % der mechanischen Verluste [4], [5] an der Kolbengruppe des Motors verursacht werden, spielt die Form der Zylinderlaufbuchse für das tribologische System Kolben, Kolbenringe und Laufbuchse eine wichtige Rolle.

Statische Vermessungen und Finite-Elemente-Berechnungen (FEM) dienen bisher nur für die Beurteilung von Zylinderverzügen aufgrund von statischen Belastungen durch Zylinderkopf und Kurbelwellenmontage. Über die während des Motorbetriebs auftretenden Zylinderverzüge können auf diese Weise keine Informationen gewonnen werden. Um beim Einsatz von Aluminium als Werkstoff für Zylinderkurbelgehäuse von Dieselmotoren eine Aussage über die Zylinderverzüge im motorischen Betrieb zu erlangen, ist es notwendig diese schon während der Versuchsphase messtechnisch zu erfassen.

Im Rahmen dieser Arbeit soll ein vorhandenes Messsystem zur Zylinderverzugsmessung von GG-ZKG im gefeuerten Motorbetrieb für die Anwendung in Al-ZKG weiterentwickelt werden. Dabei geht es um die Untersuchung und Auswahl geeigneter Sensoren für die neue Anwendung und die Verbesserung der Standfestigkeit und Handhabung des Messsystems. Die Standfestigkeit des Systems ist maßgeblich bestimmt durch die Temperaturfestigkeit der Sensoren und die mechanische Beanspruchung der aus dem ZKG herausgeführten Sensorkabel. Die Verbesserung der Handhabung betrifft sowohl die Hardwarekomponenten des Messsystems wie auch die Auswertesoftware. Durch die in dieser Arbeit angestrebten Verbesserungen soll ein Messsystem entstehen, das nach der entsprechenden geometrischen Anpassung an den zu vermessenden Motor universell einsetzbar ist. Mit diesem modifizierten System soll im Anschluss die Verwendbarkeit von Al für ZKG von Pkw-Dieselmotoren anhand von Zylinderverzugsmessungen erstmals bei einem ZKG mit eingegossenen GG-Laufbuchsen wie auch bei einem beschichteten Vollaluminium-ZKG untersucht werden.

2 Stand der Technik

2.1 Aluminium-Zylinderkurbelgehäuse für Dieselmotoren

Die Tatsache, dass die Werkstoffeigenschaften von Aluminiumlegierungen und die hohen Belastungen der Kolbengruppe bei Dieselmotoren eine besondere konstruktive Betrachtung der Zylinderlaufbahnen erfordern, hat diese zu einem zentralen Gegenstand der Motorenentwicklung werden lassen.

Das „monolithische“ Zylinderkurbelgehäuse aus einem Guss, dessen Werkstoff zugleich auch für die Zylinderlaufflächen geeignet ist, ist bei Grauguss (in Verbindung mit perlitischem Gefüge) die Regel, bei Aluminium jedoch eher die Ausnahme. Nur Sonderlegierungen, sogenannte übereutektische Al-Si-Legierungen, verfügen aufgrund des während der Erstarrung primär ausgeschiedenen Siliziums über die für Zylinderlaufflächen notwendigen tribologischen Eigenschaften [6].

Zur Gewährleistung optimaler Laufbedingungen für die Kolbengruppe müssen aus diesen Gründen zusätzliche Maßnahmen für die Zylinderlaufbahnen getroffen werden. Übereutektische Legierungen, Preforminfiltration, der Einguss einer GG- oder übereutektischen Al-Zylinderbuchse, das Einsetzen einer trockenen oder nassen GG-Schleudergussbuchse oder die Beschichtung der Lauffläche stellen mehrere Möglichkeiten dar, sichere Laufbedingungen bereitzustellen.

▪ Aluminium-Gusslegierungen für Zylinderkurbelgehäuse

Bei Aluminium unterscheidet man Primär- und Sekundäraluminium. Primäraluminium wird durch Schmelzflusselektrolyse aus Tonerde erzeugt, die wiederum aus dem Aluminium-Erz Bauxit gewonnen wird. Unter Sekundäraluminium versteht man Aluminium, das durch Umschmelzen und Veredeln von recyceltem Schrott (Neuschrott aus der laufenden Aluminium-Verarbeitung oder Altschrott von gebrauchten Produkten) gewonnen wird. Dieses Recycling von Aluminium bedeutet Umweltschutz und Energiesparen, denn der Energiebedarf für die Gewinnung von Sekundäraluminium ist bis zu 95 % geringer als der Bedarf zur Gewinnung von Primäraluminium.

Gusslegierungen für Aluminium-ZKG sind Al-Si-Legierungen, wobei die Sekundärlegierungen dominieren. Sie werden nach ihrem Silizium-Anteil als unter- bzw. übereutektisch bezeichnet. Das Eutektikum liegt bei 12 Gew. % Silizium-Anteil vor (gemäß dem niedrigsten Schmelzpunkt der Legierung). Übereutektische Legierungen werden vorzugsweise im Niederdruckguss vergossen. Untereutektische Legierungen eignen sich gut für das kostengünstigere Druckgussverfahren.

Typische Vertreter sind AlSi9Cu3 (untereutktisch, kostengünstige Sekundärlegierung) bzw. AlSi17Cu4Mg (übereutktisch, KS Markenname ALUSIL®).

Zusätzlich wird zwischen kalt- und warmaushärtenden Legierungen unterschieden. Erstere haben nennenswerte Kupfer-Anteile (Cu). Letztere sind weitgehend kupferfrei, besitzen aber geringe Magnesium-Anteile (Mg). Warmaushärtung bedeutet Lösungsglühen, Abschrecken und anschließende Warmauslagerung, was zur Erreichung der spezifizierten hohen Festigkeit und Härte dieser Legierungsgruppe unbedingt erforderlich ist. Kaltaushärtende Legierungen können dagegen auch bei Raumtemperatur nach ca. 48 Stunden für den Motorenbau verwendbare Eigenschaften erreichen. Eine Wärmebehandlung ist bei thermisch beanspruchten Bauteilen wie dem ZKG jedoch generell zu empfehlen, um die „Volumenstabilität“ herbeizuführen. Das „Wachstum“ nicht wärmebehandelter ZKG ist gleichbedeutend mit einer unkontrollierten, irreversiblen Ausdehnung (z.B. bleibendem Zylinderverzug) unter Temperatureinwirkung im Motorbetrieb. Konventionell druckgegossene Bauteile sind dagegen nicht voll wärmebehandelbar, da verfahrensbedingt (Turbulenzen beim Abguss mit hohem Druck) eingeschlossene Gasporen unter Hochtemperatureinwirkung zur Bauteilzerstörung führen. Warmaushärtende Legierungen sind, sofern ihr Einsatz für notwendig erachtet wird, nur im Schwerkraft- bzw. Niederdruckguss sinnvoll einsetzbar [7].

▪ Konzepte für Aluminium-ZKG bei Dieselmotoren

Die Wahl geeigneter Lösungen scheint bei Al-ZKG zunächst dadurch erschwert zu sein, dass sich im Gegensatz zu GG mit perlitischer Gefügeausbildung bei Aluminium sehr unterschiedliche Möglichkeiten eröffnen. Diese betreffen die Konzeptbausteine Bauart (Konstruktion), Legierung, Gießverfahren und Zylinderlauffläche, wobei vielfältige Unverträglichkeiten zu beachten sind. Der übergeordnete Aspekt ist daher die Kompatibilität der Konzeptbausteine. Die weitere Eingrenzung der prinzipiell darstellbaren Konzepte ergibt sich bei konkreten Motorentwicklungsprojekten aus den Zielsetzungen und Rahmenbedingungen hinsichtlich der Motorfunktion, elementarer Motorkenngößen (Zylinderzahl und -anordnung), Produktionsmenge, Rohteil- und Systemkosten, Weiterentwicklungspotential, Umweltbelangen und Recycling. Dies hat zu einer Vielzahl marktgängiger Konzepte geführt [8].

Eine Erläuterung dieser komplexen Zusammenhänge erfolgt im Folgenden, soweit sie für das Verständnis der Arbeit notwendig ist.

In Bezug auf die Zylinderlauffläche unterscheidet man Zylinderkurbelgehäuse grundsätzlich nach monolithischen, quasi-monolithischen und heterogenen Konzepten. Die verschiedenen Bauformen werden mit Verweis auf Bild 1 genau beschrieben.

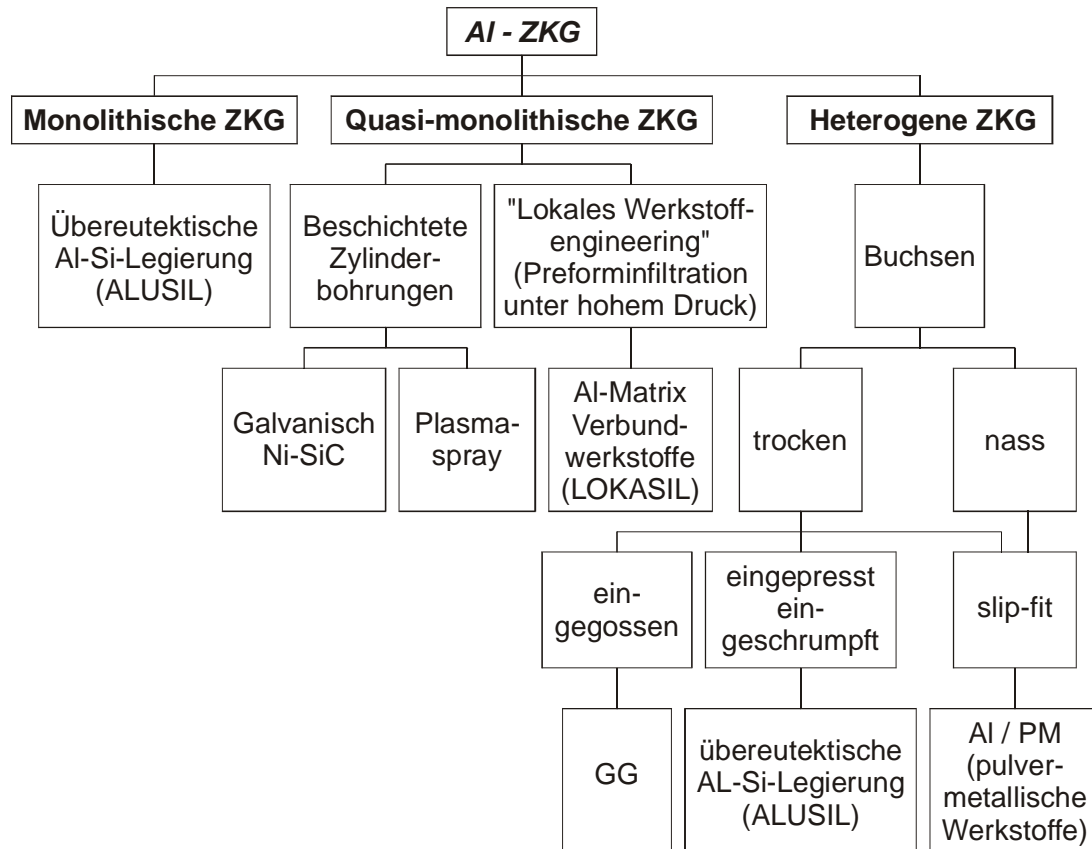


Bild 1: Mögliche Ausführungen von Zylinderlaufflächen in Aluminium

2.1.1 Monolithische Zylinderkurbelgehäuse

Monolithische Zylinderkurbelgehäuse zeichnen sich dadurch aus, dass der Kurbelgehäusewerkstoff auch für die Zylinderlaufflächen geeignet ist. Bei Aluminium-ZKG ist dies nur mit übereutektischen Legierungen (z.B. $\text{AlSi17Cu4Mg/ALUSIL}^{\text{®}}$), die im Niederdruckguss- oder Schwerkraftverfahren vergossen werden, möglich. Die tribologische Eignung beruht auf der Ausscheidung primären Siliziums, das in Form von kleinen, an der Oberfläche freizulegenden Körnern (Traggerüst für Laufpartner Kolben und Kolbenringe) vorliegt. Die Freilegung der Siliziumkörner nach dem Honen erfolgte in den ersten Jahren der Anwendung von $\text{ALUSIL}^{\text{®}}$ über einen nasschemischen Prozess (Ätzen). Dieses Verfahren wurde bei der Fertigung und aus umwelttechnischen Gründen oft als Nachteil gesehen. Inzwischen erfolgt dieser Vorgang durch einen zusätzlichen mechanischen Bearbeitungsschritt (3. Honstufe). Die mechanische Bearbeitung der Zylinderlauffläche läuft bezüglich der Taktzeit und dem Werkzeugverschleiß somit ähnlich effektiv ab wie bei Aluminium-Standard-

legierungen. Es muss dabei nur beachtet werden, dass die richtigen Schneidmittel in Verbindung mit angepassten Bearbeitungsparametern zur Anwendung kommen.

Ein monolithisches ZKG ohne zusätzlich erforderliche Bewehrung der Zylinderbohrungen ist einer heterogenen Lösung, wenn die Funktion in den Vordergrund gestellt wird, grundsätzlich vorzuziehen. Die herkömmliche Technik in Verbindung mit dem Niederdruckguss gilt jedoch als vergleichsweise teuer.

2.1.2 Quasimonolithische Zylinderkurbelgehäuse

Quasimonolithisch ist gleichbedeutend mit in Bezug auf das Gehäuse rückwirkungsfreier Bewehrung in den Zylinderbohrungen. Bei einem Niederdruckguss-ZKG aus einer Standardlegierung sind dies dünne Schichten, bei Druckguss-/Squeeze-Casting-ZKG eher eine „lokal verstärkte“ Basislegierung (Zylinderliner) [7].

▪ Hohlzylindrische Formkörper aus Silizium

Alternativ zu übereutektischen Legierungen kann die an den Zylinderbohrungen benötigte Siliziumanreicherung auch nur lokal erfolgen. Hochporöse, hohlzylindrische Formkörper aus Silizium, sogenannte Preforms, können unter hohem Druck während des Gießens mit kostengünstiger Sekundärlegierung infiltriert werden (Preforminfiltration). In Verbindung mit den sehr effizienten Druckgießverfahren entsteht so lokal ein den übereutektischen Legierungen tribologisch mindestens äquivalenter Verbundwerkstoff. Dabei wird der monolithische Charakter des Gehäuses im Wesentlichen beibehalten. LOKASIL[®] ist als Werkstoff-Familie zu verstehen. Für die Serienanwendung stehen heute zwei Varianten zur Verfügung. In der faserlosen Variante ist LOKASIL[®] ein hervorragender primär tribologischer Werkstoff. Als Faser-Partikel-Verbundwerkstoff lassen sich zudem höhere Festigkeitsanforderungen erfüllen. Dies kommt der Realisierung minimaler Stegbreiten zwischen den Zylindern bei entsprechend hoher thermischer Beanspruchung zugute [6].

Die Steigerung der Festigkeit im Bereich der Zylinder durch die Faser-Partikel-Verbundwerkstoff Preforms ermöglicht darüber hinaus den Einsatz von LOKASIL[®] für ZKG von PKW-Dieselmotoren.

▪ **Beschichtete Zylinderlaufbuchsen**

Beschichtungstechnologien bieten den Vorteil der Realisierung einer geringen Stegbreite zwischen den Zylindern, wodurch eine kurze Aggregatebaulänge und damit eine weitere Gewichtsreduzierung erzielt werden kann. Während bei der Verwendung von Buchsen aus Festigkeitsgründen ein Minimalabstand der Zylinderbohrungen von 5,5 mm nach dem heutigen Stand der Entwicklung nicht unterschritten werden kann, wird der Abstand für Beschichtungstechnologien nur durch die Grenzen der Zylinderkopfabdichtung vorgegeben [9].

▪ **Nickel-Siliziumkarbid-Dispersionsschicht**

Stand der Technik für Otto-Motoren ist die galvanisch abgeschiedene Nickel-Siliziumkarbid-Dispersionsschicht (Ni-SiC). Sie zeichnet sich durch hervorragende Funktion aus. Bei mehrzylindrigen ZKG ist sie allerdings nicht sehr verbreitet. Eine eher kritische Einstellung zu Nickel, die Entsorgung anfallender Nickelschlämme und eine in jüngerer Zeit aufflackernde Korrosionsproblematik bei stärker schwefelhaltigem Kraftstoff spielen hier zusätzlich eine Rolle. Aufgrund der Korrosionsanfälligkeit ist NIKASIL[®] für den Einsatz in Dieselmotoren nicht geeignet.

▪ **Atmosphärisches Plasma-Spritzen**

Das Atmosphärische Plasma-Spritzen (APS) hat gute Chancen sich in absehbarer Zeit einen festen Platz bei der Beschichtung von Zylinderlaufflächen zu sichern. Seit mehr als 30 Jahren wird es bereits für hochwertige Schutzbeschichtungen metallischer Oberflächen, Verschleiß- und Korrosionsschutz eingesetzt. Nach mehrjähriger Forschungs- und Entwicklungsarbeit gibt es seit 1997 ein Plasma-Spritzverfahren für die Beschichtung von Hohlkörpern. Die Beschichtung wird direkt auf die Aluminiumgusslegierung der ZKG aufgebracht. Die Zylinderlaufflächen werden zuvor auf Zylinderdurchmesser zuzüglich der Beschichtungsdicke ausgedreht. Durch Sandstrahlen wird die Oberfläche aufgeraut, um eine bessere Haftung der Beschichtung sicherzustellen.

Ein von der Schweizer Firma Sulzer Metco entwickelter rotierender Plasmapbrenner ermöglicht es die zuvor bearbeiteten AlSi-ZKG mit Bohrungsdurchmessern zwischen 70 und 100 mm zu armieren. Beim Beschichtungsvorgang bewegt sich der Brenner mit 200 bis 250 Umdrehungen pro Minute in den Zylinderbohrungen auf und ab.

Der Aufbau und die Funktionsweise des Brenners ist in Bild 2 dargestellt.

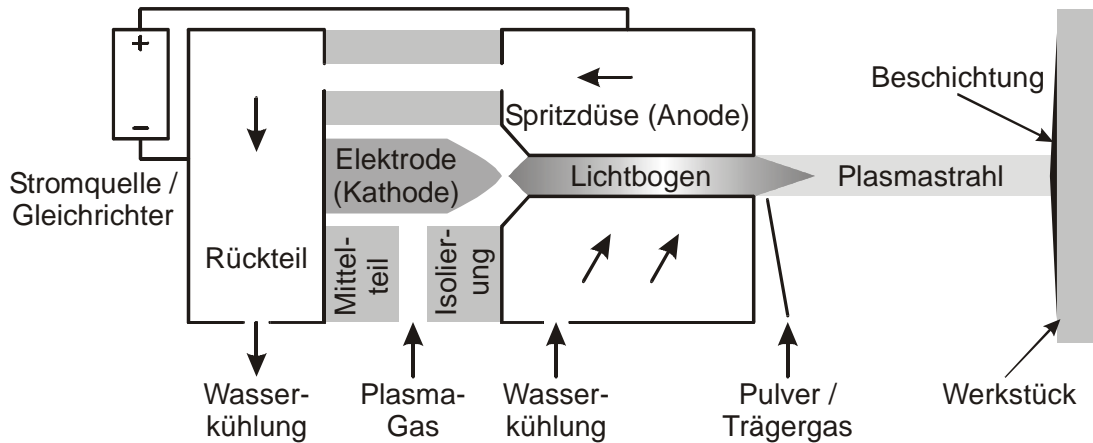


Bild 2: Aufbau und Funktionsweise des Brenners

Das zweiteilige Brennergehäuse enthält eine wassergekühlte Düse, die als Anode für den Lichtbogen dient. Die andere Gehäusehälfte beinhaltet die Kathode, von der der Lichtbogen ausgeht. Beide Teile sind bis auf den Kernbereich mit der Kathode von Wasser durchströmt. In diesem Bereich wird das Plasmagas (Argon und Wasserstoff) eingeleitet. Am Düsenaustritt wird das feinkörnige Beschichtungsmittel in den Lichtbogen mit Hilfe eines Trägergasstroms eingeleitet. Je nach verwendetem Brenngas und entsprechend der Dosierung ist die Lichtbogentemperatur zwischen 5000 und 20000 K variabel. Das erlaubt es jeden Werkstoff, der eine stabile flüssige Phase erreichen kann (Metalle, auch Keramik, Legierungen auf Eisenbasis, Metall/Metall oder Metall/Keramik), zu verarbeiten.

Der rotierende Plasmastrahl tritt rechtwinklig zur Zylinderachse aus und trifft mit hoher Geschwindigkeit auf die Aluminiumwandung. Je nach Bohrungsmaß dauert das Aufspritzen einer Schicht von 120 - 250 μm 60 bis 80 Sekunden. Nach der Bearbeitung durch Honen verbleibt eine Schichtstärke von 70 - 200 μm [10].

2.1.3 Heterogene Zylinderkurbelgehäuse

▪ Eingegossene GG-Zylinderbuchsen

Die kostengünstigste Möglichkeit besteht darin, beim Druckguss-ZKG das Problem Zylinderlauffläche mittels eingegossener Graugussbuchsen zu lösen. Eine entsprechende Bewehrung der Zylinderbohrungen ist dringend erforderlich, weil die für Druckguss geeigneten untereutektischen Legierungsvarianten nicht die notwendigen tribologischen Eigenschaften aufweisen [11].

Der Einsatz von Zylinderlaufbuchsen bedingt jedoch einen heterogenen Charakter des ZKG. Bei Buchsen aus Grauguss mit seinen differierenden Eigenschaften wird

dies offensichtlich. Beim Eingießen von Buchsen zeigen sich in Verbindung mit Druckguss die geringsten Spalte (zwischen Buchse und Umguss), was durch vergleichsweise gute äquidistante Wärmeleitzahlen zum Ausdruck kommt. Eine mechanische Verklammerung zwischen Zylinderbuchse und Umguss ist in Verbindung mit Rauhgussbuchsen, die über eine spezielle Oberfläche an der Außenseite verfügen, möglich (Bild 3).

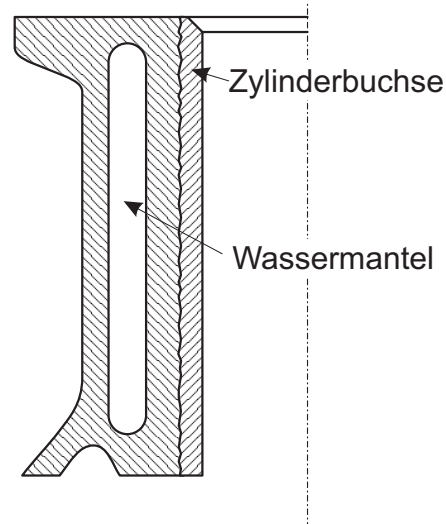


Bild 3: Eingegossene Zylinderbuchse (Liner)

Eingegossene Buchsen stehen unter schwer kontrollierbaren Eigenspannungen. Hinzu kommen Inhomogenitäten infolge von Rohteiltoleranzen und -verformung. Die Beherrschung multifaktoriell bedingter Zylinderverzugsprobleme mit potentiellen Funktionsnachteilen insbesondere im Langzeitbetrieb bedarf daher nicht zu unterschätzender Entwicklungsarbeit.

▪ **Trockene Zylinderbuchsen**

Trockene Zylinderlaufbuchsen sind dünnwandige Zylinder (1,5 - 3,5 mm), die in das ZKG eingesetzt werden (Bild 4). Sie werden entweder eingepresst und anschließend bearbeitet, oder fertig bearbeitet mit Schiebesitz („Slip-Fit-Buchsen“) eingefügt. Die Buchsen sind in den meisten Fällen an der Oberkante mit einem Bund versehen, damit sie im ZKG fixiert sind. Als Material kann nahezu jeder als Gleitpartner geeignete Werkstoff dienen. Aufgrund der Tatsache, dass die Buchsen nur in das ZKG eingesetzt sind, kann es zu Spalten zwischen der Laufbuchse und dem Kurbelgehäuse kommen. Dies führt zu einem schlechten und ungleichmäßigen Wärmeübergang an das ZKG.

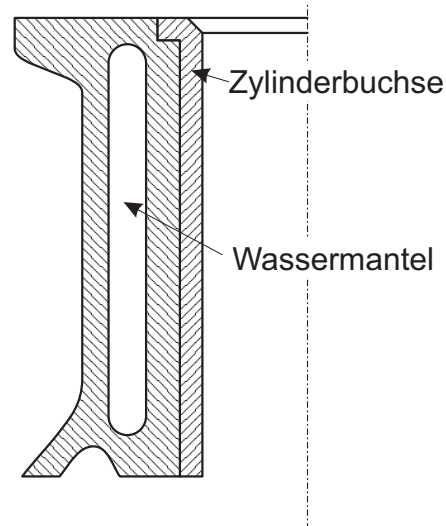


Bild 4: Trockene Zylinderlaufbuchse

Es sind bisher keine Anwendungen von trockenen Laufbuchsen in Dieselmotoren mit Aluminium-ZKG bekannt.

▪ Nasse GG-Schleudergussbuchsen

Nasse Buchsen werden in Open-Deck-ZKG eingesetzt. Die Außenseite der Laufbuchse steht in direktem Kontakt mit dem Kühlmedium. Die Abdichtung der Laufbuchse zum Zylinderkopf erfolgt mit der Zylinderkopfdichtung, zur Kurbelwellenseite werden ein oder mehrere Gummidichtringe eingesetzt. Grundsätzlich werden zwei Typen von nassen Laufbuchsen, die stehende und die hängende (Bild 5), unterschieden.

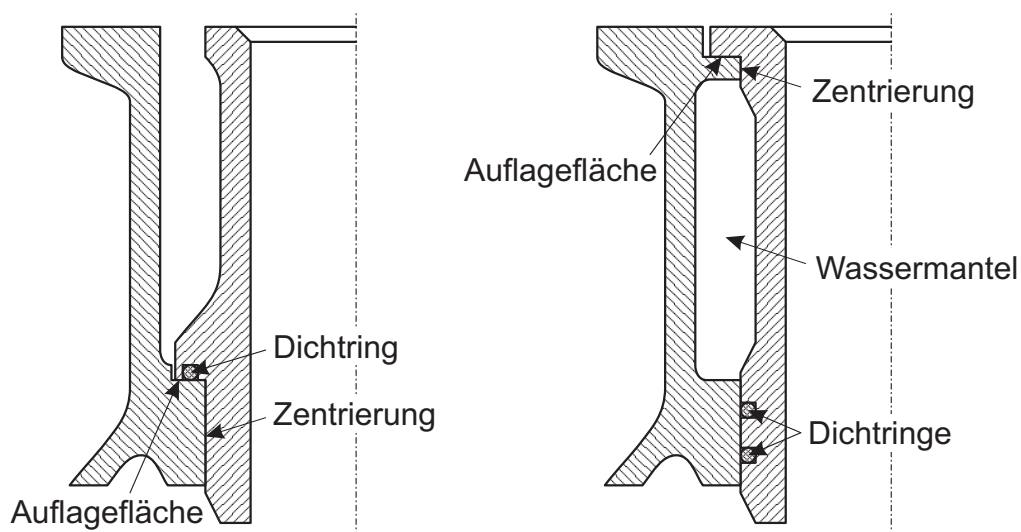


Bild 5: Stehende und hängende nasse Laufbuchsen

Die stehende nasse Buchse hat einen Bund im unteren Bereich, mit dem sie auf einem zylindrischen Sitz im Zylinder aufliegt. Die Dichtung zwischen Wassermantel und ZKG ist unter dem Bund in Form einer Flachdichtung oder einem Gummidichtring ausgeführt. Zentriert wird die Buchse durch eine Passung im unteren Teil. Die Buchse ist im oberen, thermisch hochbelasteten, Bereich vollständig mit Kühlwasser umspült, was zu einer gleichmäßigen und effizienten Kühlung führt. Nachteilig ist, dass die Buchse von der Zylinderkopfdichtungsfläche bis zum Bund auf Druck belastet wird und daher zu Verformungen neigt.

Die hängende nasse Buchse besitzt einen Bund am oberen Rand, mit dem sie ins ZKG eingesetzt wird. Sie wird oben am Bund oder unterhalb des Bundes zentriert. Die Zentrierung und Abdichtung im unteren Bereich erfolgt in einem Schiebesitz im ZKG mit eingesetzten Gummidichtringen. Auf diese Weise muss die Laufbuchse keine axialen Kräfte aufnehmen, was sich positiv auf die Verzüge auswirken kann.

▪ Aluminium Liner

Aluminium Liner werden wie GG-Zylinderbuchsen in das ZKG eingegossen. Basierend auf der Kenntnis des ALUSIL-Laufpartnersystems finden Aluminium-Liner zunehmend anstelle von Grauguss-Linern Verwendung. Der übereutektische Liner kann dabei im Niederdruckgieß-Verfahren oder mittels des Sprühkompaktier-Prozesses hergestellt werden. Der Kompaktier-Prozess besteht aus der Verdüsung einer metallischen Schmelze und der Abscheidung der erstarrenden Tröpfchen auf einem Substrat. Kennzeichnend für diese Verfahrenstechnik, die sich an der Grenze zwischen pulvermetallurgischen Fertigungstechniken und endabmessungsnahem Gießen einordnen lässt, sind sehr feine Gefüge mit homogenen Element- und Phasenverteilungen, minimalen Seigerungen, höherer Reinheit und daraus resultierenden hervorragenden mechanischen und physikalischen Eigenschaftsprofilen sowie verbesserter Beständigkeit unter korrosiven Bedingungen. Der sprühkompaktierte Werkstoff ermöglicht die Einstellung eines hoch-übereutektischen Gefüges bis zu einem Silizium-Volumenanteil von 35 Prozent. Gleichzeitig wird eine isotrope feine Silizium-Phasenverteilung erzielt.

Beim Eingießen von Aluminium-Linern wird durch die Temperatur der Gießform und die Führung der Metallschmelze eine teilweise metallische Anbindung in der Grenzfläche zwischen Liner und Umguss erreicht. In den restlichen Bereichen bildet sich lediglich ein mechanischer Verbund beziehungsweise ein Spalt aus, wodurch sich innerhalb der Umfangsfläche des Liners unterschiedliche Wärmeübergänge zum Umguss einstellen. Dieses inhomogene Wärmeübergangsverhalten führt zu einem Spannungsaufbau im Zylinder und einer daraus resultierenden Zylinderdeformation. Eine verbesserte metallische Anbindung kann lediglich durch

Optimierung der Gießparameter bei gleichzeitiger Oberflächenaktivierung des Aluminium-Liners erzielt werden [9].

Der 1,2-l-Motor der Volkswagen AG im 3-Liter-Lupo, der 1,7-l-CDI-Motor in der A-Klasse und der 4,0-l-V8-CDI-Motor in der S-Klasse von Mercedes Benz sind die ersten Seriedieselmotoren mit Aluminiumkurbelgehäuse. Der V8-Motor ist mit nassen Zylinderbuchsen aus GG-Schleuderguss bestückt, der 1,7-l-Motor von Mercedes Benz und der 1,2-l von Volkswagen haben eingegossene GG-Buchsen.

2.2 Zylinderdeformation

2.2.1 Ursachen der Zylinderdeformation von Hubkolbenmaschinen

Für die Funktion und Lebensdauer des tribologischen Systems Kolben-Kolbenring-Zylinderbuchse wird ein möglichst kreisrundes Zylinderrohr angestrebt. Bis heute ist es auf konstruktivem Wege noch nicht gelungen die Zylinderlaufbuchse, das Zylinderkurbelgehäuse und den Zylinderkopf so zu entwickeln, dass eine Verformung der Zylinderbuchse ausgeschlossen werden kann. Trotz moderner Honverfahren, die die statischen Zylinderverzüge deutlich verringern, stellen sich im Motorbetrieb Deformationen ein, die eine genaue Analyse und Ursachenforschung notwendig machen.

Im Allgemeinen werden radiale Deformationen eines Zylinderrohres als Zylinderverzüge bezeichnet. Nach [12] lassen sich die Ursachen für den Zylinderverzug in folgende Gruppen aufteilen:

Der statische Zylinderverzug wird hauptsächlich durch die Montage des Zylinderkopfes und der Kurbelwellenlager verursacht. Die Montage peripherer Bauteile, wie Wasserpumpe, Motoraufhängung und Nebenaggregateträger kann zusätzliche Auswirkungen auf den Verzug haben.

Die genannten Ursachen führen zu den statischen Zylinderverzügen. Diese sind in der Regel reversibel und mit herkömmlichen Messmethoden gut erfassbar. Im motorischen Betrieb werden zusätzlich Deformationen durch die folgenden quasi-statischen und dynamischen Einflüsse verursacht.

Die quasistatische Verformung der Zylinder resultieren aus den unterschiedlichen Wärmeausdehnungen der Bauteile (Zylinderkurbelgehäuse und Zylinderkopf) und Wärmespannungen, die aufgrund ungleichmäßiger Temperaturverteilung im Motorblock entstehen. Die Temperaturunterschiede auf dem Umfang des Zylinders sind dabei besonders zu beachten.

Der *dynamische* Zylinderverzug, durch die zyklisch wechselnden Gaskräfte im Zylinder und durch die vom Kolben auf die Zylinderbuchse übertragenen Normalkräfte (Führungskräfte) verursacht, kann sich den quasistatischen Deformationen im Motorbetrieb zusätzlich überlagern.

Diese Verzugsursachen treten in jedem Motor auf, in welchem Umfang sie jedoch zu Deformationen führen, hängt von der Konstruktion des jeweiligen Motors ab. Allgemeine konstruktive Parameter sind dabei:

Der *Motoraufbau*, vor allem die Zahl und Anordnung der Zylinder sowie die Art der Kühlung hat großen Einfluss auf den Zylinderverzug.

Die *Zylinderposition* im Motor führt zu unterschiedlichen Verzügen. Aus diesem Grund werden innenliegende Zylinder, die von beiden Seiten durch andere Zylinder begrenzt sind, und außenliegende Zylinder, die an Stirn- oder Abtriebsseite des Motors liegen, unterschieden. Innenliegende Zylinder weisen in der Regel symmetrischere Verzüge auf als außenliegende. Auch die Form des Wassermantels und die Position der Kühlwassereinspeisung kann von Bedeutung sein.

Die *Anbindung des Zylinderkopfes* durch Verwendung von Zylinderkopfschrauben oder Zugankern, deren Anordnung um den Zylinder sowie die Anzahl pro Zylinder wirken sich stark auf die Verzüge aus [13].

Die gesamte *Motorkonstruktion* mit Höhe, Durchmesser, Wandstärke und Ausführung der Zylinderbuchsen, Dicke des Topdecks, Verrippung des ZKG, Planheit von Zylinderkopf und ZKG, Auslegung der Kurbelwellengasse und Anzugsmoment der Hauptlagerschrauben sowie die Art und Weise, in der periphere Anbauteile am ZKG montiert werden (Nebenaggregatehalter, Motorlager), sind mitbestimmend für Ausmaß und Form des Verzuges [14], [15]. Der Werkstoff des ZKG wird durch den zunehmenden Wechsel von GG zu Aluminium ebenfalls einen bedeutenden Einfluss auf die Zylinderverzüge haben.

Im Hinblick auf die Funktion der Kolbenringe ist eine erste Unterteilung der Bohrungsdeformation in gleichmäßige Durchmesseränderungen und Verzüge sinnvoll [16]. Durchmesseränderungen können durch die Kolbenringe gut ausgeglichen werden, Verzüge hingegen sind nur bedingt zulässig.

Eine Übersicht der Verzugsursachen und die daraus resultierenden Verzüge bietet Tabelle 1.

Primäre Buchsenbelastung			Auswirkung		Mögliche Sekundärbelastung	Auswirkung		
			Ø-Änderung	Verzug		Ø-Änderung	Verzug	
Statisch oder quasistatisch	Mechanische Belastungen	durch Gehäuseverspannung	Radialbelastung					
			gleichmäßig über Umfang	X				
			ungleichmäßig über Umfang		X			
		über Zylinderkopf und Dichtung	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 1: Verzugsursachen und resultierende Verzüge

Zusammenfassend ist zu sagen, dass die wesentlichen Ursachen für den Zylinderverzug thermische und durch Spannungen bedingte Belastungen auf Kurbelgehäuse und Laufbuchse darstellen. Freiwerdende Eigenspannungen während der Bearbeitung gehören ebenso dazu wie durch die Zylinderkopf- und Nebenaggregatmontage eingeleitete Spannungen in das ZKG. Weitere Belastungen durch den Gasdruck und ungleichmäßige Reibungskräfte führen mit überlagerten thermisch eingeleiteten Spannungen zum Gesamtverzug der Zylinderlauffläche. Dieser lässt sich nur unter realen Betriebsbedingungen wirklichkeitsnah abbilden.

2.2.2 Mathematische Beschreibung der Zylinderdeformation

Die Auswirkungen der Zylinderdeformation auf das Funktionsverhalten der Kolbenringe hängen nicht nur von der Quantität der Verzüge, sondern im Speziellen auch von der Art der Deformationen ab.

Aus diesem Grund hat sich die Fourier-Zerlegung für die Beschreibung der radialen Zylinderdeformation als Standardmittel etabliert [12], [17], [18]. Die Fourier-Analyse zerlegt eine beliebige periodische Funktion $f(x)$ der Periodenlänge 2π - als solche kann die Deformation in einem Horizontalschnitt des Zylinders angesehen werden - in eine Reihe trigonometrischer Funktionen [19], [20].

Eine solche Reihe wird als Fourierreihe bezeichnet und hat nachstehende Form:

$$f(x) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} [a_k \cdot \cos(kx) + b_k \cdot \sin(kx)]$$

Bei dem vorliegenden Fall handelt es sich um keine Funktion $f(x)$, sondern eine der Anzahl der Sensoren entsprechenden Zahl an diskreten Abstandswerten. Ausgehend von diesen gemessenen Abstandswerten kann die Zylinderkontur durch ein trigonometrisches Polynom $\Delta R(\varphi)$ der Form

$$\Delta R(\varphi) = a_0 + \sum_{k=1}^n [a_k \cdot \cos(k\varphi) + b_k \sin(k\varphi)]$$

approximiert werden. Die Variable n entspricht dabei der höchsten noch darstellbaren Ordnung. S ist die Anzahl der gemessenen Werte (Stützstellen), die aufgrund des einfacheren Rechenalgorithmus üblicherweise geradzahlig angesetzt wird.

Die Koeffizienten haben dann folgende Form:

$$a_0 = \frac{1}{S} \cdot \sum_{i=1}^S r_i,$$

$$a_k = \frac{2}{S} \cdot \sum_{i=1}^S r_i \cdot \cos(k\varphi_i),$$

$$b_k = \frac{2}{S} \cdot \sum_{i=1}^S r_i \cdot \sin(k\varphi_i),$$

wobei die r_i die gemessenen Abstände an den korrespondierenden φ_i darstellen.

Bei einer Anzahl von n gleichmäßig über dem Zylinderumfang verteilten

Messpunkten erhält man n unabhängige Wertepaare. Damit lassen sich $k = n = \frac{S}{2}$

Fourierkoeffizienten berechnen. Für das letzte Glied der trigonometrischen Reihe mit

$k = n = \frac{S}{2}$ ergibt sich aus der Forderung nach 2π -Periodizität:

$$b_{S/2} = \frac{2}{S} \cdot \sum_{i=1}^S r_i \cdot \sin\left(\frac{S}{2} \cdot \varphi_i\right) = \frac{2}{S} \cdot \sum_{i=1}^S r_i \cdot \sin\left(\frac{S}{2} \cdot i \cdot \frac{2\pi}{S}\right) = 0$$

Durch den Wegfall von $b_{S/2}$ ist die Anzahl der Koeffizienten genau so groß, wie die

Anzahl an Stützstellen. Es liegt der Fall der trigonometrischen Interpolation vor.

Somit approximiert $\Delta R(\varphi)$ die Stützstellen nicht nur, sondern geht durch sie

hindurch. $\Delta R(\varphi)$ hat folglich die endgültige Form:

$$\Delta R(\varphi) = a_0 + \sum_{k=1}^{\frac{S}{2}-1} [a_k \cdot \cos(k\varphi) + b_k \cdot \sin(k\varphi)] + a_{S/2} \cdot \cos\left(\frac{S}{2} \cdot \varphi\right),$$

mit den Koeffizienten:

$$a_0 = \frac{1}{S} \cdot \sum_{i=1}^S r_i,$$

$$a_{S/2} = \frac{1}{S} \cdot \sum_{i=1}^S (-1)^i \cdot r_i,$$

$$a_k = \frac{2}{S} \cdot \sum_{i=1}^S r_i \cdot \cos(k\varphi_i),$$

$$b_k = \frac{2}{S} \cdot \sum_{i=1}^S r_i \cdot \sin(k\varphi_i).$$

Da durch die Überlagerung zweier sinusförmiger Schwingungen gleicher Frequenz

wieder eine Sinusschwingung mit derselben Frequenz, aber anderer Phasenlage

entsteht, können die einzelnen Glieder der trigonometrischen Reihe auch in

folgender Form beschrieben werden:

$$a_k \cdot \cos(k\varphi) + b_k \cdot \sin(k\varphi) = u_k \cdot \cos(k\varphi - \varphi_k).$$

Jede Verzugsordnung besteht dementsprechend aus einer cosinusförmigen Schwingung mit der Amplitude u_k und der Phasenlage φ_k (Bild 6).

u_k und φ_k werden bestimmt aus:

$$u_k = \sqrt{(a_k^2 + b_k^2)}, \quad \varphi_k = \arctan \frac{b_k}{a_k}.$$

2.2.3 Bedeutung der Zylinderdeformation

Das Zylinderrohr beeinflusst als Laufpartner von Kolben und Kolbenringen entscheidend das Laufverhalten eines Motors. Starke Zylinderdeformationen können zu Blow-By, erhöhtem Ölverbrauch [21], [22], Reibung und Verschleiß [3], [4], [23] führen. Die Kompensation der auftretenden Zylinderverzüge findet weitestgehend durch die Kolbenringe statt, die durch ihren radialen Anpressdruck und ihre Elastizität in der Lage sind Zylinderverzüge bis zu einem bestimmten Maß auszugleichen. Mit der Kolbenringvorspannung kann das Formfüllungsvermögen (Fähigkeit zum Ausgleich von Rundheitsabweichungen) der Kolbenringe beeinflusst werden [24], [25]. Die Anhebung der Kolbenringvorspannung führt allerdings zu erhöhten Reibungsverlusten an der Kolbengruppe. Da der Reibungsanteil der Kolbengruppe bis zu 50 % der Motorreibung betragen kann [4], kommt der Reibungsreduzierung in diesem Bereich eine besondere Bedeutung zu. Vor dem Hintergrund einer Reibungsminderung stellt die weitestgehende Minimierung der Zylinderverzüge einen wichtigen Ansatzpunkt dar.

Bei der Bewertung von Zylinderverzügen hinsichtlich ihrer Wirkung auf das Funktionsverhalten der Kolbenringe ist es nicht ausreichend das Gesamtbild der Verzüge zu betrachten, sondern es ist sinnvoll zusätzlich die einzelnen Ordnungen zu untersuchen.

Die Verwendung von acht Sensoren erlaubt es die Ordnungen 0 bis 4 der die gemessenen Abstandswerte beschreibenden Fourier-Reihe zu berechnen. Die Verzüge 0. bis 4. Ordnung sind in Bild 6 dargestellt.

- Der Fourierkoeffizient 0. Ordnung beschreibt eine reine Durchmesserergrößerung. Ihr wird im Hinblick auf das Funktionsverhalten der Kolbenringe wenig Bedeutung zugemessen, da diese gut in der Lage sind, die Durchmesserergrößerung auszugleichen.
- Die Fourierkoeffizienten der 1. Ordnung drücken die Exzentrizität zwischen der Achse des Sensorträgersystems und der Zylinderachse aus.

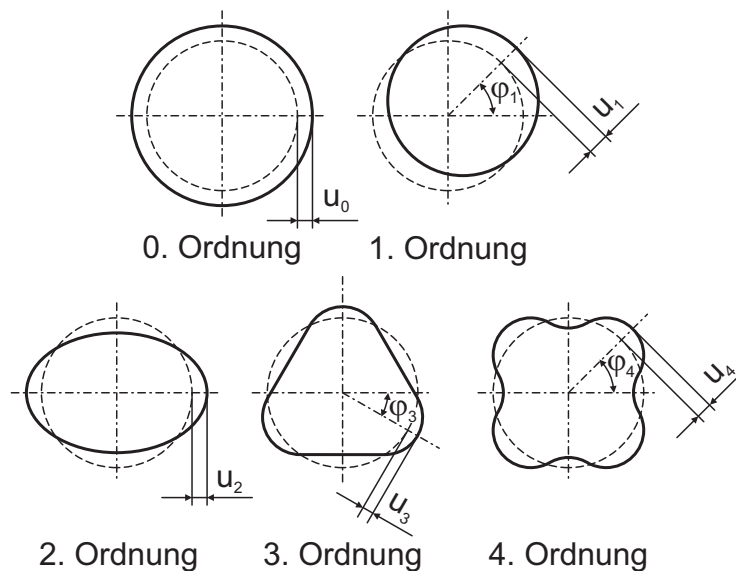


Bild 6: Darstellung der Fourierordnungen

- Die Fourierkoeffizienten der 2. Ordnung kennzeichnen den Ovalverzug der gemessenen Zylinderform, wie er durch unterschiedliche Wärmeausdehnung von Zylinderkopf und ZKG verursacht werden kann.
- Die Fourierkoeffizienten der 3. Ordnung beschreiben eine dreiecksförmige Deformation, die vorwiegend bei Motoren mit sechs Kopfschrauben pro Zylinder auftreten.
- Die Fourierkoeffizienten der 4. Ordnung stehen für einen kleblattförmigen Verzugsanteil, wie er hauptsächlich bei Motoren mit vier Kopfschrauben pro Zylinder zu messen ist [26], [27].

Der Kolbenring ist ein Dichtelement, dessen einwandfreie Funktion in erster Linie eine sehr hohe Formgenauigkeit der äußeren Umfangsfläche Zylinderrohr voraussetzt. Gleichzeitig ist der Kolbenring eine Feder, die ihre Funktion unter erschwerten Bedingungen - dynamische, mechanische und thermische Zusatzbeanspruchungen erfüllen muss.

Über den Kolbenringparameter K und den Anpressdruck p_0 kann das Formfüllungsvermögen U_i zur Beurteilung der Zylinderverzüge wie folgt berechnet werden.

Der Kolbenringparameter K ist nach [28] und [29] definiert als:

$$K = \frac{3F_T \cdot (d - a)^2}{Eha^2}.$$

Mit der Kolbenringtangentialkraft F_T , dem gespannten Ringdurchmesser d , der radialen Wanddicke des Kolbenrings a , dem Elastizitätsmodul des Kolbenringwerkstoffes E und der mittleren axialen Ringhöhe h .

Nach [18] lässt sich über den Kolbenringparameter k für einen selbstspannenden, geschlitzten Kolbenring, der in der allgemeinen Form einen Anpressdruck p_0 von:

$$p_0 = \frac{F_T}{r_m} \left(1 + \frac{a}{3r} \right)$$

hat, das Formfüllungsvermögen U_i für Deformationen der Ordnung i berechnen zu:

$$U_i = \frac{r_m \cdot K}{(i^2 - 1)^2}.$$

Mit r_m als mittlerem Kolbenringradius und r als Radius.

Durch den Ausdruck $(i^2 - 1)^2$ im Nenner der Gleichung sinkt das Formfüllungsvermögen U_i mit steigender Ordnung exponentiell ab. In Bild 7 ist das Formfüllungsvermögen für einen selbstspannenden, geschlitzten Kolbenring mit einem mittleren Durchmesser von 80 mm für verschiedene Verzugsordnungen dargestellt. Der gewählte Kolbenringparameter von $K = 0,03$ stellt einen typischen Wert für PKW-Motoren dar [18].

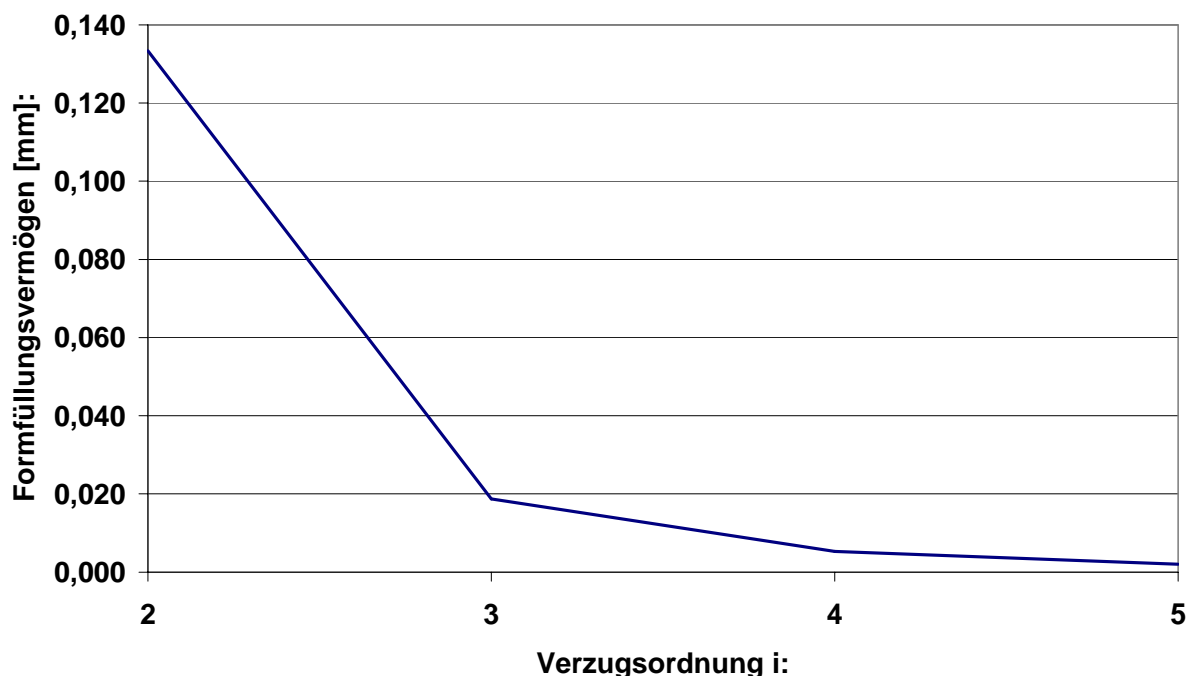


Bild 7: Formfüllungsvermögen eines selbstspannenden, geschlitzten Kolbenringes mit $D = 80$ mm und $K = 0,03$

Wie das Diagramm zeigt, ist es aufgrund dieses Kolbenringverhaltens sinnvoll, die Verzugsordnungen bei der Auswertung der Messwerte getrennt beurteilen zu können. Besondere Bedeutung ist vor allem der 4. Ordnung, bei der das Formfüllungsvermögen eines üblichen Kolbenringes nur noch bei $5\ \mu\text{m}$ liegt, zuzumessen.

2.3 Verfahren zur Messung der Zylinderdeformation

Zur Analyse des Zylinderverzuges werden in der Motorentwicklung statische und dynamische Messverfahren herangezogen. Der Messbereich der Verzüge liegt dabei im μm -Bereich und erfordert daher eine empfindliche Messtechnik. Zur Analyse verschiedener Verzugsursachen wird bei den statischen Messverfahren zwischen folgenden Messungen unterschieden:

Die *kaltstatisch unverspannte Messung* dient dazu, die Fertigungsgenauigkeit und eine etwaige Abweichung durch den Fertigungsprozess, die z.B. durch die Einspannung während der Bearbeitung hervorgerufen wird, zu bestimmen. Die Zylindergeometrie wird dabei ohne montierten Zylinderkopf vermessen.

Die *kaltstatisch verspannte Messung* der Zylinderrohrgeometrie wird nach der Montage von Zylinderkopf und Zylinderkopfdichtung durchgeführt. Dies entspricht annähernd dem Verspannungszustand nach der Motormontage und liefert Hinweise auf den Einfluss der Schraubenkräfte auf die Zylinderdeformation. Die Zylinderverzüge im sogenannten kaltstatischen Erstverspannungszustand werden mit Hilfe eines verbesserten Honverfahrens (Brillenhonen) verringert. Dabei wird vor dem Honvorgang eine Aluminium- oder Stahlplatte (Honbrille), anstelle des Zylinderkopfes mit dem ZKG verspannt. Die Honbrille simuliert den Verspannungszustand bei montiertem Zylinderkopf und ermöglicht trotzdem den Zugang der Honwerkzeuge. Das Honen wird bei einer Prozesstemperatur zwischen $40\ ^\circ\text{C}$ und $60\ ^\circ\text{C}$ durchgeführt.

Die *heißstatisch verspannte Messung* wird mit montiertem Zylinderkopf und auf Betriebstemperatur aufgeheiztem Kühlwasser aufgenommen. Dadurch wird die unterschiedliche Wärmeausdehnung der Bauteile, die durch die verschiedenartigen Werkstoffe hervorgerufen wird, berücksichtigt. Es ist dabei zu beachten, dass sich im Motorbetrieb durch den Wärmefluss von den Zylinderwänden an das Kühlwasser eine andere Temperaturverteilung im ZKG einstellt als bei Erwärmung des Kühlwassers. Die bei heißstatisch verspannten Messungen erhaltenen Messwerte sind daher eigenständig zu betrachten.

Allen diesen Messungen liegt zugrunde, dass sie nicht im Motorbetrieb, sondern statisch durchgeführt werden. Somit liegen nicht die tatsächlich im gefeuerten Betrieb auftretenden Belastungszustände vor. Im Betrieb ergibt sich eine ungleichmäßige Temperaturverteilung im ZKG und es treten zusätzliche mechanische Belastungen der Zylinderlauffläche durch die Kolbennormalkräfte und Gaskräfte auf. Diese Unterschiede sind insbesondere deshalb von Bedeutung, da die zunehmende Leistungsdichte der Motoren zum Anstieg der mechanischen und thermischen Belastungen führt. Die deutlichen Unterschiede zwischen dem dynamischen Betrieb des Motors und den statischen Verzugsmessungen lassen erhebliche Unterschiede im Verzugsverhalten erwarten.

Aus diesem Grund wurden mit fortschreitender Technik dynamische Messverfahren entwickelt, die sich in indirekte und direkte Messverfahren unterteilen lassen:

Bei der *indirekten dynamischen Messung* werden an der Außenseite des Zylinders Dehnungsmessstreifen (DMS) angebracht, die die Zylinderdeformation gegenüber dem Ausgangszustand (bei ruhendem Motor) im Betrieb messen.

Bei der *direkten dynamischen Messung* wird die Zylinderkontur entsprechend der Hubbewegung des Kolbens abgetastet. Zu diesem Zweck werden Wegsensoren in den Kolben des Versuchsmotors eingebaut.

2.3.1 Statische Messmethoden

Für die Ermittlung statischer Deformationen stehen mehrere unterschiedliche Messverfahren zur Verfügung:

3-D Koordinatenmessmaschinen sind allgemein in der Industrie eingesetzte stationäre Messgeräte. Durch eine in allen drei Dimensionen verfahrbare Messsonde können annähernd beliebige Konturen sehr genau erfasst werden. Unter Verwendung spezieller Sonden werden sie ebenfalls für die Zylinderverzugsmessung eingesetzt [30].

Bei den besonderen Anforderungen, denen Messungen an Motoren unterworfen sind, ist es sinnvoll, *spezielle*, für diese Anwendung konzipierte, *Verzugsmesssysteme* einzusetzen.

Das in diesem Zusammenhang bekannteste Messsystem ist das „*Incometer*“ der Firma Goetze [31], [32], [33], [34]. Es handelt sich dabei um eine rechnergesteuerte, transportable Einrichtung, bestehend aus der Messsonde, der Messsondenführung, der Klemmvorrichtung, dem Gehäuse für die Schrittmotoren und der Steuerung. Die Messeinrichtung wird bei der Messung vom Topdeck oder von der Hauptlagergasse aus mit dem ZKG verspannt. Einbau und Zentrierung erfolgen über Klemmbacken im

Zylinderrohr. Die Messsonde wird mittels Schrittmotoren kontinuierlich oder in Schritten durch das Zylinderrohr gefahren. Dabei ist es möglich, Umfangs- oder Mantellinien des Zylinderrohres aufzuzeichnen. Die dabei unweigerlich auftretenden Montagefehler, wie exzentrische Lage oder Schiefstellung der Sondenführung in der Zylinderlaufbuchse, werden von der Auswertungssoftware eliminiert.

Das *holographische* Messverfahren [35], [36] liefert eine flächenhafte Aufzeichnung des Zylinderverzuges. Zu diesem Zweck wird der Kolben des Motors durch einen Kegelspiegel ersetzt. Mit einer punktförmigen Lichtquelle wird ein Lichtstrahl auf die Zylinderwand geworfen. Mit der Reflektion dieses Strahles wird eine holographische Platte belichtet. Nach der Veränderung des Verspannungszustandes des Zylinders wird die Platte erneut belichtet, wodurch auf dem Bild Interferenzstreifen entstehen. Abhängig von der Wellenlänge des einfallenden Lichtstrahles geben die Abstände der Interferenzlinien Auskunft über die Zylinderverformung.

2.3.2 Dynamische Messmethoden

Bei den dynamischen Messmethoden haben sich die Verfahren durchgesetzt, die die Zylinderkontur von innen abtasten. Äußere Messmethoden, wie sie schon 1969 mittels Dehnmessstreifen an der Zylinderaußenseite eines luftgekühlten Dieselmotors durchgeführt wurden [37], eignen sich prinzipbedingt nicht für wassergekühlte Motoren. Für dieses Verfahren ist die Zugänglichkeit der Zylinderaußenseiten für die Applikation der DMS Voraussetzung.

Alle bisher verwendeten inneren Systeme nutzen im Kolben montierte Sensoren. Bei diesen Verfahren wird der Abstand zwischen Kolben und Zylinder mittels auf dem Kolbenumfang verteilten Sensoren (Bild 8) im motorischen Betrieb ermittelt. Um aussagefähige Informationen über die für das Betriebsverhalten der Kolbenringe relevanten Zylinderdeformationen machen zu können, müssen diese „aus der Position der Kolbenringe“ ermittelt werden. Zu diesem Zweck wird eine horizontale Sensorebene benötigt. Diese sollte möglichst weit oben in der Ringzone des Kolbens angeordnet sein, um auch den oberen Bereich der Zylinderbuchse zu erfassen, in dem die Zylinderdeformation häufig am größten ist.

Leider erlaubt es die Sensortechnik bis jetzt noch nicht, die Sensoren oberhalb der Kolbenringe anzuordnen. Zum Schutz der Sensoren vor thermischer Zerstörung und Druckbeaufschlagung sollten möglichst beide Kompressionsringe über der Sensorebene angeordnet sein.

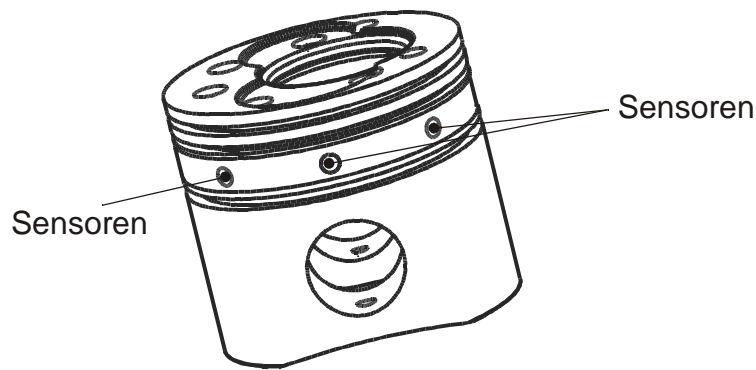


Bild 8: Anordnung der Sensoren im Kolben

Aufgrund der Position im Kolben messen die Wegaufnehmer eine Wegänderung, die sich aus Zylinderverzug und Kolbensekundärbewegung zusammensetzt. Da der Zylinderverzug sehr viel kleiner ist als die Kolbensekundärbewegung, muss diese nachträglich aus den Rohdaten der Messung entfernt werden, um die reine Zylinderdeformation zu erhalten. Auf diesen Punkt wird in der Auswertung näher eingegangen.

Ein weiterer Aspekt, der beim Einbau der Messaufnehmer in den Kolben beachtet werden muss, ist die Kolbenausdehnung. Da diese einen nicht zu differenzierenden Einfluss auf die Messgröße der Wegaufnehmer hat, müssen die Sensoren in einem von der Ausdehnung des Kolbens weitgehend entkoppelten Trägersystem eingesetzt werden.

Erstmals im Jahr 1970 wurde ein Verfahren veröffentlicht [16], das es ermöglicht, die Zylinderdeformation vom Kolben aus zu messen. Es handelt sich um ein Messsystem, bei dem die Zylinderwand mit acht gleichmäßig über den Umfang verteilten, radial angeordneten Taststiften während des motorischen Betriebs abgetastet wird. Die Taststifte übertragen die Bewegung auf kleine, im Kolben einseitig eingespannte Blattfedern, die beidseitig mit DMS beklebt sind und die Taststifte gegen die Zylinderwand drücken.

Diese Messfedern sind auf einem zylindrischen Träger befestigt, der zentral mit dem Kolbenboden verschraubt ist. Thermisch oder mechanisch hervorgerufene Kolbenverformungen können sich somit nicht auf das Messsystem auswirken. Mess-elementeträger und Taststifte sind aus Invar-Stahl gefertigt, um die unvermeidlichen, durch Temperaturdehnungen hervorgerufenen Verfälschungen gering zu halten. Invar ist eine ausdehnungsarme Eisen-Nickel Legierung mit einem mittleren linearen Wärmeausdehnungskoeffizienten von $\alpha \approx 3,9 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ im Bereich von 40 °C bis 180 °C [38]. Die Messleitungen werden über ein System aus Tragseilen und Federn aus dem ZKG herausgeführt.

Der unvermeidbare Verschleiß der Taststifte und die daraus resultierenden Messfehler sind als Nachteil tastender Verfahren zu sehen. Massenbehaftete Messsysteme beinhalten zusätzlich die Gefahr von Schwingungsphänomenen, Reibung und Trägheit. Diese Gefahren zusammen mit dem Druckverhältnis und dem Schmierfilm im Bereich der Taststifte, kann dazu führen, dass diese von der Zylinderwand abheben [16].

Im Jahr 1990 wurde ein weiteres System zur Zylinderverzugsmessung im laufenden Motor vorgestellt [39]. Bei diesem Messsystem wird ein horizontal geteilter Kolben eingesetzt, dessen bewegliche Kolbenkrone von außerhalb des Motors über einen Getriebemechanismus während des Motorlaufs gedreht werden kann.

Ein einzelner berührungslos arbeitender induktiver Sensor in der sich drehenden Kolbenkrone misst dabei kontinuierlich den direkten Abstand zur Zylinderwand. Während einer Messung überstreicht der Sensor durch die Drehbewegung einen großen Teil der Zylinderoberfläche. Die Messleitungen werden mittels einer Schwinge (Systems aus zwei Hebeln) aus dem Kurbelgehäuse geführt.

Unter der Voraussetzung, dass die Kolbensekundärbewegung in einem stationären Betriebspunkt über mehrere Arbeitsspiele identisch ist, lässt sich aus den gemessenen Daten ein nahezu vollständiges Bild der Zylinderdeformation berechnen. Außerdem wird durch die sehr langsame Kolbendrehung eine sehr hohe Auflösung der Deformation in Umfangsrichtung erreicht. Nachteilig ist der hohe Bauaufwand.

Bedingt durch die Applikation des Sensors direkt in der Kolbenkrone können radiale Kolbenverformungen die Messung verfälschen. Die Trennung der Messwerte in Kolben- und Zylinderverformung ist nachträglich nicht mehr möglich. Die Qualität der Messung ist bei diesem System stark davon abhängig, inwieweit die Kolbensekundärbewegung über mehrere Arbeitstakte identisch ist. Schon sehr kleine Abweichungen der Kolbensekundärbewegung ziehen große Fehler bei der gemessenen Zylinderdeformation nach sich.

In [40] wurde ein neuartiges Verfahren zur Zylinderverzugsmessung entwickelt, bei dem erstmals berührungslose, auf dem Hall-Prinzip basierende Sensoren für eine direkte Messung gegen die Zylinderwand eingesetzt wurden. Dieses Verfahren verwendet einen zylindrischen Sensorträger, der zentral mit dem Kolbenboden verschraubt ist. In diesem Träger werden durch acht radiale Bohrungen im Kolben kleine Röhren aus Invar befestigt, die an ihren äußeren Enden mit den Sensoren bestückt sind. Die Wegaufnehmer sitzen somit an der Kolbenoberfläche unterhalb des ersten Kompressionsringes und sind trotzdem von dem Verformungsverhalten des Kolbens entkoppelt. Dieses Verfahren führt zu sehr guten Messergebnissen.

Es ist leider aufgrund der zentralen Befestigung im Kolben nicht für direkt-einspritzende Dieselmotoren mit Muldenkolben geeignet [26], [41].

Ein weiteres mit Taststiften arbeitendes Verfahren wird in einer im Jahr 1993 veröffentlichten Arbeit [3] beschrieben. Dieses System ähnelt vom Aufbau dem in [16] beschriebenen, arbeitet aber nur mit sechs anstelle von acht Taststiften. Die sensitiven Elemente sind hier keine DMS, sondern berührungslos arbeitende induktive Wegaufnehmer, die gegen das innere Ende der Taststifte messen. Für die Führung der Messleitungen hat sich auch hier ein Hebelsystem bewährt.

Entsprechend dem erstgenannten Verfahren mit Taststiften sind auch hier Sensor-träger und Taststifte aus Invar-Stahl gefertigt. Die Aussagen bezüglich der Nachteile der mechanischen Komponenten des Systems gelten hier ebenfalls. Eine Verbesserung der Messgenauigkeit ist durch die Verwendung induktiver Sensoren zu erwarten. Durch die Verwendung einer geringeren Anzahl an Sensoren ist die Auflösung der Deformation in Umfangsrichtung niedriger.

Im Jahr 1995 wurde in [17] ein Messverfahren vorgestellt, das mit acht berührungslos messenden Wirbelstromsensoren arbeitet. Der Aufbau des Sensorträgersystems entspricht dabei weitestgehend dem in [40] entwickelten.

Die Entwicklung eines berührungslos arbeitenden Messsystems für direkteinspritzende Dieselmotoren mit Muldenkolben wurde in [26] veröffentlicht. Es kommt hier ein ringförmiger Sensorträger zur Anwendung, der auf Höhe des zweiten Kompressionsringes in den Kolben eingesetzt wird. Die Wahl des Sensorprinzips ist nur von der Baugröße der Sensoren und den physikalischen Eigenschaften der Zylinderwand abhängig.

Dieses System bildet eine sehr gute Ausgangsbasis für die Weiterentwicklung und den Einsatz an direkteinspritzenden Dieselmotoren mit Aluminium-ZKG. Der detaillierte Aufbau wird im folgenden Kapitel (Absatz 3.3.1) ausführlich beschrieben.

3 Entwicklung des Messsystems

Abstandsmessungen können wie unter 2.3.2 beschrieben, prinzipiell tastend oder berührungslos durchgeführt werden. Die Nachteile tastender Verfahren, wie Verschleiß, Reibung, Trägheit oder Resonanzerscheinungen aufgrund massenbehafteter Übertragungseinrichtungen, prädestinieren berührungslose Messwertgeber für die Verwendung unter hohen dynamischen Belastungen, wie sie im Motor vorkommen [26].

Es stehen grundsätzlich Messverfahren auf kapazitiver und induktiver Basis zur Verfügung.

Bei den beiden in dieser Arbeit untersuchten Motoren handelt es sich um einen 1,2-l-3-Zylinder-TDI und einen 5-Zylinder-DI-Dieselmotor. Beide Motoren haben ein Zylinderkurbelgehäuse aus Aluminium. Sie unterscheiden sich allerdings im Aufbau der Zylinderlaufbahnen. Während der 1,2-l-Motor eingegossene GG-Zylinderlaufbuchsen aufweist, wird im 2,5-l-Motor die Atmosphärische Plasmabeschichtung für die Zylinderlaufbahnen eingesetzt. Dies ist zum einen durch den Bauraum (geringer Zylinderabstand) notwendig und zum anderen zur weiteren Gewichtseinsparung und Vereinfachung des Herstellungsprozesses gewünscht.

Da bei beiden Kurbelgehäuseausführungen bisher noch kein dynamisches Zylinderverzugsmesssystem eingesetzt wurde, muss vor Beginn der Messungen untersucht werden, welche Sensortechnik für die beiden Zylinderwerkstoffe am besten geeignet ist. Dabei steht fest, dass aus oben genannten Gründen berührungslos messende Sensoren eingesetzt werden sollen. Es ist im Vorfeld der Messungen somit zu untersuchen, welche berührungslos messenden Sensorsysteme zum Einsatz kommen können.

Kapazitive Sensoren eignen sich für die Messung aller nichtelektrischer Größen, die sich auf eine Abstandsänderung der Kondensatorplatten oder auf eine Änderung des Dielektrikums zurückführen lassen [42]. Sie werden in der Motormesstechnik häufig zur Abstandsmessung verwendet und zeichnen sich durch eine gute thermische Stabilität und mechanische Belastbarkeit aus. Zudem lassen sie sich in sehr kleinen Abmessungen fertigen [43], [44]. Sie nutzen den Effekt, dass die Kapazität zweier paralleler Metallplatten (Elektroden) umgekehrt proportional zu ihrem Abstand ist. Beim Einsatz der Sensoren für die Zylinderverzugsmessung könnte man eine Elektrode isoliert in den Kolben integrieren und die Zylinderwand als Gegenelektrode verwenden. Eine Einschränkung der Verwendbarkeit bei der Abstandsmessung von Zylinderwand und Kolben ergibt sich aus dem Einfluss der Änderung des Dielektrikums zwischen den Elektroden auf die Kapazität des Sensors. Da sich

während der Messung nicht sicher feststellen lässt, ob sich Luft oder Öl zwischen den Elektroden befindet scheiden die Sensoren für diesen Anwendungszweck aus.

Induktive Sensoren [42], [45] nutzen den Effekt, dass sich die Induktivität einer Spule ändert, wenn der Abstand zu einem ferromagnetischen Material variiert. Bei ferromagnetischen Zylinderwänden kann auf diese Weise der Abstand zwischen einem im Kolben eingesetzten Sensor und der Zylinderwand mit Hilfe der Induktivitätsänderung der Spule bestimmt werden. Wie kapazitive Sensoren können sie in sehr kleinen Baugrößen gefertigt werden und sind zusätzlich unempfindlich gegenüber dem im Messspalt befindlichen Medium.

In der Literatur wird allerdings häufig beschrieben, dass die verwendeten induktiven Wegsensoren zum einen nicht linear sind und zum anderen eine starke Temperaturabhängigkeit aufweisen [45], [46].

Aufgrund dieser Nachteile werden für die Messungen keine einfachen induktiven Sensoren verwendet, sondern solche, die auf dem Hall-Effekt und auf dem Wirbelstromprinzip basieren, untersucht. Beide Messaufnehmer gehören prinzipiell zu der Gruppe der induktiven Messverfahren. Trotzdem arbeiten sie unter Ausnutzung unterschiedlicher physikalischer Effekte. Die genaue Funktionsweise der Sensoren wird im folgenden Abschnitt erläutert.

3.1 Sensortypen und physikalische Wirkprinzipien

Die Voruntersuchungen werden, wie oben beschrieben, mit Hall- und mit Wirbelstromsensoren durchgeführt. Sie arbeiten nach den folgenden physikalischen Wirkprinzipien:

3.1.1 Sensoren auf Basis des Hall-Effektes

Der Hall-Effekt zählt zu den galvanomagnetischen Effekten [42]. Die Hall-Sensoren nutzen diesen Effekt aus, wobei sie ein Spannungssignal in Abhängigkeit von einem den Messaufnehmer durchsetzenden Magnetfeld abgeben.

Wird ein leitendes Plättchen mit der Breite b und der Dicke d in x-Richtung mit dem Strom I_x durchflossen und in z-Richtung mit einem Magnetfeld B durchsetzt, so wirkt auf jedes Elektron die Lorentz-Kraft:

$$F_{Ly} = -e \cdot v_x \cdot B_z$$

Durch die Lorentz-Kraft werden die Elektronen in y-Richtung verschoben, so dass an der linken Stirnseite ein Elektronenüberschuss und an der rechten Stirnseite ein Elektronenmangel herrscht (Bild 9).

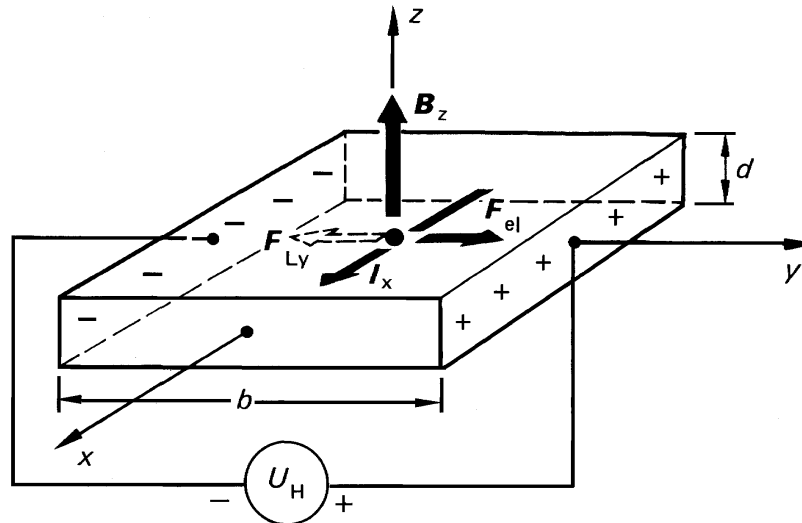


Bild 9: Wirkungsweise des Hall-Effektes

Dies hat zur Folge, dass in y-Richtung ein elektrisches Gegenfeld aufgebaut wird und eine elektrische Gegenkraft $F_{el} = -e \cdot E_y$ auftritt. Die Verschiebung der Elektronen aufgrund der Lorentz-Kraft kommt dann zum Stillstand, wenn sich ein Gleichgewicht der herrschenden Kräfte einstellt:

$$F_{el} = F_{Ly}$$

$$\Leftrightarrow -e \cdot E_y = -e \cdot v_x \cdot B_z$$

Dabei ist $E_y = U_y / b$, so dass für die zwischen den Stirnseiten in y-Richtung anliegende Spannung U_y gilt:

$$U_y = b \cdot v_x \cdot B_z = U_H$$

Die Spannung U_H wird nach ihrem Entdecker Edwin Hall (1879) Hall-Spannung genannt. Diese ist proportional zur magnetischen Flussdichte und kann daher zur Messung von Magnetfeldern herangezogen werden.

Dabei besteht ein sogenanntes Hall-Element aus einem rechteckförmigen Plättchen von etwa 15 μm Dicke.

Die in [26] für Zylinderverzugsmessungen an GG-ZKG verwendeten Hallsensoren haben den in Bild 10 gezeigten Aufbau.

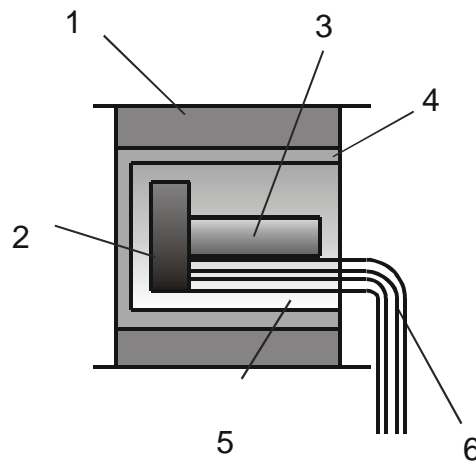


Bild 10: Hall-Sensor (ursprüngliche Bauform)

Die Hall-Sensoren werden für die Zylinderverzugsmessungen in einen ringförmigen Sensorträger (1) eingesetzt. Der Sensor selbst besteht aus einer einseitig geschlossenen Titanhülle (4), in die das oben beschriebene Hall-Element und ein Permanentmagnet (3) mit einer Vergussmasse (5) eingeklebt sind. Das Hall-Element mit einer aktiven Fläche von 0,2 mm x 0,2 mm ist am vorderen Ende der Hülle senkrecht zum Magneten angeordnet. Der Permanentmagnet (3) aus Cobalt-Samarium (SmCo_5) zeichnet sich durch hohe Energiedichte, dadurch kleine Volumina, kleine Temperaturkoeffizienten, einen sehr großen Betriebstemperaturbereich bis 200 °C und hohe Langzeitstabilität aus. Bei dieser Anordnung von Hall-Element und Magnet wird der Signalhub durch die Modulation des konstanten Magnetfeldes erzeugt. Den Modulator bildet in diesem Fall das ferromagnetische Messobjekt. Mit abnehmendem Abstand zwischen Hallsensor und dem Messobjekt erhöht sich die Flussdichte im Magnetfeld, welches das Hall-Element senkrecht durchsetzt. Durch diese Feldlinienkonzentration werden mehr Ladungsträger abgelenkt und die abgreifbare Hall-Spannung nimmt zu. Die Spannungsversorgung und Messwertübertragung eines Sensors erfolgt über vier Kabel (6) mit einem Durchmesser von 0,15 mm.

Der Hall-Sensor erzeugt ein Spannungssignal proportional zu der magnetischen Flussdichte und kann somit verwendet werden, um eine Abbildung der Oberflächenstruktur im statischen und dynamischen Fall zu liefern. Dazu bedarf es allerdings der Erfassung und Auswertung eines extrem kleinen Spannungssignals, das der starken, vom Permanentmagneten erzeugten, Vorspannung überlagert ist. Aufgrund dieses systemimmanenten Nachteils kann nicht ohne weiteres mit traditionellen Analog-Signalverarbeitungstechniken gearbeitet werden. Es wurde daher ein Verstärker-

system entwickelt, das die Erfassung und Auswertung kleinster Hall-Spannungsänderungen zulässt [26].

Bei den ersten Messungen mit diesem Sensoraufbau zeigte sich, dass die Sensoren analog zum Hall-Effekt stark temperaturabhängig sind. Aus diesem Grund müssen die Sensoren für die verschiedenen Betriebstemperaturen speziell kalibriert werden, was einen großen Arbeitsaufwand nach sich zieht. Zudem zeigte sich auch das Verstärkersystem sehr empfindlich gegenüber der Betriebs- und Umgebungstemperatur.

Für die weiterführenden Messungen des Abstandes zwischen Kolben und Zylinderwand in dieser Arbeit wurde der in Bild 11 dargestellte weiterentwickelte Sensoraufbau mit Temperaturkompensation eingesetzt. Dabei wird der Permanentmagnet (3), aus Cobalt-Samarium (SmCo_5), in den Mittelsteg des Sensorträgers (1) eingesetzt. An den Enden des Magneten wird jeweils ein Hall-Element (2,4) angebracht. Die Hall-Elemente selbst sind in den Nuten des Sensorträgers mit dem warmfesten Kleber Stycast (5) verklebt und mit einem Kohlefaserstrang abgedeckt. Die Sensoren werden bei dieser Bauform ohne Titanhülse direkt in den Ringträger eingesetzt.

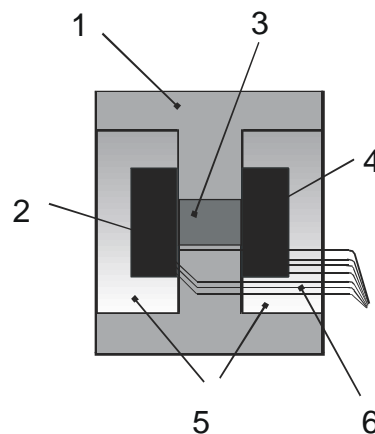


Bild 11: Aufbau des modifizierten Hall-Sensors

Das zweite Hall-Element (4) dient zur Temperaturkompensation des eigentlich zur Abstandsmessung verwendeten Hall-Elements (2). Des Weiteren können die Sensoren durch Umschalten der Anschlüsse als sogenannte Wheat'stonsche Widerstandsmessbrücke zur Temperaturmessung herangezogen werden.

Die Spannungsversorgung und die Messwertübertragung eines Sensors erfolgt bei dieser Variante über sieben Kabel (6), wie sie auch schon bei der ersten Bauform verwendet wurden. Die große Anzahl und der geringe Durchmesser der Kabel gestaltet den Einsatz der Sensoren bei den Messungen sehr aufwändig und anfällig gegen Ausfall.

3.1.2 Sensoren auf Wirbelstrombasis

Das Wirbelstromprinzip gehört zu der Gruppe der induktiven Messverfahren und nimmt dort eine spezielle Stellung ein. Induktive Systeme basieren auf der Messung einer Beeinflussung der magnetischen Induktivität in einer Spule durch Bewegung eines elektrisch leitenden Körpers in deren Magnetfeld [47]. Beim Wirbelstromprinzip erzeugt ein hochfrequenter Wechselstrom in einer Spule ein magnetisches Wechselfeld, das in einer senkrecht dazu stehenden metallischen Platte einen Wirbelstrom erzeugt (Bild 12). Dieser ruft seinerseits ein magnetisches Feld hervor, das nach der Lenz'schen Regel dem Feld der Erzeugerspule entgegengerichtet ist und so dieses Feld abschwächt [48]. Der Effekt beruht auf dem Entzug von Energie aus einem Schwingkreis, der zur Induktion von Wirbelströmen in einem elektrisch leitfähigen metallischen Messobjekt erforderlich ist. Auf diese Weise ändert sich in Abhängigkeit des Abstandes von Spule und metallischem Leiter die Impedanz und der in der Erzeugerspule fließende Strom. Dementsprechend wird das Verfahren auch Wirbelstrom-Verlustprinzip genannt. Es erfordert als Erreger einen spannungsamplituden und frequenzstabilen Oszillator, der mit ein bis zwei Megahertz schwingt.

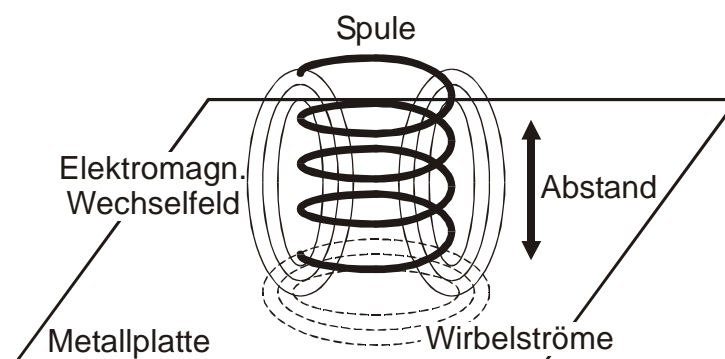


Bild 12: Wirkprinzip von Wirbelstrom - Wegsensoren

Die Sensorspule ist als Luftspule ohne ferritischen Kern ausgebildet. Ein Demodulator registriert die Amplitudenänderung an der Spule.

Einfache induktive Verfahren müssen mit nichtlinearen Differentialgleichungen beschrieben werden. Aus diesem Grund sind auch die Signale dieses Sensors entsprechend elektronisch zu linearisieren, um in einem bestimmten Arbeitspunkt Werte einer linearen Differentialgleichung zu erhalten. Wie oben erläutert, wird die Impedanz der Sensorspule von metallischen Leitern in ihrem Wirkungsbereich beeinflusst. Ein zum Abstand von metallischem Leiter und Sensorspule proportionaler Strom fließt von der Spule zum Demodulator. In dieser Einheit findet eine Demodulation des Spulenstroms und die Umwandlung des Stromes in eine Spannung statt. Diese Umwandlung geschieht unter Ausgleich des Temperatur-

messfehlers (Temperaturkompensationsschaltung). Am Ausgang liegt eine abstandsproportionale Spannung vor.

3.2 Voruntersuchungen

3.2.1 Aufbau der Versuchseinrichtung

Für den objektiven Vergleich der möglichen Sensoren in Kombination mit den unterschiedlichen Zylinderwerkstoffen muss ein geeigneter Messaufbau entwickelt werden.

Wichtig für die Versuchseinrichtung ist dabei, die zu untersuchenden Sensoren mit einem definierten Abstand und hoher Genauigkeit parallel zu einer Mantellinie der Zylinderflächen verfahren zu können. Zusätzlich muss es der Versuchsaufbau ermöglichen, die Kurbelgehäuse des 3- und 5-Zylinder-Motors als Ganzes aufzunehmen, da die Voruntersuchungen zur Steigerung der Genauigkeit an den Bauteilen direkt erfolgen sollen.

Für die Erprobung der Sensoren wird der in Bild 13 und Bild 14 dargestellte Sensorkopf verwendet. Er ermöglicht es, jeweils einen Sensor der beiden Bauformen aufzunehmen und gegeneinander zu justieren. Beide Sensoren können zum einen direkt gegen das Material der Zylinderwand messen (Bild 13), zum anderen kann ein Sensor als Referenz arbeiten (Bild 14).

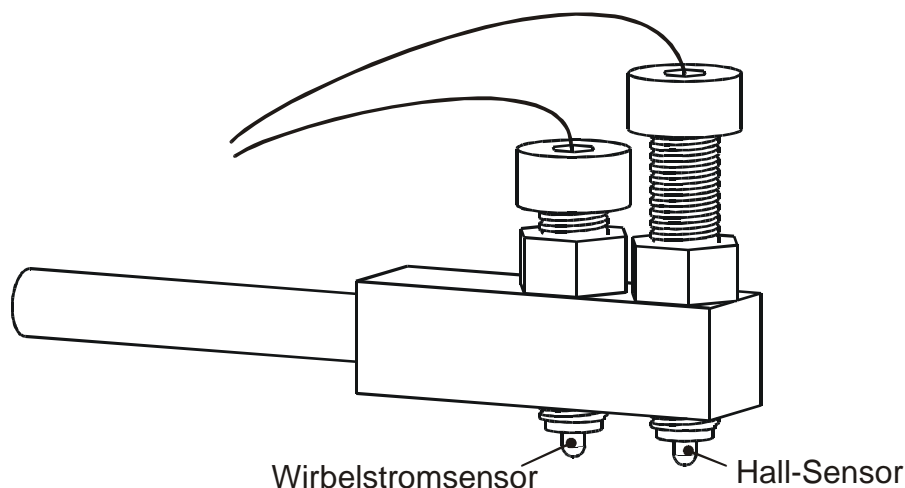


Bild 13: Aufbau des Sensorkopfes für direkte Messung

Für diesen Fall wird zusätzlich ein federbelasteter Taststift mit Parallelführung an den Sensorkopf montiert (Bild 14). Einer der beiden Sensoren misst dann indirekt und unabhängig vom Kurbelgehäusewerkstoff die genaue Kontur der Zylindermantellinie über den Taststift. Diese Funktion ist besonders wichtig, um die Beeinflussung der Sensoren durch die Materialbeschaffenheit zu untersuchen.

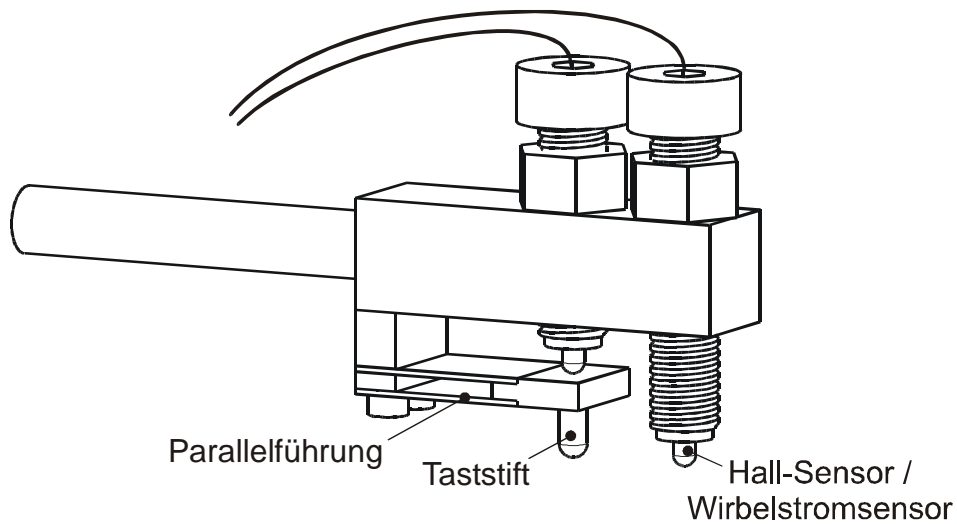


Bild 14: Aufbau des Sensorkopfes für indirekte Messung

Die Aufnahme der Zylinderkurbelgehäuse und die Parallelführung des Sensorkopfes wird mit Hilfe einer CNC-gesteuerten Fräse der Marke Deckel durchgeführt. Für die Untersuchungen werden die Kurbelgehäuse auf dem Frästisch aufgespannt und ausgerichtet. Die Führung des Fräskopfes erlaubt es den darin eingespannten Sensorkopf mit einer Genauigkeit von $1\ \mu\text{m}$ in drei Achsen zu verfahren. Der gesamte Messaufbau ist in Bild 15 dargestellt.

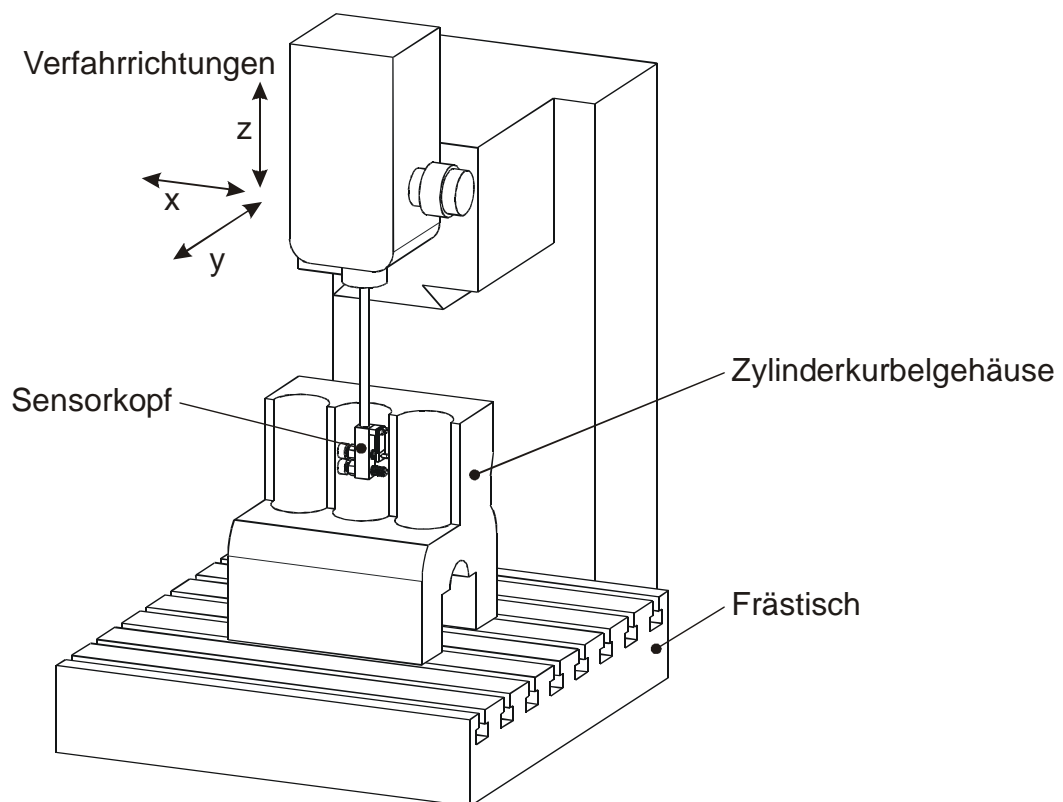


Bild 15: Aufbau der Versuchseinrichtung zur Sensorerprobung

Der Sensorkopf wird bei den Messungen mit automatischem Vorschub entlang einer Zylindermantellinie verfahren. Die abstandsproportionalen Spannungssignale der Sensoren werden über eine Digital-Analog-Messkarte mit einem Personal Computer aufgezeichnet.

Die Messkurven sind sehr gut reproduzierbar, sodass sie als Grundlage für die Sensorauswahl gut geeignet sind.

3.2.2 Planung und Durchführung der Voruntersuchungen

Für eine definierte Aussage über die Verwendbarkeit der Sensoren mit dem jeweiligen Zylindermaterial der beiden ZKG muss jeder Sensor bei einer direkten Messung gegen die Zylinderwand untersucht werden. Zusätzlich ist eine indirekte Referenzmessung notwendig, um die Werkstoffeinflüsse (Inhomogenitäten im Material, Dicke der Beschichtung) auf die Abstandsmessung ausschließen oder aufzeigen zu können. Diese Messungen sind an verschiedenen Mantellinien eines Zylinders zu wiederholen. Im Anschluss müssen die Messkurven der indirekten Messungen mit den direkten Messungen verglichen werden. Bei diesem Vergleich zeigt sich wie genau die Sensoren die Zylindermantellinie bei der direkten Messung abbilden können.

Um auch abstandsabhängige Effekte zu untersuchen, muss das Verhalten der Sensoren über den gesamten Messbereich vom Grundabstand (100 μm) bis Maximalabstand (600 μm) überprüft werden.

Zu diesem Zweck werden die ZKG wie in Bild 15 gezeigt mit der Ölwannendichtfläche auf den Frästisch der CNC-Fräse aufgespannt. Mit einem Zentrikator wird die Mitte eines Zylinderrohres ermittelt und als x- und y-Nullpunkt im Koordinatensystem der CNC-Steuerung gespeichert. Im Anschluss wird der Sensorkopf in das Futter der Fräse eingesetzt und in eine Achsrichtung ausgerichtet. Auf diese Weise kann sichergestellt werden, dass der Sensorkopf genau radial auf die Zylinderfläche trifft. Der Nullpunkt für die z-Achse (Zylinderhochachse) wird so gelegt, dass der obere Sensor des Sensorkopfes 5 mm unterhalb des Topdecks des ZKG positioniert ist. Der in x- bzw. y-Richtung ausgerichtete Sensorkopf wird vorsichtig bis zu einem Grundabstand von ca. 100 μm an die Zylinderwand verfahren. Dieser Abstand wird mit Hilfe eines Papierstreifens zwischen den Sensoren und der Zylinderwand ermittelt. Um den Grundabstand kraft- und verformungsfrei zu bestimmen, soll der Papierstreifen noch leicht verschiebbar sein. Beide Sensoren können im Sensorkopf durch Verdrehen gegeneinander justiert und so auf den gleichen Abstand eingestellt werden.

Durch Verfahren des Sensorkopfes in radialer Richtung wird für beide Sensoren eine Abstandskalibrierung in Schritten von 10 μm bis zu einem maximalen Abstand von 600 μm durchgeführt.

Bei den Vorversuchen wird ein Weg von 80 mm entlang der Zylinderlaufläche mit einer Verfahrgeschwindigkeit von 8 mm/s abgefahren. Während des Messvorgangs wird mit 200 Hz abgetastet, was einem Abstand der Messpunkte von 0,04 mm entspricht. Da die Sensoren im Sensorkopf nur in einer Linie übereinander (Abstand 10 mm) angeordnet werden können, müssen die aufgezeichneten Messkurven vor dem Vergleich um 250 Messpunkte gegeneinander verschoben werden. In Bild 16 ist ein exemplarischer Verlauf der Sensorausgangssignale eines Hall- und eines Wirbelstromsensors mit der entsprechenden Verschiebung dargestellt.

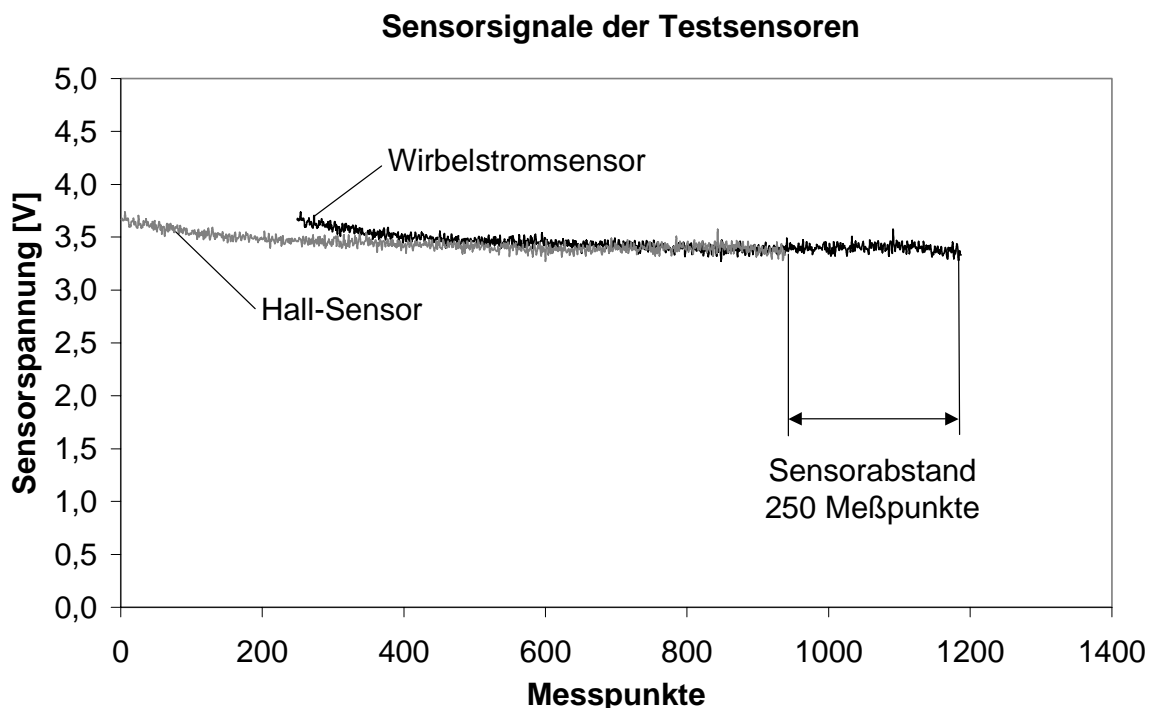


Bild 16: Exemplarischer Verlauf zweier Messkurven

Um die Datenmengen besser verarbeiten zu können, werden zur Auswertung ca. 1000 Messpunkte herangezogen, was einem Messweg von 40 mm entspricht.

Beginnend mit dem Grundabstand (100 μm) wird der Sensorkopf bei einer Versuchsreihe in den Abständen 150, 200, 300, 400, 500, 600, 700 μm entlang der zu untersuchenden Zylinderlaufläche verfahren. Beide Sensoren messen dabei direkt gegen die Zylinderwand. Eine weitere Messung, in der der Wirbelstromsensor indirekt über den Taststift misst, gibt Auskunft über den realen Verlauf der Zylindermantellinie. Die Zusammenfassung aller gewonnenen Messreihen in einem Diagramm zeigt bei der

Auswertung sehr gut das Verhalten der Sensoren in Bezug auf Genauigkeit und Materialeinflüsse.

Bild 17 zeigt exemplarisch die Ergebnisse der Sensorerprobung an einer GG-Zylinderbuchse. Für die genannten Abstände sind jeweils beide Sensorkennlinien eingetragen (Hall-Sensor obere Kurven, Wirbelstromsensor untere Kurven). An der Tatsache, dass die aufgezeichneten Kurven nach der Verschiebung für beide Sensortypen weitestgehend den gleichen Verlauf haben, ist zu sehen, dass sowohl der Hall- wie auch der Wirbelstromsensor die Zylindermantellinie über den gesamten Messbereich (0 μm bis 600 μm) gut abbilden und ein der indirekten Messung mit Taststift äquivalentes Abstandssignal liefern.

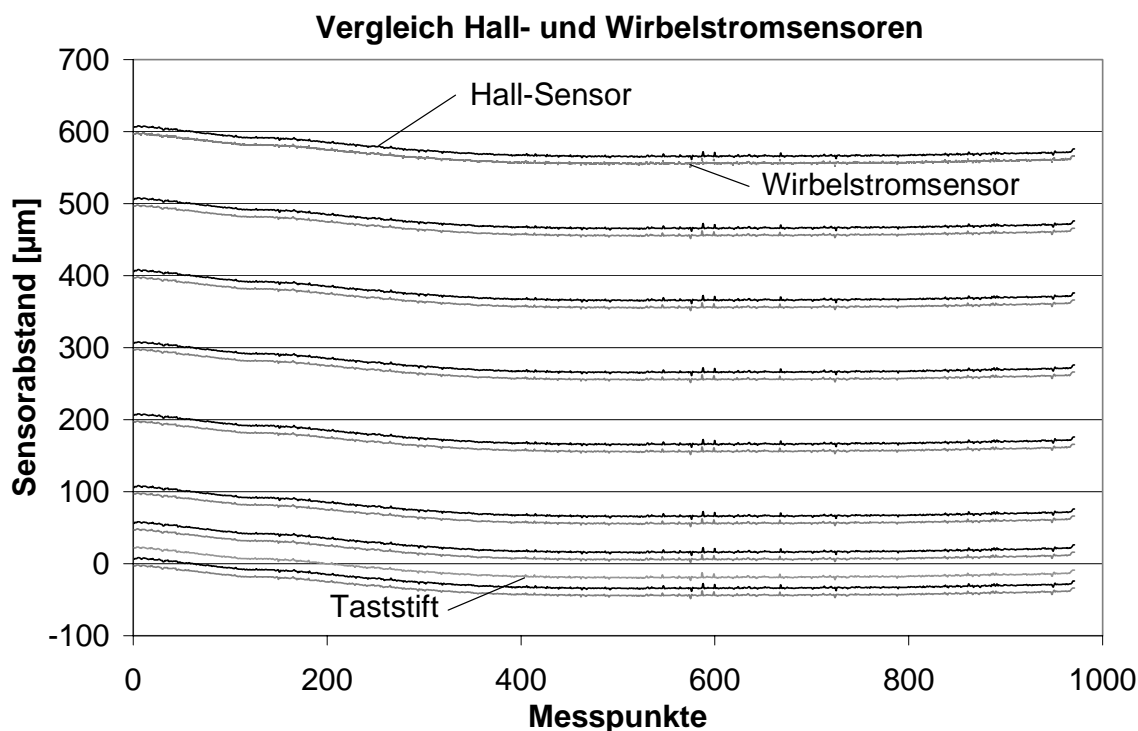


Bild 17: Exemplarisches Ergebnis eines Vorversuches an einem GG-ZKG

▪ Dreizylinder-TDI mit Graugussbuchsen

Für die Messungen an dem 3-Zylinder-TDI mit eingegossenen GG-Zylinderbuchsen liegt es nahe, die bereits an GG-ZKG verwendeten Hall-Sensoren in der weiterentwickelten Bauform zu verwenden. Trotzdem sollen die Wirbelstromsensoren auf ihre Eignung für GG untersucht werden, da sie einfacher und zuverlässiger in der Handhabung sind.

Die Sensorerprobung zeigt das in Bild 18 dargestellte Ergebnis. Der gleichmäßige Verlauf der Messkurven zeigt deutlich, dass sich beide Sensortypen gut für die berührungslose Abstandsmessung bei GG-Zylinderbuchsen eignen. Im Verlauf der

Kurven treten keine Unterschiede zwischen der indirekten Messung und den direkten Messungen (Hall- und Wirbelstromsensor) auf. Die Sensoren liefern über den gesamten Messbereich ein abstandsproportionales Signal.

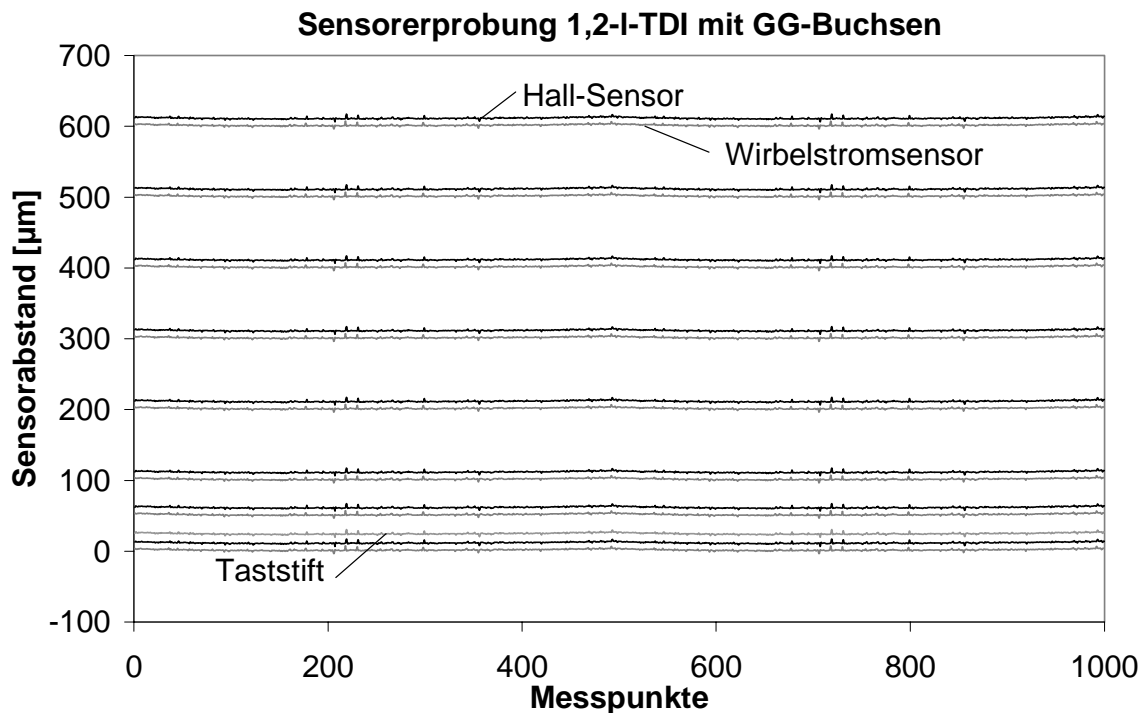


Bild 18: Ergebnis der Sensorerprobung am 1,2-I-TDI mit GG-Buchsen

Bild 19 präsentiert eine Auswahl von fünf Messkurven in höherer Auflösung. Es sind die Messungen mit den Sensorabständen 0 und 50 µm sowie die indirekte Messung über den ersten 100 Messpunkten dargestellt. Diese Auflösung zeigt, dass die Abweichung der Messwerte von einem Messpunkt zum nächsten maximal 2 µm beträgt. Darüber hinaus ist die sehr gute Übereinstimmung der Messkurven untereinander erkennbar. Der Wert der Abweichungen liegt im Rahmen des zu erwartenden Fehlers und wird durch eine Glättung der Messsignale bei der späteren Auswertung nochmals minimiert. Die Glättung ist zulässig, da eine sprunghafte Änderung des Sensorabstandes von einem Messpunkt zum anderen nicht auf Zylinderverformung, sondern auf inhomogenen Materialeigenschaften beruht. Zylinderverformungen sind dagegen kontinuierliche Abstandsänderungen über mehrere Messpunkte.

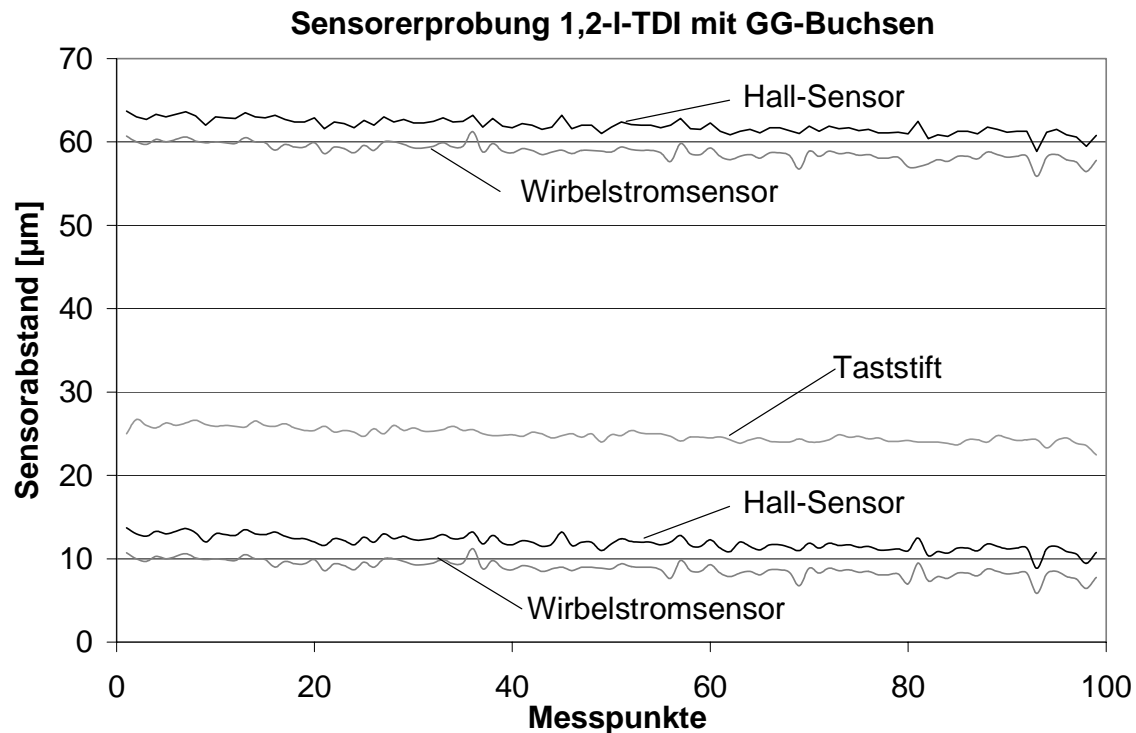


Bild 19: Hochaufgelöster Messkurvenverlauf

Da die Untersuchung gezeigt hat, dass beide Sensortypen gleichermaßen für die Messungen geeignet sind, wird die Zylinderverzugsmessung am 1,2-I-Motor mit der bereits am Institut verfügbaren Hall-Messtechnik durchgeführt. Diese ist zwar in der Handhabung etwas aufwändiger, bietet sich jedoch für diese Anwendung durch ihre schnelle Verfügbarkeit an.

▪ Vollaluminium-Motor mit Plasmabeschichtung

Die Innovation bei den Zylinderverzugsmessungen an dem 5-Zylinder-Motor liegt in der Tatsache, dass es sich dabei um ein Vollaluminium-ZKG handelt. Aus diesem Grund wurde das Verfahren des „Atmosphärischen Plasmabeschichtens“ angewendet, um die notwendige Laufbuchsenbewehrung herzustellen. Die ersten Voruntersuchungen werden an einem Prototypen-Kurbelgehäuse mit einer Restschichtdicke nach dem Honen von 60 - 80 µm durchgeführt. Im weiteren Entwicklungsablauf wurde die Schichtdicke auf 80 - 120 µm angehoben. Der 5-Zylinder-Motor kommt dementsprechend gleich mit 80 - 120 µm Schichtdicke zum Einsatz.

Da die Zusammensetzung der Schicht nicht bekannt ist, kann die Beschichtung bis zur Durchführung einer EDX-Analyse (Energiedispersive Röntgenanalytik) nur nach rein optischen und physikalischen Eigenschaften beurteilt werden. Dabei stellt sich heraus, dass die Beschichtung elektrisch leitend und ferromagnetisch ist. Bedingt durch diese Tatsache kommen beide Sensortypen für die Voruntersuchungen in

Betracht. Zum Ersten die weiterentwickelte Sensortechnik mit Sensoren die auf dem Hall-Prinzip aufgebaut sind und zum Zweiten Wirbelstromsensoren der Firma Micro-Epsilon Messtechnik.

Die Sensorerprobung wird nach dem in Abschnitt 3.2.2 beschriebenen Ablauf durchgeführt. Dabei zeigt sich ein sehr stark schwankender Messkurvenverlauf bei dem Hall- und dem Wirbelstromsensor, der Hall-Sensor weist zudem noch eine richtungsabhängige Hysterese auf, wenn die Zylindermantellinie erst von OT nach UT und dann von UT nach OT abgefahren wird.

Sensorerprobung 5-Zylinder-Motor mit Plasmabeschichtung

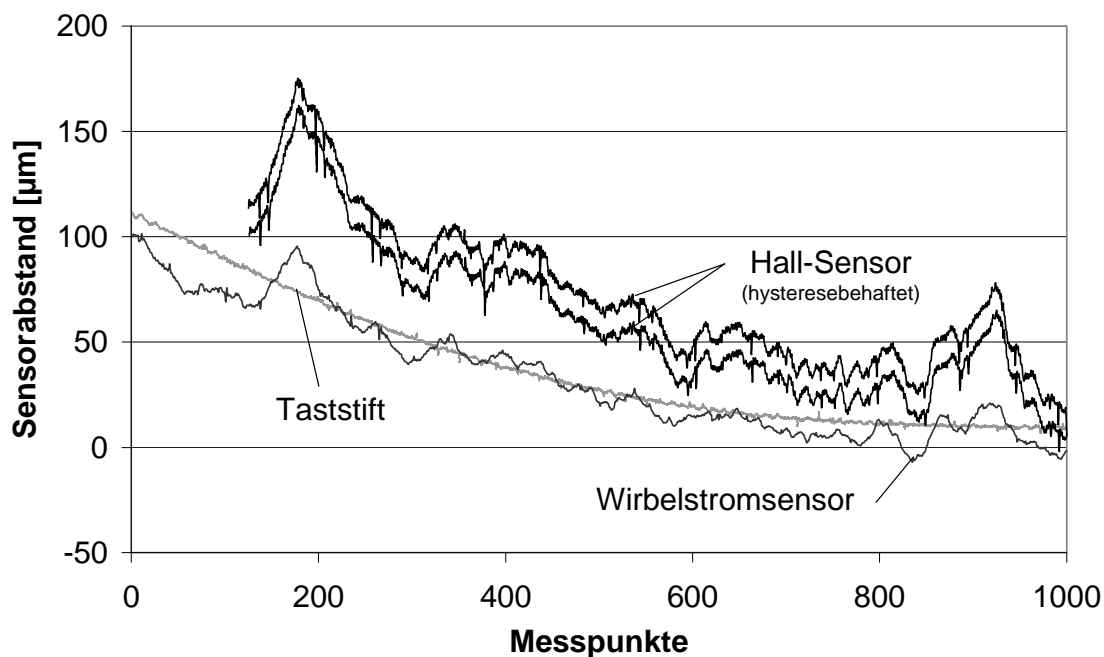


Bild 20: Sensorerprobung Vollaluminium-ZKG

Diese Effekte sind in Bild 20 deutlich zu sehen. Die gekrümmte Kurve zeigt den Verlauf der Zylinderoberfläche, wie sie vom Taststift aufgenommen wird. Die starke Krümmung ergibt sich durch die Form des Probenkörpers, der bei diesem Versuch nur aus einem Zylinderwandsegment besteht. Der Hall- und der Wirbelstromsensor weisen zwar grundsätzlich die gleiche Tendenz auf, aber die Signale sind durch Materialeinflüsse stark beeinflusst. Der Wirbelstromsensor zeigt bis zu 20 µm, der Hall-Sensor bis zu 35 µm Abweichung von dem realen Sensorabstand. Der Materialeinfluss ist somit bei dem verwendeten Hall-Sensor wesentlich größer als bei dem Wirbelstromsensor. Zudem zeigt der Hall-Sensor eine Hysterese von ca. + 15 µm bei Messungen von OT über UT nach OT. Der Offset von etwa 30 µm beim Hall-Sensor ergibt sich aus der Einstellung des Grundabstandes bei Messbeginn und wurde aus Gründen der Übersichtlichkeit des Diagramms nicht beseitigt.

Für die Beeinflussung der Abstandsmessungen gibt es mehrere mögliche Ursachen. Zum einen könnten Inhomogenitäten in der Materialzusammensetzung der Beschichtung, zum anderen die Schichtdicke Verursacher der Abweichungen sein. Da die Sensoren für genau ein Material angepasst und kalibriert sind, würde eine Veränderung in der Beschichtungszusammensetzung sofort zu einem falschen Abstandswert führen. Die Beschichtungsdicke ist in Bezug auf die Eindringtiefe der Sensoren ausschlaggebend. Die Hall-Sensoren reagieren auf die magnetischen Eigenschaften der Beschichtung, die mit der Schichtdicke stark variieren und damit den magnetischen Fluss in den Sensoren verändern. Der Wirbelstromsensor ist auf die elektrische Leitfähigkeit der Beschichtung kalibriert. Im vorliegenden Anwendungsfall durchdringt das Wirbelstromfeld die Beschichtung und dringt in den Trägerwerkstoff Aluminium ein. Dies führt zu fehlerhaften Ergebnissen, da auf diese Weise die elektrische Leitfähigkeit keine konstante Größe darstellt. Die Hystereserscheinungen bei dem Hall-Sensor können sich aus Magnetisierungserscheinungen in der Beschichtung ergeben, die durch den starken Permanentmagneten des Sensors hervorgerufen werden. Diese Begründung ist am wahrscheinlichsten, da die Versuchseinrichtung nicht hysteresebefahftet ist und das Wirbelfeld des Wirbelstromsensors diesen Effekt nicht verursacht. Zudem ergibt das Ergebnis einer EDX-Analyse des Beschichtungswerkstoffes einen sehr hohen Fe-Anteil was zur Folge hat, dass die Beschichtung magnetisierbar ist.

Laut Hersteller ist die homogene Materialzusammensetzung der Beschichtung sehr gut, sodass diese Ursache für die Messabweichungen ausgeschlossen werden kann. Da die Restschichtdicke der Beschichtung nach dem Honen verfahrensbedingt zwischen 80 - 120 μm variiert, soll ein Schliffbild der beschichteten Zylinderwand Aufschluss über die Dickenverhältnisse geben. Das Schliffbild (Bild 21) ist unter einem Mikroskop fotografiert. Der abgebildete Papierstreifen hat zum Größenvergleich eine Breite von 0,5 mm.

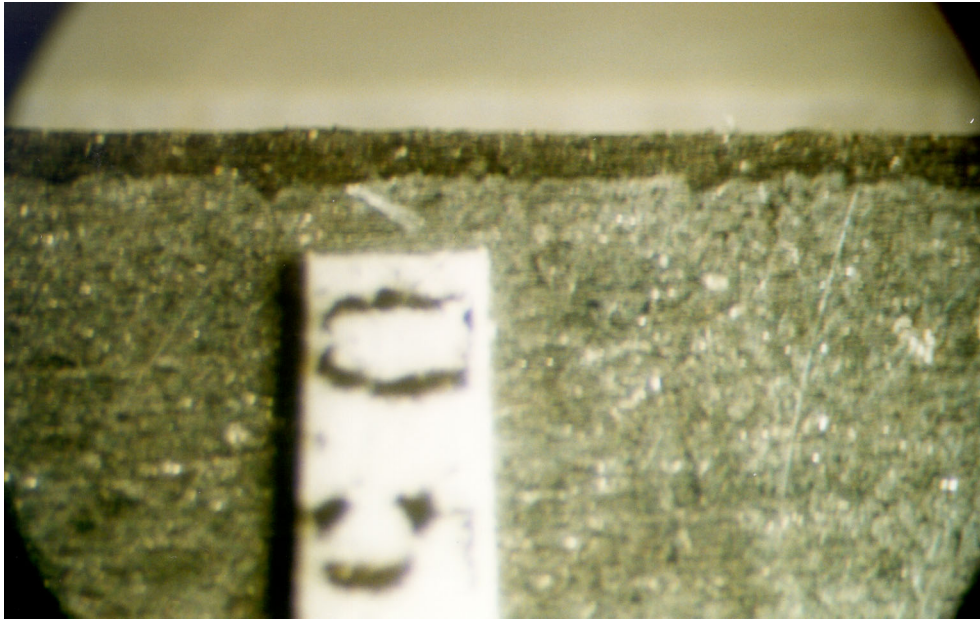


Bild 21: Schliffbild der plasmabeschichteten Zylinderlauffläche

Im unteren Bildbereich ist der Aluminium-ZKG-Werkstoff zu sehen. Die Beschichtung hebt sich deutlich in dunkelgrauer Farbe vom Trägerwerkstoff ab. Sehr gut zu erkennen ist die zerklüftete Kontaktfläche zwischen Beschichtung und ZKG-Werkstoff. Aufgrund dieser Struktur an der Kontaktfläche und den lokalen Schichtdickenunterschieden ist eine Beeinflussung der Abstandsmessung gut nachvollziehbar.

Mögliche Lösungen dieses Problems sind zum einen die Verringerung der Eindringtiefe der Sensoren und zum anderen die Anhebung der Schichtdicke. Am Hall-Sensor besteht die Möglichkeit durch eine Durchmesservariation des Permanentmagneten die Eindringtiefe und die Größe des Messfleckes zu beeinflussen. Bei den Wirbelstromsensoren hängt die Eindringtiefe von dem Material des Messobjektes und der Oszillatorfrequenz ab, die für diese Anwendung unveränderbare Randbedingungen darstellen.

Für die weiteren Untersuchungen wurden fünf Hall-Sensoren mit verschiedenen Magnetdurchmessern und ein Versuchskurbelgehäuse mit Restschichtdicken von 150 - 250 μm (Abstufung in Schritten von 25 μm) gefertigt.

Die Änderung der Magnetdurchmesser bei den Hall-Sensoren zeigt in Bezug auf die Abweichungen der Messwerte und auf den Hystereseeffekt keinen Erfolg. Mit zunehmender Schichtdicke erfolgt dagegen eine Abnahme der Messabweichungen bis zu $\pm 2 - 3 \mu\text{m}$. Aufgrund des Hystereseeffektes sind die Hall-Sensoren trotzdem für die Zylinderverzugsmessung an dem beschichteten Aluminium-ZKG nicht geeignet.

Bei den Wirbelstromsensoren zeigt sich mit steigender Restschichtdicke ebenfalls eine deutliche Verbesserung der Messwerte. Es werden die Zylinder 1 bis 3 des Versuchskurbelgehäuses mit Restschichtdicken von 150 - 200 μm vermessen. Um die Aussagekraft der Messkurven zu erhöhen, werden in den Bildern 22 - 24 nur 200 Messpunkte dargestellt.

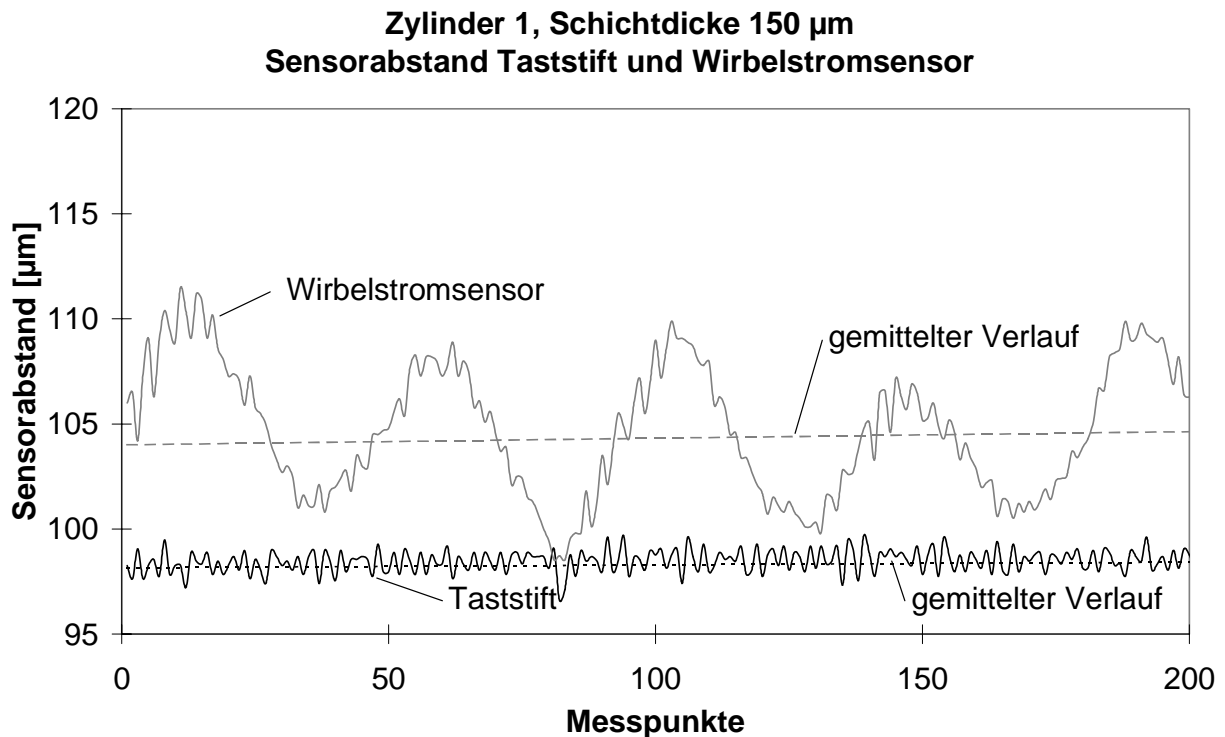


Bild 22: Einfluss der Restschichtdicke auf die Messwerte (Schichtdicke 150 μm)

In Bild 22 sind trotz Anhebung der Restschichtdicke von 60 - 80 μm auf 150 μm bei dem Wirbelstromsensor im Vergleich zur Messung mit dem Taststift noch deutliche Einflüsse der Schichtdicke zu erkennen. Diese Abweichungen sind im Vergleich zu den ersten Messungen (Bild 20) von ca. $\pm 25 \mu\text{m}$ auf ca. $\pm 7 \mu\text{m}$ abgesunken.

Noch bessere Werte zeigt die Messung an Zylinder 2 mit einer Restschichtdicke von 175 μm (Bild 23). Die Abweichungen von der Trendlinie betragen nur noch 3 - 4 μm . Eine weitere Anhebung der Restschichtdicke auf 200 μm bringt keine weitere Verbesserung der Ergebnisse, wie in Bild 24 gut zu sehen ist.

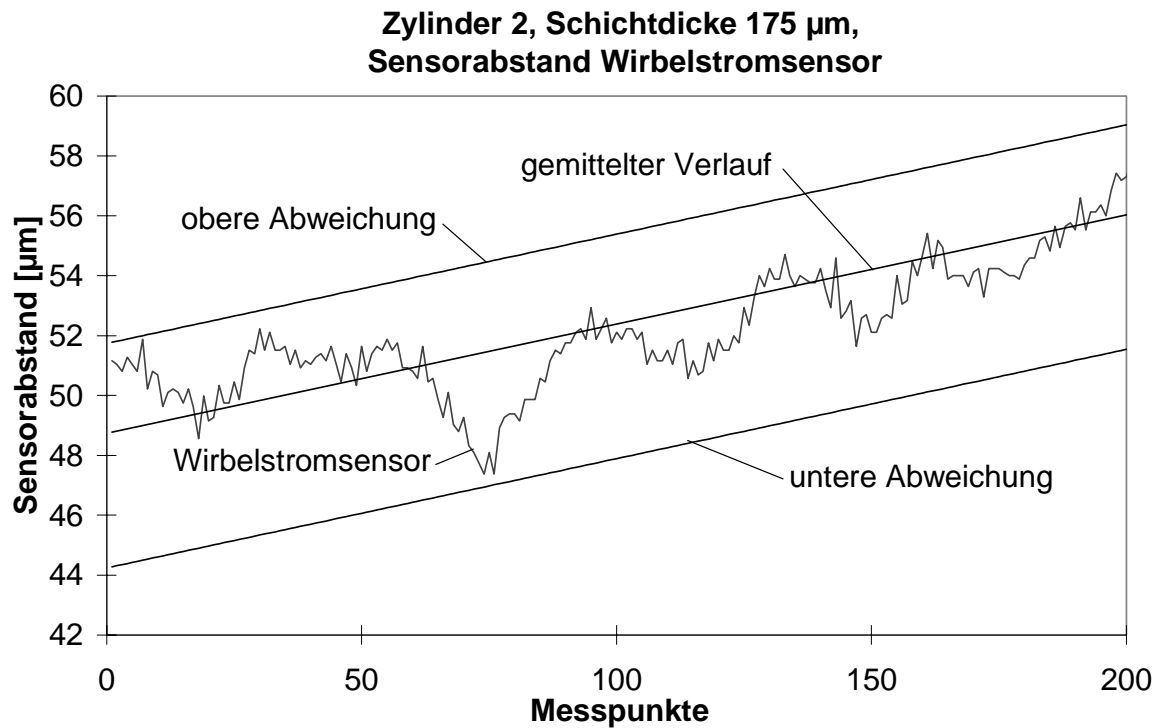


Bild 23: Messwerte bei einer Restschichtdicke von 175 μm

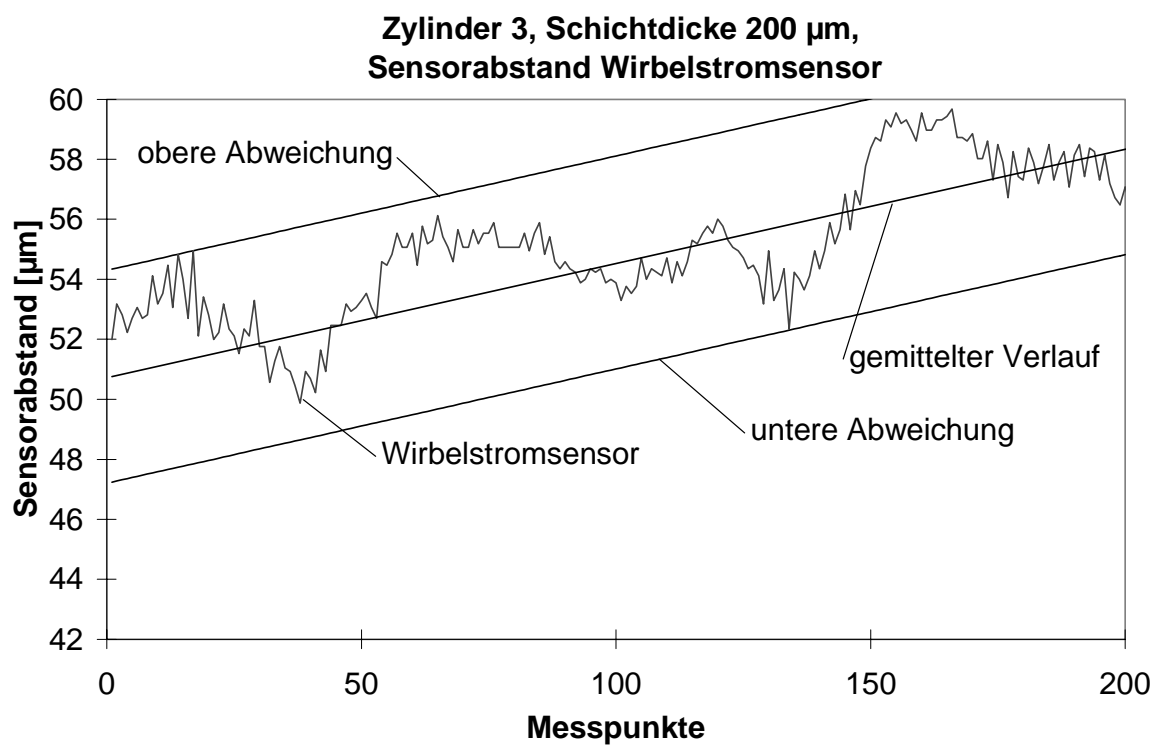


Bild 24: Messwerte bei einer Restschichtdicke von 200 μm

3.2.3 Ergebnis der Voruntersuchungen

Bei dem 1,2-l-Motor lässt es die Wandstärke der eingegossenen GG-Zylinderbuchsen zu, dass die gleichen Sensoren wie bei der Vermessung von GG-Kurbelgehäusen verwendet werden. Die Voruntersuchungen am 3-ZKG haben außer der etwas schwierigeren Handhabung keine Nachteile der Hall-Sensoren gegenüber den Wirbelstromsensoren gezeigt. Es sind beide Sensortypen gleichermaßen für die Messung geeignet. Die bisher zur Zylinderverzugsmessung verwendeten Sensoren auf Hall-Basis werden für die Messung am 3-Zylinder-TDI in weiterentwickelter Bauart eingesetzt, da die Messtechnik bekannt und für diese Anwendung schnell verfügbar ist.

Für die Zylinderverzugsmessung am 5-Zylinder-Motor mit beschichtetem Aluminium-ZKG haben die Voruntersuchungen ergeben, dass ein spezielles ZKG mit einer Schichtdicke von mindestens 175 μm angefertigt werden muss. Unter dieser Voraussetzung können Wirbelstromsensoren für die Messungen eingesetzt werden. Die Messwertabweichung von $\pm 3 - 4 \mu\text{m}$ kann bei der Auswertung berücksichtigt und rechnerisch entfernt werden, ohne die Genauigkeit der Messwerte deutlich zu beeinflussen. Die Plasmabeschichtung erlaubt aufgrund ihrer Eigenschaften und Dickenverhältnisse kein anderes berührungsloses Messverfahren.

3.3 Verwendete Messsysteme

Da es sich bei beiden Motoren um DI-Motoren handelt und sich die Kolbendurchmesser nur geringfügig unterscheiden, kann das in [26] entwickelte Messsystem für Muldenkolben unabhängig von der Wahl der Sensoren unter Berücksichtigung von Weiterentwicklungen beibehalten werden. Das Messsystem besteht aus acht Sensoren, die gleichmäßig über den Umfang verteilt, in einer Ebene des Kolbens die Abstände zur Zylinderlaufbuchse messen. Der Einbau der acht Sensoren erfolgt in einem sogenannten Sensorträger, der aus der Titanlegierung TiAl6V4 gefertigt wird.

Grundlage der Messungen ist der Sensorträger als quasistatisches System mit den Eigenschaften:

- ideal zylindrisch (genaue Fertigung und keine Beeinflussung durch Kolbenausdehnung)
- möglichst keine oder nur geringe radiale Größenänderung (kleiner Ausdehnungskoeffizient)

Zur Sicherstellung dieser Eigenschaften ist der Sensorträger zusätzlich auf Silikonpolstern kräftefrei im Kolben gelagert.

Zum Messsystem gehören weiter der modifizierte Serienkolben mit einem angelenkten Schwingensystem zur Messwertübertragung aus dem Kurbelgehäuse zu den Messverstärkern. Die einzelnen Komponenten des Messsystems im und am Motor werden im Folgenden näher vorgestellt.

3.3.1 Aufbau des Messkolbens

Die verwendeten Messkolben (Bild 25) bestehen für beide Motoren grundsätzlich aus folgenden Bauteilen:

- Kolbenoberteil, Sensorträger, Kolbenunterteil, Sensoren

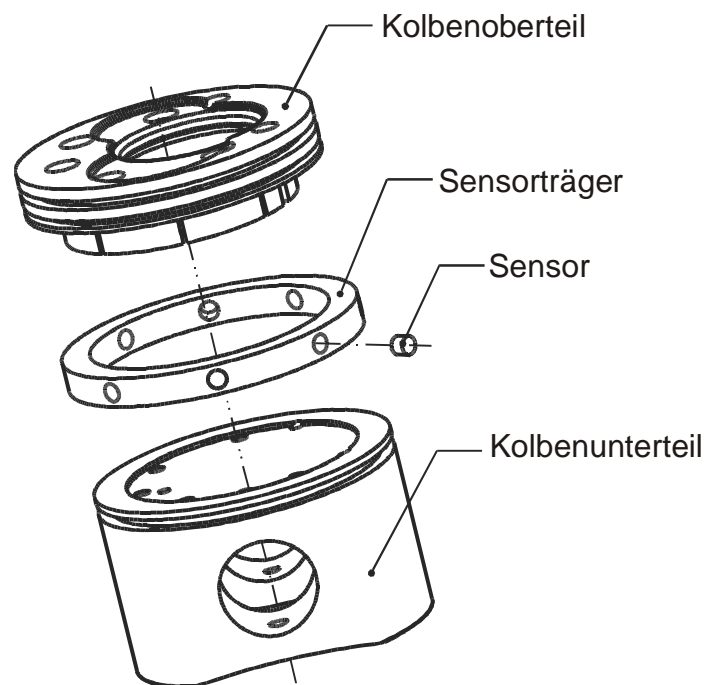


Bild 25: Prinzipieller Aufbau des Messkolbens

Zur Herstellung der Messkolben werden aus fertigungstechnischen Gründen zwei Serienkolben des Versuchsmotors verwendet. Für die Applikation des Messsystems ist der Kolben in geteilter Bauform (Bild 25) ohne Änderung seiner Höhe und Funktionalität zu fertigen. Die Kolben sind bis auf die Kolbenringnuten der beiden Kompressionsringe vollständig bearbeitet. Da das Messsystem im Kolben auf der Höhe des zweiten Kolbenringes angeordnet wird, müssen die Kolbenringnuten neu positioniert werden. Auf diese Weise ist es möglich einen seriennahen Messkolben zu fertigen. Der erste Kolbenring sitzt in einer zusätzlich eingebrachten Nut im Feuersteg des Kolbens. Es ist darauf zu achten, dass trotz der Verlagerung auch

weiterhin ein ausreichend großer Feuersteg zur Verfügung steht. Der zweite Kolbenring wird auf der Serienposition des ersten Kolbenrings eingesetzt. Somit ist sichergestellt, dass die Belastungen der Messeinrichtung durch Gasdruck und hohe Verbrennungstemperaturen im Bereich unterhalb der beiden Kompressionsringe relativ gering bleibt.

Der Sensorträger mit den eingesetzten Messaufnehmern wird zwischen dem Kolbenoberteil und dem Kolbenunterteil montiert. Zur Verschraubung mit dem Oberteil werden in der unteren Kolbenhälfte sieben Gewindebohrungen eingebracht, die gleichmäßig über dem Kolbenumfang angeordnet sind. Zur Verstärkung der Aluminiumgewinde werden HELICOIL-Stahlgewindeeinsätze verwendet.

3.3.2 Auslegung des Sensorträgersystems

Die Materialauswahl für den Sensorträger ist an folgende Vorgaben gebunden:

- hohe Festigkeit bei geringem spezifischen Gewicht
- möglichst niedriger Wärmeausdehnungskoeffizient
- paramagnetische Eigenschaften, um die Sensoren nicht zu beeinflussen
- gute spanende Fertigungseigenschaften
- geringe Thermoschockempfindlichkeit.

Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, wurde die Titanlegierung TiAl6V4 ausgewählt. Die wichtigsten Werkstoffkennwerte sind in Tabelle 2 aufgeführt [49], [50].

Streckgrenze $R_{p0,2}$	830 N/ mm ²
Zugfestigkeit R_m	900 N/ mm ²
Bruchfestigkeit	470 - 600 N/mm ²
Dichte	4,43 kg/dm ³
Wärmeausdehnungskoeffizient	9,3P10 ⁻⁶ 1/K
Elastizitätsmodul	110000 N/mm ²

Tabelle 2: Werkstoffkennwerte von TiAl6V4

Die Höhe und Breite des Sensorträgers richtet sich nach der Einbaulage zwischen den beiden Kolbenteilen. Die Auslegung des Sensorträgers ist im Folgenden exemplarisch für den 5-Zylinder-Motor durchgeführt.

Da der Sensorträger zwischen dem zweiten Kolbenring und dem Ölabstreifring liegt, ergibt sich eine Höhe von max. 8 mm und eine Breite von max. 7,7 mm. Durch die Verwendung der Wirbelstrom-Miniatursensoren ergeben sich keine Einbauprobleme bezüglich der Höhe und Breite.

Der Außendurchmesser des Sensorträgers muss auf die Maße des Kolbens abgestimmt werden. Die ballig-ovale Ausführung des Kolbens erschwert die Maßfindung. Der Nenndurchmesser des Kolbens von 80,96 mm ist als zylindrischer Durchmesser nicht vorhanden. Ausgegangen wird von der Durchmesserangabe des Kolbens unterhalb der ersten Kolbenringnut. Dort beträgt der Durchmesser laut Zeichnung 80,45 mm. Gefertigt wird der Sensorträger mit dem Maß 80,4 mm, um somit beim Einbau im Kolbenoberteil zu gewährleisten, dass der Sensorträger nicht in radialer Richtung überstehen kann. Der Unterschied im Außendurchmesser zwischen Sensorträger und Kolben vergrößert sich im Motorbetrieb, da sich der aus Mahle 124 [41] gefertigte Kolben stärker ausdehnt als der Sensorträger.

Der Innendurchmesser des Sensorträgers ist abhängig von der angrenzenden Brennraummulde und wird daher festgelegt auf 65 mm. Der Außendurchmesser des Anlaufsteges am Kolbenoberteil beträgt 64,6 mm. Die Wahl des Kaltspiels von 0,4 mm auf dem Durchmesser ergibt sich durch die folgende Berechnung der Wärmeausdehnung zwischen Sensorträger und Kolbenoberteil. Dabei erfolgt die Berechnung der Wärmeausdehnung mit der Gleichung:

$$\Delta l = l_0 \cdot \alpha \cdot \Delta v$$

Zur Berechnung der Wärmeausdehnung des Sensorträgers werden folgende Kenngrößen verwendet:

Wärmeausdehnungskoeffizient Titan: $\alpha_{Ti} = 9,3 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1}{K}$

Temperaturänderung: $\Delta v = 183 \text{ K}$

Für die Ausgangslänge l_0 wird der Durchmesser der neutralen Faser des Sensorträgers in die Gleichung [52] eingesetzt. Der Durchmesser ergibt sich durch die Addition aus Trägerinnendurchmesser von 65 mm und Wandstärke von 7,7 mm.

Durchmesser: $d_{Ti} = 72,7 \text{ mm}$

Damit beträgt die Änderung des Sensorträgerinnendurchmessers $\Delta d_{Ti} = 0,11$ mm. Für die Berechnung der Durchmesseränderung des Kolbenoberteils werden folgende Kenngrößen eingesetzt:

Wärmeausdehnungskoeffizient Aluminium: $\alpha_{Al} = 21 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1}{K}$

Temperaturänderung: $\Delta v = 183$ K

Mit dem Durchmesser des Anlaufsteges von 64,6 mm ergibt sich für die Wärmeausdehnung des Durchmessers ein Wert von $\Delta d_{Al} = 0,25$ mm.

Die Berechnung des Warmspiels führt zu folgendem Ergebnis:

$$(65 \text{ mm} + \Delta d_{Ti}) - (64,6 \text{ mm} + \Delta d_{Al}) = 0,26 \text{ mm}$$

Das Kaltspiel von 0,4 mm im Durchmesser verringert sich also bei einer Erwärmung von Kolbenoberteil und Sensorträger auf 0,26 mm und ist somit sicher ausgelegt.

3.3.3 Auslegung des Schwingensystems

Die Entwicklung des Hebelsystems zur Führung der Messkabel aus dem Kurbelgehäuse erfolgt mit Hilfe der Querschnittsdarstellung (Bild 26) durch eine Zylindereinheit des Motors. Der Schnitt gibt die realen Platzverhältnisse am Kurbelgehäuse wieder. Der zur Verfügung stehende Bauraum ist im oberen Totpunkt des Kolbens minimal. In dieser Stellung ist der Freiraum zur Platzierung der Hebel zwischen Kurbelwellenzapfen und dem Kurbelgehäuse am kleinsten. Im unteren Totpunkt muss berücksichtigt werden, dass der Kolben etwas aus der Zylinderlauffläche herausragt. Um eine Kollision zwischen Kurbelwelle und Hebelsystem zu vermeiden, können die Hebel nur parallel zwischen Kurbelwange und Pleuel angeordnet werden. Dabei werden am Pleuel ca. 4 mm und an der Kurbelwange ca. 3 mm abgefräst, um dadurch Platz für das Hebelsystem zu schaffen.

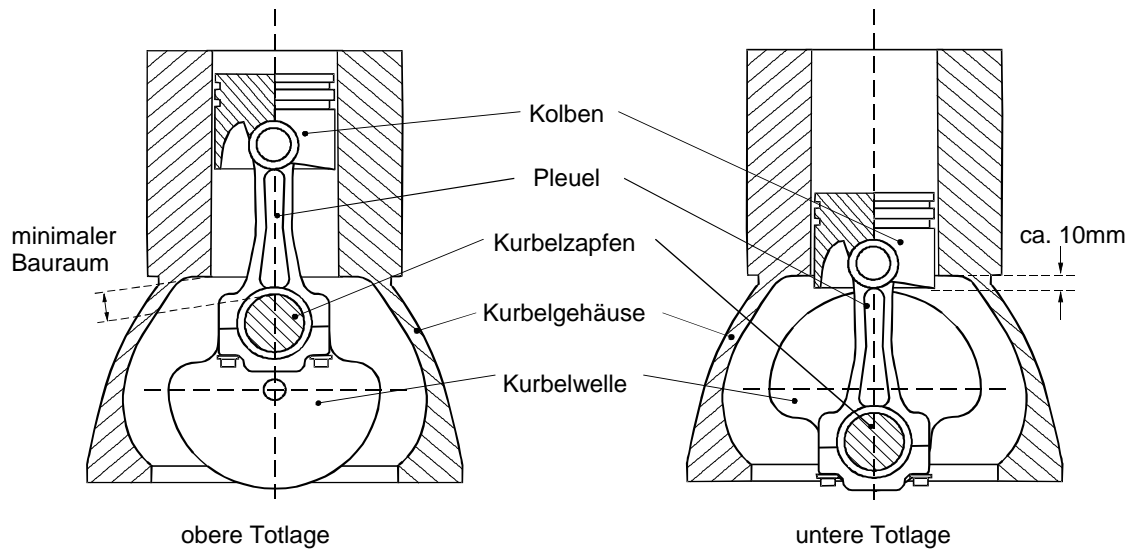


Bild 26: Querschnittsdarstellung eines Kurbelgehäuses

▪ Bisher verwendetes Hebelsystem

Das bisher in [26] verwendete Hebelsystem wird auch für die Messungen am 3-Zylinder-DI-Dieselmotor eingesetzt. Es handelt sich dabei um ein System aus zwei Hebeln, mit dem die Kabel aus dem ZKG geführt werden. Die Hebel nehmen dabei die auf die Messkabel einwirkenden Belastungen auf. Neben den hohen Temperaturen im Kurbelgehäuse wirken zusätzlich sehr hohe Beschleunigungskräfte auf die Messleitungen. Erschwerend kommt hinzu, dass die verwendeten Messkabel nur auf Torsion belastbar sind und einer dauerhaften Biegebeanspruchung nicht standhalten.

Bild 27 zeigt das Funktionsprinzip eines solchen Hebelsystems. Es basiert auf zwei Hebeln, die über ein Drehgelenk miteinander verbunden sind und durch eine Öffnung im Motorgehäuse nach außen geführt werden. Die Verbindung zum Kurbeltrieb des Motors erfolgt am Pleuel, indem der Hebel 1 neben dem Pleuel auf den Pleuelbolzen gelagert wird. Hebel 2 ist über ein Drehgelenk mit dem Gehäuse verbunden. Bei einer Bewegung des Pleuels führt der Hebel 2 aufgrund des gestellfesten Drehgelenks eine rein schwingende Bewegung aus. An Hebel 1 überlagern sich durch die Pleuelbewegung des Pleuels eine schwingende und eine translatorische Bewegung [53].

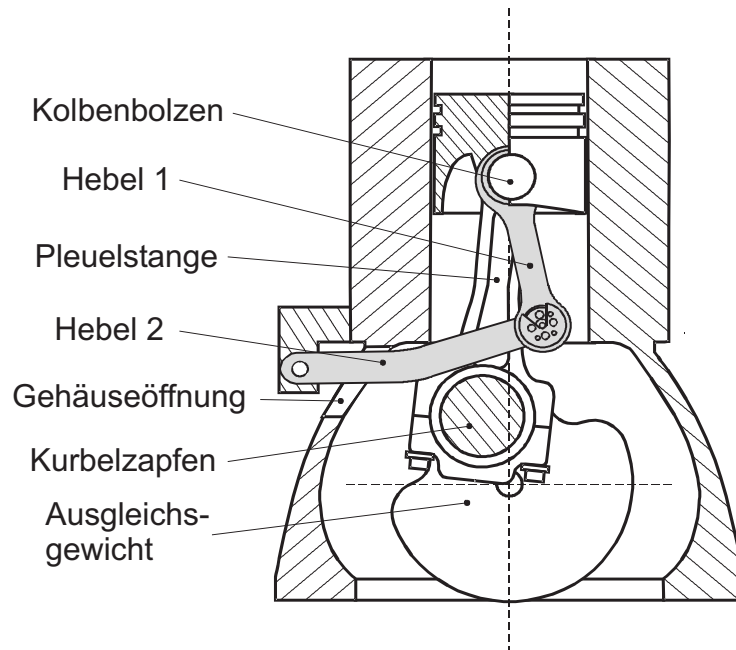


Bild 27: Funktionsprinzip eines Hebelsystems

Die Führung des Kabelstranges wird prinzipiell anhand von Bild 28 erläutert. Das von jedem Sensor ausgehende Messkabel wird jeweils durch eine Bohrung im Sensorträger zum Kolbenoberteil geleitet. Dort werden die Messkabel in einer Ringnut zusammengeführt und durch eine Verbindungsbohrung im Kolbenboden und einer zweiten Bohrung im Bolzen in die Bolzenmitte geleitet. An dieser Stelle werden die Kabel belastungs- und reibungsarm mittels einer Teflonbuchse entlang der Bolzenachse weitergeführt. Dies hat den Vorteil, dass die Kabel beim Übergang auf den sich relativ zum Kolben bewegenden Hebel 1 ausschließlich einer Torsionsbeanspruchung ausgesetzt sind. Damit die Bewegungsfreiheit des Leitungsstranges auch in diesem Bereich minimal ist, wird der Übergang vom Kolbenbolzen auf Hebel 1 zusätzlich durch ein kleines Teflonröhrchen unterstützt. Entlang des Hebels 1 verläuft das Kabel in einer Nut und wird in der bisherigen Konstruktion mit Silikon eingeklebt. Um auch beim Übergang von Hebel 1 auf Hebel 2 eine Biegebeanspruchung der Leitungen zu vermeiden, werden die Kabel durch eine Bohrung geführt, die sich genau auf der Drehgelenkachse befindet und somit eine reine Torsionsbelastung sicherstellt. Auch an Hebel 2 wird das Kabel mit Hilfe von Silikon in einer Nut befestigt. Vor dem gestellfesten Gelenk werden die Kabel von Hebel 2 durch eine Öffnung aus dem Motorgehäuse geführt.

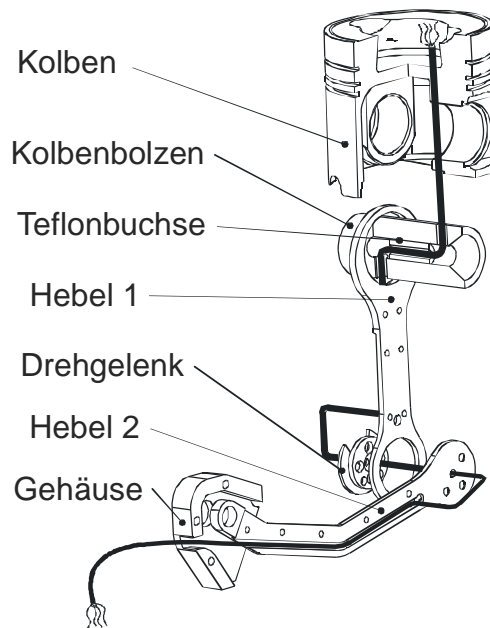


Bild 28: Kabelführung an einem Hebelsystem

Die Befestigung der Kabel durch Einkleben mit Silikon in den Nuten hat den Nachteil, dass dadurch eine zerstörungsfreie Demontage der Kabel nicht mehr möglich ist. Anschließende Untersuchungen der Kabel nach Fehlern sind zwecklos, da die Leitungsschäden sowohl bei der Demontage als auch bei einer Überbelastung entstanden sein könnten. Entsprechend den konstruktiven Vorgaben ist das Hebelsystem so zu optimieren, dass die Kabel und damit auch die Sensoren einzeln ausgetauscht werden können.

Weiterhin ist darauf zu achten, dass die Öffnung zur Messkabelführung am Kurbelgehäuse nicht zu groß ausfällt. Die Größe und Lage der Öffnung können das Verzugverhalten beeinflussen und die durchgeführten Messungen verfälschen.

Da sich die Öffnung im Bereich der Kurbelwelle befindet, muss sie außerdem gegen das verwirbelte Motoröl abgedichtet werden. Dieses geschieht durch das Anpassen der Außenlagergehäuseform an die Öffnung im ZKG.

▪ Neues Verfahren zur Optimierung des Hebelsystems

Die bei der Verwendung des Messsystems an die jeweils neuen Kurbelgehäuseabmessungen anzupassenden geometrischen Größen (l_1 , l_2 , B_0) des Hebelsystems sind in Bild 29 dargestellt. Um den Anpassungsprozess zu verkürzen, wurde in dieser Arbeit ein neues Auslegungsverfahren entwickelt. Durch eine systematische Vorgehensweise wird dabei in wenigen Schritten eine getriebetechnisch optimierte Lösung ermittelt.

Der Hebel 1 wird über den Anlenkpunkt A am Kolben fixiert. Das Drehgelenk B zwischen Hebel 1 und Hebel 2 befindet sich innerhalb und das gestellfeste Drehgelenk B_0 des Hebels 2 außerhalb des Kurbelgehäuses. Eine Anpassung der Kabelschwinde beschränkt sich somit auf die Veränderung der Hebellängen l_1 und l_2 und der Lage des Außengelenkes B_0 . Dabei wird die Länge l_2 als Abstand zwischen B und B_0 angesehen.

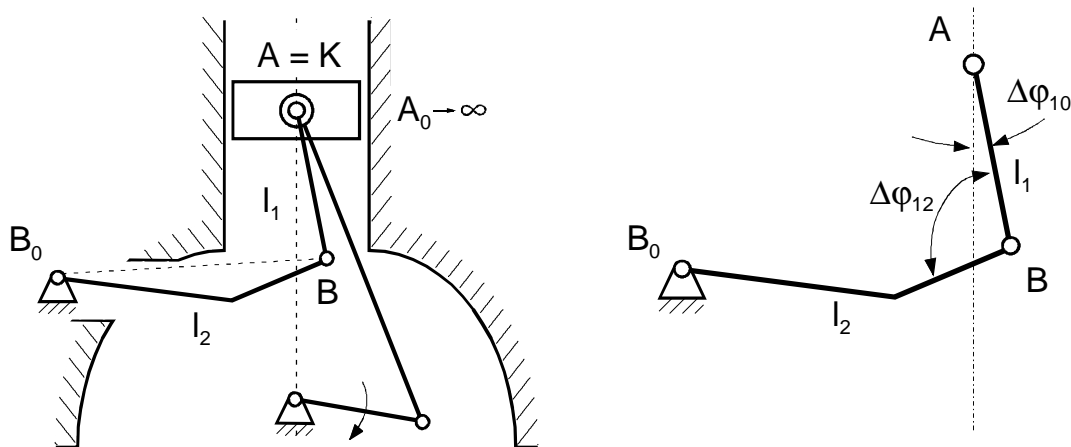


Bild 29: Kinematisches Schema des Hebelsystems

Wichtigster Bestandteil eines optimierten Hebelsystems ist nach [53] die Verkleinerung der Schwenkwinkeldifferenz $\Delta\varphi_{10}$ und $\Delta\varphi_{12}$ zwischen maximalem und minimalem Ausschlag zur Verringerung der Kabeltorsion an den Gelenkübergängen A und B.

Die Bewegungsanalyse [53] des Hebelsystems ergibt, dass bei einer Optimierung der Schwenkwinkeldifferenzen $\Delta\varphi_{10}$ und $\Delta\varphi_{12}$ unterschiedliche Lagen des gestellfesten Drehgelenkes B_0 notwendig sind. Da die Konstruktion eines Außenlagers mit einem variablen Drehgelenkpunkt B_0 zu aufwändig ist, können beide Schwenkwinkel nicht gleichzeitig minimal werden.

Angesichts dieser Tatsache wird eine sinnvolle Kompromisslösung bei der Hebelkonstruktion angewendet, mit der unter Einhaltung des Einbauraumes ein

optimiertes Schwingensystem entwickelt wird. Dabei werden Wertigkeiten für einzelne Optimierungsparameter vergeben, um abzuschätzen, welche Abmessungen zu Lasten anderer optimiert werden können.

Aufgrund der geringeren Torsionslänge im Mittelgelenk zwischen Hebel 1 und Hebel 2 ist die Kabelbelastung höher als beim Übergang vom Kolben auf Hebel 1. Entsprechend erfolgt die Optimierung von $\Delta\varphi_{12}$ zu Lasten der Forderung, dass $\Delta\varphi_{10}$ symmetrisch zur Zylinderachse verläuft [53]. Daraus ergeben sich für die Entwicklung des Hebelsystems folgende Richtlinien:

- Die Hebellänge l_2 soll möglichst groß sein
- Das Streckenverhältnis $\overline{A_{OT}B_0}$ zu $\overline{A_{UT}B_0}$ soll bestmöglich dem Wert 1 angenähert werden.

Eine weitere Schwierigkeit besteht in der Berücksichtigung der vorgegebenen Einbaubedingungen. Durch die festgelegte Austrittsöffnung im Kurbelgehäuse wird der Schwenkwinkel des Hebels 2 und damit die Platzierungsmöglichkeiten von B_0 erheblich eingeschränkt. Da der Bauraum nur bedingt in eine Berechnung der Getriebeabmessungen einbezogen werden kann, ist es sinnvoll, die endgültigen Abmessungen mit Hilfe einer zeichnerischen Näherungsmethode zu ermitteln.

▪ Graphische Lösung

In einem ersten Lösungsschritt wird die Stellung des Hebels 1 in der oberen und unteren Totpunktlage eingezeichnet. Für dieses zeichnerische Verfahren muss die Länge des Hebels 1 vorgegeben werden. In einer ersten Näherung wird die Länge des Hebels 1 zunächst von der alten Konstruktion übernommen. Es ist zweckmäßig, zunächst davon auszugehen, dass der Hebel 1 eine einfache translatorische Bewegung vom oberen zum unteren Totpunkt ausführt (Bild 30). Ausgehend von den Lagen des Punktes B in OT und UT kennzeichnen die Geraden g_1^* und g_2^* unter Berücksichtigung der Gehäusekanten die Platzierungsmöglichkeiten für B_0 .

Liegt der vorläufig ermittelte Gestellpunkt B_0 auf dem Schnittpunkt der Geraden, so bildet der durch g_1 und g_2 eingegrenzte Bereich den Schwenkbereich $\Delta\varphi_{20}$ und damit den Platzbedarf des Hebels 2. Gleichzeitig besitzt der Hebel 2 für dieses B_0 die maximale Länge l_2 . Der so ermittelte Schwenkbereich des Hebels 2 dient als Grundlage zur Anpassung an die zweite Gestaltungsrichtlinie.

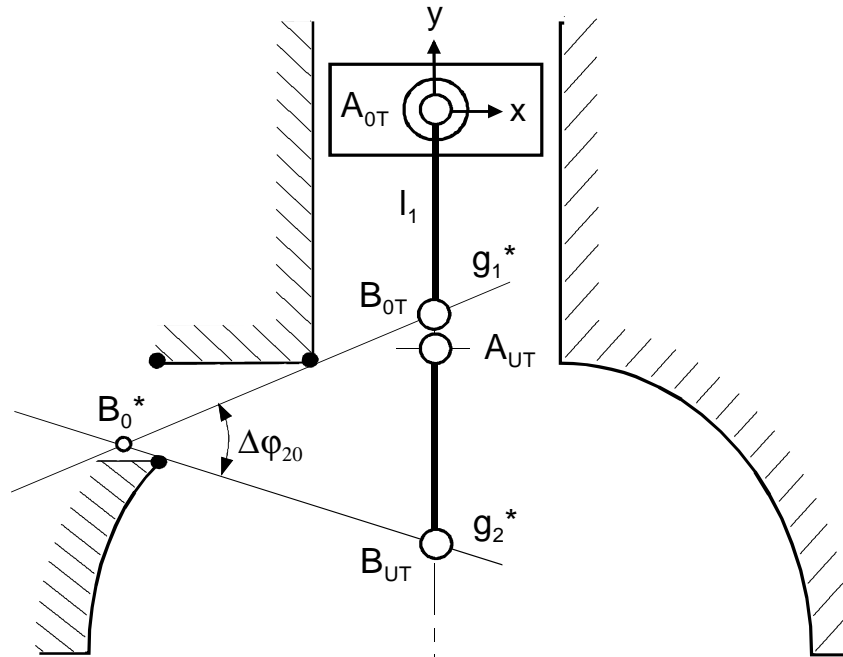


Bild 30: Graphische Gestellpunktbestimmung (1. Schritt)

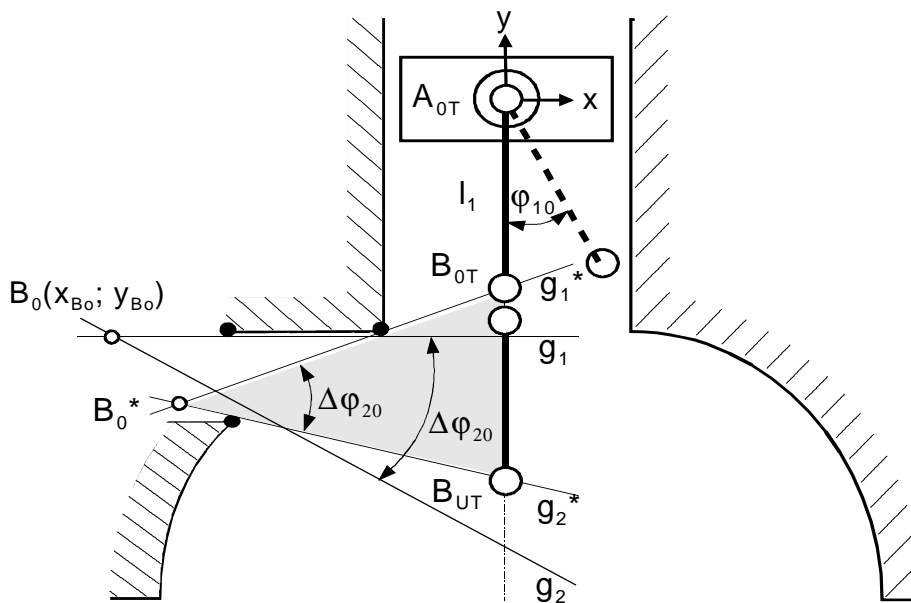


Bild 31: Graphische Gestellpunktbestimmung (2. Schritt)

Eine Annäherung des Streckenverhältnisses an den Wert 1 bedeutet eine Verschiebung des vorläufigen Punktes B_0^* in positive y -Richtung und negative x -Richtung. Dazu wird der Punkt B_0^* mit den Geraden g_1^* , g_2^* unter Beibehaltung des Winkels $\Delta\varphi_{20}$ und unter Berücksichtigung der Gehäusekanten so verschoben, dass

eine bestmögliche Annäherung an das Verhältnis $\overline{A_{OT}B_0} / \overline{A_{UT}B_0} \approx 1$ erreicht wird (Bild 31). Die neuen Lagen der Geraden g_1^* , g_2^* sind durch g_1 , g_2 gekennzeichnet.

Der Schnittpunkt von g_1 , g_2 gibt die Gestellpunktkoordinaten x_{B_0} , y_{B_0} der endgültigen Lage des Punktes B_0 an. Die Länge des Hebels 2 ergibt sich aus der vorgegebenen Ausgangslage des Hebels 1 bei OT und den Koordinaten von B_0 . Die Geometrie des Hebels 2 ergibt sich durch die Einbaubedingungen und ist deshalb gerade ausgeführt und mit einer Aussparung versehen. Die auf diese Weise bestimmten Hebelabmessungen stellen in Bezug auf die Schwenkwinkeldifferenzen $\Delta\varphi_{12}$ und $\Delta\varphi_{10}$ und der Einhaltung des Einbauraums eine Optimallösung dar.

Gemäß der Auflage, den Hebel 2 so lang wie möglich zu gestalten, kann jetzt zusätzlich der Ausschlagwinkel φ_{10} des Hebels 1 in der oberen Totlage vergrößert werden bis ein Maximum für l_2 erreicht ist.

Eine systematische Veränderung der Hebellänge l_1 hat gezeigt, dass eine Verkürzung des Hebels 1 zwangsläufig auch den Hebel 2 verkürzt. Aus diesem Grund wird die Hebellänge l_1 so lang wie möglich dimensioniert, ohne dass der Hebel 1 in der oberen Totlage mit der Kurbelwelle kollidiert.

Mit Hilfe einer maßstabsgerechten Zeichnung ergeben sich für die Getriebeabmessungen für den 5-Zylinder-Motor folgende Werte (Tabelle 3):

Hebel 1	Hebel 2	Gestellpunkt B_0
$l_1 = 102 \text{ mm}$	$l_2 = 137 \text{ mm}$	$x_{B_0} = 111,5 \text{ mm}$ $y_{B_0} = 144 \text{ mm}$

Tabelle 3: Hauptabmessungen des 2-Hebelsystems

▪ Fertigung des Hebelsystems

Aufbauend auf die zeichnerische Ermittlung der Getriebeabmessungen wird im Rahmen der konstruktiven Gestaltung die Geometrie der einzelnen Bauteile festgelegt. Dazu gehört bei einem Koppelgetriebe im Allgemeinen die Dimensionierung der Hebel und Gelenke sowie die Berücksichtigung funktionspezifischer Anforderungen, wie beispielsweise die Kabelbefestigung. Um die Kabel mit dem Sensor einzeln austauschen zu können, werden die Hebel bei der Konstruktion mit einem Deckel versehen. Alle acht Sensorkabel liegen in einer Nut, die im Grundkörper des Hebels und in den Deckel gefräst wird.

Die Hebel sollen so in den Motor eingefügt werden, dass möglichst keine Motorkomponenten verändert werden müssen, aber gleichzeitig ein sicherer Betrieb

gewährleistet wird. Beim 5-Zylinder-Motor bietet sich die sogenannte „Wasserseite“ des Motors an, da hier keine Nebenaggregate entfernt oder verändert werden müssen. Hier liegen auch auf Höhe der zu messenden Zylinder 4 und 5 ebene Flächen, die zur Montage der beiden Außenlager benötigt werden. Als Richtlinie für die Dimensionierung der Bauteile wurden bereits existierende Hebelsysteme verwendet. Diese Hebel weisen bei der Auslegung für Drehzahlen zwischen 3000 und 4000 U/min eine Materialstärke von 3 - 5 mm auf. Die Breite der Hebel bewegt sich zwischen 12 - 20 mm.

▪ Werkstoffauswahl

Durch die hohen Beschleunigungen am Hubkolbenmotor müssen die Massenkräfte der Hebelbauteile möglichst gering sein. Aus diesem Grund bietet es sich an, Leichtmetalle zu verwenden, die bei einer geringen Dichte hohe Festigkeitskennwerte besitzen.

Bei den bisherigen Systemen hat sich die nicht aushärtbare, kaltverfestigte Aluminium-Knetlegierung AlMg5 bewährt (Tabelle 4). Im Vergleich zu den warmausgehärteten Legierungen sind die kaltverfestigten bis zu einer Betriebstemperatur von 150 °C besser geeignet [52], da bis zu dieser Temperatur sogar ein leichter Festigkeitsanstieg zu verzeichnen ist und erst darüber ein Erweichen eintritt. Durch leichte elastische Verformung kann dieser Werkstoff Belastungsspitzen abbauen, die bei weniger duktilen Werkstoffen zum Bruch führen würden. Darüber hinaus bietet der Werkstoff AlMg5 eine sehr hohe Sicherheit gegen Dauerbruch bei Schwingungen [52].

Streckgrenze $R_{p0,2}$	140 N/ mm ²
Zugfestigkeit R_m	230 N/ mm ²
Bruchfestigkeit	280 N/mm ²
Wechselfestigkeit	90 N/mm ²
Dichte	2,65 kg/dm ³
Wärmeausdehnungskoeffizient	23P10 ⁻⁶ 1/K
Elastizitätsmodul	70000 N/mm ²

Tabelle 4: Werkstoffkennwerte von AlMg5

Für die Gleitlagerbuchsen wird der allgemein übliche Gleitlagerwerkstoff CuSn8 verwendet [52].

3.3.4 Messsystem mit Hall-Sensoren

▪ Hall-Sensor

Der Hall-Sensor wird in der verwendeten Bauform direkt im Sensorträger (1) aufgebaut, wie es bereits in 3.1.1. beschrieben ist.

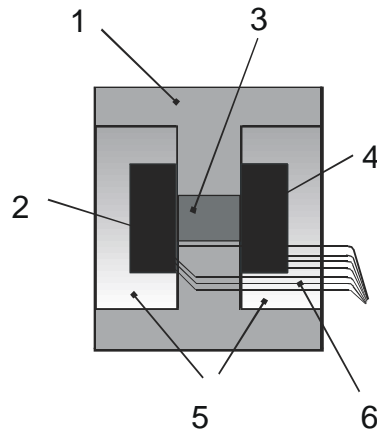


Bild 32: Aufbau des Hall-Sensors

Dies hat den Vorteil, dass die Position des Cobald-Samarium-Magneten (3) und der beiden Hall-Elemente (2,4) zueinander für alle Sensoren im Rahmen der Fertigungstoleranzen gleich ist. Das hat zur Folge, dass die Sensoren in ihren Eigenschaften bezüglich Messbereich und Empfindlichkeit nicht zu stark voneinander abweichen und auch zur Sensorträgeraußenkante den gleichen definierten Abstand haben. Zum Schutz der Sensoren ist die Nut im Sensorträger mit einer Vergussmasse (5) aufgefüllt. Bei den Messungen zeigte sich dieser Aufbau allerdings als Nachteil, da ein beschädigter Sensor nicht einzeln ausgetauscht werden kann.

▪ Komplettsystem mit Hall-Sensoren

Der montierte Messkolben hat in seiner eingesetzten Form den in Bild 33 dargestellten Aufbau. Zu sehen ist die Anordnung des Sensorträgers zwischen den beiden Kolbenteilen mit einer Detailvergrößerung des Ringquerschnittes. Weiter ist der Kolben einseitig geschnitten dargestellt, um die Kabelführung innerhalb des Kolbens zu verdeutlichen. Die verwendete Kabelschlinge ist hier in der konventionellen Bauform mit offenliegenden Kabelnuten in denen die Kabel mit Silikon eingeklebt sind, dargestellt. Die neu entwickelte Schlinge in Schalenbauweise mit innenliegender Kabelführung kommt erst mit Einsatz der Wirbelstromsensoren zur Anwendung.

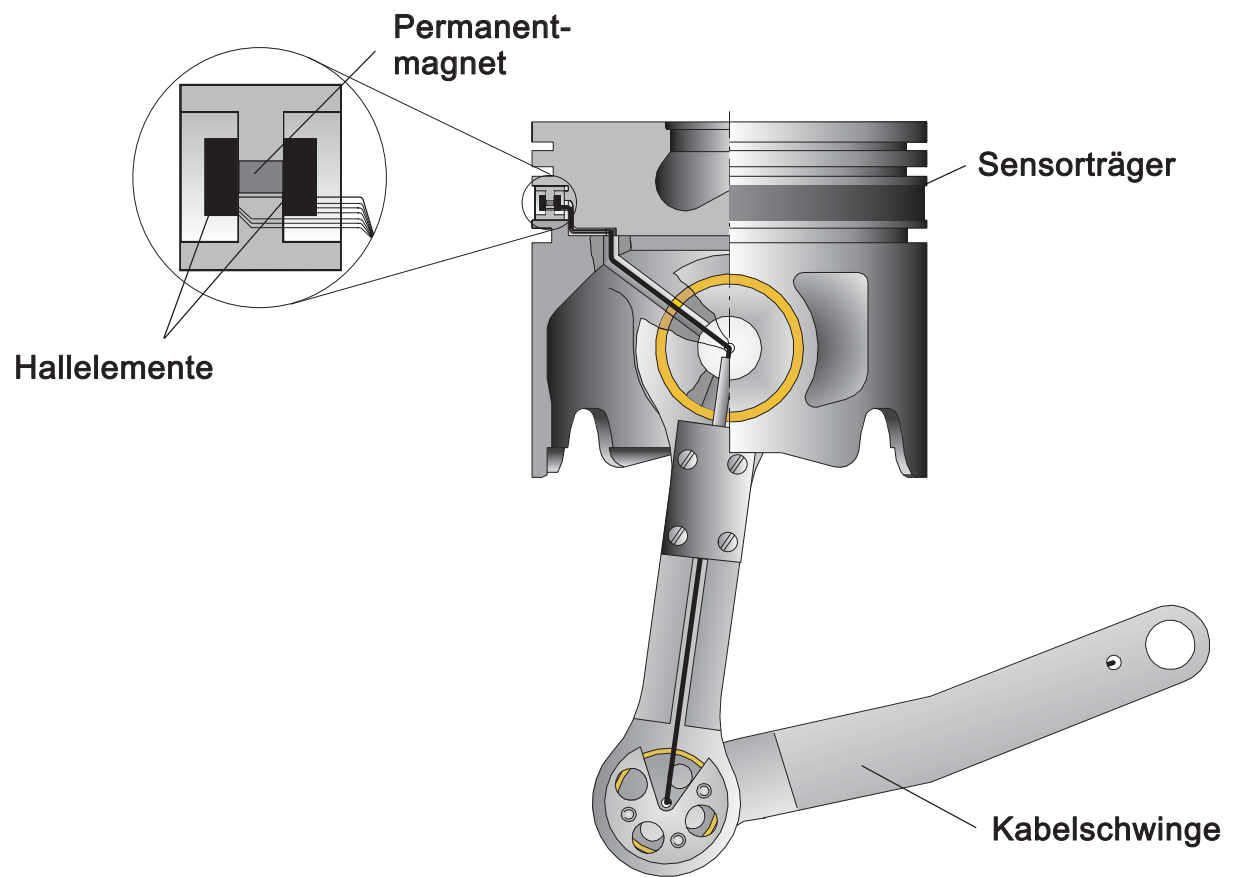


Bild 33: Der montierte Messkolben mit Kabelschwinge

3.3.5 Messsystem mit Wirbelstromsensoren

▪ Wirbelstromsensor

Für die Messung am 5-Zylinder-TDI werden pro Kolben acht Miniatur-Wirbelstromsensoren des Sensorherstellers MICRO-EPSILON vom Typ U05 verwendet. Die Hauptabmessungen eines Sensors sind in Bild 34 dargestellt.

Die Wirbelstrom-Wegsensoren sind jeweils über ein Koaxialkabel (Durchmesser = 0,5 mm, Länge = 500 mm) mit einer Platine verbunden. Auf dieser Platine findet der Übergang auf ein Koaxialkabel mit größerem Querschnitt und SMC-Schraubverbindung statt.

Abmessungen:

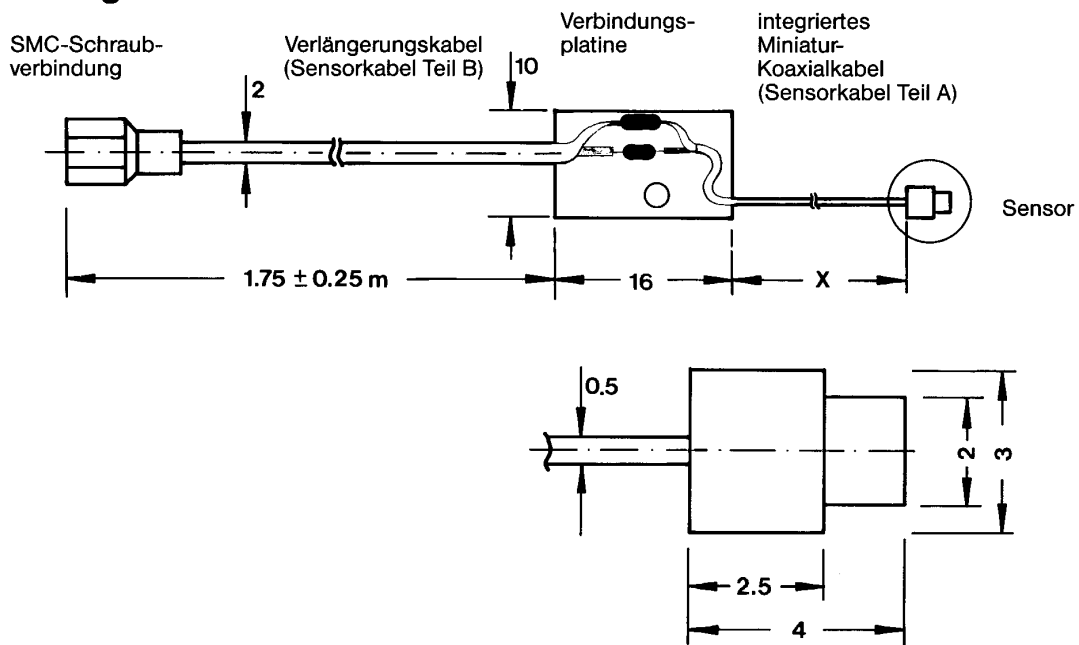


Bild 34: Sensor-Hauptabmessungen

Dieser Miniatur-Wegsensor bietet sich aufgrund der zu erwartenden eingeschränkten Platzverhältnisse an. Weiterhin ist dieser Sensor laut Hersteller temperaturstabil bis 145 °C, was für den Einbau im Bereich unterhalb der zweiten Kolbenringnut zwingend notwendig ist.

Die Sensoren bestehen aus einem Stahlgehäuse mit eingegossener Spule im vorderen Sensorteil. Generell wird unterschieden zwischen ungeschirmten und geschirmten Sensoren. Bei dem vorliegenden Exemplar handelt es sich um einen ungeschirmten Sensor. Bei der Konstruktion des Sensorträgers und des Sensorhalters ist daher darauf zu achten, dass der vordere Sensorteil in radialer Umgebung nicht von Metallen umgeben ist (Bild 35), da sonst die Messergebnisse beeinflusst werden.

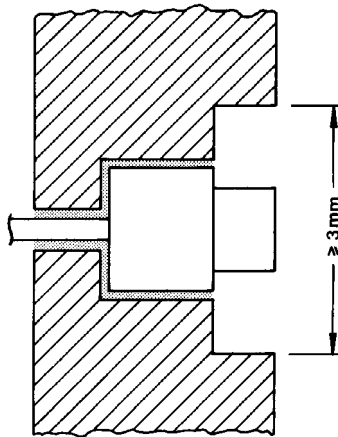


Bild 35: Sensoreinbaubedingung

▪ Weiterentwickeltes Sensorträgersystem

Der in Abschnitt 3.3.4 beschriebene Aufbau des Sensorträgers mit Hall-Sensoren zeigt bei den ersten Messungen Nachteile, die bei dem Sensorträger für die Wirbelstromsensoren berücksichtigt werden sollen. Das Hauptproblem ist dabei, dass der Permanentmagnet des Hall-Sensors in eine Bohrung im Sensorträger eingeklebt und danach mit Hallelementen bestückt wird. Die Sensoren bilden somit eine Einheit mit dem Sensorträger. Durch diese Einbauvariante können die Sensoren nicht zerstörungsfrei demontiert werden. Aus Kostengründen und für den Fall, dass ein Sensor ausfällt und ersetzt werden muss, ist für weitere Messungen eine Konstruktion des Sensorträgers mit einzeln demontierbaren Sensoren erforderlich.

Es wurden zwei mögliche konstruktive Lösungen für einen Sensorträger und einen Sensorhalter für die Messaufnehmer ausgearbeitet.

Die erste Variante (Bild 36) beruht auf einer Klemmverbindung des Sensors zwischen Sensorträger (Pos. 1) und Sensorhalter (Pos. 2) über M2-Senkkopfschrauben (Pos. 3). Durch den Einsatz von acht Sensoren müssen nach dieser Lösung acht Sensorhalter gefertigt werden, um jeden Sensor in der entsprechende Bohrung im Sensorträger einklemmen zu können.

Es ist darauf zu achten, dass die Messkabel der Sensoren zum Kolbenoberteil geführt werden können. Entsprechend der Vorgabe des Sensorherstellers, dass der vordere Sensorteil in radialer Umgebung nicht von Metallen umgeben sein darf (Bild 35), wird an den Sensoreinbaupunkten jeweils eine Aussparung im Sensorträger gefräst. Damit wird eine Beeinflussung der Sensoren durch den Einbau vermieden.

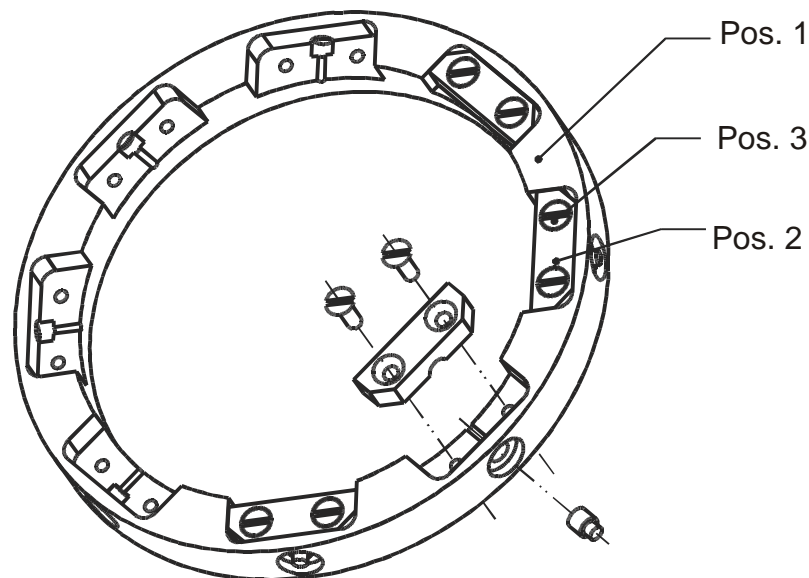


Bild 36: Explosionsdarstellung des Sensorträgersystems 1

Bei der zweiten Variante (Bild 37) werden die Sensoren in den Sensorhalter (Pos. 2) eingeklebt und mit diesem von außen in den Sensorträger (Pos. 1) eingesetzt. Die Fixierung der Sensorhalter im Sensorträger erfolgt mit M2-Senkkopfschrauben (Pos. 3). Die Messkabel werden auch hier über eine entsprechende Bohrung in der Sensorhaltertasche nach innen zum Kolbenoberteil geführt. Die Aussparung um den vorderen Sensorteil wird hier im Sensorhalter gefertigt.

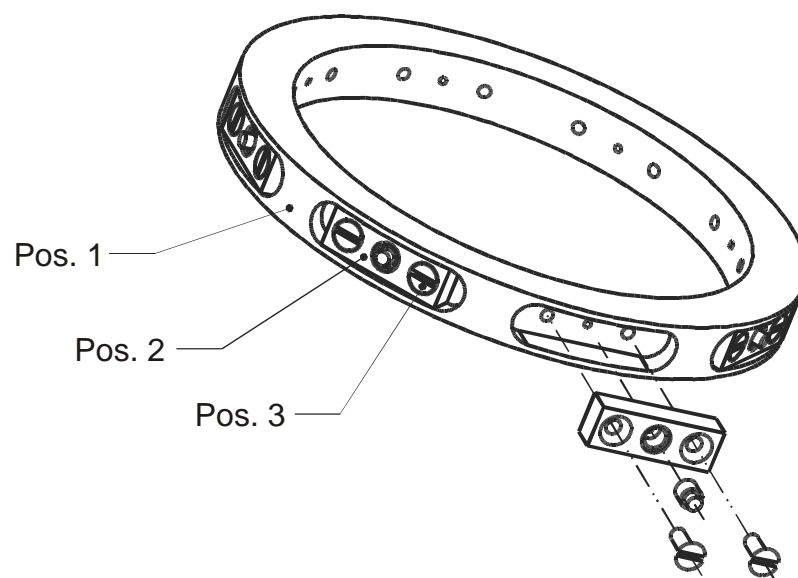


Bild 37: Explosionsdarstellung des Sensorträgersystems 2

Die Hauptanforderung an ein neukonstruiertes Sensorträgersystem ist die Demontierbarkeit der Sensoren und der Messkabel. Beide vorgestellten Varianten erfüllen diese Anforderung. Es gilt nun an Hand von weiteren Kriterien abzuschätzen, welche konstruktive Lösung weitere Anforderungen am besten erfüllt.

Beim Sensorträgersystem 1 sind die M2-Schrauben besser gegen ein Herausdrehen gesichert, weil der Sensorträger zwischen Kolbenoberteil und -unterteil liegt. Ein mögliches Herausdrehen der Schrauben bei der zweiten Variante erweist sich aber als unkritisch, da die Schrauben z.B. mit Loctite Schraubensicherung gut gesichert werden können.

Zur Demontierbarkeit der Sensorhalter ist zu sagen, dass bei beiden Lösungen nur ein Demontieren möglich ist, wenn die Verschraubung des Kolbens gelöst wird, um so die beiden Kolbenteile voneinander trennen zu können. Dabei ist darauf zu achten, dass die Messkabel nicht beschädigt werden.

Ein weiteres wichtiges Kriterium ist die Fertigung der Bauteile Sensorträger, Sensorhalter und die Sensoraufnahme. Bei der ersten Variante sind diese drei Bauteile aufwändiger zu fertigen als beim zweiten Sensorträgersystem. Um ein Klemmen des Sensors zu erreichen, müssen bestimmte Passungen eingehalten werden. Die Bohrungen zur Aufnahme des Sensors sind beim Sensorhalter 2 leichter zu fertigen als beim Sensorhalter 1. Dadurch werden die Kosten für das erste Sensorträgersystem höher sein als für das zweite System. Bei der fertigungstechnischen Betrachtung der Bauteile ist besonders in diesem Falle zu beachten, dass das Sensorträgersystem aus einer Titanlegierung gefertigt wird, bei der bestimmte Fertigungsparameter eingehalten werden müssen, um eine spanende Bearbeitung zu ermöglichen. Zusätzlich lassen sich die sehr kleinen Sensoren im Vorfeld der Messungen bei der Kalibrierung und dem Einbau besser händeln, wenn sie zuvor in die quaderförmigen Sensorhalter eingeklebt werden.

Hauptsächlich aus fertigungstechnischen Gründen, aber auch aufgrund der besseren Handhabung der Sensoren wird das zweite Sensorträgersystem für die Zylinderverzugsmessungen am 5-Zylinder-Motor eingesetzt.

▪ Komplettsystem mit Wirbelstromsensoren

Das Komplettsystem bezeichnet den gesamten Messkolben mit eingesetzten Sensoren und Kabelschlinge zur Führung der Messkabel, wie es in Bild 38 dargestellt ist.

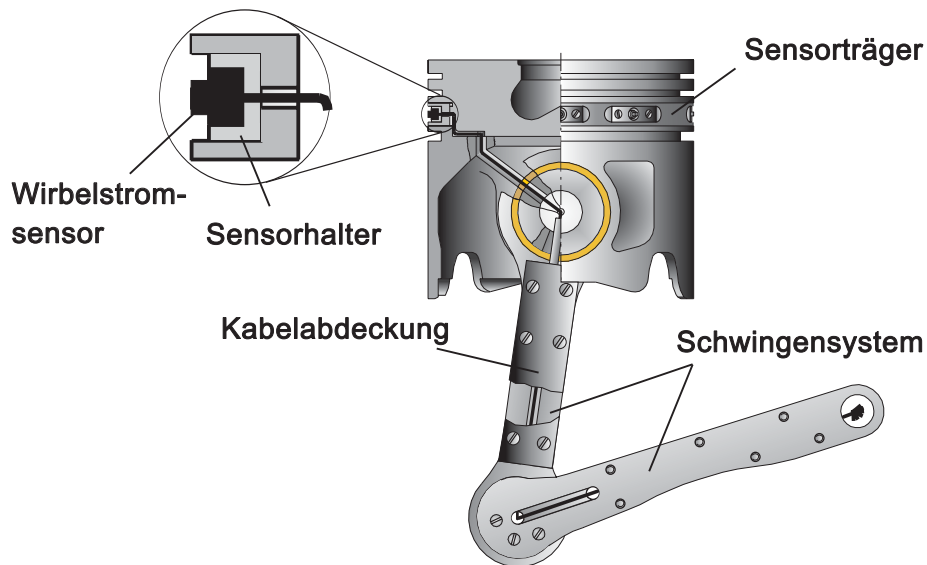


Bild 38: Der montierte Messkolben mit Kabelschlinge

Die Kabelschlinge kommt hier in der neuen Bauform mit innenliegender Kabelführung zum Einsatz. Die beiden Hebel sind zweiteilig aufgebaut (Bild 39) und jeweils mit einer Kabelabdeckung versehen. Dies ermöglicht sowohl eine sichere Kabelführung gegen äußere Beschädigungen, wie auch einen einzelnen Austausch von Sensoren und Kabeln. Die Schlinge zeigt sich bei den Messungen als sehr haltbar und zuverlässig.

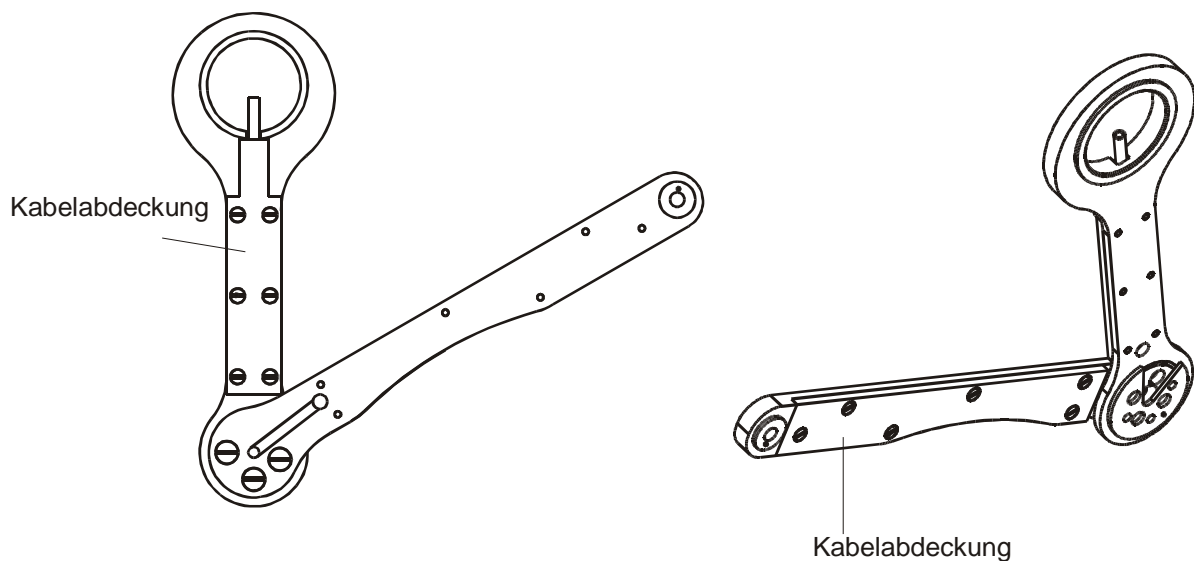


Bild 39: Zweischaliger Schwingenaufbau mit innenliegender Kabelführung

3.4 Kalibrierung des Messsystems

Die Genauigkeit der Ergebnisse hängt in entscheidendem Maß von der Ausführung der Kalibrierarbeiten ab. Dabei können mehrere Faktoren Einfluss auf die Ergebnisse der Kalibrierung haben. Aus diesem Grund soll das Kalibrierverfahren im Folgenden genauer betrachtet werden.

Ein lineares abstandsproportionales und temperaturunabhängiges Spannungssignal über den gesamten Messbereich, wie es für die Messdatenauswertung am sinnvollsten wäre, liegt sowohl bei den Hall- wie auch den Wirbelstromsensoren trotz Temperaturkompensation nicht vor. Das Verhältnis zwischen Sensorabstand und Spannung ändert sich dagegen in Abhängigkeit der Sensortemperatur, dem Sensorabstand und dem Sensorprinzip. Selbst baugleiche Sensoren reagieren zum Teil unterschiedlich auf eine Veränderung der Messbedingungen bezüglich der Temperatur.

Vor Einbau des Messkolbens mit dem eingesetzten Sensorträger in den Versuchsmotor wird die Kalibrierung der Sensoren durchgeführt. Mit Hilfe einer speziellen Kalibriereinheit werden die Sensoren nach der Voreinstellung des Messbereiches einer Abstandskalibrierung unterzogen. Dabei wird dem Sensorsignal (Spannungssignal) ein genau definierter Abstand zwischen Sensorträgeroberfläche und Probenkörper zugeordnet.

Die Kalibriereinrichtung hat den in Bild 40 gezeigten Aufbau. Auf der Grundplatte ist ein in Längs- und Querrichtung verfahrbarer Messtisch geführt. Dieser ermöglicht alternativ die Aufnahme des Messkolbens oder der einzelnen Sensorhalter mit eingeklebten Wirbelstromsensoren. Der zylindrische Probenkörper ist mit einer Parallelfederführung axial verschiebbar gelagert. Die Zustellung des Probenkörpers erfolgt mit einer Bügelmessschraube, die in Verlängerung der Probe von hinten auf die Federführung wirkt. Die Genauigkeit der Bügelmessschraube beträgt 1/1000 mm. Bei dem Probenkörper handelt es sich um ein Segment aus der Zylinderlauffläche eines dem Messmotor entsprechenden Kurbelgehäuses.

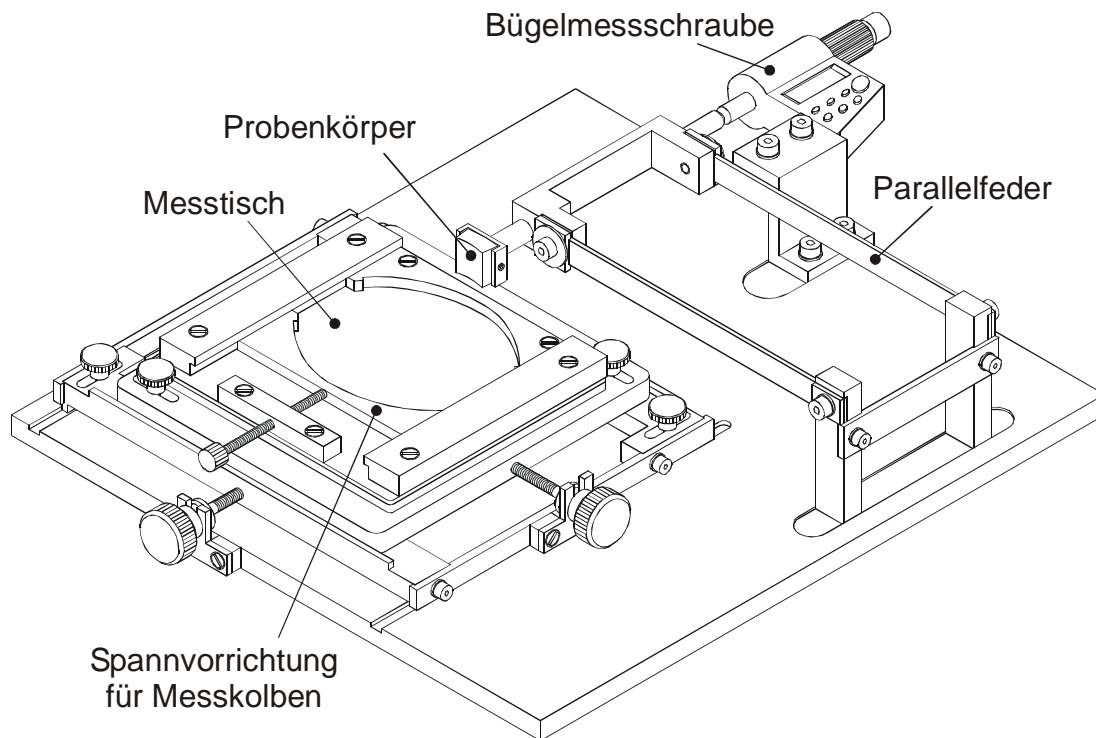


Bild 40: Aufbau der Kalibriereinrichtung für kompletten Messkolben

Bei den Messungen ist darauf zu achten, dass das Segment und die gekrümmte Sensorträgeroberfläche sehr genau zueinander ausgerichtet sind. Entsprechend Bild 41 kann sowohl eine Deachsierung, wie auch eine Verdrehung des Probenkörpers zum Sensor zu einer fehlerhaften Kalibrierung führen.

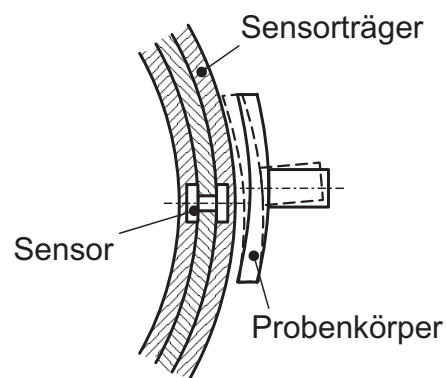


Bild 41: Deachsierung und Verdrehung des Probenkörpers

Für den Messkolben mit Hall-Sensoren muss die Kalibrierung konstruktionsbedingt mit dem komplett bestückten Messkolben durchgeführt werden, hierbei ist auf eine genaue Ausrichtung von Kolben wie auch Probenkörper während der Kalibrierung zu achten.

Bei der Verwendung von Wirbelstromsensoren im Zusammenhang mit dem weiterentwickelten Sensorträger, wird die Kalibrierung der Wirbelstromsensoren schon vor dem Einbau in den Messkolben durchgeführt. Die Montage der einzelnen Sensorhalter auf der Kalibriereinrichtung ermöglicht eine genauere Ausrichtung, als dies mit dem kompletten Messkolben möglich ist. Auf diese Weise kann der Fehler durch Deachsierung oder Verdrehung des Probenkörpers während der Kalibrierung minimiert werden. Für die Aufnahme der Sensorhalter wird die beheizbare Sensorhalteraufnahme (Bild 42) auf dem Messtisch der Kalibriereinrichtung montiert. An diese Aufnahme werden die Sensorhalter immer in gleicher Position fixiert.

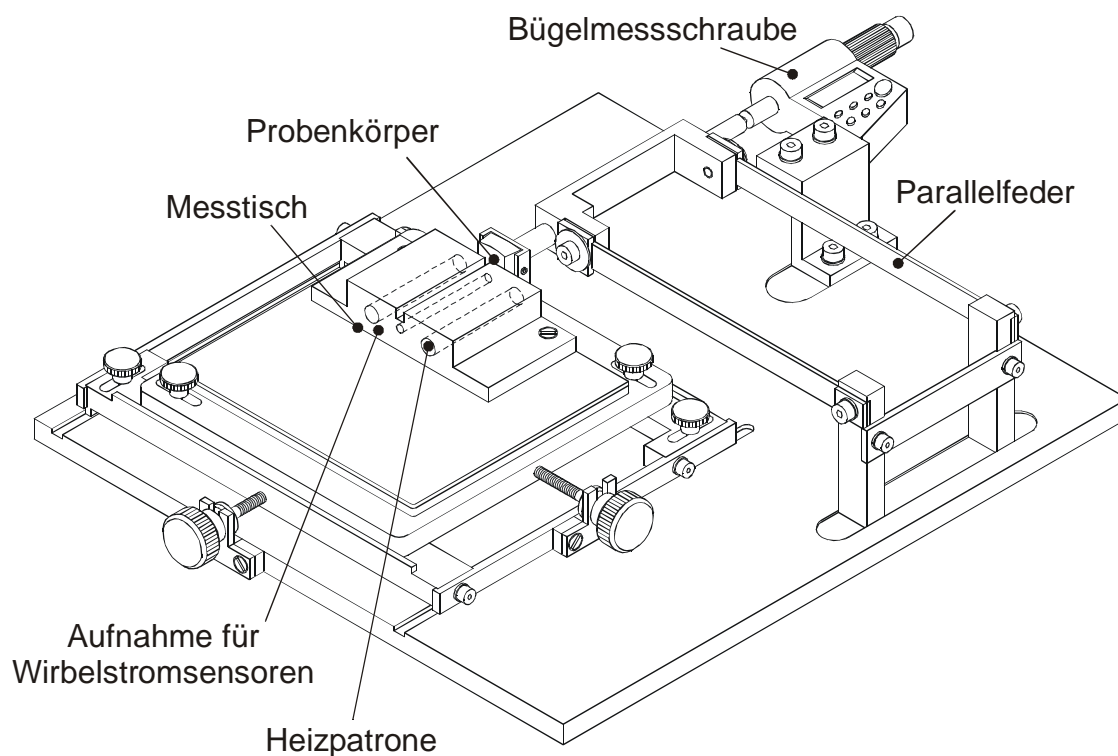


Bild 42: Beheizte Sensorhalteraufnahme auf dem Messtisch der Kalibriereinheit

Da es auf diese Weise entsprechend Bild 43 nicht zu einem flächigen Kontakt von Probenkörper und Ringträger kommt, sind Verschiebungen des Probenkörpers während der Kalibrierung bei kleinen Abständen ausgeschlossen. Dieses erleichtert die Nullpunktsbestimmung und erhöht zusätzlich die Genauigkeit der Kalibrierung.

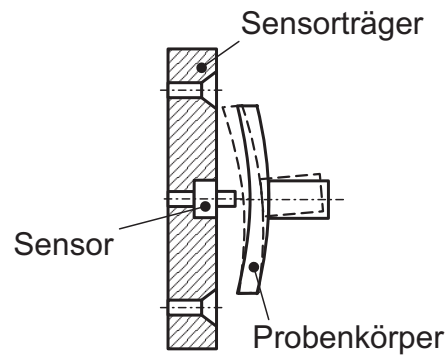


Bild 43: Sensorhalter mit Wirbelstromsensor und Probenkörper

3.4.1 Wegkalibrierung

Die Wegkalibrierung wird für beide Sensortypen in einem Messbereich von $600\ \mu\text{m}$ in Schritten von $20\ \mu\text{m}$ durchgeführt. Der Startpunkt des Messbereiches liegt bei einem Grundabstand von ca. $50\ \mu\text{m}$ von der Sensoroberfläche. Vor Beginn der Kalibrierung wird die Sensorspannung an den Grenzen des Messbereiches auf $-4,5\ \text{V}$ bis $+4,5\ \text{V}$ vorjustiert. Dieser Spannungsbereich ist unter Berücksichtigung temperaturabhängiger Spannungsänderungen der Sensoren auf den Messbereich der Messkarte ($-5\ \text{V}$ bis $+5\ \text{V}$) abgestimmt.

Um die temperaturbedingten Einflüsse auf die Sensorempfindlichkeit im betriebsnahen Zustand zu berücksichtigen, können sowohl der komplette Messkolben mit Hall-Sensoren, wie auch die Wirbelstromsensoren über eine elektrische Heizung auf der Kalibriereinrichtung bis zu $120\ ^\circ\text{C}$ erwärmt werden. Um Messfehler durch die Erwärmung der Kalibriereinrichtung zu vermeiden, sind sowohl der Messtisch wie auch der Probenkörper durch thermisch isolierende Kunststoffe von der Kalibriereinrichtung getrennt.

Die Wegkalibrierung wird für jeden Sensor bei $20\ ^\circ$, $90\ ^\circ$ und $120\ ^\circ\text{C}$ durchgeführt. Aus diesen drei Kurven kann für die Auswertung der Messungen eine der Sensortemperatur entsprechenden Kalibrierkurve extrapoliert werden.

Bild 44 zeigt exemplarisch zwei aufgenommene Kalibrierkurven für einen Wirbelstromsensor bei den Grenztemperaturen $20\ ^\circ$ und $120\ ^\circ\text{C}$.

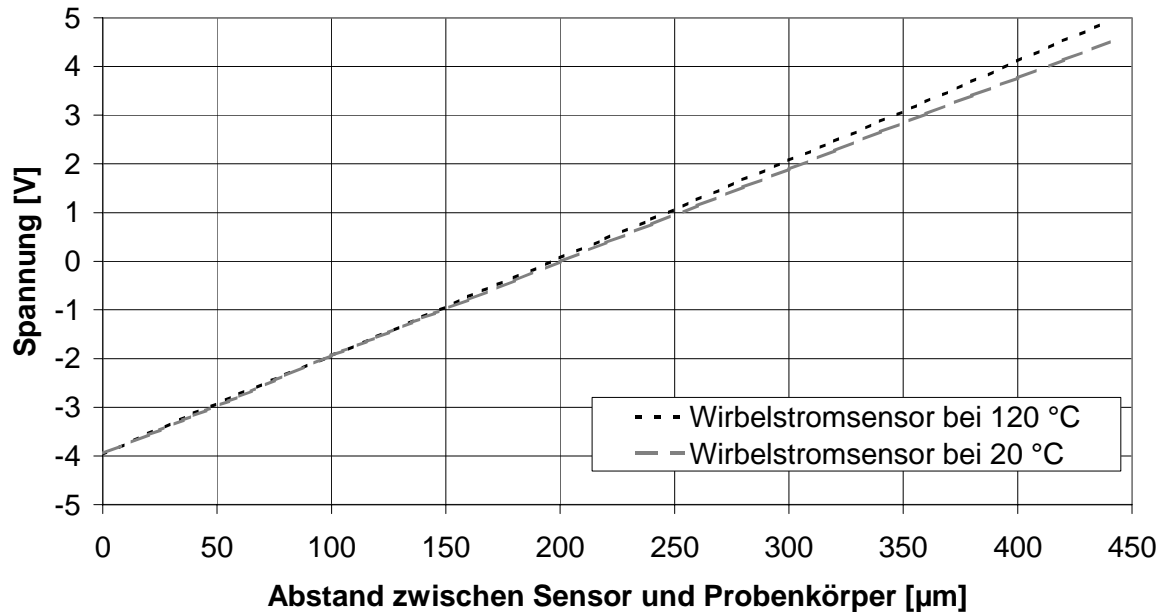


Bild 44: Kalibrierkurven eines Wirbelstromsensors bei 20 ° und 120 °C

Die Kalibrierung beginnt bei 120 °C, da diese Temperatur den Messbedingungen am nächsten kommt. Der Grundabstand von ca. 50 µm wird durch wiederholtes Antasten der Sensoroberfläche ermittelt. Nachdem die Kalibrierkurve für 120 °C aufgenommen ist, wird die Vorrichtung abgekühlt. Um eine Verschiebung des Probenkörpers durch Sensorkontakt zu verhindern, wird der Grundabstand für die Kalibrierung bei 90 °C und 20 °C nicht durch Antasten, sondern anhand der Sensorspannung ermittelt, die bei der 120 °C Kalibrierung für den Nullpunkt gemessen wurde. Versuche mit der mechanischen Bestimmung des Grundabstandes haben allerdings gezeigt, dass der Fehler, der durch diese Methode entsteht, maximal 2 µm beträgt.

Da es sich bei den Zylinderverzugsmessungen nicht um absolute, sondern um relative Messungen handelt, wirkt sich dieser Fehler im Messergebnis nicht aus. Durch diese Vorgehensweise bei der Kalibrierung im Bereich der zu erwartenden Kolbentemperaturen werden somit Kennlinien ermittelt, die das Verhältnis zwischen Spannung und Abstand über der Temperatur ausreichend genau wiedergeben.

Eine Zylinderverzugsmessung mit absoluten Werten stellt zwar den anzustrebenden Idealfall dar, muss aber an der Unkenntnis der Temperaturdehnungen im Sensorträgersystem scheitern. Denn nur wenn diese Verformungen bekannt sind, lässt sich im nachhinein zwischen Zylinderverformung und Verformung des Trägersystems unterscheiden [26].

3.4.2 Temperaturkalibrierung

Bei der Verwendung der Wirbelstromsensoren wird die Sensortemperatur über einen im Sensorträger eingesetzten PT 100 ermittelt. Bei den Hall-Sensoren erlaubt es eine spezielle Schaltung, die Sensortemperatur von jedem Sensor einzeln über seinen Innenwiderstand zu bestimmen. Dieser ändert sich linear zur Sensortemperatur. Für den Messkolben mit Hall-Sensoren muss somit zusätzlich zur Wegkalibrierung eine Temperaturkalibrierung durchgeführt werden. Der Kolben wird zu diesem Zweck gleichmäßig erwärmt und in Schritten von 5 °C die Temperaturspannung der Sensoren aufgenommen. Ausgehend von 0,2 V bei 20 °C ergibt sich eine Geradensteigung von 12 mV/°C.

4 Versuchsanlage und Messprogramme

4.1 Prüfstandsbeschreibung

Für die Zylinderverzugsmessungen im gefeuerten Betrieb stand ein Motorenprüfstand zur Verfügung wie er in Bild 45 schematisch dargestellt ist. Die Motoren wurden mit einer Gleichstrombremse geschleppt bzw. gebremst.

Durch separate Druckpumpen sowie Heiz- und Kühlsysteme für Kühlwasser und Öl war es möglich, den Motor für die Messungen speziell zu konditionieren. Ein externer Sekundärölkreislauf versorgt die Ölspritzdüsen der Messkolben mit extern gekühltem Öl aus der Ölwanne des Versuchsmotors. Durch diesen Aufbau sind Messungen bei höheren Drehzahlen und Lasten möglich, ohne die Temperaturgrenze der Sensoren (laut Hersteller 145 °C) zu überschreiten. Eine Kühlwasserheizung ermöglicht es zusätzlich, die Motortemperatur im Schleppbetrieb zu variieren und den Motor vor Messbeginn zu erwärmen, um eine unnötige Belastung der Sensorik während der Warmlaufphase zu vermeiden.

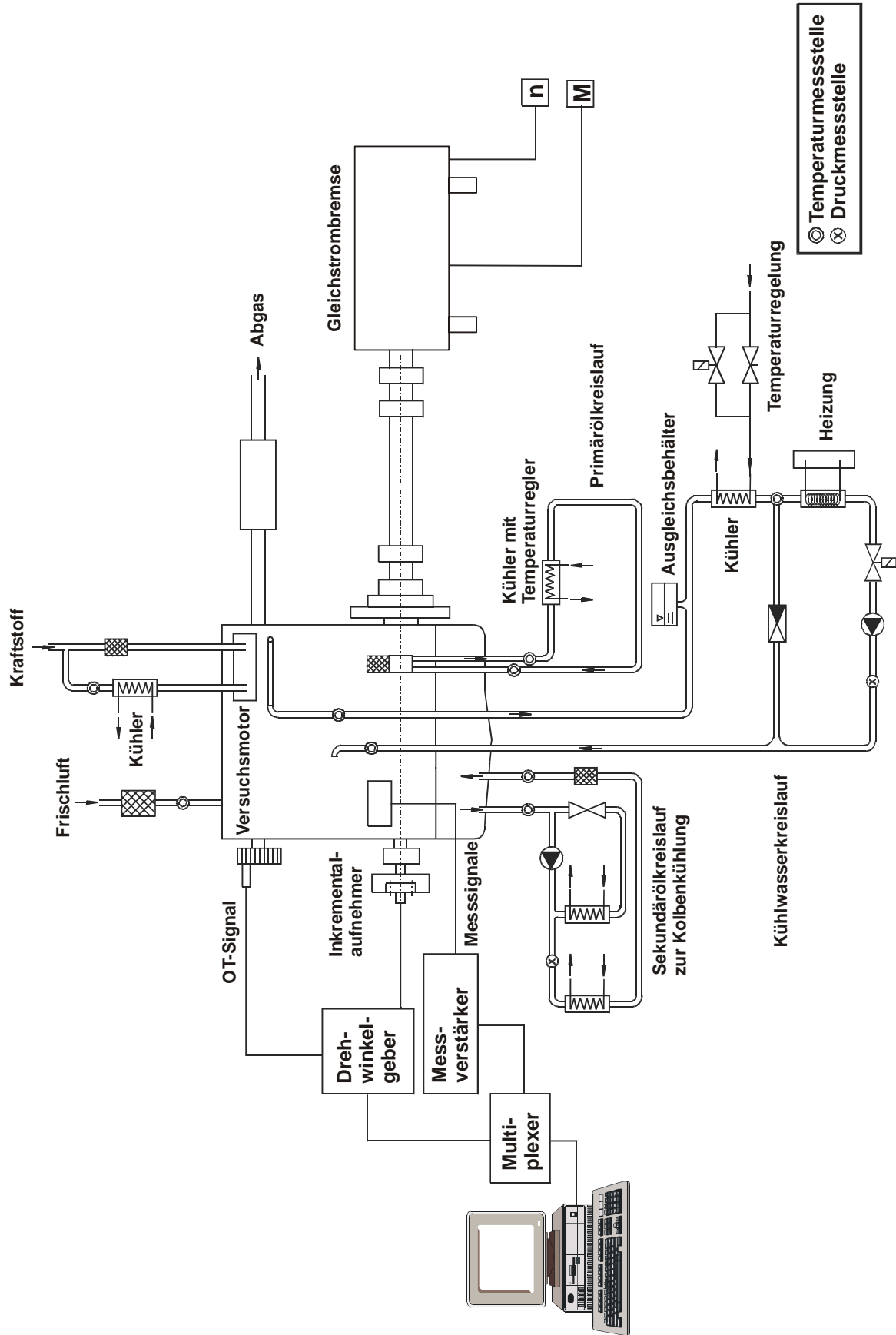


Bild 45: Schematischer Prüfstands Aufbau

4.2 Versuchsträger

4.2.1 1,2-Liter-TDI-Motor

Der erste auf Zylinderverzüge hin zu untersuchende Motor ist ein Dreizylinder-Dieselmotor mit Zweiventiltechnik. Der Motor verfügt über ein Pumpe-Düse-Direkteinspritzsystem, das Einspritzdrücke von über 2000 bar ermöglicht. Die wichtigsten Konstruktionsdaten sind in der Tabelle 5 aufgeführt.

In Verbindung mit Turboaufladung mit variabler Turbinengeometrie, Abgasrückführung und einer gewichts- und komfortoptimalen Motorenauslegung ist es erstmals gelungen, bei einem Pkw-Dieselmotor die Abgasvorschrift D4 einzuhalten.

Hubraum:	1196 ccm
Hub:	86,7 mm
Bohrung:	76,5 mm
Verdichtungsverhältnis:	19,5 : 1
Ventile pro Zylinder:	2
Zylinderrohrlänge:	145 mm
Wassermantel bis	72 mm unter Topdeck
Massenausgleich:	1 Ausgleichswelle untenliegend
Leistung:	45 kW bei 4000 1/min
Drehmoment:	140 Nm bei 2000 1/min
Zündfolge:	1 - 2 - 3
Motorgewicht:	102 kg

Tabelle 5: Konstruktionsdaten des 1,2-Liter-PD-TDI-Motors

Zur Gewichtsoptimierung wurde u.a. erstmals bei der Volkswagen AG neben dem Zylinderkopf auch das Kurbelgehäuse aus Aluminium gefertigt. Dabei beträgt der Zylinderabstand 88 mm und die Zylinderbohrung 76,5 mm beim Einsatz von Graugussbuchsen. Die bewährten tribologischen Eigenschaften von Graugusszylinderbuchsen werden auf diese Weise bei diesem Konzept ausgenutzt. Die weitgehend glatte und harte Oberfläche hält Verschleiß und Reibung bei geringem Ölverbrauch niedrig und gewährleistet eine hohe Fresssicherheit insbesondere am hoch belasteten oberen Umkehrpunkt des ersten Kolbenringes [54].

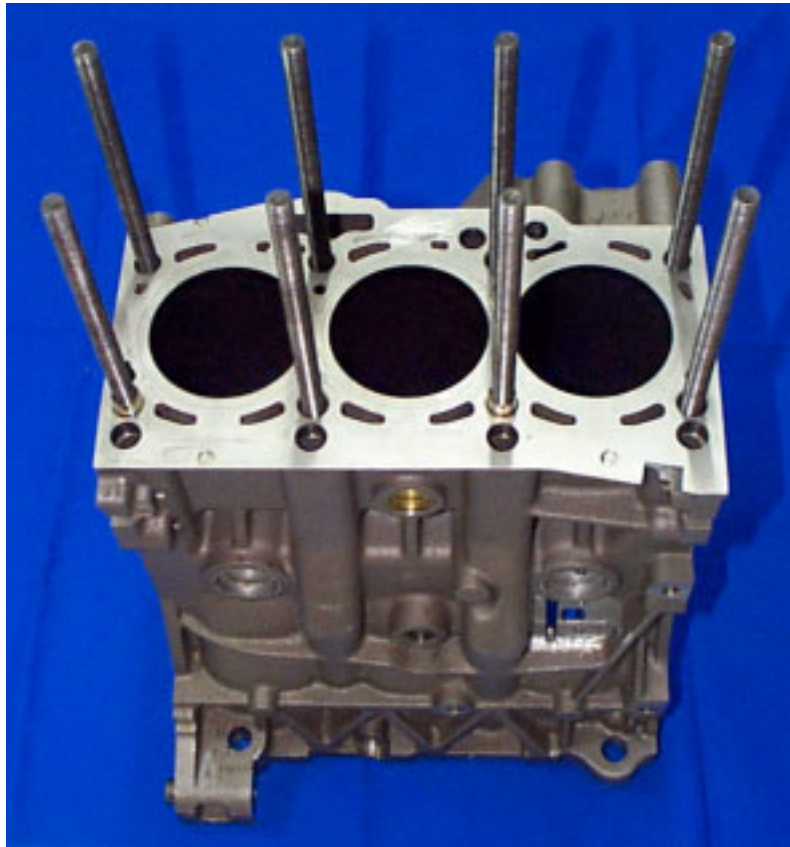


Bild 46: Kurbelgehäuse mit Zugankern

Der Einsatz von Zugankern (Bild 46) bietet einen optimalen Kraftschluss über die vierlagige Metall-Zylinderkopfdichtung zum Zylinderkopf. Mit den acht Zugankern wird anstelle der Zylinderkopfschrauben der Zylinderkopf und die Zylinderkopfdichtung mit dem Kurbelgehäuse über M10-Hutmuttern verspannt. Dabei sind die Zuganker im Kurbelgehäuse verschraubt und eingeklebt, damit sie sich bei der Montage von Zylinderkopf und Kurbelwellenlagerdeckel nicht verdrehen.

Das Kurbelgehäuse wurde am Messzylinder speziell für die Zylinderverzugsmessung mit fünf Temperatursensoren ausgestattet. Dieses ist sinnvoll, da schon in [26] auf deutliche Zusammenhänge zwischen der Temperaturverteilung auf dem Zylinderumfang und den Zylinderverzügen hingewiesen wird. Die Sensoren befinden sich ca. 0,5 bis 1,0 mm hinter der Zylinderlauffläche und sind wie in Bild 47 dargestellt am ZKG angeordnet.



Bild 47: Anordnung der Thermoelemente am ZKG

Bei den verwendeten Temperatursensoren handelt es sich um Nickel-Chrom-Nickel Thermoelemente.

4.2.2 5-Zylinder-Vollaluminium-Motor

Der zweite Versuchsmotor ist ein Fünfzylinder-Dieselmotor mit Zweiventiltechnik. Die wichtigsten Konstruktionsdaten sind in Tabelle 6 aufgeführt. Da es sich um ein Prototypengehäuse handelt, sind die technischen Daten nur in eingeschränkter Form angegeben.

Die Anbindung des Zylinderkopfes an das Zylinderkurbelgehäuse erfolgt mit Zugankern. Durch die Zugankerverschraubung werden außer über die Zylinderkopfdichtung keine Kräfte in den oberen Bereich der Zylinderrohre eingeleitet. Der Kraftfluss findet somit hauptsächlich zwischen Zylinderkopf und Hauptlagerdeckeln statt. Das Kurbelgehäuse besteht aus Aluminium. Bei einem Bohrungsdurchmesser von 81 mm sind die Zylinderbuchsen plasmabeschichtet. Durch die Plasma-beschichtung kommt der volle Gewichtsvorteil von Al-ZKG zum Tragen und man erhält zusätzlich ein quasimonolithisches ZKG mit den unter 2.1.2 genannten Vorteilen.

Hubraum:	ca. 2500 ccm
Hub:	> 95 mm
Bohrung:	81 mm
Ventile pro Zylinder:	2
Zylinderrohrlänge:	155 mm
Mitteldruck:	≥ 13 bar

Tabelle 6: Konstruktionsdaten des 5-Zylinder-Vollaluminium-Motors.

4.3 Auswertung

Die Auswertung der Messdaten erfolgte bisher mit dem Softwarepaket Kalib [26]. Diese Software arbeitet nach folgendem Ablaufschema:

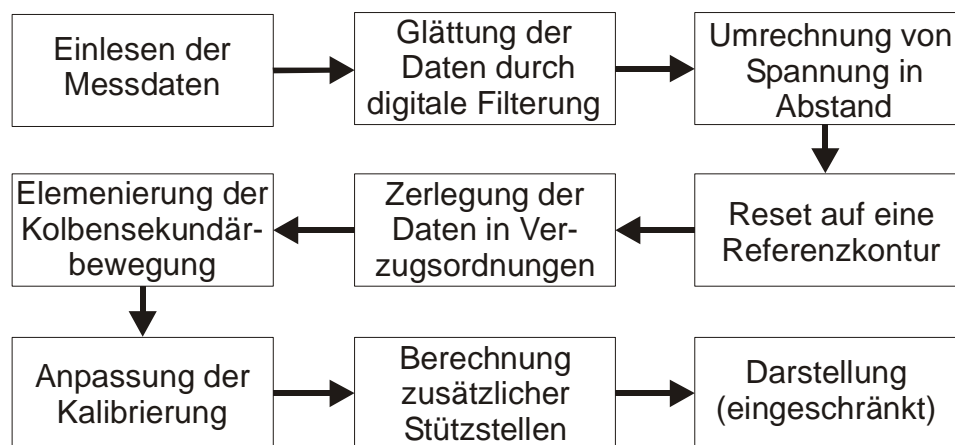


Bild 48: Ablaufschema der Auswertung

Während des Auswerteablaufes ist es notwendig die Daten an mehreren Stellen in verschiedenen Datenformaten von einer Software zu einer anderen zu übergeben, was den Ablauf deutlich erschwert und viel Zeit beansprucht. Zudem ist eine Onlinedarstellung der Ergebnisse während der Messung nicht möglich. Auch eine 3-D-Darstellung der Zylinderrohre ist in Kalib nicht vorgesehen. Hierfür müssen die Ergebnisdateien exportiert und mit Excel[®] bzw. Maple[®] nachbearbeitet werden. Aus diesem Grund wurde das Programm zur Auswertung der Zylinderverzugsmessungen überarbeitet und mit dem Datenerfassungs- und Auswerteprogramm Lab-VIEW[®] neu erstellt. Mit dem neuen Programm Kalib 2 sind alle Schritte von der Aufnahme der Messwerte (Ansteuerung der Messkarte), über die Berechnung der Deformation bis zur Darstellung in verschiedenen Formen möglich. Die Onlinedarstellung erlaubt zusätzlich eine Funktionskontrolle des Messsystems und eine Darstellung der Verzugstrends schon während des Messablaufs. Auf diese Weise ist es einfacher den Einfluss verschiedener Motorparameter zu untersuchen und das Messprogramm

bei Bedarf umzustellen. Damit können überflüssige Messungen, die die Lebensdauer des Messsystems unnötig verkürzen, vermieden werden.

4.3.1 Messsignalaufnahme

Die Signalmesskette beginnt bei den acht eingebauten Sensoren im Kolben. Sie werden den acht Kanälen der Messkarte entsprechend ihrer Position im Motor zugeordnet. Wie aus Bild 49 und Bild 50 hervorgeht, wird den Sensoren, die in Richtung der Kurbelwellenachse und auf der Motorstirnseite liegen, der erste Kanal zugeordnet.

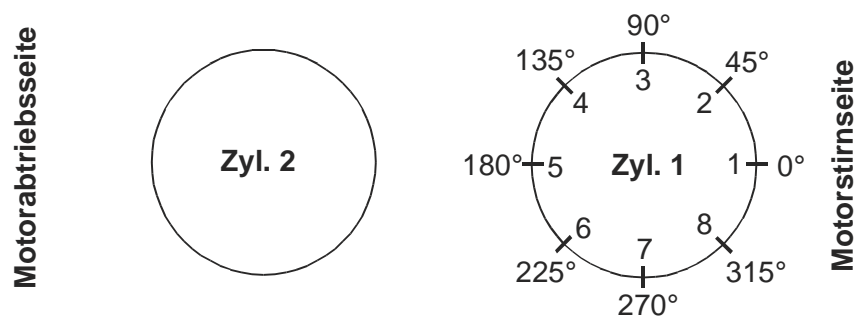


Bild 49: Sensoranordnung 3-Zyl-TDI

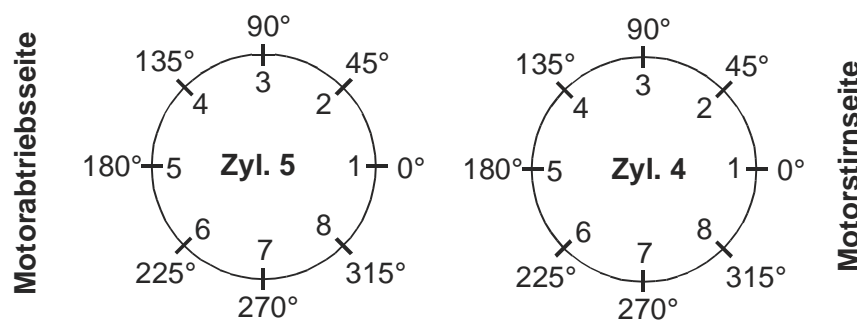


Bild 50: Sensoranordnung 5-Zylinder-Motor mit zwei Messkolben

Die anderen Sensoren werden dementsprechend mit den Kanälen 2 bis 8 belegt und zwar vom Kolbenboden aus gesehen gegen den Uhrzeigersinn. Die analogen Spannungssignale der Sensoren werden über Verlängerungskabel aus dem Motorprüfstand heraus zum Messverstärker in den Fahrstandsraum geleitet. Die Verstärkung der Signale dient der besseren Weiterverarbeitung durch die Messkarte.

Das verstärkte Analogsignal wird über einen Multiplexer (Umschalter) zur Transientenrecorderkarte (Typ Bakker BE490 ATP) [55] geleitet. Diese Messkarte dient zur Analog-Digital-Umsetzung der aufzuzeichnenden Sensorsignale. Die notwendige Abtastung der Signale erfolgt impulsgesteuert über einen externen Impulsgeber. Zu diesem Zweck ist ein Inkrementalaufnehmer an der Motorstirnseite

der Kurbelwelle montiert. Dieser Aufnehmer liefert pro Umdrehung 3600 Samples an die Transientenrecorderkarte, die bei jedem Impuls einen Wert pro Kanal auf ihren internen Speicher ablegt.

Durch die begrenzte Abtastrate der Messkarte von 100 kHz je Kanal sind bei der genannten Samplezahl nur Messungen bis maximal 1700 min^{-1} möglich. Mittels eines Frequenzteilers wird die Impulszahl auf 1200 Samples pro Umdrehung reduziert. Auf diese Weise werden Messungen bis zu einer Motordrehzahl von maximal 5000 1/min ermöglicht.

Der Inkrementalgeber liefert die Information über die Kolbenstellung des ersten Zylinders, kann allerdings nicht zwischen Gaswechsel-OT und Zünd-OT unterscheiden. Aus diesem Grund sendet der als Signalgeber am Nockenwellenrad befestigte Hallsensor den notwendigen Impuls, um bei jedem Gaswechsel-OT das Triggersignal auszublenden. Über einen OT-Verzögerer wird mit dem OT-Signal des ersten Zylinders für die entsprechende Zündfolge ein OT-Signal für den Messzylinder erzeugt. Die Aufnahme der Wegmessung durch die Transientenrecorderkarte beginnt nach diesem Impuls im Zünd-OT des entsprechenden Zylinders.

Die Speicherrate der Messkarte wird mit 16000 Werten je Kanal angegeben. Für die Aufnahme des Wegsignals werden aber nur 2400 Werte je Kanal bei zwei Kurbelwellenumdrehungen aufgenommen. Die Beschränkung des Datensatzes auf 4096 Werte je Kanal ermöglicht es, den Datensatz leicht zu verarbeiten. Die Einstellung erfolgt dabei über die Software (TEAM490) zur Transientenrecorderkarte.

Die Übertragung der Daten auf die Festplatte erfolgt während der Messung, da der Speicher der Messkarte bei jeder neuen Messung überschrieben wird.

4.3.2 Aufgezeichnete Messdaten

Die während einer einzelnen Messung gespeicherten Daten besitzen die Form einer über dem Kurbelwinkel aufgetragenen Spannung. Wie in Bild 51 dargestellt, werden über 720 Grad Kurbelwinkel nach dem Zünd-OT der Abstand zwischen den Sensoren und der Zylinderwand aufgezeichnet. Bei dem Messsystem mit Hallsensoren wurde zusätzlich über weitere 509 Grad KW die Sensortemperatur gespeichert.

Die aufgezeichneten Spannungen zeigen in erster Linie die Kolbensekundärbewegung.

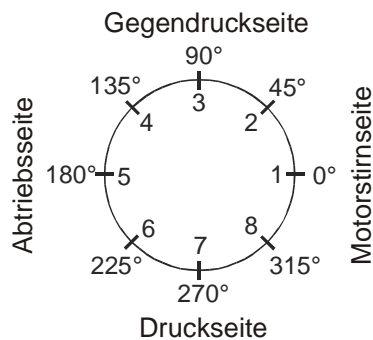
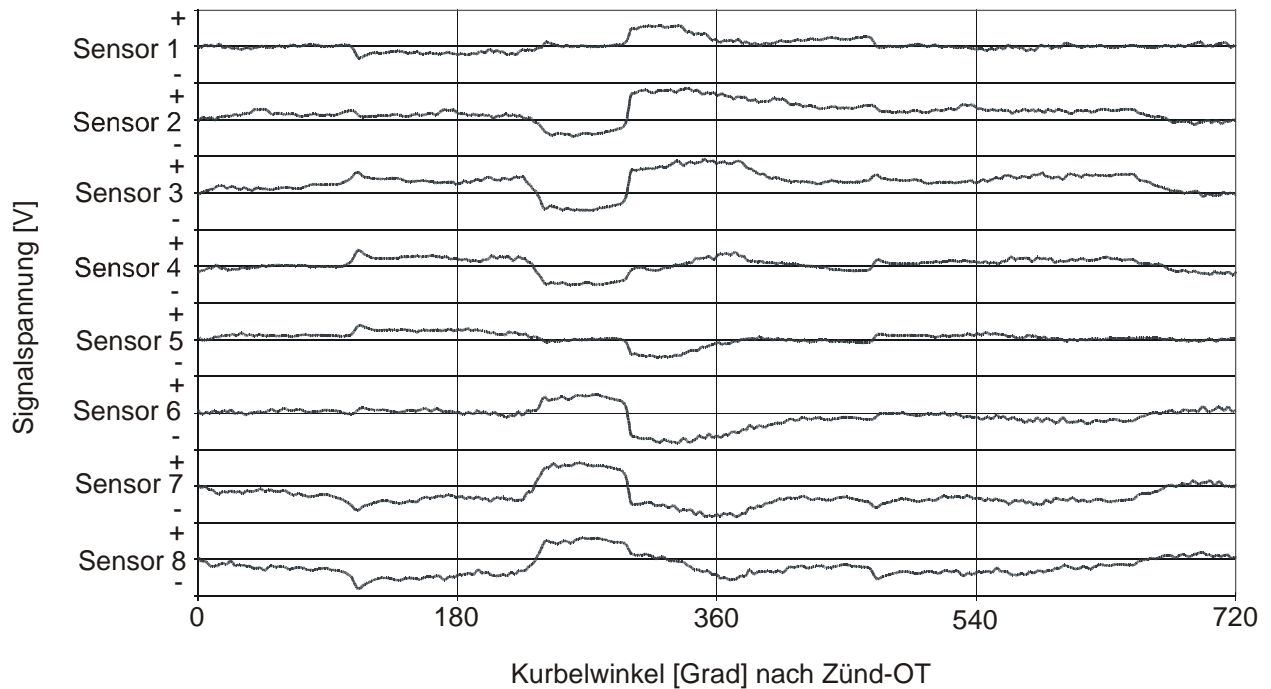


Bild 51: Aufgezeichnete Sensorspannungen

Deutlich wird dieses an den in Bild 51 dargestellten Sensorsignalen. Die jeweils gegenüberliegenden Sensoren haben ein nahezu spiegelbildlichen Signalverlauf. Wie erwartet findet die größte Bewegung in Richtung der Sensoren 3 und 7 statt (Druck- und Gegendruckseite des Zylinders). Es ist aber auch eine geringe Bewegung des Kolbens in Motorlängsrichtung zu verzeichnen, die durchaus nicht ungewöhnlich ist. Sie kann ihre Ursache in der Massenverteilung des Kolbens oder auch in der Tragfähigkeit des Schmierfilms zwischen Kolben und Zylinderwand haben [56], [57].

Aufgrund der hohen Wiederholgenauigkeit der Messungen, die sich bei Vorversuchen gezeigt hat, kann bei der Auswertung eine Mittelung über mehrere Messungen durchgeführt werden.

Bevor aus den Daten der acht Sensoren in einer Messebene die radiale Zylinderkontur berechnet werden kann, müssen mehrere Grundvoraussetzungen geschaffen werden.

Die gemessenen Daten werden auf eine Referenzkontur bezogen, da wie in Absatz 3.4.1 beschrieben, keine absolute Kalibrierung durchgeführt wird. Die Zylinderkontur kurz vor dem UT der Sensoren dient als Referenzkontur. In dieser Höhe ist bei den Versuchsträgern nahezu keine Anfangsverformung zu messen, wodurch die Kontur als kreisförmig angenommen werden kann. Durch die Zylinderkopfanbindung mit Zugankern sind keine durch die Kopf- und Kurbelwellenmontage verursachte Verformungen am unteren Ende der Zylinderrohre messbar. Die Referenzkontur bewirkt, dass alle Abstandsverläufe in Höhe der Referenzkontur den Wert Null aufweisen. Dieses macht deutlich, warum eine absolute Kalibrierung unnötig ist. Durch den Bezug auf die Referenzkontur werden nur Abstandsdifferenzen zur Ausgangskontur ausgewertet.

Weiter muss sichergestellt sein, dass alle acht Sensoren auf einem exakten Kreis liegen. Die „schwimmende“ Lagerung des Sensorträgers hat sich bei einem Vorversuch als sinnvoll herausgestellt. Wie der Versuch gezeigt hat, stellt sich bei Erwärmung des Kolbens auf 120°C außer der zu erwartenden Temperaturdehnung des Sensorträgers keine durch die Kolbenausdehnung induzierte Abweichung von der Kreisform des Sensorträgers ein.

4.3.3 Entfernung der Kolbensekundärbewegung

Wie im vorstehenden Abschnitt beschrieben zeigen, die gemessenen Signalverläufe in erster Linie die Kolbensekundärbewegung. Die wichtigste Aufgabe der mathematischen Aufbereitung ist es deshalb diese von den Zylinderverzügen zu trennen.

Die drei bekannten Verfahren, „Mittelung der Abstandswerte gegenüberliegender Sensoren“ [58], „Bezugskreisbildung basierend auf der DIN ISO 4291“ [3], [17] und „Graphische Ermittlung einer die Kolbenexzentrizität beschreibenden Funktion“ [16], sind in der Literatur bereits ausführlich erläutert [26].

Bei dem in dieser Arbeit wie in [26] für die Datenauswertung verwendeten Verfahren ist die Suche nach einem Bezugskreis überflüssig, da die in der Nähe von UT ermittelte Referenzkontur als Bezug dient.

Zur Trennung der Kolbensekundärbewegung von den gemessenen Abstandswerten wird aus der mit Hilfe der Fourier-Reihenentwicklung in die vier Ordnungen zerlegten Zylinderkontur die 1. Ordnung entfernt. Aus den verbleibenden Ordnungen 2 - 4 wird die Zylinderkontur im Anschluss ohne die Kolbensekundärbewegung synthetisiert. In [26] wird bewiesen, dass dies zulässig ist, da die 1. Verzugsordnung in sehr guter

Näherung der Kolbensekundärbewegung entspricht. Der bei einem Referenzkreisradius von $r=40$ mm und einer Exzentrizität zwischen Messsystem- und Referenzkreismittelpunkt von $e=200$ μm entstehende maximale Fehler $F(\varphi)_{\text{max}}$ beträgt $0,5$ μm und ist somit zu vernachlässigen.

4.3.4 Fehlermöglichkeiten und Eindeutigkeit der Ergebnisse

Neben den bereits genannten Fehlermöglichkeiten durch das Betriebsverhalten der Sensoren und den möglichen Fehlern bei der Kalibrierung werden in [17] und [26] noch zwei weitere Fehlerquellen genannt. Die Messfehler, die durch Kolbenkippen und radialem Kolbenversatz verursacht werden, liegen bei dem der Fehlerabschätzung zugrundegelegten Zylinderdurchmesser von 90 mm und einem Kolbenkippwinkel nach [5] und [57] von maximal $0,3^\circ$ bei $0,5$ μm .

Um diesen Fehler bei den in dieser Arbeit durchgeführten Messungen weiter zu verringern, wurden die Messkolben mit einem verkleinerten Kolbenspiel betrieben. Zu diesem Zweck wurde die Dicke der Graphitbeschichtung der Kolbenhemden gegenüber dem Serienstand verdoppelt. Bei den Messungen ist deshalb davon auszugehen, dass der Fehler durch die beiden oben genannten Fehlermöglichkeiten unterhalb der in [17] und [26] durchgeführten Abschätzung von $0,5$ μm liegt.

Nach dem Theorem von Shannon sollte die Tastfrequenz größer als die doppelte Grenzfrequenz sein. Übertragen auf die verwendete Sensoranordnung bedeutet dieses, dass die Anzahl der Sensoren mindestens doppelt so groß sein muss, wie die zu messende maximale Verzugsordnung (\Rightarrow mindestens acht Sensoren). Bei Vernachlässigung dieser Voraussetzung kann es zu Aliasing-Fehlern kommen [59]. In [60] wird gezeigt, dass bei der Verwendung von acht Sensoren zusätzlich die Lage der zu erwartenden Maxima bzw. Minima der 4. Ordnung bekannt sein müssen, um den Zylinderverzug richtig abzubilden. Da die Maxima oder Minima der 4. Ordnung nach [27], [33] und [61] in Richtung der vier Zylinderkopfschrauben auftreten, sind die Sensoren bei dem verwendeten Messsystem im Winkel von 45° zueinander so angeordnet, dass vier von ihnen genau in Richtung der Kopfschrauben weisen (Bild 49 u. 50). Damit ist die Phasenlage der 4. Ordnung bekannt und der berechnete Gesamtverzug trifft alle acht Stützstellen, so dass in diesen Punkten keine Abweichungen zwischen den gemessenen Punkten und den berechneten Werten vorliegen.

4.4 Versuchsprogramme

Die zentrale Frage bei den Zylinderverzugsmessungen an beiden Motoren ist die Eignung von Aluminium-ZKG für Dieselmotoren.

Trotzdem unterscheiden sich die Versuchsprogramme der beiden vermessenen Motoren durch untergeordnete Fragestellungen, die sich aus den unterschiedlichen Lastprofilen und den verschiedenen ZKG-Strukturen ergeben.

Für den 1,2-l-Motor soll zunächst erstmalig ein Aluminium-ZKG mit eingegossenen GG-Zylinderbuchsen vermessen werden. Wie das Messprogramm zeigt, werden hier vorrangig Schleppmessungen und gefeuerte Messungen im unteren Lastbereich durchgeführt. Dabei steht im Vordergrund, die Funktion und die Grenzen des Messsystems abzuschätzen. Darüber hinaus soll mit den Temperatursensoren am Messzylinder ein Zusammenhang zwischen der Temperaturverteilung auf dem Zylinderumfang und den Zylinderverzügen hergestellt werden.

Der 5-Zylinder-Motor stellt mit seiner Plasmabeschichtung eine Neuerung im Bereich der Diesel-Direkteinspritzer dar. Aus diesem Grund ist hier das Verhalten der Aluminium-Zylinderlaufbuchsen und der Beschichtung im Betrieb von besonderem Interesse. Hierbei sind besonders hohe Lastbereiche bis hin zur Vollast mit hohen thermischen und mechanischen Beanspruchungen des ZKG von Bedeutung. Das Messsystem wird für diese Anwendung auf höchste thermische Belastungen ausgelegt, zusätzlich ist die externe Kolbenkühlung notwendig, um die Sensorik im zugelassenen Temperaturbereich zu betreiben.

4.4.1 Messungen am 1,2-Liter-TDI-Motor

Die eingesetzte Messtechnik schränkt den Messbereich durch die Anfälligkeit gegenüber mechanischen und thermischen Belastungen auf die in Tabelle 7 dargestellten Lastpunkte ein. Trotzdem ist es möglich, aus diesen Messungen erste Aussagen über das Verhalten des ZKG zu gewinnen.

Drehzahl [min^{-1}]:	Drehmoment [Nm]:	Kühlwasseraustrittstemp.[$^{\circ}\text{C}$]:
220	geschleppt	20/50
1000	0	68/90
2000	30/70	98
2500	90	98

Tabelle 7: Messpunkte 1,2-Liter-PD-TDI-Motor

4.4.2 Messungen am 5-Zylinder-Motor

Am 5-Zylinder-Motor kommen in dieser Arbeit erstmalig zwei Messkolben in benachbarten Zylindern (4 und 5) zur gleichen Zeit zum Einsatz. Dieser Versuch soll klären, ob sich eine gegenseitige Beeinflussung eines außenliegenden und eines innenliegenden Zylinders messtechnisch erfassen lässt. Zusätzlich verdoppelt sich damit der schon mit einem Messkolben nicht zu unterschätzende messtechnische Aufwand.

Das weiterentwickelte Messsystem mit Wirbelstromsensoren zeigt sich im Lauf der Messungen als wesentlich standfester als das System mit Hall-Sensoren. Das neue System lässt mit externer Kolbenkühlung die geforderten Messreihen bis zur Volllast bei 2500 min^{-1} mit Einschränkungen zu. Wie die niedrigen Kühlwasseraustrittstemperaturen in Tabelle 8 zeigen, muss das Temperaturniveau des Motors zusätzlich über das Kühlwasser abgesenkt werden. Die Versuche wurden durchgängig mit einer Kühlwasservorlauftemperatur von 50 °C gefahren. Trotzdem ist es bei den höheren Lastpunkten ab 100 Nm nicht mehr möglich, die Lastpunkte über längere Zeit anzufahren. Der Kolben erwärmt sich trotz Kühlung nach einer mit zunehmender Last stark abnehmenden Zeit im Bereich des Sensorträgers auf über $150 - 180 \text{ °C}$. Aus diesem Grund werden die Messungen hier sofort nach Erreichen von Drehzahl und Drehmoment durchgeführt, ohne dass der Motor ein stationäres Temperaturniveau erreicht. Zur Auswertung der Ergebnisse werden die Sensortemperaturen und die Kühlwassertemperatur zum Zeitpunkt der Messung verwendet. Die beiden Messzylinder sind mit einer Druckindizierung versehen, um einem Bezug der Zylinderdeformation auf den Zylinderspitzenndruck zu ermöglichen.

Drehzahl [min^{-1}]:	Drehmoment [Nm]:	Kühlwasseraustrittstemp.[°C]:
1000	0/50/100/150/175	30/48/50/54/56
1500	50/100/150/200/Volllast	48/52/56/56/52
2000	50/100/150/200/250/300/350	43/56/60/60/52/64/52
2500	50/100/150/200/250/300/322	43/61/61/60/52/64/56
2000/2500	200 bar Spitzendruck	56/58

Tabelle 8: Messpunkte 5-Zylinder-Motor

Bei der Auswertung und Interpretation der Ergebnisse ist zu beachten, dass der Motor während der Messungen nie ein stationäres Temperaturniveau erreicht. Dies könnte sich auf die Form der Verzüge auswirken.

5 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

Die Zylinderverzüge sind für beide Motoren entsprechend dem in 4.4.1 und 4.4.2 beschriebenen Versuchsprogramm ermittelt worden. Im Folgenden sollen die Ergebnisse anhand einer aussagekräftigen Auswahl aus den zur Verfügung stehenden Messwerten dargestellt und diskutiert werden. Die Darstellung der Ergebnisse wird immer über dem Abstand zum Topdeck (Hub) durchgeführt und variiert je nach Aussagekraft zwischen einer Abwicklung des Zylinderumfangs (Bild 53 a) und einer isometrischen Darstellung (Bild 53 b). Auf diese Weise kann die räumliche Ausrichtung und die Quantität der Deformation besser beschrieben werden. Die Darstellung der Zylinderlauffläche in abgewickelter Form bietet den Vorteil, dass die Amplituden der Verzüge abgelesen und direkt den Sensorpositionen und dem Abstand zum Topdeck zugeordnet werden können. Die isometrische Darstellung erlaubt dagegen einen besseren Vergleich verschiedener Messpunkte unter Berücksichtigung der gemessenen Zylinderwandtemperaturen und erleichtert die Vorstellung der dreidimensionalen Zylinderkontur. Die dargestellten fünf Temperaturwerte entsprechen den während der Messung ermittelten Zylinderwandtemperaturen ca. 1 mm hinter der Lauffläche (Bild 53 b). Aufgrund der Einbauposition des Sensorträgers im Kolben liegt die oberste Messebene ca. 15 mm unterhalb des Topdecks. Allen Messwerten gemeinsam ist der jeweilige Bezug auf die Zylinderform 2 mm über dem unteren Totpunkt des Kolbens.

Bei der Zylinderverzugsmessung dient die Zylinderformabweichung Z_F als Maß für die Deformation der Zylinderkontur. Sie ist definiert als Differenz gemessen in μm zwischen den Radien von dem minimalen Außenkreis und dem maximalen Innenkreis (Bild 52).

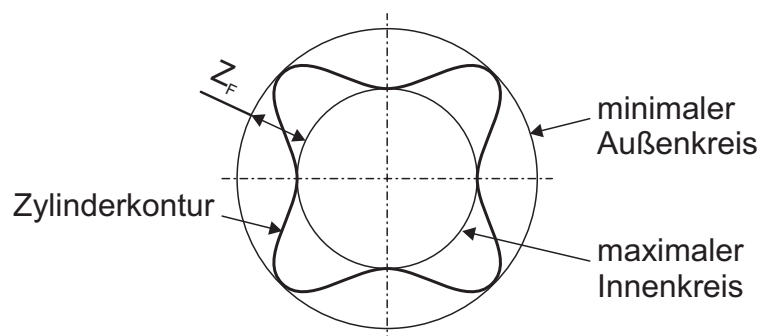


Bild 52: Definition der Zylinderformabweichung Z_F

5.1 1,2-Liter-TDI-Motor

5.1.1 Ausgangssituation

Die ersten Messungen am 3-Zylinder-Motor wurden im geschleppten Zustand durchgeführt. Hierbei steht eine Funktionsprüfung des Messsystems und die Bestimmung der Ausgangssituation im Vordergrund. Bild 53 a und 53 b zeigen den Gesamtverzug 2. - 4. Ordnung bei einer Motortemperatur von 20 °C und einer Schleppdrehzahl von 220 min⁻¹. Die Maxima von 2 µm liegen bei dem 4. (135°) und dem 8. (315°) Sensor. Der Buchsenaufweitung in dieser Sensorachse entgegengesetzt ist eine Einschnürung von 3 µm an den Sensorpositionen zwei (45°) und sechs (225°). Damit zeigt sich hier ein leichter Ovalverzug im oberen Zylinderbereich, der um 45° gegen die Kurbelwellenachse verdreht ist. Dieser minimale Verzug entspricht statischen Messungen, die nach dem Honen mit aufgesetzter Honbrille durchgeführt wurden. Sie sind nach dem Lösen und erneuten Verspannen der Honbrille gut reproduzierbar.

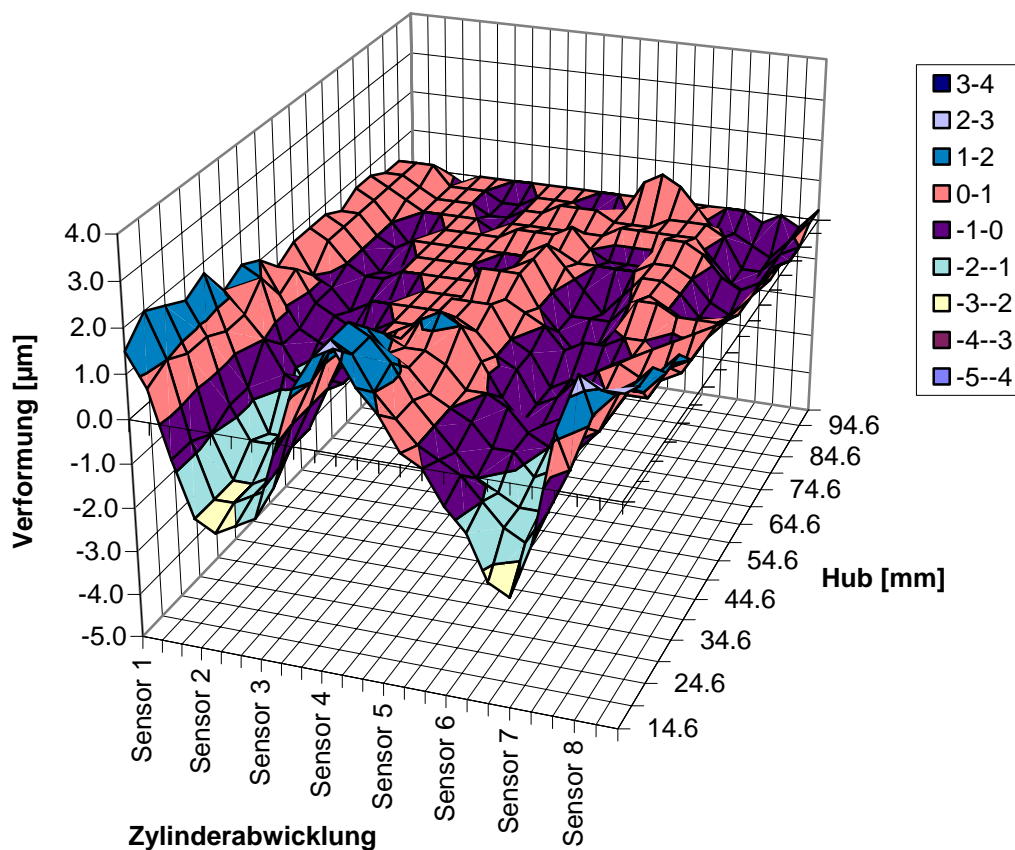


Bild 53 a: Zylinderabwicklung, Motor geschleppt, 20 °C, Expansionstakt

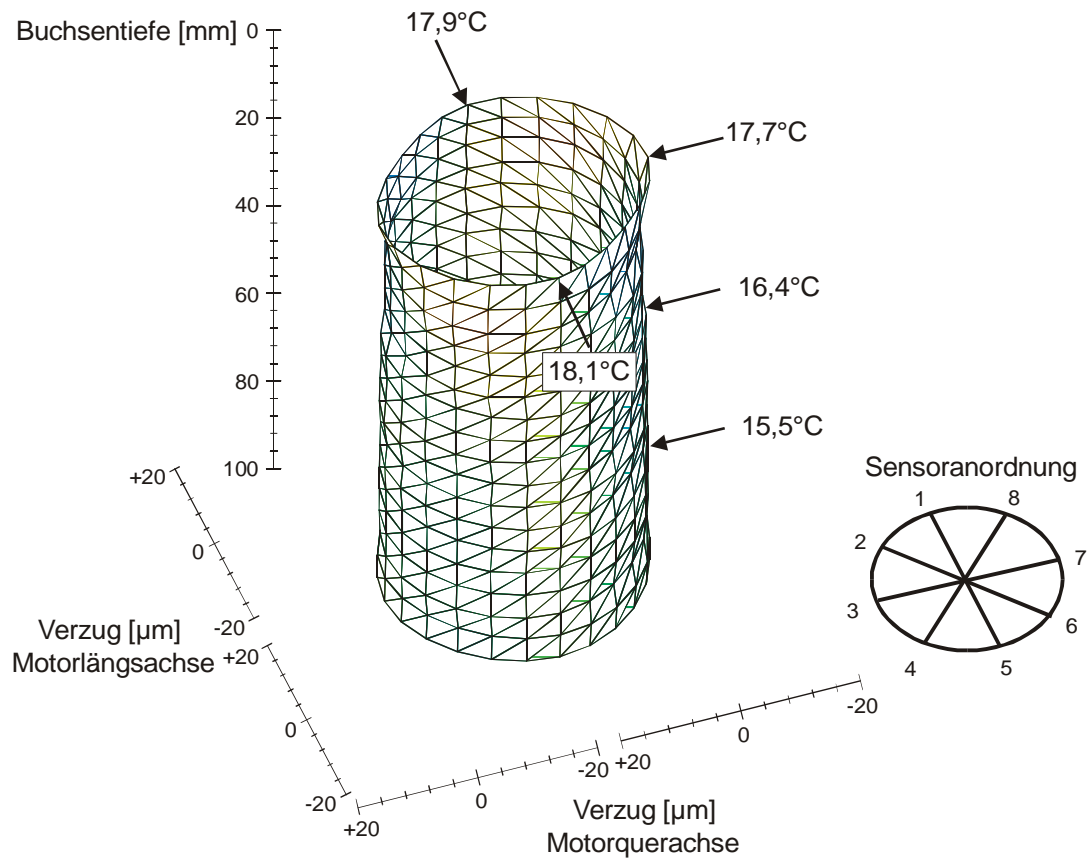


Bild 53 b: isometrische Darstellung, Motor geschleppt, 20 °C, Expansionstakt

Bei der Erwärmung des Kühlwassers auf 50 °C (Bild 54) ist ein leichter Rückgang der Verzüge um 1 µm zu erkennen, wobei sich die Extrema weiterhin an der gleichen Stelle befinden. Die Tatsache, dass der Honvorgang des ZKG bei einer Prozess-temperatur von 40 - 60 °C durchgeführt wird, führt dazu, dass bei dieser Temperatur die geringsten Verzüge vorliegen. Des Weiteren ist zu erkennen, dass die Verzüge im Bereich des Wassermantels liegen. Der Wassermantel beginnt 12 mm unterhalb des Topdecks und endet bei 72 mm. Er ist am ersten Zylinder nicht symmetrisch um das Zylinderrohr angeordnet, da hier die Einspülung des Kühlwassers in den Motorblock erfolgt. Die Einspülung liegt ungefähr im Bereich des 3. Sensors. Die hier auftretenden Strömungsverhältnisse an der Zylinderrohrwand können einen entscheidenden Einfluss auf die Temperaturverteilung und damit auf den Gesamtverzug des ersten Zylinders haben.

Der untere Zylinderbereich zeigt keine Verformungen was bestätigt, dass die Messebene 2 mm über UT wie in 4.3.2 beschrieben, als Referenzebene für die Messungen verwendet werden kann.

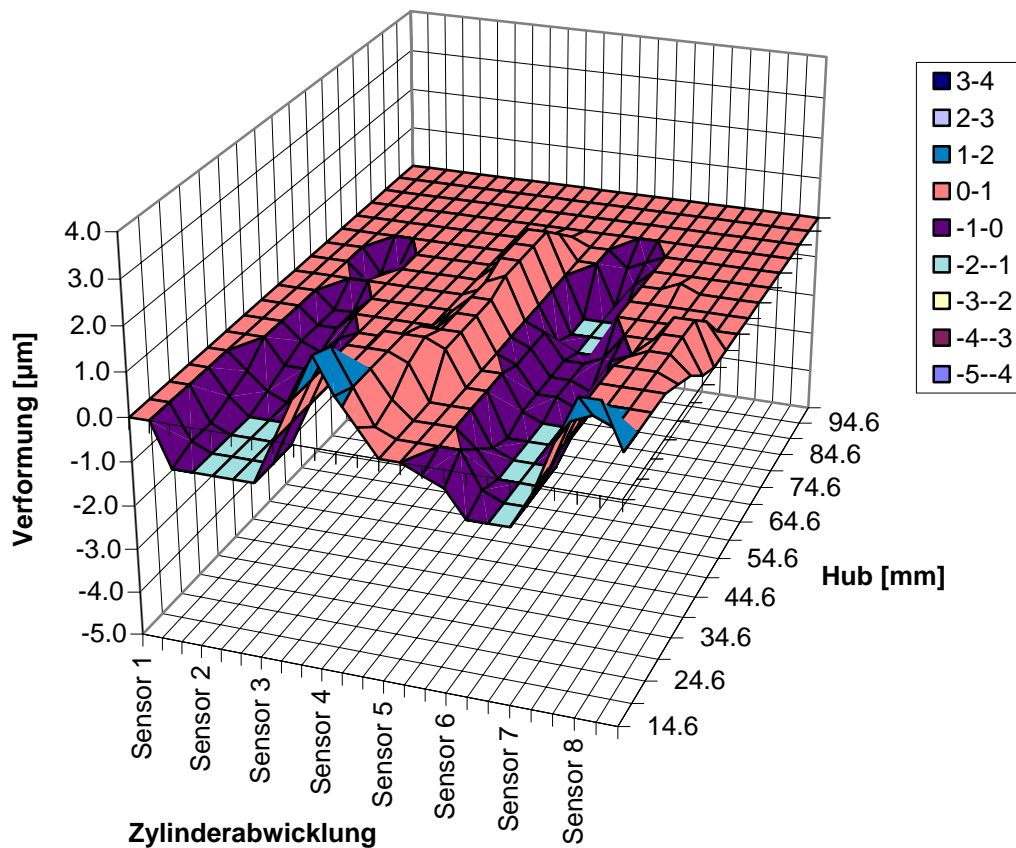


Bild 54: Zylinderabwicklung, Motor geschleppt, 50 °C, Expansionstakt

5.1.2 Einfluss des motorischen Betriebs

Bei den folgenden Messungen im gefeuerten Betrieb wurde die Kühlwassereintrittstemperatur auf max. 50 °C beschränkt, um das Temperaturniveau im Motor zu senken. Auf diese Weise können höhere Lastpunkte ohne die thermische Zerstörung der Sensoren gemessen werden. In [26] wurde gezeigt, dass eine Absenkung der Kühlwassereintrittstemperatur von 70 °C auf 40 °C bei einem GG-ZKG eine Verringerung der Verzüge um ca. 20 % zur Folge hat. Dies ist bei diesen Ergebnissen zu berücksichtigen.

Es werden nur die Deformationen im Expansionstakt dargestellt, da im Rahmen der Messungen festgestellt wurde, dass der Verbrennungsdruck keinen oder nur geringen Einfluss auf die Verzüge hat.

Eine Erwärmung des Motors (Sensorträgertemperatur 68 °C) durch den motorischen Betrieb (1000 min⁻¹) ohne Last führt zu den in Bild 55 aufgetragenen Deformationen und Zylinderwandtemperaturen. Unter dem Einfluss der Wärmezufuhr über die Brennraumwände und den damit veränderten Temperaturverhältnissen steigen die Verzüge gegenüber dem Schlepptrieb bei 50 °C um 1 - 2 µm an, dabei zeigt sich eine Verschiebung der Maxima um ca. 40° zu Sensor 1 und 5.

Dieser Verzug 2. Ordnung in Motorlängsrichtung durch die Erwärmung des Motors wird in [17] und [26] auf das unterschiedliche Ausdehnungsverhalten von Aluminium-Zylinderkopf und GG-ZKG zurückgeführt. Obwohl ZKG und Zylinderkopf durch den gleichen Werkstoff bei diesem Motor den gleichen Wärmeausdehnungskoeffizienten haben, könnte dieser Effekt trotzdem durch ein höheres Temperaturniveau des Zylinderkopfes in abgeschwächter Form auftreten.

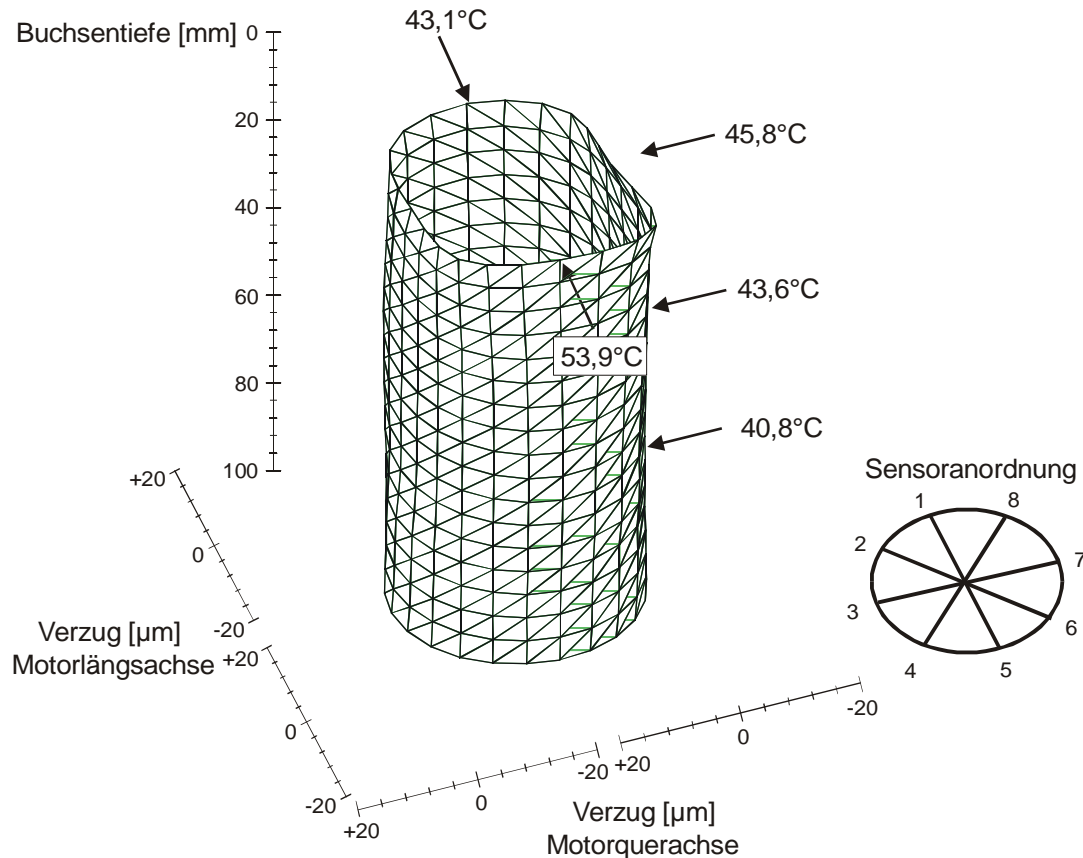


Bild 55: Motor 1000 min^{-1} , keine Last, Sensorträgertemperatur $68 \text{ }^\circ\text{C}$, Expansionstakt

Diese Annahme wird dadurch verstärkt, dass bei weiterer Erwärmung des Motors ($90 \text{ }^\circ\text{C}$ Sensorträgertemperatur) der Ovalverzug in Motorlängsrichtung um weitere $1 - 2 \text{ } \mu\text{m}$ zunimmt (Bild 56).

Wie die gemessenen Zylinderwandtemperaturen zeigen (Bild 55 und 56), findet vor allem eine Erwärmung im oberen Zylinderbereich statt. Dies spricht ebenfalls für ein höheres Temperaturniveau des Zylinderkopfes. Aus diesem Grund könnte es zur gegenseitigen Beeinflussung von Zylinderkopf und ZKG über die Zylinderkopfdichtung kommen.

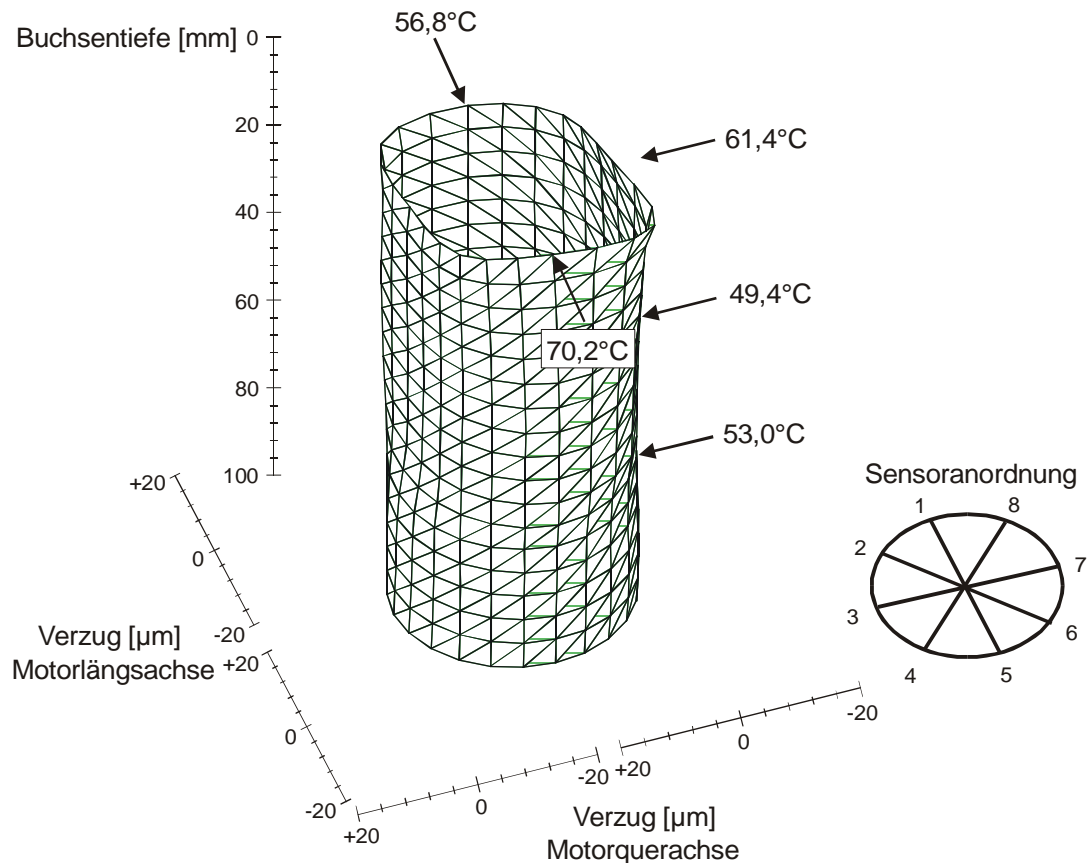


Bild 56: Motor 1000 min^{-1} , keine Last, Sensorträgertemperatur $90 \text{ }^\circ\text{C}$, Expansionstakt

Bei der Drehzulanhebung auf 2000 min^{-1} und einer Last von 30 Nm ($120 \text{ }^\circ\text{C}$ Sensorträgertemperatur) bleiben die Amplituden der Verzüge auf einem Niveau von $\pm 2 \text{ }\mu\text{m}$ bis maximal $\pm 4 \text{ }\mu\text{m}$, es findet nur eine leichte Verdrehung der Maxima um ca. 30° in Richtung der Sensoren 2 und 6 statt (Bild 57).

Die im Anschluss an Bild 57 dargestellten Messungen (2000 min^{-1} , Last 70 Nm und 2500 min^{-1} , Last 90 Nm) sind nach einer erneuten Motormontage erstellt worden. Diese war notwendig, da bei der ersten Messreihe zwei Sensoren im Messkolben ausgefallen sind. Das Messsystem ist bei der Reparatur vollständig neu kalibriert worden. Trotzdem ist aufgrund der geringen Verzugsamplituden ein direkter Vergleich mit den ersten Messungen nicht sinnvoll. Wie anhand der nachfolgenden Bilder beschrieben ist, sind die Verzugsamplituden zwar vergleichbar, aber die Ausrichtung der Verzüge unterscheidet sich von der ersten Messreihe deutlich.

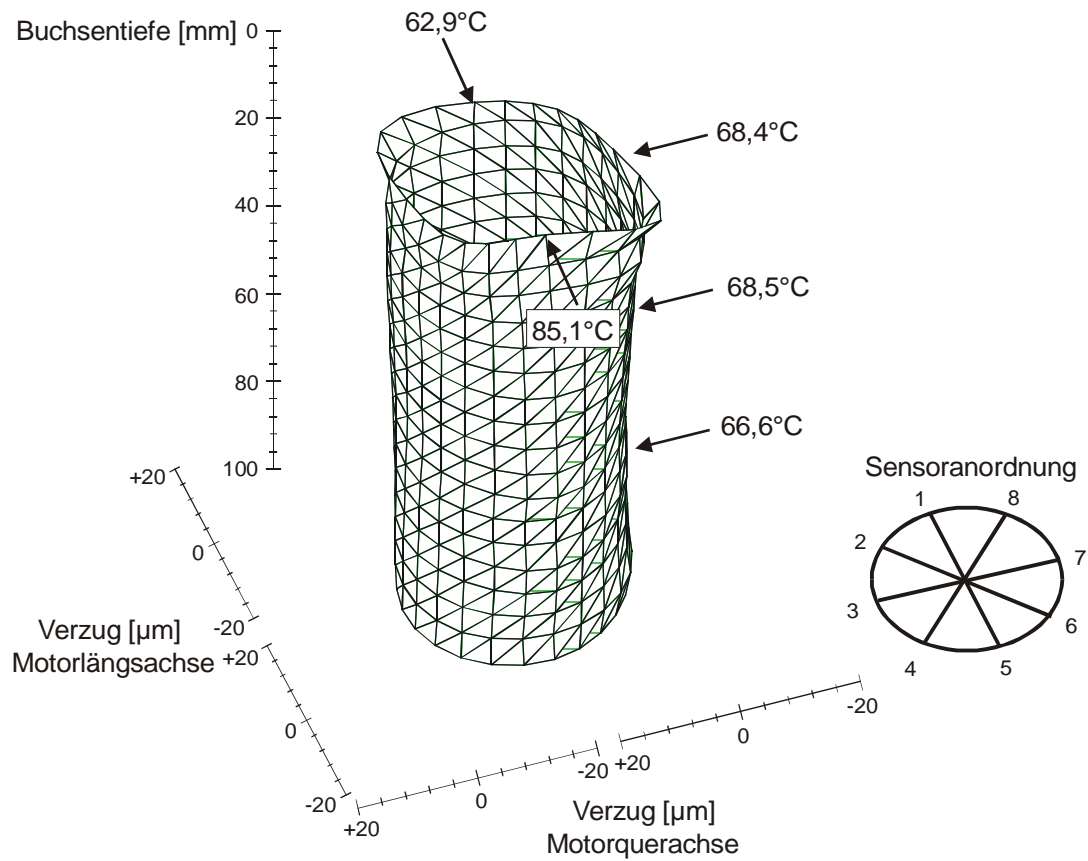


Bild 57: Motor 2000 min^{-1} , Last 30 Nm, Sensorträgertemp. $120 \text{ }^\circ\text{C}$, Expansionstakt

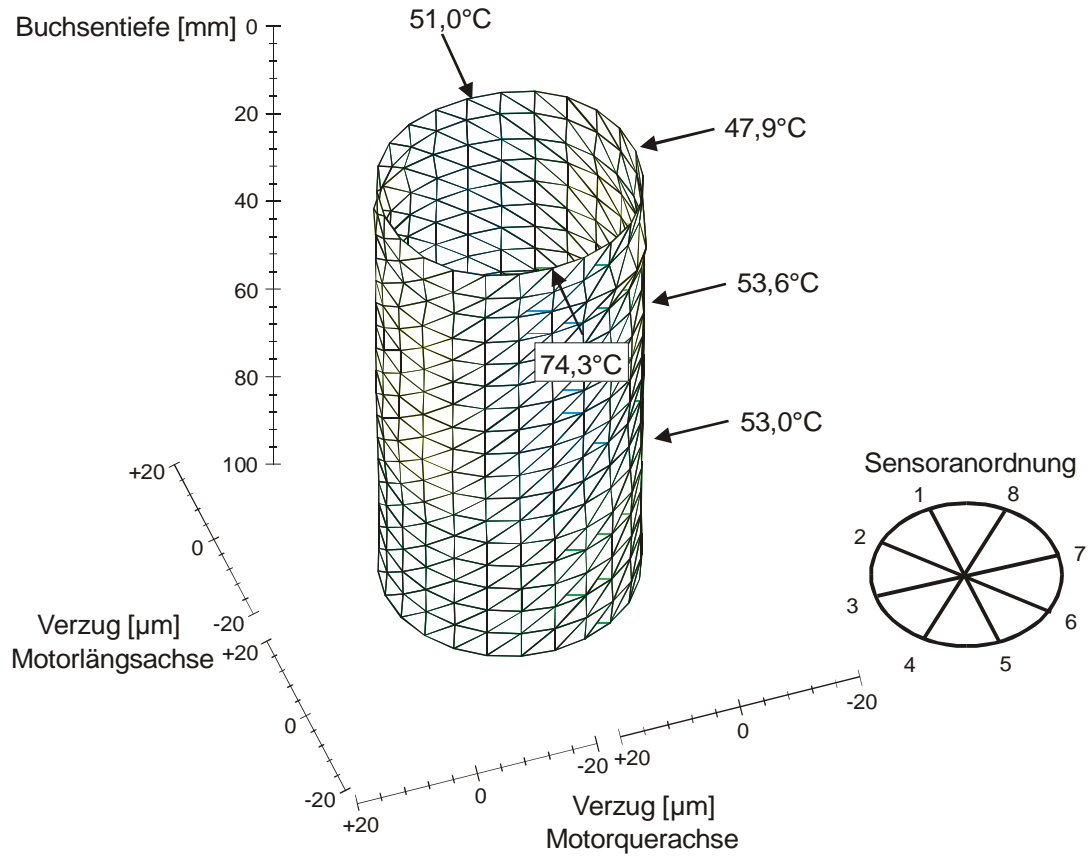


Bild 58: Motor 2000 min^{-1} , Last 70 Nm, Sensorträgertemp. $120 \text{ }^\circ\text{C}$, Expansionstakt

Bild 58 zeigt die Zylinderverzüge bei 2000 min^{-1} , Last 70 Nm . Die Amplituden der Verzüge liegen bei $\pm 2 \mu\text{m}$ und entsprechen damit den Werten der Messung in Bild 56, bei der annähernd gleiche Zylinderwandtemperaturen und Temperaturgradienten gemessen wurden. Die Lage der Maxima und Minima sind dagegen im Vergleich zur ersten Messreihe um 180° phasenverschoben. Diese Tatsache zeigt, dass das Messsystem bei Zylinderverzügen dieser Größenordnung, die im Bereich des zu erwartenden Messfehlers liegen, an die Grenzen der Genauigkeit stößt. Zum anderen kann die Ausrichtung der Verzüge auch mit der erneuten Motormontage und den nicht völlig identischen Temperaturverhältnissen im Motor zusammenhängen.

Der höchste Lastpunkt der gemessen wurde (2500 min^{-1} , Last 90 Nm) ist in Bild 59 dargestellt. Die Zylinderverzüge (2. Ordnung) liegen hier im Bereich von $\pm 4 \mu\text{m}$ im oberen Zylinderbereich bis 24 mm unter dem Topdeck und betragen $\pm 2 \mu\text{m}$ im Bereich des Wassermantels bis ca. 75 mm unter dem Topdeck. Diese Werte sind vergleichbar mit dem Messpunkt 2000 min^{-1} , Last 30 Nm , (Bild 57) bei dem auch ähnliche Zylinderwandtemperaturen gemessen wurden. Die Ausrichtung des Ovalverzuges lässt sich dagegen mit der ersten Messreihe nicht vergleichen.

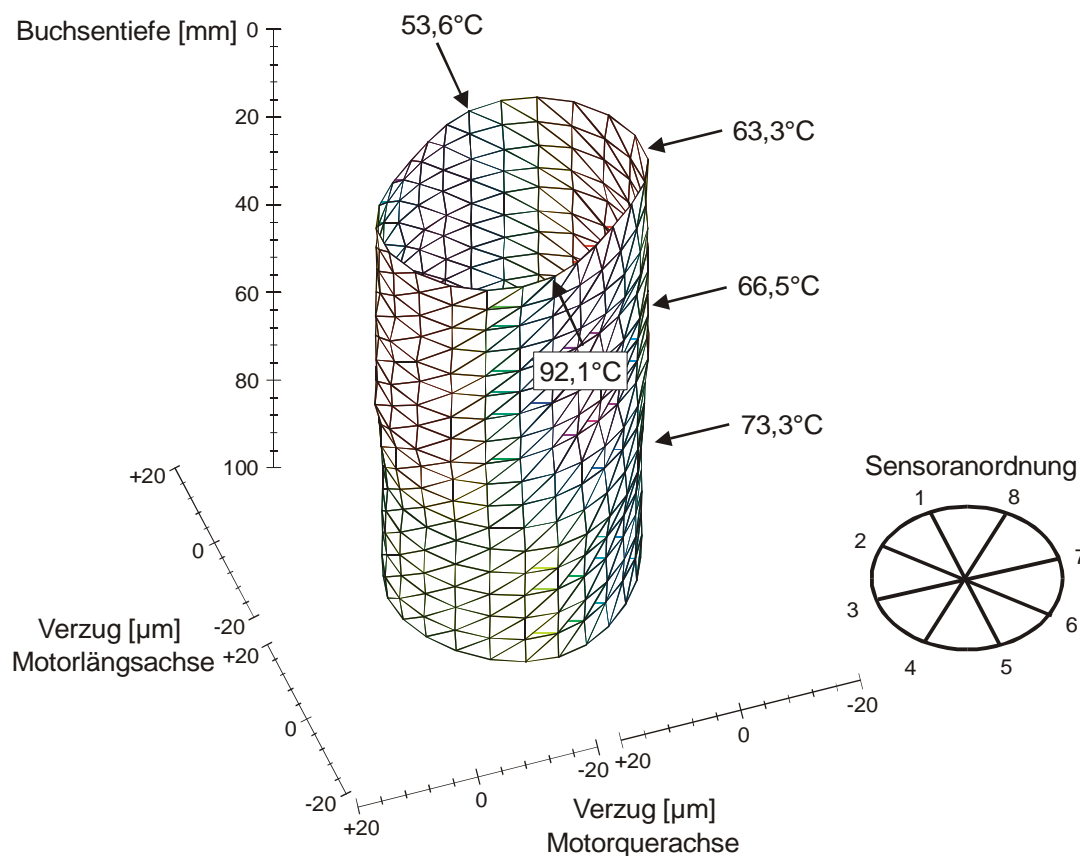


Bild 59: Motor 2500 min^{-1} , Last 90 Nm , Sensorträgertemp. 138°C , Expansionstakt

Alle durchgeführten Messungen zeigen einen Zylinderverzug, der von der 2. Ordnung dominiert wird. Dies wird beim Vergleich der Bilder 60 a und 60 b deutlich. Für einen ausgewählten Betriebspunkt sind hier der Gesamtverzug 2. - 4. Ordnung und die 2. Ordnung getrennt dargestellt. Es lässt sich kein entscheidender Unterschied bei den Ergebnissen feststellen, die Ordnungen 3 und 4 tragen somit nur geringfügig zur Gesamtverformung bei.

Die Auswertung der 4. Verzugsordnung hat gezeigt, dass diese bei allen gemessenen Betriebspunkten unter $1\ \mu\text{m}$ liegt. Diese Tatsache lässt auf eine sehr gleichmäßige Flächenpressung der Zylinderkopfdichtung schließen. Der typische Zylinderverzug 4. Ordnung, verursacht durch die Verschraubung der Zylinderkopfschrauben im oberen Zylinderbereich, wie er in [27] beschrieben wird, tritt bei der Zugankerverschraubung nicht auf.

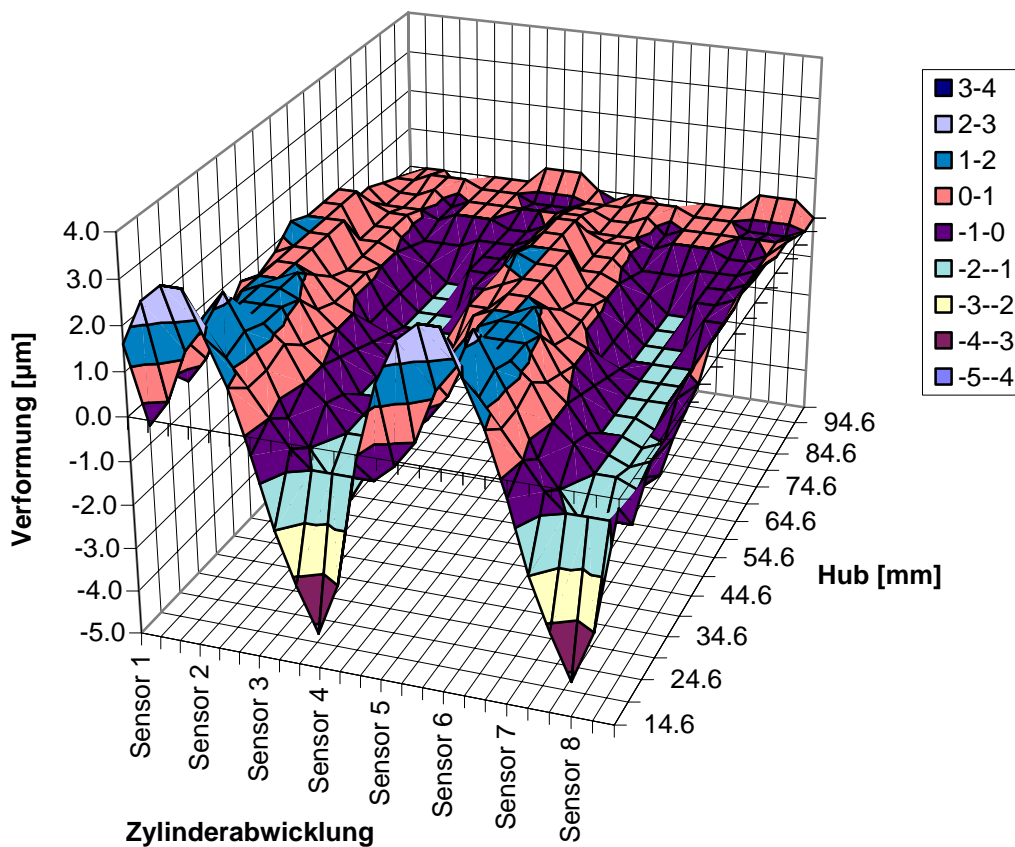


Bild 60 a: 2. - 4. Ordnung, Motor $2000\ \text{min}^{-1}$, Last $30\ \text{Nm}$

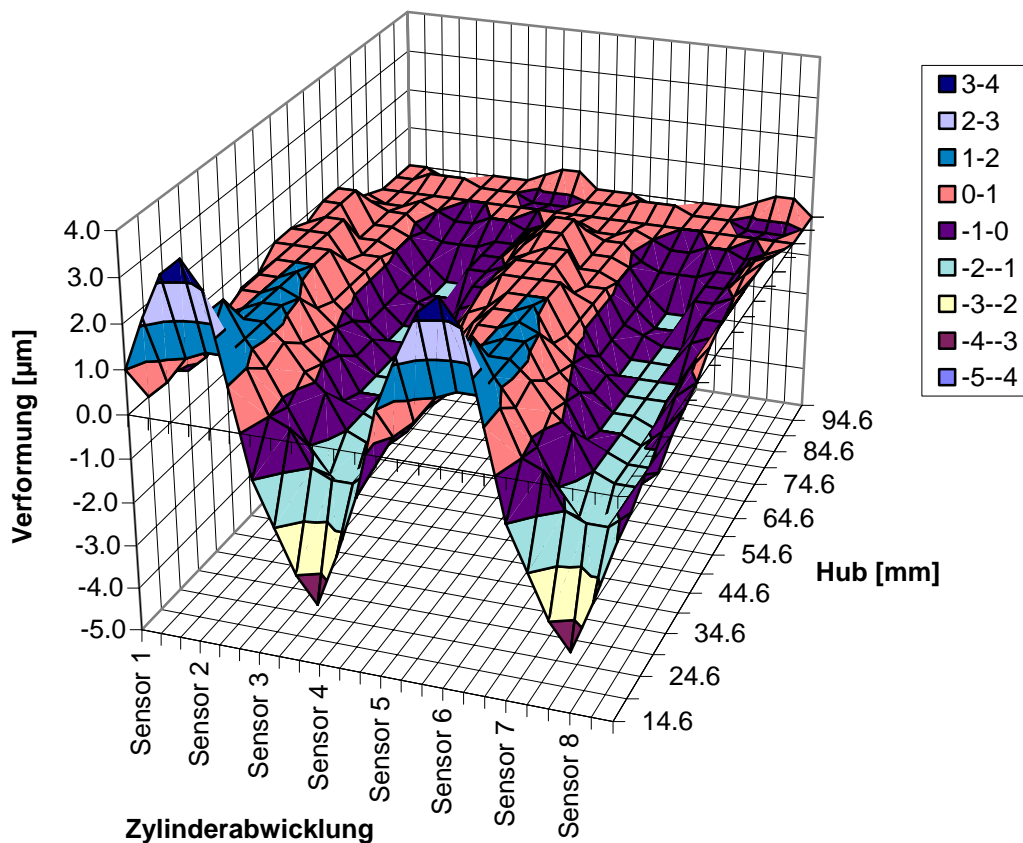


Bild 60 b: 2. Ordnung, Motor 2000 min^{-1} , Last 30 Nm

5.1.3 Abschließende Beurteilung

Der 1,2-I-Motor liegt mit der gemessenen Zylinderformabweichung von maximal $8 \mu\text{m}$ um den Faktor fünf niedriger als die vergleichbaren Motoren mit GG-ZKG, die in [17] und [26] bei entsprechenden Lastpunkten gemessen wurden. Selbst wenn die Zylinderformabweichung unter dem Einfluss der normalen Kühlwassertemperatur noch um 20 - 30 % ansteigt, sind die Werte noch sehr gut. Diese Tatsache kann auf verschiedene Faktoren zurückgeführt werden. Zum einen trägt die Zugankerverschraubung von Zylinderkopf und Hauptlagerdeckeln dazu bei, dass zusammen mit weiterentwickelten Zylinderkopfdichtungen die Flächenpressung auf das Topdeck gleichmäßig wird. Zum anderen wirkt sich der sehr tief unter den Zylindern angeordnete Kraftangriffspunkt der Zuganker zusätzlich positiv auf die Zylinderverzüge aus. Das bei diesem Motor angewendete Verfahren der Brillenhonung (Abschnitt 2.3) bei einer Prozesstemperatur von $40 - 60 \text{ }^\circ\text{C}$ reduziert darüber hinaus die statischen Zylinderverzüge deutlich. Inwieweit die Materialpaarung Aluminium-ZKG und Aluminium-Zylinderkopf mit ihrem identischen Wärmeausdehnungsverhalten zu den niedrigen Verzugswerten beitragen ist noch zu untersuchen. Leider konnten bedingt durch die geringe Lebensdauer des Messsystems keine weiteren Messungen durchgeführt werden, die das Verzugsverhalten bei realen, stationären

Temperaturbedingungen weitergehend beschreiben könnten. Aufgrund der geringen Verzugsamplituden ist es nicht möglich, weitere als die hier dargestellten Aussagen über die Einflüsse der Motorparameter auf die Zylinderverzüge zu treffen. Es zeigt sich trotzdem, wie auch schon in [17] und [26] beschrieben, dass der Verbrennungsdruck keine messbaren Auswirkungen auf den Zylinderverzug hat. Dagegen stellt die Temperaturverteilung über den Zylinderumfang eine der wichtigsten Einflussgrößen dar.

Ein Vergleich der gewonnenen Ergebnisse mit den in [13] erstellten FEM-Berechnungen kann nicht durchgeführt werden. Der Hauptgrund liegt in der Tatsache, dass die Simulation zum heutigen Zeitpunkt noch nicht in der Lage ist, das ZKG mit der dynamischen Kraftbeaufschlagung durch den Kolben und den sich beim Expansionstakt ändernden Druck- und Temperaturverhältnissen zu berechnen. Eine Darstellung der Zylinderverzüge aus Sicht der Kolbenringe, wie es die Messung ermöglicht, ist mit Hilfe der Simulation somit noch nicht zu bewältigen.

Das Aluminium-ZKG mit eingegossenen GG-Buchsen zeigt bezüglich der Zylinderdeformation bei den durchgeführten Messungen keine Fakten, die gegen einen Einsatz im Serienbetrieb sprechen. Die Zylinderdeformationen liegen innerhalb der Werte die als Toleranz für das Formfüllungsvermögen üblicher Kolbenringe in 2.2.3 Bild 7 dargestellt wurden.

Die Störanfälligkeit des Messsystems bei den ersten Messungen verdeutlicht nochmals den Verbesserungsbedarf der Messtechnik, wie er im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt wurde. Das neue Messsystem mit Wirbelstromsensoren, optimierter Kabelschlinge und neuem Sensorträgersystem kommt bei den Messungen am 5-Zylinder-Motor zum Einsatz.

5.2 5-Zylinder-Vollaluminium-Motor

Bei der Messung der Zylinderverzüge am 5-Zylinder-Motor ging es vorrangig darum, den Einfluss von Last und Zylinderspitzenruck auf das beschichtete Vollaluminium-ZKG zu untersuchen. Aus diesem Grund wurde bei der Auswertung der Gesamtverzüge ein besonderer Schwerpunkt auf diese Parameter gelegt.

5.2.1 Ausgangssituation

Die statischen Zylinderverzüge nach Montage des Motors stellen die Ausgangssituation der Zylinderverzugsmessung dar. Um diese zu bestimmen, wurde der Motor mit 750 min^{-1} geschleppt und beide Zylinder vermessen. Die Bilder 61 und 62 zeigen die statischen Zylinderverzüge für Zylinder 4 und Zylinder 5.

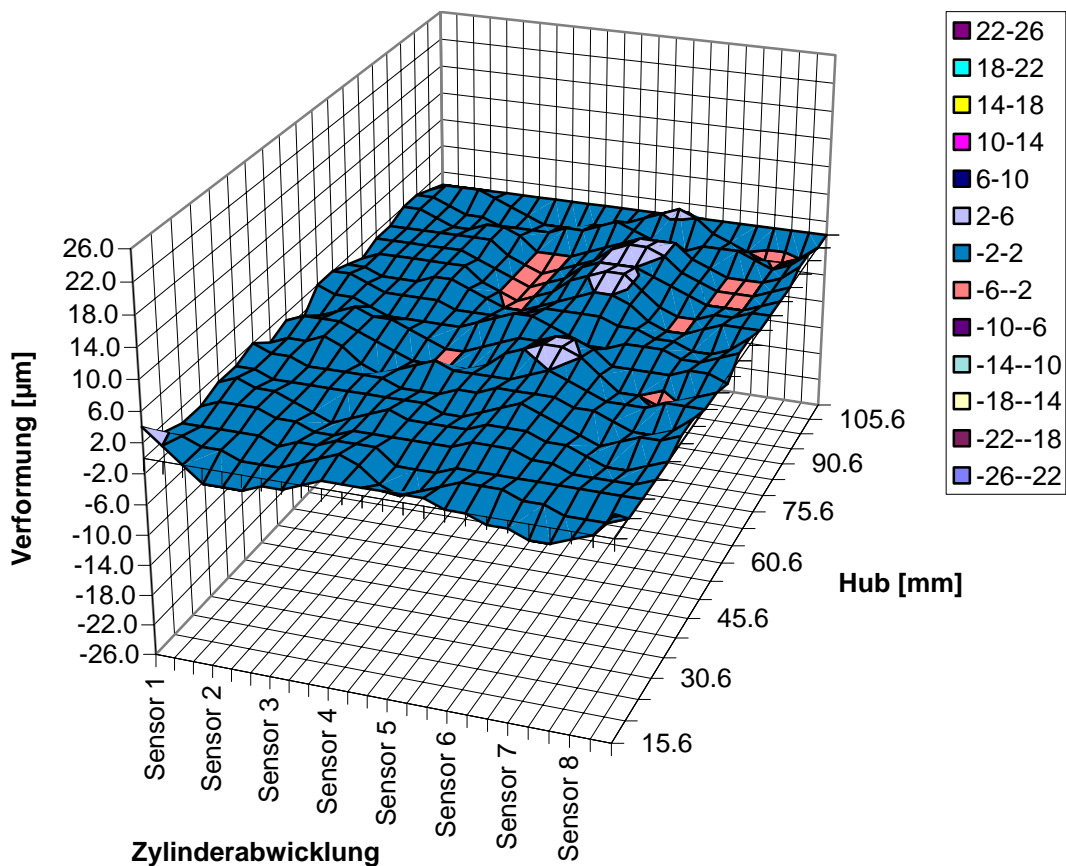


Bild 61: Zylinder 4, Motor geschleppt 750 min^{-1} , $30 \text{ }^\circ\text{C}$, Expansionstakt

Bild 61 zeigt für Zylinder 4 einen leichten Ovalverzug mit Amplituden von $\pm 2 - 3 \text{ } \mu\text{m}$. Zylinder 5 (Bild 62) zeigt ein ähnliches Verzugsbild. In diesem Fall ist ein leichter Verzug 4. Ordnung im unteren Zylinderbereich zu erkennen. Diese Verzüge entsprechen bezüglich der Größenordnung den Messungen, die nach Lösen und wieder Anziehen der Honbrille am nicht vollständig montierten Motor durchgeführt wurden.

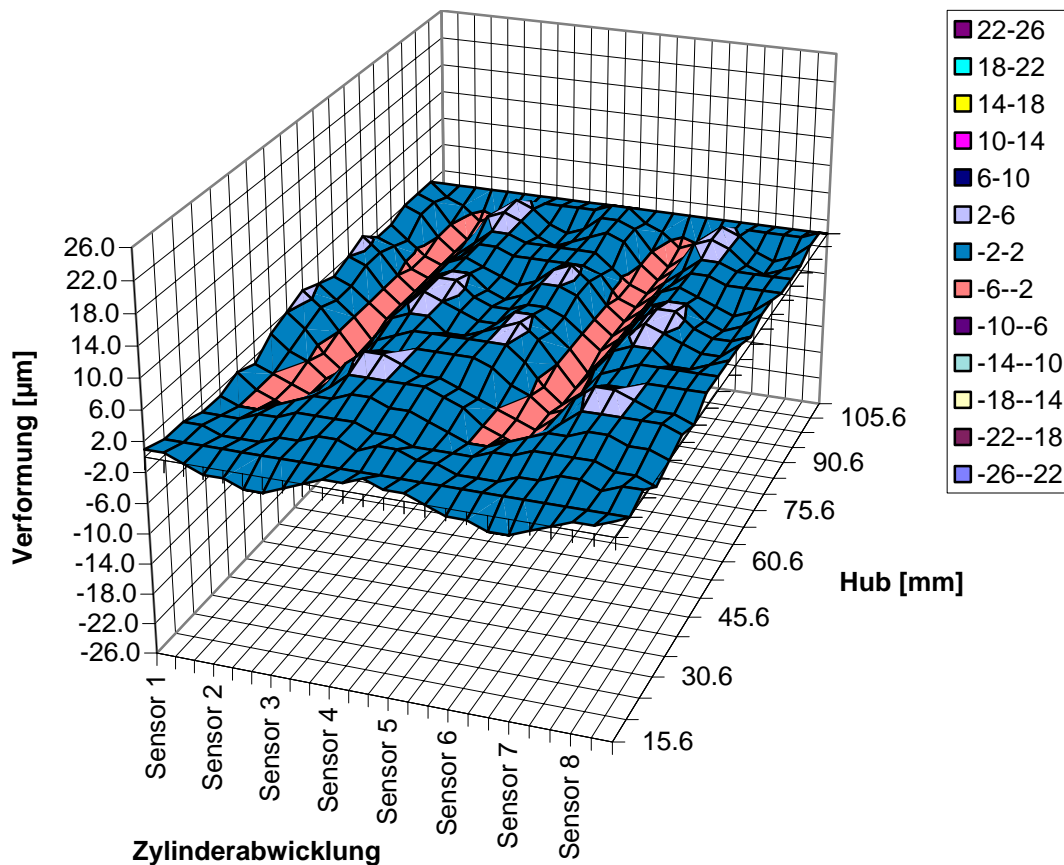


Bild 62: Zylinder 5, Motor geschleppt 750 min^{-1} , $30 \text{ }^\circ\text{C}$, Expansionstakt

Die statischen Grundverzüge die gemessen wurden, liegen somit auch bei vollständig montiertem Motor im erwarteten Rahmen.

5.2.2 Einfluss des Zylinderspitzen drucks

Der Einfluss des Zylinderspitzen drucks auf die Zylinderverzüge ist am Lastpunkt 2500 min^{-1} , Vollast, bei erhöhtem Spitzen druck von 200 bar untersucht worden. Für diesen Punkt ist in Bild 63 und 64 die Deformation des 4. Zylinders für den Expansions- und den Ansaugtakt dargestellt. Wie schon bei Messungen an GG-ZKG beschrieben, tritt auch bei diesem Aluminium-ZKG 15,5 mm unterhalb der Zylinderkopfdichtfläche keine messbare Verformung durch die Druckbeaufschlagung während der Verbrennung auf. Der hohe Spitzen druck liegt nur wenige Grad-Kurbelwinkel nach OT an und belastet dabei lediglich den Zylinderbereich oberhalb des 1. Kolbenringes, der bei closed-deck Motoren durch das ca. 10 mm dicke Topdeck sehr steif ist. Dies schließt allerdings nicht aus, dass die Drucklasten im Aluminium des Zwickelbereiches die Streckgrenze überschreiten und das Material bei der Aufheizung lokal plastisch gestaucht wird. Durch diesen Effekt kann es im Langzeitbetrieb zu Schäden an der Zylinderkopfdichtung kommen, da die Dichtungspressungswerte unzulässig stark abnehmen können [62].

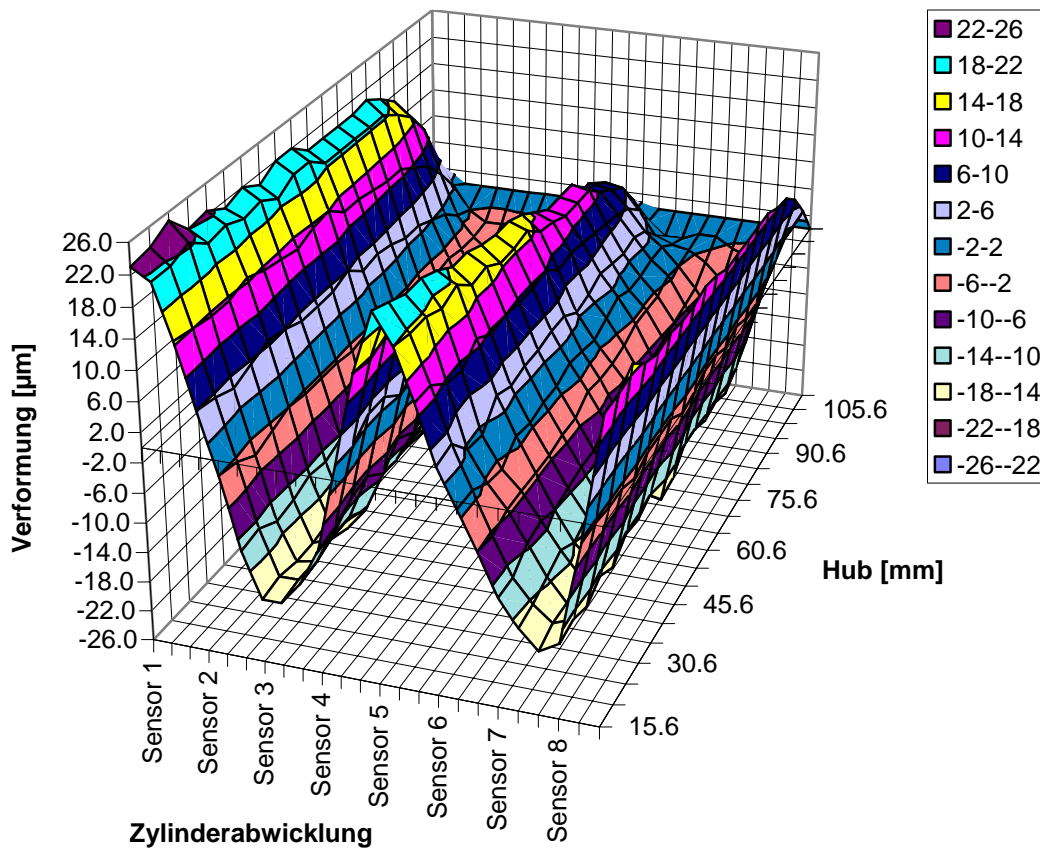


Bild 63: Zylinder 4, Motor 2500 min^{-1} , Zylinderdruck 200 bar, Expansionstakt

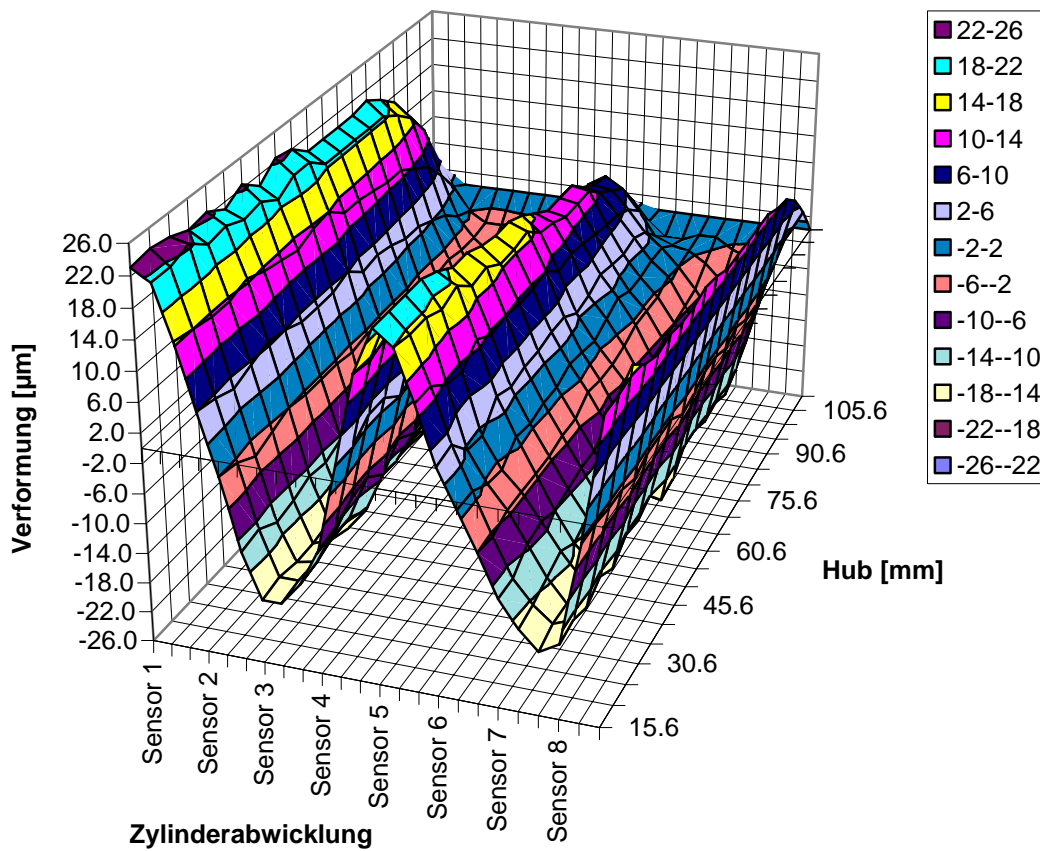


Bild 64: Zylinder 4, Motor 2500 min^{-1} , Kolbentemp. $150 \text{ }^\circ\text{C}$, Ansaugtakt

Auch bei Zylinder 5 und an niedrigeren Lastpunkten die verglichen wurden, ist kein Druckeinfluss auf die Zylinderdeformation zu messen.

5.2.3 Einfluss der Motorlast

Der Einfluss der Motorlast auf die Zylinderverzüge lässt sich am besten anhand von jeweils drei Messungen an Zylinder 4 und Zylinder 5 zeigen, die repräsentativ für das gemessene Lastspektrum sind.

Ausgewählt wurden die Lastpunkte 50 Nm, 150 Nm und 300 Nm bei 2000 min^{-1} .

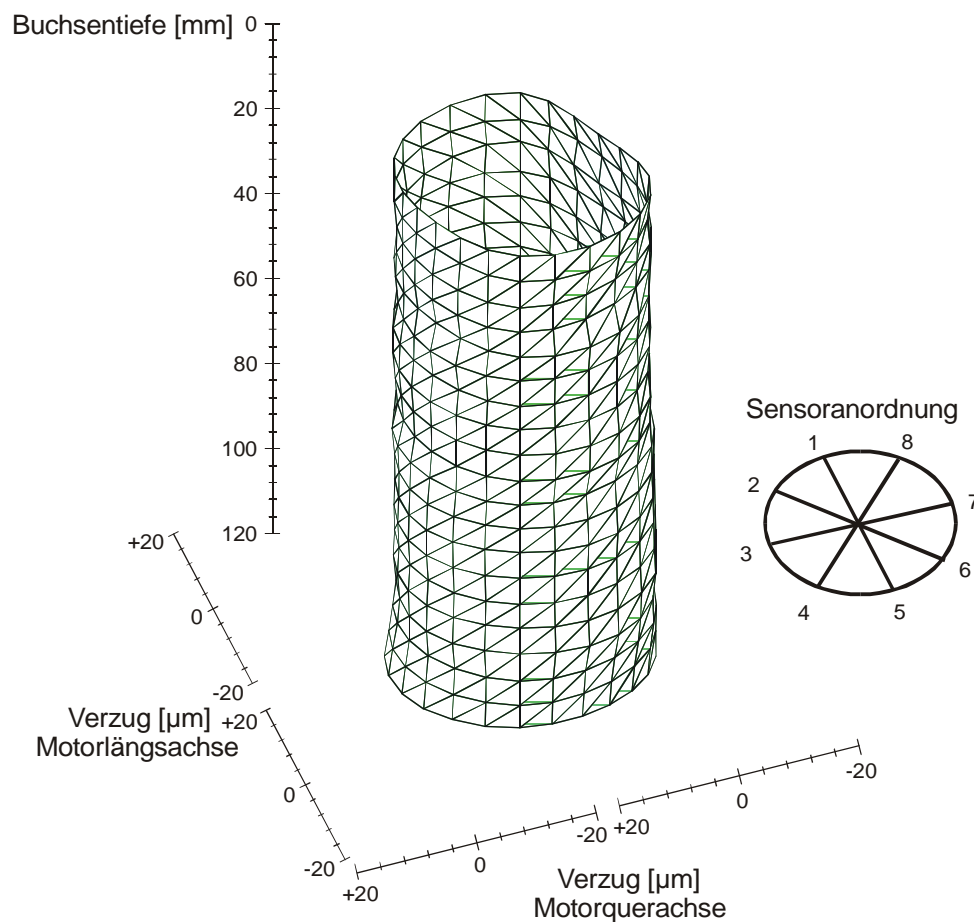


Bild 65: Zylinder 4 , Motor 2000 min^{-1} , Last 50 Nm, Expansionstakt

Der Zylinder 4 zeigt eine eindeutige Abhängigkeit der Zylinderverzüge von der Motorlast. Die Verzugsmaxima befinden sich bei allen Messpunkten im Bereich von Sensor 1 und Sensor 5 (in Motorlängsrichtung), die Einschnürungen liegen leicht asymmetrisch um ca. 90° verdreht bei Sensor 3 und Sensor 8.

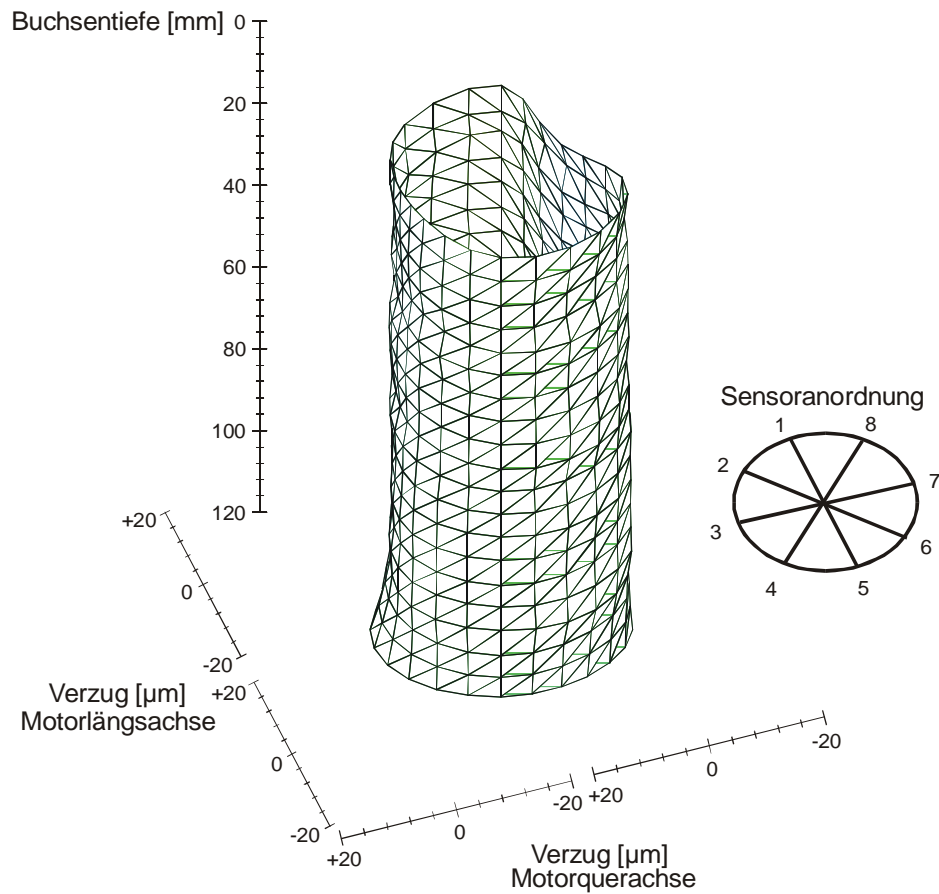


Bild 66: Zylinder 4 , Motor 2000 min^{-1} , Last 150 Nm, Expansionstakt

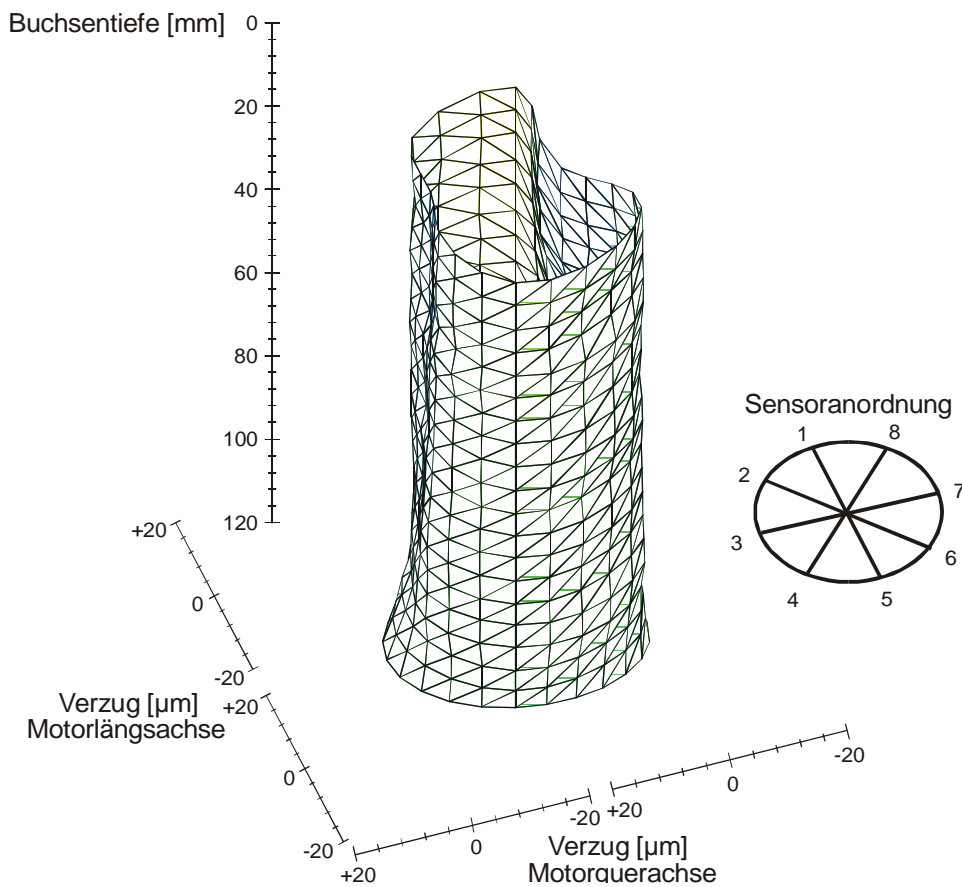


Bild 67: Zylinder 4 , Motor 2000 min^{-1} , Last 300 Nm, Expansionstakt

Es liegt ein asymmetrischer Ovalverzug vor, der von der 2. Ordnung geprägt ist. Dieser verläuft bis zum UT unter Beibehaltung der Ausrichtung und klingt dabei leicht ab. Die maximalen Verzugsamplituden im oberen Zylinderbereich steigen von + 8 μm , - 8 μm bei 50 Nm Last (Bild 65) über + 15 μm , - 16 μm bei 150 Nm (Bild 66) bis zu + 28 μm , - 26 μm bei 300 Nm Last (Bild 67) an.

Bei Zylinder 5 liegt das Niveau der Verzugsamplituden deutlich unter dem von Zylinder 4. Zusätzlich zeigen die Messungen ein untypisches Verzugsbild.

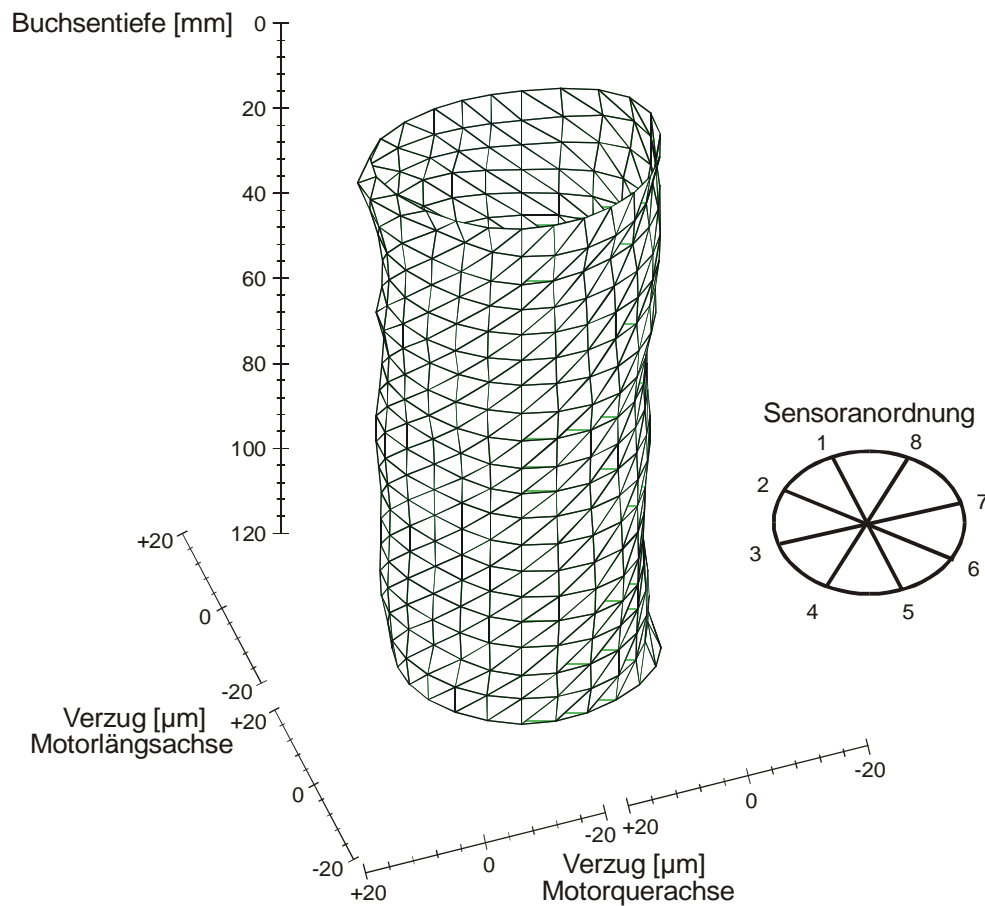


Bild 68: Zylinder 5, Motor 2000 min^{-1} , Last 50 Nm, Expansionstakt

Im oberen Zylinderbereich (15,5 - ca. 50,5 mm unter Topdeck) liegt ein Ovalverzug vor. Die Verzugsmaxima liegen in Richtung Sensor 3 und Sensor 7 (quer zur Kurbelwellenrichtung), die Einschnürungen bei Sensor 1 und Sensor 5. Unterhalb der Höhe von 50,5 mm ist der Ovalverzug um etwa 90° verdreht (Bild 68).

Die Zylinderdeformation ändert sich mit zunehmender Last nicht so deutlich, wie bei Zylinder 4 beobachtet wurde. Bild 69 zeigt hier die Deformation des Zylinders bei dem höchsten der drei verglichenen Messpunkte. Die Verzugsamplituden steigen an Zylinder 5 nur von + 7 μm , - 6 μm bei 50 Nm Last bis maximal + 10 μm , - 10 μm bei 300 Nm Last.

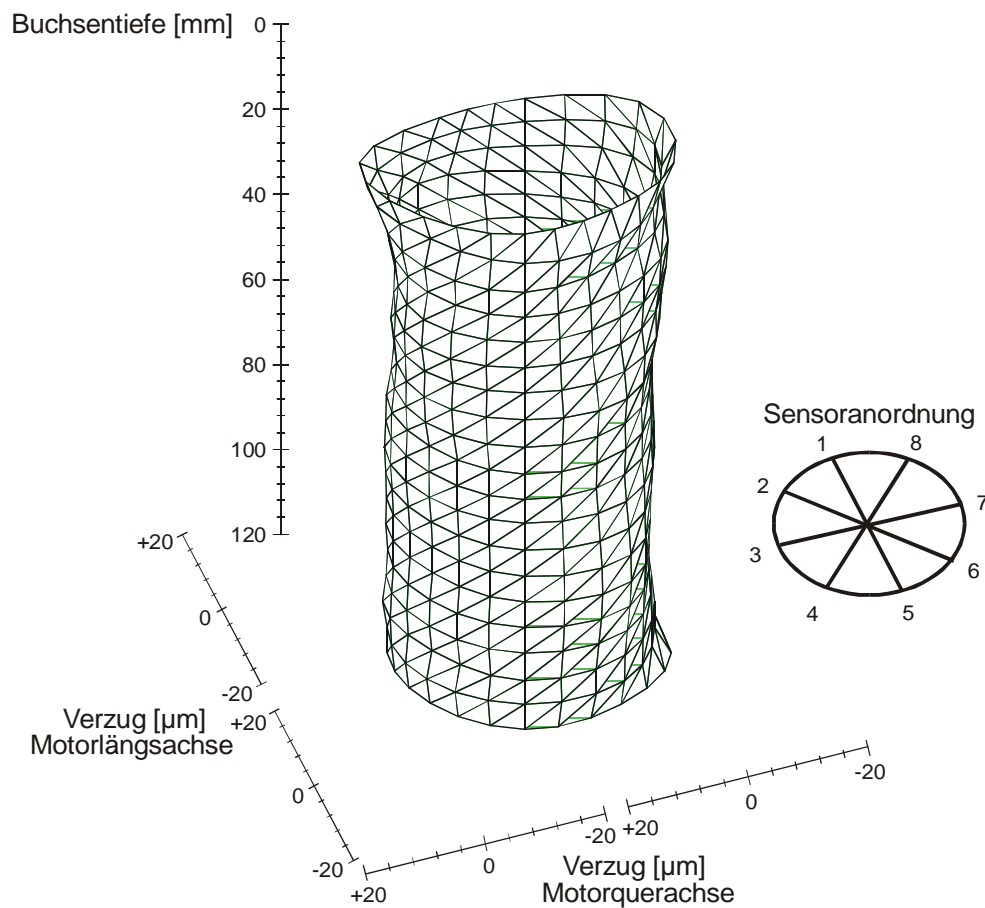


Bild 69: Zylinder 5 , Motor 2000 min^{-1} , Last 300 Nm , Expansionstakt

Für einen umfassenden Überblick über den Lasteinfluss auf die Zylinderverzüge ist in Bild 70 die Zylinderformabweichung Z_F für beide Zylinder über der Last bei 2000 min^{-1} dargestellt. Zusätzlich sind die Werte der Sensorträgertemperatur und der Kühlwasseraustrittstemperatur aufgetragen, um einen Bezug zur Motortemperatur herzustellen. Für Zylinder 4 zeigt sich deutlich die Zunahme der Zylinderdeformation mit ansteigender Last. Die niedrige Zylinderformabweichung von Zylinder 5 fällt in diesem Diagramm nochmals besonders ins Auge. Zusätzlich ist der Anstieg der Verzugswerte bei höheren Lasten sehr schwach ausgeprägt. Die im Vergleich zum Lastpunkt 300 Nm geringeren Formabweichungen beider Zylinder beim höchsten Lastpunkt (350 Nm) muss durch eine geringere Zylinderwandtemperatur bedingt sein, die sich auch in der Kühlwasseraustrittstemperatur widerspiegelt. Die variierenden Wassertemperaturen am Motorausstritt sind darauf zurückzuführen, dass der Motor zum Schutz der Sensoren nach jeder Messung wieder abgekühlt werden musste. Der Einfluss der Wassertemperatur auf die Messungen wird getrennt untersucht. Die Sensorträgertemperatur wird bei der Auswertung durch angepasste Kalibrierkurven berücksichtigt und zeigt somit keinen Einfluss auf die Messergebnisse.

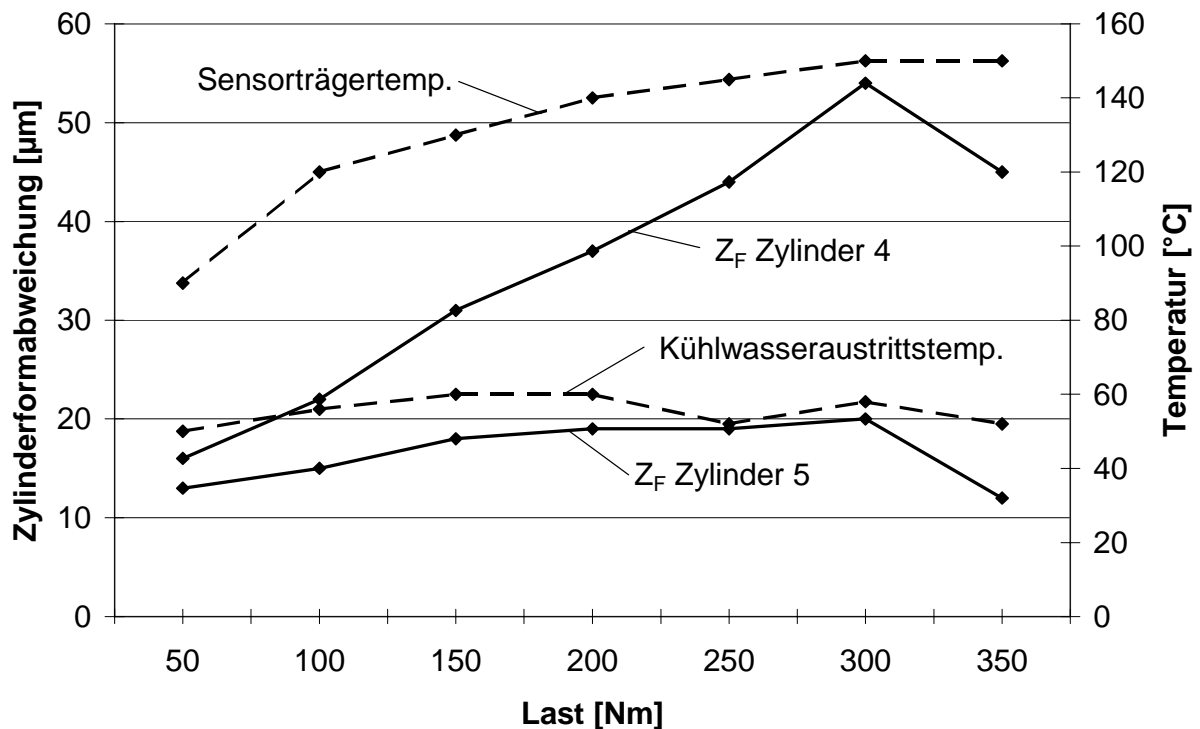


Bild 70: Zylinderformabweichung und Temperaturen über der Last, 2000 min^{-1}

Bei der Aufteilung der Zylinderverzüge in die verschiedenen Verzugsordnungen ist bei beiden Zylindern die 2. Ordnung dominierend. Die 3. Ordnung tritt praktisch gar nicht in Erscheinung. Die 4. Ordnung hat bei Zylinder 4 eine mit der Motorlast auf $\pm 3 \mu\text{m}$ ansteigende Amplitude und bei Zylinder 5 aufgrund der sehr niedrigen Gesamtdeformation eine maximale Amplitude von $1 - 2 \mu\text{m}$.

Die Zunahme der Zylinderdeformation mit steigender Last und den als Resultat steigenden Temperaturgradienten über dem Zylinderumfang entspricht den bisher bekannten Ergebnissen. Die Ausrichtung der Deformation in Motorlängsrichtung, wie sie besonders an Zylinder 4 auffällt, ist dagegen für stationäre Lastpunkte im Vergleich zu GG-ZKG ungewöhnlich.

Eine so starke Differenz zwischen der Deformation von einem außenliegenden und einem innenliegenden Zylinder wurde bei der Vermessung von GG-ZKG noch nicht festgestellt. In bisher veröffentlichten Ergebnissen [17] und [26] unterschieden sich die Deformationen im Wesentlichen dadurch, dass innenliegende Zylinder eine symmetrischeres Verzugsbild aufweisen, als außenliegende. Die Zylinderdeformationen in außenliegenden Zylindern sind in den meisten Fällen zwar etwas kleiner, aber nicht in dem hier gemessenen Ausmaß.

Aufgrund dieser Differenzen zwischen den Messungen am Vollaluminiummotor und den Literaturwerten für GG-ZKG werden die hier vorgestellten Ergebnisse im Folgenden näher diskutiert.

5.2.4 Abschließende Beurteilung

Trotz der unterschiedlichen Ergebnisse der beiden vermessenen Zylinder 4 und Zylinder 5 sind die Messungen über mehrere Erwärmungs- und Abkühlzyklen des Motors gut reproduzierbar. Der hohe messtechnische Aufwand ließ es im Rahmen dieser Arbeit leider nicht zu, eine Überprüfung der Messungen durch einen Tausch der Messkolben von einem in den anderen Zylinder durchzuführen. Die Messkolben haben bei der Kalibrierung wie auch bei den Messungen keine Anzeichen von Defekten gezeigt, die zu fehlerhaften Ergebnissen führen könnten. Aus diesem Grund ist davon auszugehen, dass die Messtechnik fehlerfrei gearbeitet hat. Es ist deshalb abschließend zu klären, welche Einflüsse zu den unterschiedlichen Verzugsverhalten der beiden Zylinderrohre und den Differenzen gegenüber GG-ZKG führen.

Zu berücksichtigen sind dabei nachfolgend genannte Faktoren:

Der Motor unterscheidet sich konstruktiv durch ein Vollaluminium-ZKG mit Al-ZK, Mehrlagen-Metall-ZK-Dichtung und Zugankerverschraubung von den bisher untersuchten Motoren mit GG-ZKG, Al-ZK, Einlagen-ZK-Dichtung und konventionellen ZK-Schrauben. Wie bereits beschrieben, musste der Motor zugunsten der hohen gemessenen Lastpunkte mit einer auf 50 °C reduzierten Kühlmittelvorlauftemperatur betrieben werden. Es wurde während der Messungen der Lastpunkte über 100 Nm auf diese Weise nie ein stationäres Temperaturniveau erreicht, da sonst die Wegsensoren beschädigt worden wären. Bei der Auswertung der Ergebnisse hat sich aber entgegen der Erwartungen gezeigt, dass auch bei dem Vollaluminium-ZKG nicht der Zylinderdruck, sondern die thermische Belastung der Zylinderbuchse die Haupteinflussgröße für die Zylinderdeformation darstellt. Unter Berücksichtigung der genannten Aspekte ist das ZKG in Bezug auf die thermische Beanspruchung näher zu betrachten.

Die beiden untersuchten Zylinder haben voneinander abweichende Kühlungsbedingungen und sind konstruktiv unterschiedlich in die ZKG-Struktur integriert. Das Zylinderrohr 5 befindet sich an der Motorabtriebsseite, es ist aus diesem Grund auf mehr als 300° des Umfangs mit dem Wassermantel umgeben und hat nur einen ungekühlten Stegbereich. Zusätzlich befindet sich die Einspülung des Kühlwassers an Zylinder 5 im Bereich des 3. Sensors. Zylinder 4 dagegen verfügt nur über etwas mehr als 240° Wassermantel und hat zwei ungekühlte Stegbereiche zu den beiden benachbarten Zylindern. Die Temperaturen in den Stegbereichen wurden im Betrieb gemessen und betragen mit normaler Kühlwassertemperatur von 95 °C bei 2000 min⁻¹ Volllast 160 °C, wogegen die Zylinderwandtemperatur auf dem restlichen Zylinderumfang nur 120 °C beträgt.

Dieses Temperaturgefälle steigt bei voller Motorleistung auf 188 °C zu 122 °C weiter an.

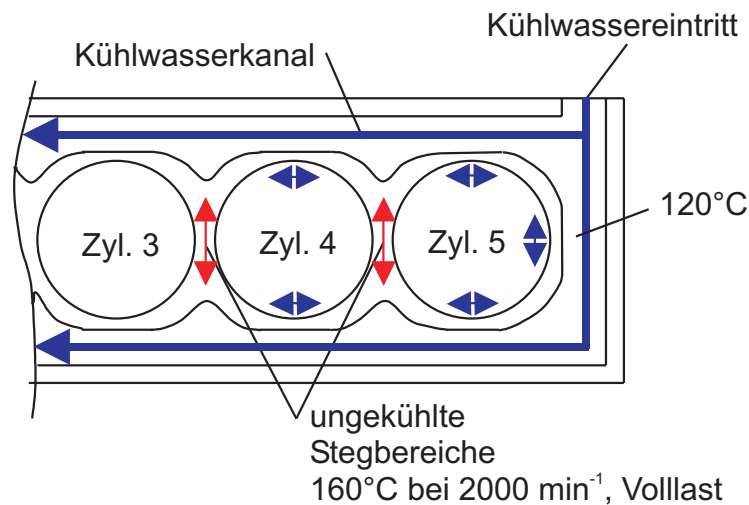


Bild 71: horizontaler Schnitt durch das ZKG

Es wurde zusätzlich festgestellt, dass Zylinder 4 die höchsten Zylinderwand- und Zylinderkopftemperaturen von allen Zylindern aufweist. Entsprechend der Darstellung in Bild 71 wäre deshalb entgegen der gemessenen Deformationen auch für das Al-ZKG ein Ovalverzug in Motorquerrichtung zu erwarten, wie dies von GG-ZKG bekannt ist. Zylinder 4 müsste einen stärkeren Ovalverzug (zwei ungekühlte Stegbereiche) und Zylinder 5 einen geringeren, eventuell asymmetrischen Ovalverzug (ein ungekühlter Stegbereich) aufweisen.

Vergleicht man jedoch die bei GG-ZKG gemessenen absoluten Zylinderwandtemperaturen und die Temperaturdifferenz zwischen Stegbereich und Zylinderrohr mit dem Al-ZKG, zeigt sich ein für die Zylinderdeformationen entscheidender Aspekt.

Die bei diesem Al-ZKG gemessenen absoluten Zylinderwandtemperaturen sind bis zu 50 °C niedriger als bei einem vergleichbaren GG-ZKG. Die Temperaturdifferenzen auf dem Zylinderumfang betragen bei Volllast nur maximal 66 °C, bei GG dagegen über 100 °C [30]. Es ist deshalb davon auszugehen, dass die bessere Wärmeleitfähigkeit von Aluminium zu einer Vergleichmäßigung der Zylinderwandtemperaturen über dem Zylinderumfang und zu einem insgesamt niedrigeren Temperaturniveau der Bauteile führt.

Dies wirkt sich nach bisherigen Erkenntnissen positiv auf die Zylinderdeformationen aus und kann neben den konstruktiven Unterschieden ein Grund für das von GG-ZKG abweichende Verformungsbild des hier vermessenen Motors sein. Wie sich bei diesem Motor das durch gleiche Materialien angenäherte Ausdehnungsverhalten von ZK und ZKG, in Zusammenhang mit der Zugankerverschraubung und der Mehrschichten-Metall-ZK-Dichtung, auf die Zylinderdeformationen auswirkt, muss hierbei

zusätzlich berücksichtigt werden und bedarf einer Klärung durch weitere Motorversuche.

Es ergeben sich somit für die thermische Bauteilbelastung offensichtlich zwei Einflussfaktoren auf die Zylinderdeformation. Zum einen die absolute Zylinderwandtemperatur und zum anderen die Temperaturverteilung über dem Zylinderumfang. Aus diesem Grund stellt sich zur Bewertung der maximal gemessenen Zylinderformabweichungen die Frage, inwieweit die beiden thermischen Einflussfaktoren voneinander zu trennen sind. Es ist im Nachhinein schwer abzuschätzen, in welcher Art sich die zusätzlichen Kühlungsmaßnahmen auf die Temperaturverteilung im ZKG auswirken.

In einer weiteren Messreihe wurde deshalb versucht, den Einfluss der Motortemperatur auf die Zylinderdeformationen zu messen. Der Lastpunkt 100 Nm bei 1000 min^{-1} wurde für die Messungen ausgewählt, da die kritische Sensortemperatur von 145°C an diesem Punkt gerade nicht überschritten wird. Bei den Messungen wurde das Kühlwasser ohne Kühlung durch den Motor selbst erwärmt und Zylinderverzugsmessungen in Abständen von 5°C durchgeführt. Für diesen Lastpunkt zeigte sich bei Kühlwassertemperaturen von $40 - 90^\circ\text{C}$ keine Änderung der Zylinderformabweichung beider Zylinder im Vergleich zu der ersten Messreihe bei herabgesetzter Temperatur. In [26] wurde hingegen bei einem GG-ZKG festgestellt, dass eine Absenkung der Kühlmitteltemperatur von 70°C auf 40°C zu einer Verringerung der Zylinderdeformation von ca. 20 % führt. Aus diesem Grund ist zu untersuchen, ob bei dem Al-ZKG die Zylinderformabweichungen bei höheren Lastpunkten mit zunehmender Absoluttemperatur nicht auch zunehmen. Es ist aber auch denkbar, dass dieser Effekt durch die Materialpaarung Al-ZKG und Al-ZK nicht oder in abgeschwächter Form auftritt.

Es wurde bei [17] und [26] sowie bei Temperaturmessungen am hier vermessenen 5-Zylinder-Motor festgestellt, dass die Temperaturdifferenzen über dem Zylinderumfang mit zunehmender Last stark ansteigen. Diese Tatsache deckt sich mit den zunehmenden Zylinderverzügen bei höheren Lastpunkten. Gleichzeitig wurde bei einer Temperaturmessung mit einer um 20°C erhöhten Kühlwasseraustrittstemperatur eine gleichmäßige Erhöhung der Temperaturen um 15°C über alle Messstellen im Al-ZKG gemessen. Es ist deshalb davon auszugehen, dass sich auch bei der herabgesetzten Kühlmitteltemperatur während der Deformationsmessungen die gleichen Temperaturdifferenzen an den Zylinderrohren eingestellt haben wie sie im Normalbetrieb für die entsprechenden Lastpunkte gemessen wurden. Das bedeutet, dass die durch die sogenannte Temperaturunrunde der Zylinderrohre verursachte Zylinderdeformation die gemessen wurde den bei normaler Kühlmitteltemperatur zu erwartenden Werten entspricht.

Die gemessenen Zylinderformabweichungen sind nach dieser Diskussion folgendermaßen zu bewerten:

In welchem Maße sich die Absoluttemperatur des ZKG auf die Zylinderverzüge auswirkt konnte trotz eines zusätzlichen Versuches nicht abschließend geklärt werden. Im schlechtesten Fall könnte dieser Einfluss eine Zunahme der Verzüge um etwa 20 - 25 % nach sich ziehen.

Die Zylinderdeformation durch die Temperaturdifferenzen am Zylinder entsprechen den für die gemessenen Lastpunkte zu erwartenden Werten. Da nur bis zu einem Lastpunkt von 350 Nm bei 2500 min⁻¹ gemessen werden konnte ist zu erwarten, dass die Verzüge mit der ansteigenden Temperaturdifferenz bis zur vollen Motorleistung weiter ansteigen. Dies könnte sich in einem Bereich von 25 - 30 % Zunahme widerspiegeln.

Ein Vergleich der gemessenen Zylinderformabweichungen, unter Berücksichtigung der vorgenannten Zunahme bei voller Motorleistung, mit den unter 2.2.3 mit Hilfe des Kolbenringparameters K berechneten Werten für das Formfüllungsvermögen, ergibt folgendes Bild:

Ordnung:	Formfüllungsvermögen U_i [μm]:	Messwerte Z_{Fi} [μm]:	$Z_{Fi} + 55\%$ [μm]:
2	133,3	48	74
3	15,7	1	1,6
4	4,5	6	9

Tabelle 9: Zylinder 4, Messwerte Z_F und Formfüllungsvermögen U_i

Tabelle 9 beinhaltet eine Gegenüberstellung der Zylinderformabweichungen für Zylinder 4 mit dem berechneten Formfüllungsvermögen der Kolbenringe und den prognostizierten Verzugswerten bei voller Motorleistung. Es wird nur Zylinder 4 betrachtet, da dieser die höchsten Zylinderdeformationen hat.

Der Vergleich der Werte zeigt, dass die Zylinderformabweichung des Al-ZKG selbst bei Berücksichtigung einer prognostizierten Zunahme von 55 % bei voller Motorleistung bis auf die 4. Ordnung noch innerhalb des berechneten Formfüllungsvermögens der Kolbenringe liegt. Entsprechende Werte von $Z_F = 57 \mu\text{m}$ wurden bei Serien-Dieselmotoren mit GG-ZKG schon bei einer Last von 30 Nm bei 2000 min⁻¹ gemessen.

Um diese grundlegenden Ergebnisse weiter zu verifizieren sind fortführende Messungen unter Berücksichtigung der thermischen Bauteilbelastung und den in der Diskussion behandelten Fragestellungen interessant und sinnvoll.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Inhalt der vorliegenden Arbeit ist die dynamische Zylinderverzugsmessung an direkt-einspritzenden Dieselmotoren mit Al-ZKG im gefeuerten Betrieb. Die Grundlage bestand darin, ein bereits für GG-ZKG eingesetztes Messsystem weiterzuentwickeln und an die neuen Anforderungen in Al-ZKG anzupassen. Im Anschluss wurden zwei verschiedene Al-ZKG-Konzepte vermessen.

Die Motivation hierfür war die Tatsache, dass zur Gewichtsreduzierung verstärkt der Einsatz von Aluminium als Werkstoff für ZKG von Pkw-Dieselmotoren untersucht und teilweise schon umgesetzt wird. Die durch die zunehmende Leistungsdichte ansteigenden thermischen und mechanischen Anforderungen an das ZKG werfen die Frage nach der thermomechanischen Belastbarkeit von Aluminiumkonstruktionen auf. Neben Berechnungen mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode für statische Untersuchungen, stellt die dynamische Zylinderverzugsmessung das einzige Verfahren zur Messung der Deformationen im gefeuerten Betrieb dar. Ziel der Arbeit war es, mit dem weiterentwickelten Messsystem erstmals zusätzliche Informationen über die Verwendbarkeit von Aluminium in diesem Einsatzbereich zu liefern.

Das Messsystem arbeitet mit acht über den Kolbenumfang verteilten berührungslos messenden Wegsensoren, die die Zylinderkontur aus der Position der Kolbenringe kontinuierlich abtasten. Die in dieser Arbeit gelösten Problemstellungen bestanden darin, verschiedene Sensortypen auf den Einsatz in Aluminium-ZKG hin zu untersuchen und das System bezüglich der Handhabung der Hard- und Software-Komponenten zu optimieren. Bei den Hardwarekomponenten ging es vor allem darum die Lebensdauer der Sensoren zu steigern und das System auch bei höheren als den bisher gemessenen Lastpunkten bis zur Volllast zu betreiben. Zusätzlich sollte das System in Zukunft, nach der motorspezifischen geometrischen Anpassung, möglichst universell und schnell einsetzbar sein. Die Messwertaufnahme und die Verarbeitung sowie die Visualisierung der Ergebnisse, die bisher in mehreren Softwaretools durchgeführt wurde, sollte zu diesem Zweck vereinfacht und in einem Programm zusammengefasst werden.

Beginnend mit der Darstellung der möglichen ZKG-Strukturen aus Aluminium für die Anwendung bei Dieselmotoren, werden anschließend die Ursachen der Zylinderdeformation beschrieben und die möglichen Messverfahren vorgestellt. Nach der Erprobung und Auswahl der beiden verwendeten Sensortechniken wird der Aufbau und die in dieser Arbeit durchgeführte Weiterentwicklung der beiden Messkolben erläutert. Die Vorarbeiten für die Durchführung der Messung, wie das Kalibrieren der Messkolben und die Beschreibung der Datenauswertung sowie das Versuchsprogramm bilden die Grundlage für die abschließend dargestellten Messergebnisse

eines 3- und eines 5-Zylinder-Motors. Der 3-Zylinder-Motor hat ein Al-ZKG mit eingegossenen GG-Buchsen, der 5-Zylinder-Motor hat ein Vollaluminium-ZKG mit Zylinderlaufflächen, die nach dem Verfahren des „Atmosphärischen Plasmaspritzens“ beschichtet sind. Dabei wurden bei dem 5-Zylinder-Motor erstmals zwei Zylinder gleichzeitig vermessen.

Die Voruntersuchungen zeigen deutlich, dass sich Wirbelstromsensoren am besten für Aluminium-ZKG mit eingegossenen GG-Zylinderlaufbuchsen wie auch für Vollaluminium-ZKG mit Plasmabeschichtung eignen. Es stellt sich heraus, dass die Plasmabeschichtung für die berührungslose Messung eine Mindestdicke von 175 μm aufweisen muss, um eine Beeinflussung der Messergebnisse durch Schichtdickenunterschiede zu vermeiden. Für GG-Zylinderlaufbuchsen sind die Sensoren uneingeschränkt verwendbar.

Die Weiterentwicklung der Hardwarekomponenten zeigt eine deutliche Vereinfachung der Vorbereitung, Handhabung und Applikation der Messkolben bei den Messungen. Zusätzlich wurde eine Steigerung der Lebensdauer erreicht.

Ein neues in der Anwendungsumgebung Lab-VIEW erstelltes Auswerteprogramm ermöglicht es, alle Arbeitsschritte von der Messwertaufnahme bis zur Visualisierung schon während der Messung durchzuführen. Auf diese Weise kann das Messprogramm während der Messung individuell angepasst werden.

Die durchgeführten Messungen zeigen für beide Al-ZKG-Konzepte im Vergleich zu Serien-GG-ZKG, dass sich nach ersten Erkenntnissen im motorischen Betrieb keine deutlichen Unterschiede bei der Zylinderformabweichung zwischen Al- und GG-ZKG einstellen. Das Al-ZKG mit eingegossenen GG-Buchsen hat etwas niedrigere, das Vollaluminium-ZKG mit GG-ZKG vergleichbare Werte. Die räumliche Ausrichtung der Verzüge unterscheidet sich dagegen von den bekannten Messungen an GG-ZKG. Das bei den vermessenen Motoren angewendete Brillenhonverfahren in Kombination mit der Zugankerverschraubung der ZKG zeigt eine deutliche Verbesserung der statischen Zylinderdeformationen nach der Motormontage. Ein Einfluss des Zylinderspitzen drucks auf die Zylinderverzüge konnte entgegen der Erwartungen nicht nachgewiesen werden. Es wurden Spitzendrücke bis 200 bar gefahren. Wie schon bei GG-ZKG festgestellt, besteht ein direkter Zusammenhang zwischen dem Anstieg der Motorlast und den damit verbundenen Temperaturgradienten über dem Zylinderumfang und der zunehmenden Zylinderdeformation. Dabei zeigte sich, dass sich die höhere Wärmeleitfähigkeit des Aluminiums positiv auf die absoluten Bauteiltemperaturen auswirkt und zu einer Vergleichmäßigung der Temperaturverteilung im ZKG führt. Wie sich dieses auf das Verformungsverhalten der Zylinder speziell auswirkt muss mit weiteren Messungen noch intensiver untersucht werden. Es konnte bei der erstmalig durchgeführten Vermessung von zwei benachbarten

Zylindern zur gleichen Zeit keine gegenseitige Beeinflussung festgestellt werden. Eine Aussage über die Dauerhaltbarkeit von AI-ZKG und über die, durch thermomechanische Beanspruchung entstehenden, irreversiblen Verformungen im Zwickelbereich kann mit diesen Messungen nicht gemacht werden. Trotz Verbesserungen stellt die Temperaturfestigkeit der Sensoren weiterhin ein Problem dar. Um höhere Lastpunkte auch ohne zusätzliche Kühlung des Motors messen zu können wäre eine Weiterentwicklung der Wirbelstromsensoren bezüglich der Temperaturfestigkeit bis ca. 250 °C wünschenswert.

Die Zylinderdeformation im motorischen Betrieb unterliegt sehr komplexen mechanischen und thermischen Vorgängen, bei denen mehrere Parameter wie Motorlast, ZKG-Temperatur, ZK-Temperatur, Kühlwassertemperatur und die Anordnung des Kühlwassermantels am Zylinder berücksichtigt werden müssen. Diese sind zur Zeit durch Modellvorstellungen und die Simulation mit Finite-Elemente-Methoden noch nicht erfassbar. Es wurde in dieser Arbeit gezeigt, dass die Messung der Zylinderdeformation auch an AI-ZKG möglich ist. Der Einsatz von AI für ZKG von Pkw-Dieselmotoren wirft weitere interessante Fragestellungen bezüglich der verschiedenen Einflussparameter auf die Zylinderdeformation auf.

Folgende Punkte sind für weiterführende Untersuchungen von Interesse:

- Die Weiterentwicklung der Sensorik sollte es zukünftig ermöglichen den Motor bei realen Temperaturbedingungen zu betreiben, da die Motor-temperatur und die Kühlungsbedingungen den wichtigsten Einflussfaktor auf die Zylinderdeformation darstellen.
- Die detaillierte Kenntnis der Temperaturverteilung auf dem Zylinderumfang ist durch eine umfangreiche Temperaturmesstechnik parallel zur Zylinderverzugsmessung sicherzustellen. Nur so sind weitere Aussagen über diesen Einflussparameter möglich.
- Es ist zu klären, inwieweit sich trotz gleicher Werkstoffe und somit gleicher Wärmeausdehnungskoeffizienten weiterhin eine Interaktion zwischen ZK und ZKG über die Zylinderkopfdichtung auf die Zylinderdeformation auswirkt.
- Um die 4. Verzugsordnung besser darstellen zu können und gleichzeitig den Einfluss eines Sensorausfalls auf die Funktion des Messsystems zu verringern, ist über den Einsatz von 16 Sensoren pro Messkolben nachzudenken. Der damit nochmals deutlich steigende messtechnische und konstruktive Aufwand ist allerdings nicht zu unterschätzen.

7 Literaturverzeichnis

- [1] Neukirchner, H. Leichtmetall-Zylinderkurbelgehäuse mit Stützstrukturen.
Findeisen, B. MTZ 61, S. 862 - 870, 2000
Kromer, B.
- [2] Röhrig, K. Aluminium – der Werkstoff von morgen im Motorenbau?
Deike, R. MTZ Werkstoffe im Automobilbau, 1997
- [3] Esch, T. Einfluss der Zylindergestaltung auf die tribologischen
Eigenschaften von wassergekühlter Viertakt-
Verbrennungsmotoren.
Dissertation, RWTH Aachen, 1991
- [4] Kessen, U. Tribologische Untersuchungen an der Kolbengruppe eines
Dieselmotors bei hohen Mitteldrücken.
Dissertation, Universität Hannover, 1999
- [5] Todsen, U. Untersuchungen an dem tribologischen System Kolben –
Kolbenring – Zylinder.
Dissertation, Universität Hannover, 1985
- [6] Köhler, E. LOKASIL[®]-Zylinderlauflächen – Integrierte lokale
Ludescher, F. Verbundwerkstofflösung für Aluminium-
Niehues, J. Zylinderkurbelgehäuse.
Peppinghaus, D. KS Aluminium – Technologie AG, Neckarsulm, 1996
- [7] N.N. Niederdruckguss-Zylinderkurbelgehäuse aus Aluminium.
Optimal für Ottomotoren in V-Bauweise und hochbelastete
Dieselmotoren.
KS Aluminium – Technologie AG, Neckarsulm, 1997
- [8] N.N. Druckguss- und Squeeze-Casting-Zylinderkurbelgehäuse
aus Aluminium.
KS Aluminium – Technologie AG, Neckarsulm, 1997
- [9] Sach, A. Laufflächenbildung in Aluminium-Motorblöcken.
Feikus, F. J. MTZ Werkstoffe im Automobilbau, S.72 - 74,1999
- [10] N.N. Neues Beschichtungsverfahren für Zylinderlauflächen.
Mot, Autos Test Technik, Nr. 15, S. 52, 1998

- [11] Wolff, C. Innenbeschichtung von Aluminium-Motorblöcken mittels PVD-Technik (Teil 2).
Galvanotechnik, Band 89, Heft 8, Eugen G. Leuze Verlag, Saulgau, 1998
- [12] Lönne, K.
Ziemba, R. The Goetze cylinder distortion measurement system and the possibilities of reducing cylinder distortions.
SAE Technical Paper Series, Nr. 880142, 1988
- [13] May, R. Strukturanalyse der Zylinderbohrungsverzüge eines Vollaluminiummotors.
Dissertation, Universität Hannover, 2000
- [14] Voit, K. Design analysis of the piston system.
T&N Symposium Würzburg – Indianapolis, Paper 14, 1995
- [15] Fischer, U. Untersuchung des Verformungsverhaltens der Grundlagergasse am Kurbelgehäuse eines Mehrzylindermotors unter statischer und dynamischer Belastung.
Dissertation, Technische Hochschule Zwickau, 1997
- [16] Stecher, F. Zylinderverformung – Untersuchungen in einer Modellanlage und im laufenden Motor.
MTZ 31, S. 505 - 511, 1970
- [17] Koch, F. Untersuchungen zur Deformation von Zylinderrohren in Verbrennungsmotoren mit einem neuen Messverfahren.
Dissertation, RWTH Aachen, 1996
- [18] Müller, R. Zur Frage des Formfüllungsvermögen von Kolbenringen in von der Kreisform abweichenden Bohrungen gleicher Umfangslänge.
MTZ 31, S. 79-82, 1970
- [19] Brauch, W.
Dreyer, H.J.
Haacke, W. Mathematik für Ingenieure des Maschinenbaus und der Elektrotechnik.
Teubner Verlag, Stuttgart, 9. überarb. Auflage, 1995
- [20] Feldmann, D. Repetitorium der Ingenieur-Mathematik, Band 1.
C. Feldmann Verlag, Springe, 7. überarb. Auflage, 1990

- [21] Schneider, E. Effekt of cylinder bore out-of-roundness on piston ring
Blossfield, D. Rotation and engine oil consumption.
Lechmann, D. SAE Technical Paper Series, Nr. 930796, 1993
Hill, R.
Brevick, J.
- [22] Mitosugi, H. Study on cylinder bore deformation of dry liner in engine
Nagoshi, K. operation.
Ebina, M. JSAE Review 17, Nr. 2, 1996
Furuhama, S.
- [23] Affenzeller, J. Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren.
Gläser, H. Springer Verlag, Wien / New York, 1996
- [24] Baumgarten, D. Radialkraftverteilung von Kolbenringen.
MTZ 28, S. 112 - 115, 1967
- [25] Mierbach, A. Berechnung der Radialdruckverteilung von Kolbenringen
in verzogenen Zylinderbuchsen.
Fachschrift K 15, Hrsg. Goetze AG, Burscheid, 1980
- [26] Josef, O. Messung der dynamischen Zylinderdeformation in
gefeuerten Verbrennungsmotoren.
Dissertation, Universität Hannover, 2000
- [27] Lönne, K. Das Goetze Zylinderverzugsmesssystem und
Möglichkeiten zur Reduzierung der Zylinderverzüge.
Fachschrift D 11, Hrsg. Goetze AG, Burscheid, 1988
- [28] N.N. Kolbenringhandbuch.
Hrsg. Goetze AG, Burscheid, 2. Auflage, 1972
- [29] Ma, M.-T. Analysis of lubrication and friction for a complete piston-
Sherrington, L. ring pack with improved oil availability model.
Smith, E.H. PROCEEDINGS OF THE Institution of Mechanical
Engineers: Journal of Engineering Tribology 211, Nr. J1,
S. 1 - 28, 1997
- [30] N.N. Automatisches Innenkontur- und Verschleißmesssystem
für Zylinder.
MTZ 42, S. 138, 1981

- [31] Lönne, K. Das Goetze Zylinderverzugsmesssystem zur Reduzierung der Zylinderverzüge.
Fachschrift D 11, Hrsg. Goetze AG, Burscheid, 1988
- [32] Moser, A. Vermessungen an Zylinderbohrungen von Verbrennungskraftmaschinen.
ATZ 68, S. 277 - 279, 1966
- [33] Jöhren, P. Einrichtung zur Ermittlung von Zylinderverzügen und ihren Ursachen.
Fachschrift K 16, Hrsg. Goetze AG, Burscheid, 1973
- [34] N.N. Incometer.
Druckschrift der PAT Messtechnik GmbH, Karlsruhe
- [35] Leis, H. G. Messung des Zylinderverzugs.
VDI-Bericht Nr. 313, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1978
- [36] Hathaway, B. R.
Turley, J. H.
Yi-Ho, C. Evaluation of cylinder bore and cylinder head deformations using holographic interferometry.
SAE Technical Paper Series, Nr. 910433, 1991
- [37] Kruggel, O. Entwicklung eines Messverfahrens zur Feststellung der Zylinderverformung an Verbrennungsmotoren.
Forschungsbericht der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., Frankfurt/Main, 1969
- [38] Blanke, W. (Hrsg.) Thermophysikalische Stoffgrößen.
Axel Springer Verlag, Berlin / Heidelberg / New York, 1988
- [39] Fujimoto, H
Furuhama, S.
Goto, T. Measurement of cylinder bore deformation by means of a turning piston with a gap sensor during engine operation.
JSME International Journal, Series 2 (Fluid Engineering, Heat Transfer, Power, Combustion and Thermophysical Properties), 34, S. 391 - 396, 1991
- [40] Josef, O. Entwicklung eines Messverfahrens zur Bestimmung der Zylinderlaufbuchsenverformung während des motorischen Betriebes.
Diplomarbeit (D 922 03 E), Universität Hannover, 1992

- [41] Winkelmann, G. Messung der Zylinderbuchsendeformation eines direkteinspritzenden PKW-Dieselmotors im dynamischen Betrieb.
Diplomarbeit (D 956 01 E), Universität Hannover, 1992
- [42] Herold, H. Sensortechnik – Sensorwirkprinzipien und Sensorsysteme.
- [43] Wang, H. Measurement of the minimum oilfilm thickness between the piston ring and cylinder liner.
Fu, J. Automotive Lubrikation, 7th Int. Colloquium Technische Akademie Esslingen, Band 1, Nr. 2.10, 1990
Song, X.
- [44] Loebell, R. Messung der Kolbenquerbewegung mit kapazitiven Gebern in einem Dieselmotor.
MTZ 30, 1969
- [45] Sherrington, I. Experimental methods for measurement of oil-film thickness between the piston rings and liner of a small diesel engine.
Smith, E. H. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Band 188, S. 253 - 261, 1985
- [46] Steinbrenner, H. Messungen zur Erfassung des Kolbenringflatterns in schnelllaufenden Kolbenmaschinen.
MTZ 22, S. 261 - 265, 1961
- [47] Heimann, B. Mechatronik.
Gerth, W. Carl Hanser Verlag, Leipzig, 1998
Popp, K.
- [48] Hering Physik für Ingenieure.
Martin VDI-Verlag, Düsseldorf, 5. Auflage, 1995
Storer
- [49] N.N. Mit Titan Zukunft gestalten.
Prospekt der DTG Deutsche Titan GmbH, Altendorfer Straße 104, 45143 Essen
- [50] N.N. Motorenteile aus intermetallischer Verbindung TiAl.
Abschlussbericht, DTG Deutsche Titan GmbH, Altendorfer Straße 104, 45143 Essen, 1995

- [51] N.N. MAHLE Kolbenkunde.
Mahle GmbH, Pragstraße 26-46, 70376 Stuttgart, 1984
- [52] Beitz, W. Dubbel 18. Aufl., Taschenbuch für den Maschinenbau.
Küttner, K.-H. Springer Verlag, Berlin, 1997
- [53] Mainz, N. Konstruktion und Optimierung eines Koppelgetriebes zur
Führung von Messleitungen aus dem Kurbelgehäuse.
Diplomarbeit (D 989 02 K), Institut für Technische
Verbrennung, Universität Hannover, 1999
- [54] Peters, B. Konstruktionskonzepte für Leichtbau-Motorblöcke.
Dissertation, RWTH Aachen, 1997
- [55] N.N. BE 490 Advanced Transient Recorder Plug-In Board.
Bakker Electronics Dongen B.V., Dongen, Niederlande,
1993
- [56] Kanne, L. Der Einfluss des Schmierfilms auf die Kolbensekundär-
Holland, J. bewegung in der schnelllaufenden Verbrennungs-
kraftmaschine.
FVV-Workshop, Heft R 457, Frankfurt am Main, 1989
- [57] Künzel, K. Untersuchung der Kolbensekundärbewegung in
Essers, U. Motorquer- und Motorlängsrichtung.
Dissertation, RWTH Aachen, 1996
- [58] Kawahara, Y. et al Reduktion in lubricant oil consumption of air-cooled
gasoline engines.
Mitsubishi Heavy Industries: Technikal Review 28, Nr. 2,
S. 92 - 97, 1991
- [59] Profos, P. Handbuch der industriellen Messtechnik.
Vulkan Verlag, 4. Auflage, Essen, 1987
- [60] Matthies, T. Applikation und Erprobung eines Systems zur Messung
der Zylinderdeformation von Verbrennungsmotoren.
Diplomarbeit (D 977 09 E), Universität Hannover, 1998
- [61] Lönne, K. Veränderung der statischen Zylinderverzüge durch den
Motorbetrieb.
Fachschrift D 7, Hrsg. Goetze AG, Burscheid, 1980

- [62] Maasen, F.J. Dieselmotorenentwicklung in Aluminium.
Thomas, S. MTZ 9, S. 694 - 702, 2001
- [63] Eckert, P. Entwicklung eines Programms zur Durchführung,
Auswertung und Visualisierung von Zylinderverzugs-
messungen
Projektarbeit (S 011 01 KT), Universität Hannover, 2001
- [64] Musekamp, K. Zylinderverzugsmessung an einem gefeuerten 3-Zyl.-PD-
DI-Dieselmotor mit Aluminium-ZKG und GG-Buchsen
Diplomarbeit (D 990 02 E), Universität Hannover, 2000

Lebenslauf

Persönliche Daten:

Name: Thorsten Kuhn
Geburtsdatum: 12.04.1970
Geburtsort: Ingelheim / Rhein
Familienstand: ledig
Staatsangehörigkeit: deutsch

Schulbildung:

1976 - 1980 Grundschule (Stromberg)
1980 - 1989 Stefan George Gymnasium (Bingen / Rhein)

Zivildienst:

1989 - 1990 Malteser Hilfsdienst (Bingen / Rhein)

Studium:

1991 - 1997 Studium des Maschinenbaus, Universität Hannover

Berufspraxis:

1998 - 2001 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Technische Verbrennung, Universität Hannover