

Technische Universität München

Institut für Werkstoffe und Verarbeitung
Forschungsgruppe Prof. Schmitt-Thomas

**Werkstoffgerechte Auslegung und Festigkeitsnachweis für
Verbrennungsmotorkolben aus Mesophasenkohlenstoff**

Dipl.-Ing.Univ. Franz Bäumel

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. B.-R. Höhn

Prüfer der Dissertation: 1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Kh. G. Schmitt-Thomas, em.
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. D. Hein

Die Dissertation wurde am 17.04.2001 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 09.07.2001 angenommen.

Diese Arbeit erscheint als Buch beim Herbert Utz Verlag unter dem Titel:

Werkstoffgerechte Auslegung und Festigkeitsnachweis für
Verbrennungsmotorkolben aus Mesophasenkohlenstoff

Für meine Familie

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Lehrstuhl für Angewandte Materialwissenschaften (vormals Lehrstuhl für Werkstoffe im Maschinenbau) der Technischen Universität München.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Kh. G. Schmitt-Thomas danke ich für die stete Unterstützung der vorliegenden Arbeit. Seine Anregungen, die fachliche und persönliche Förderung und seine vorbildliche wissenschaftliche Betreuung waren Voraussetzungen für das Gelingen meiner Arbeit.

Bedanken möchte ich mich auch bei allen ehemaligen Kollegen und Mitarbeitern des Lehrstuhls für Angewandte Materialwissenschaften und des Lehrstuhls für Werkstoffe im Maschinenbau für ihre tatkräftige Unterstützung und kritische Diskussionsbereitschaft – nicht zu vergessen auch bei allen Diplomanden und Semestranden.

Mein Dank gilt ferner allen Mitarbeitern der am Projekt beteiligten Firmen.

Diese Arbeit basiert auf dem von der Bayerischen Forschungstiftung geförderten Forschungsprojekt „Entwicklung eines neuartigen Feinkornkohlenstoffes als Material für Kohlenstoffkolben zur Reduzierung von Verbrauch und Schadstoffemissionen bei Verbrennungsmotoren“.

Wenn man neben einer normalen Berufstätigkeit eine Dissertation verfasst, kommt vieles in Familien- und Privatleben zu kurz. Der größte Dank gilt deshalb meiner Familie für das geduldige Ertragen vieler Abende, Wochenenden und Urlaubstage, die ich in den letzten 2 Jahren mit dem Schreiben dieser Arbeit verbracht habe.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Grundlagen	3
2.1	Kolben von Verbrennungskraftmaschinen	3
2.1.1	Bauteilbeschreibung	3
2.1.2	Kolbenbauarten	5
2.1.3	Kolbenaußenkontur und Einbauspiel	7
2.1.4	Belastungen am Kolben	9
2.1.4.1	Gaskraft	10
2.1.4.2	Massenkraft	10
2.1.4.3	Seitenkraft	11
2.1.4.4	Temperatur	11
2.1.5	Kolbenwerkstoffe	12
2.1.5.1	Anforderungen an Kolbenwerkstoffe	12
2.1.5.2	Gebräuchliche Kolbenwerkstoffe	13
2.2	Werkstoffkundliche Grundlagen	15
2.2.1	Mesophasenkohlenstoff	15
2.2.2	Herstellung von Kolben aus Mesophasenkohlenstoff	15
2.2.2.1	Gewinnung des Ausgangsmaterials	16
2.2.2.2	Formgebung	17
2.2.2.3	Sintern	20
2.2.2.4	Nachbearbeitung	21
2.2.3	Mechanische Eigenschaften	21
2.2.3.1	Streuung der mechanischen Eigenschaften	22
2.2.3.2	Versagenshypothesen	24
2.2.3.3	Versagenswahrscheinlichkeit bei mehrachsiger Beanspruchung	26
2.2.3.4	Lebensdauer bei dynamischer Beanspruchung	27
2.3	Finite Elemente Methode (FEM)	28
2.3.1	Entwicklung und Prinzip der FEM	28
2.3.2	Genauigkeit und Risiken von FEM-Analysen	29

2.3.3	FEM bei Kolben von Verbrennungsmotoren	29
2.3.4	FEM-Analysen von keramischen Bauteilen	30
2.3.5	Berechnung von Versagenswahrscheinlichkeiten	30
3	Aufgabenstellung und Organigramm.....	32
4	Versuchsdurchführung und Simulation.....	33
4.1	Werkstoffcharakterisierung	34
4.1.1	Mikrostruktur	34
4.1.2	Vierpunkt-Biegeversuch.....	34
4.1.2.1	Versuchsanordnung	34
4.1.2.2	Weibullverteilung und Weibullparameter	35
4.1.2.3	Defektcharakterisierung	35
4.1.2.4	Elastizitätsmodul	35
4.1.3	Uniaxialer Druckversuch.....	36
4.1.4	Bruchversuche bei zweiachsigem Spannungszustand.....	38
4.1.4.1	Doppelringversuch	38
4.1.4.2	Scheibenversuch.....	39
4.1.5	Bestimmung der Reißzähigkeit K_{Ic}	40
4.2	Simulation von Kolben im Motorbetrieb	41
4.2.1	Hard- und Software.....	41
4.2.2	Abschätzung der Kolbentemperatur im Motorbetrieb	41
4.2.2.1	Ziel der Abschätzung	41
4.2.2.2	Modellierung	42
4.2.2.3	Randbedingungen.....	42
4.2.3	Parameterstudie: Strukturberechnung an 2-Takt-Otto-Kolben.....	44
4.2.3.1	Ziel der Studie	44
4.2.3.2	Modellierung	45
4.2.3.3	Randbedingungen.....	47
4.2.3.4	Geometrievarianten.....	47
4.2.4	Strukturberechnung an einem 4-Takt-Otto-Kolben	48
4.2.4.1	Ziel der Studie	48
4.2.4.2	Modellierung	49
4.2.4.3	Randbedingungen.....	50

4.2.4.4	Belastungsfälle.....	50
4.2.4.5	Vergleichsspannung.....	51
4.2.4.6	Versagenswahrscheinlichkeit.....	52
4.2.4.7	Lebensdauer bei zyklischer Belastung.....	52
4.2.5	Auslegung der Kolbenaußenkontur	54
5	Ergebnisse.....	56
5.1	Werkstoffcharakterisierung	56
5.1.1	Mikrostruktur	56
5.1.1.1	Gefüge	56
5.1.1.2	Fehlstellen in der Mikrostruktur	59
5.1.2	Elastische Kennwerte	61
5.1.2.1	Querdehnzahl	61
5.1.2.2	Elastizitätsmodul	61
5.1.3	Biegebruchfestigkeit und Weibullverteilung	61
5.1.4	Druckfestigkeit.....	64
5.1.5	Versagenshypothese und Vergleichsspannung.....	64
5.1.6	Rißzähigkeit K_{Ic}	67
5.2	Simulation von Kolben im Betriebszustand	67
5.2.1	Kolbentemperatur, thermische Verformung und Spannungen.....	67
5.2.2	Strukturberechnung an einem 2-Takt-Otto-Kolben.....	71
5.2.2.1	Charakteristische Spannungsverteilung.....	71
5.2.2.2	Geometrievarianten.....	73
5.2.3	Strukturberechnung an einem 4-Takt-Otto-Kolben.....	73
5.2.3.1	Charakteristische Spannungsverteilung.....	73
5.2.3.2	Versagenswahrscheinlichkeit.....	77
5.2.3.3	Lebensdauer	78
5.2.4	Kolbenaußenkontur	79
6	Diskussion.....	81
6.1	Werkstoffcharakterisierung	81
6.1.1	Problematik der Formgebung	81
6.1.2	Weibullverteilung und Defektcharakterisierung.....	83
6.1.3	Festigkeit und Versagenshypothese.....	84

6.1.4	Elastische Eigenschaften.....	86
6.2	Simulation	87
6.2.1	Kolbentemperatur im Motorbetrieb	87
6.2.2	Analyse der Belastungssituation und Folgerungen für die strukturelle Kolbengestaltung	89
6.2.3	Einbauspiele und Kolbenaußenkontur	92
6.2.4	Versagenswahrscheinlichkeit und Lebensdauer: Folgerungen für Werkstoffentwicklung und Kolbengestaltung	95
6.3	Vergleich des Anforderungsprofils an Kolbenwerkstoffe mit dem Eigenschaftsprofil von Mesophasenkohlenstoff	98
7	Zusammenfassung	101
8	Literatur	103
9	Objective and Summary	109
10	Anhang.....	110
10.1	Mesophasenkohlenstoff – Prüfbericht nach DIN 51110, Teil 3	110
10.2	3D – Darstellungen der untersuchten Kolben	111
10.2.1	2-Takt-Motorsägenkolben.....	111
10.2.2	4-Takt-Pkw-Kolben	111

Formelzeichen

A	Rißwachstumsparameter
a	Fehlergröße, Rißlänge
a_i	Anfangsfehlergröße
a_c	kritische Fehlergröße
a_n	Abstand
a_{OT}	Momentanbeschleunigung des Kolbens
B	Faktor
B_P	Probenbreite
c, d	dimensionslose Größen
c_P	Wärmekapazität
d_S	Scheibendicke
D_N, D_1, D_2, D_3	Kolbendurchmesser
$\Delta D_{1,2}$	Durchmesserdifferenz
ΔD_K	durchmesserbezogene Ovalität des Kolbens
ΔD_{K1}	durchmesserbezogene „einfache“ Ovalität des Kolbens
ΔD_{K2}	durchmesserbezogene „doppelte“ Ovalität des Kolbens
E	Elastizitätsmodul
f	Verteilungsdichte
F	Versagenswahrscheinlichkeit
F_{OS}	oszillierende Massenkraft
F_P	Prüfkraft
F_{Pmax}	Bruchkraft
H_P	Probenhöhe
I_F	Flächenträgheitsmoment
i, n	Zähler, Index
K	Kolbenkraft
K_I	Spannungsintensitätsfaktor
K_{Ic}	Bruchzähigkeit
l, Δl	Länge, Längenänderung
l_P	Pleueullänge
L_L, L_A	Lastrollenabstand, Auflagerrollenabstand
L_P	Probenlänge
m	Weibullparameter: Weibullmodul
m_K	Kolbenmaße
n_R	Rißwachstumsparameter
N	Zyklenzahl
p	Druck
P	Pleueulkraft
r, r_1, r_2, r_3, R	Radien
r_K	Kurbelradius
S	Seitenkraft
t	Zeit

t_d	zyklische Lebensdauer
t_s	statische Lebensdauer
$T, \Delta T$	Temperatur, Temperaturänderung
T_{Gm}	mittlere Gastemperatur
T_Z	Zyklusdauer
dT/dt	Aufheizgeschwindigkeit
dT/dt_{opt}	optimale Aufheizgeschwindigkeit
U_M	Meßspannung
U_B	Brückenspannung
V	Volumen
V_{eff}	effektives Volumen
w	Durchbiegung
x, y, z	kartesische Koordinaten, Ortsvariablen
x^*, y^*	Koordinaten
Y	Geometriefaktor
Z	Faktor
R_1, R_2, R_3, R_4	elektrische Widerstände
α	thermische Dehnung
α_m	mittlerer Wärmeübergangskoeffizient
α^*, β^*	Formkoeffizienten
γ	Faktor
ε	Bauteildehnung
ε_{ax}	Längsdehnung
ε_{az}	Umfangsdehnung
φ	Winkel
φ_K	Kurbelwinkel
λ	Wärmeleitfähigkeit
λ_P	Pleuelverhältnis
ν	Querdehnzahl
π	Kreiszahl
ρ	Dichte
ρ_r	dimensionslose Koordinate
ρ_{rel}	relative Dichte
$\sigma, \sigma_x, \sigma_y$	Spannungen
σ^*	charakteristische Spannung
σ_0	Weibullparameter: „mittlere Biegefestigkeit“
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	Hauptspannungen
σ_{4B}	Vier-Punkt-Biegefestigkeit
σ_c	Festigkeit
σ_{cd}, σ_{cz}	Druckfestigkeit, Zugfestigkeit
σ_{cl}	Inertfestigkeit
σ_P	Prüfspannung im Proof-Load-Test
σ_V	Vergleichsspannung
ψ	Pleuelschrägstellung
ω	Winkelgeschwindigkeit

Abbildungsverzeichnis

Bild 1:	Kurbeltrieb eines 4-Takt-Verbrennungsmotors.....	3
Bild 2:	Lokomotivkolben nach John Ramsbottom aus dem Jahr 1854	4
Bild 3:	Moderner Leichtmetallkolben	5
Bild 4:	Ringträgerkolben	6
Bild 5:	Gebauter Kolben.....	6
Bild 6:	Tragbereich des Kolbens	7
Bild 7:	Kolbenovalisierung.....	8
Bild 8:	Beispielhafte Laufspielkurven	8
Bild 9:	Beispielhafter Verlauf der Kräfte am Kolben über dem Kurbelwinkel.....	10
Bild 10:	Seitenkraft	11
Bild 11:	Materialkennwerte verschiedener Kolbenwerkstoffe	14
Bild 12:	Warmfestigkeiten von Mesophasenkohlenstoff und einer Al-Si-Legierung	14
Bild 13:	Phasendiagramm von Kohlenstoff	16
Bild 14:	Herstellung von Formkörpern aus Polyaromaten-Mesophase	16
Bild 15:	Struktur von Mesophasensphäroliten	17
Bild 16:	Keramische Formgebungsverfahren	18
Bild 17:	Quasiisostatisches Pressen	19
Bild 18:	Ergebnis einer Simulation des Dichteverlaufs beim quasiisostatischen Pressen....	20
Bild 19:	Einfluß der Aufheizgeschwindigkeit während des Flüssigphasensinterns auf die Mikrostruktur	21
Bild 20:	Beispielhafte Weibullverteilung einer Al ₂ O ₃ -Keramik	24
Bild 21:	Versagensdiagramm der Mohr'schen Hypothese.....	26
Bild 22:	Organigramm.....	33
Bild 23:	Vierpunkt-Biegeversuch.....	34
Bild 24:	Uniaxialer Druckversuch	36
Bild 25:	Probe für Druckversuch mit DMS-Verschaltung	37
Bild 26:	Wheatstone'sche Meßbrücke.....	37
Bild 27:	Doppelringversuch	38
Bild 28:	Scheibenversuch	38
Bild 29:	Materialkennwerte für thermische Simulation.....	42
Bild 30:	Mittlere Gastemperatur T _{Gm} und mittlerer WÜK α _m für thermische Simulation	43
Bild 31:	Wärmeübergangskoeffizienten am Zweitakt-Kolben	44
Bild 32:	Symmetriebedingungen	45
Bild 33:	Materialkennwerte für Strukturberechnung	46
Bild 34:	Geometrievarianten zur Entlastung des Nabenbereichs	48
Bild 35:	FEM-Modell des 4-Takt-Pkw-Kolbens.....	49
Bild 36:	Materialkennwerte Grauguß (GGs 25) für Strukturberechnung.....	50
Bild 37:	Ausgewählte Lastfälle mit den auftretenden Belastungskomponenten	51
Bild 38:	Verlauf der Kolbenkraft über dem Kurbelwinkel	54
Bild 39:	Untersuchte Laufspielkurven; Gestaltung der Ringpartie.....	55
Bild 40:	Mikrostruktur von Mesophasenkohlenstoff	56
Bild 41:	Probenentnahmestellen im Kolbenrohling.....	57
Bild 42:	Inhomogenität der Struktur im Kolbenrohling	58
Bild 43:	Übergroße Mesophasenpartikel in der Mikrostruktur.....	59
Bild 44:	Reine Matrixbereiche in der Mikrostruktur.....	59
Bild 45:	Blähriß in gesintertem Kolbenrohling; rechts: Ausschnittsvergrößerung	60
Bild 46:	Fremdeinschluß	60

Bild 47: Defekt infolge eines Fremdeinschlusses	60
Bild 48: Verlauf der Querdehnzahl über der Dehnung im uniaxialen Druckversuch	61
Bild 49: Elastizitätsmodul	61
Bild 50: Weibullverteilung	62
Bild 51: Bruchfläche der Biegeprobe ,I9‘; rechts Ausschnittsvergrößerung	63
Bild 52: Sekundärriß in Probe ,I9‘ im Querschliiff	63
Bild 53: Spannungs-Dehnungsverlauf im uniaxialen Druckversuch.....	64
Bild 54: 2-achsige Versagenshypothese für Mesophasenkohlenstoff.....	65
Bild 55: Bruchfestigkeiten bei äquibiaxialer Last	65
Bild 56: Bruchfestigkeiten bei überlagerter Zug-Druckbeanspruchung	66
Bild 57: Kolbentemperaturen am 4-Takt-Kolben	68
Bild 58: Verformung des Kolbens infolge thermischer Belastung	69
Bild 59: Radiale Ausdehnung des Kolbens in schematischer Darstellung	69
Bild 60: Thermische Spannungen in C- und Al-Si-Kolben	70
Bild 61: Verteilung von Temperatur und thermischen Spannungen am 2-Takt-Kolben.....	71
Bild 62: Verteilung der maximalen Hauptspannungen am oberen Totpunkt bei Vollast.....	71
Bild 63: Verteilung der maximalen Hauptspannung bei größtmöglicher Massenkraft	72
Bild 64: Spannungsmaxima in den betrachteten Geometrievarianten	73
Bild 65: Vergleichsspannung σ_V am Kolben bei einem Kurbelwinkel $\varphi_K = 0^\circ$	74
Bild 66: Kolbenverformung bei $\varphi_K = 372^\circ$ in überzeichneter Darstellung	75
Bild 67: Vergleichsspannung σ_V am Kolben bei einem Kurbelwinkel $\varphi_K = 372^\circ$	76
Bild 68: Wahrscheinlichkeit für spontanes Versagen	77
Bild 69: Parameterstudie zur Abhängigkeit von F_{372}	77
Bild 70: Parameterstudie zur Abhängigkeit von t_{s372}	78
Bild 71: Verteilung der Anlagekräfte am Kolbenhemd des C-Kolbens (Halbmodell).....	79
Bild 72: Nachgewiesene Einsparpotentiale beim Einsatz von Kohlenstoffkolben	88
Bild 73: Spannungen aus Temperatur, Gas- und Massenkraft.....	90
Bild 74: Kantentragen in der Kolbennabe.....	91
Bild 75: Klemmneigung des Kolbens bei zu breitem Tragen	94

1 Einleitung

„Der Kolben ist ein Stück Metall, unbedingt notwendig zum Betrieb eines Verbrennungsmotors, aber auch geeignet, zu verhindern, daß Ingenieure ausgebildet werden.“ /1/

So urteilte Ernst Mahle, der Gründer des Stuttgarter Kolbenherstellers MAHLE angesichts der Komplexität und Vielfalt der Belastungen, die auf den Kolben eines Verbrennungsmotors während des Betriebs wirken. Die wiederkehrende Explosion der Verbrennungsgase erhitzt ihn auf Spitzentemperaturen von oft mehr als 300°C, der sich einstellende Temperaturgradient erzeugt thermische Spannungen. Gleichzeitig verursachen Gasdruck und Massenkräfte hohe mechanische Belastungen im Bauteil. Die Funktionen, die der Kolben zu erfüllen hat, sind vielfältig. Er soll die Gaskräfte über Kolbenbolzen und Pleuelstange an die Kurbelwelle ableiten, für eine Geradführung des Triebwerks sorgen und den Brennraum zusammen mit den Kolbenringen gegen den drucklosen Kurbelraum abdichten.

Der Beschreibung von Schmitt-Thomas zufolge, waren die Schwierigkeiten erheblich, die es in der Geschichte der Kolbenentwicklung zu überwinden galt. Eine Problemlösung konnte nur über das Zusammenwirken von Konstruktion, Fertigung und nicht zuletzt Werkstoffentwicklung erfolgen /2/.

Steigende Arbeitsdrücke und –temperaturen bei schnellaufenden, modernen Verbrennungsmotoren sorgen derzeit dafür, daß die klassischen Aluminium-Kolbenlegierungen an ihre Grenzen gelangen. Die verhältnismässig geringe Warmfestigkeit stellt dabei das zentrale Problem dieser Werkstoffgruppe dar. Die Verwendung von Eisenwerkstoffen im Kolbenbau gehört bei schnellaufenden Motoren dagegen aufgrund der hohen Masse seit langem der Vergangenheit an.

Während in obigem Zitat ausschließlich von metallischen Kolben gesprochen wird, machen bei der Suche nach alternativen Kolbenwerkstoffen seit einiger Zeit isotrope Feinkornkohlenstoffe auf sich aufmerksam /3/. Diese Werkstoffe besitzen in bestimmten Ausprägungen ausreichend hohe Festigkeiten, die sie im gesamten Betriebstemperaturbereich von Verbrennungsmotoren beibehalten. Ihre Dichte liegt mit $1,8 - 1,9\text{g/cm}^3$ um 30% unter der von Aluminiumlegierungen /4/, was sich reduzierend auf die im Triebwerk auftretenden Massenkräfte auswirkt. Aufgrund ihrer graphitischen Grundstruktur weisen sie darüber hinaus hervorragende tribologische Eigenschaften auf. Die grundsätzliche funktionelle Eignung dieser Kohlenstoffe als Kolbenwerkstoffe konnte in verschiedenen Forschungsprojekten nachgewiesen werden /5/, /6/.

Derzeit sprechen jedoch auch mehrere Aspekte gegen eine weitere Verbreitung von Kolben aus Kohlenstoff. Hier sind zum einen die hohen Herstellungskosten zu nennen, die ihre Ursache in der umfangreichen mechanischen Bearbeitung der Kolben aus zylindrischen Vollkörpern haben. Sie übersteigen die Kosten für konventionelle Leichtmetallkolben um ein Vielfaches /7/. Einsparungspotentiale bieten in diesem Zusammenhang intelligente, endkunturnahe Herstellungsverfahren, die jedoch meist mit technischen Einschränkungen einhergehen und deshalb eingehend betrachtet werden müssen.

Eine weitere Problematik besteht darin, daß das Versagensverhalten von Struktur-Kohlenstoffen, wie das aller anderen keramischen Werkstoffe statistischen Gesetzmäßigkeiten genügt. Das Bauteilversagen wird durch Fehlstellen im Keramikgefüge ausgelöst, die ihre Ursache entweder im Ausgangsmaterial oder im Formgebungsverfahren der Sintergrünkörper haben. In Abhängigkeit von Art und Gestalt der Fehlstellen kann ein Bruch bei Bauteilbelastungen ausgelöst werden, die deutlich unter der Festigkeit des Werkstoffs liegen. Da gerade in Verbrennungsmotoren extreme Anforderungen an die Bauteilzuverlässigkeit gestellt werden, muß in der Werkstoffentwicklung ein hohes Zuverlässigkeitsniveau angestrebt werden. Entwicklungspotential liegt diesbezüglich vor allem in der Vermeidung bzw. Minimierung von bruchauslösenden Defekten im Werkstoffgefüge.

Keramiken unterscheiden sich in ihren spezifischen Eigenschaften deutlich von metallischen Werkstoffen. Sie reagieren empfindlich auf Zugbelastungen und sind nicht in der Lage Spannungsspitzen durch plastische Verformung abzubauen. Es muß deshalb eine konstruktive Gestaltung für Kolben aus Kohlenstoff angestrebt werden, die diese Gesichtspunkte berücksichtigt. Zur Analyse der Betriebsbelastungen am Kolben und zur Optimierung der Bauteilgeometrie in Richtung einer werkstoffgerechten Gestaltung stellen Simulationsmethoden, wie die Finite Elemente Methode (FEM), hervorragende Hilfsmittel dar.

Die Standzeiten solcher Dichtungspackungen waren gering. Als mit der Zeit Dampfdruck und Kolbengeschwindigkeit zunahmen, wurden 1797 von Edmund Cartwright erstmals Ganzmetallkolben eingesetzt /11/. Eine entscheidende Innovation gelang John Ramsbottom 1854 mit einem einteiligen, selbstspannenden Kolbenring. Dieser gestattete ein sicheres Abdichten gegen hohe Arbeitsdrücke. Zudem konnten die Kolben einteilig ausgeführt werden. Die Kolbenringe wurden in eingedrehte Nuten eingelegt, eine Konstruktion, die bis heute im Kolbenmaschinenbau Anwendung findet /12/ (vgl. Bild 2).

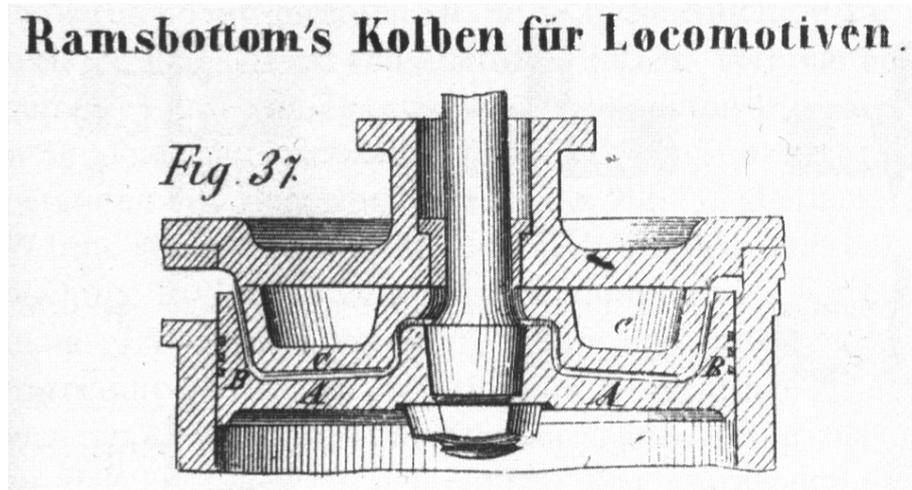


Bild 2: Lokomotivkolben nach John Ramsbottom aus dem Jahr 1854 /13/

In der zeitgenössischen Fachliteratur über Dampfmaschinen gibt es kaum Hinweise darauf, daß bei Kolben besondere Schwierigkeiten aufgetreten wären. Ungleich ungünstiger stellt sich die Situation bei Kolben in Verbrennungsmotoren dar. Anstatt mit Dampf von bestenfalls 350°C ist der Kolben dort Verbrennungsgasen von wesentlich höheren Temperaturen und deren aggressiven Verbrennungsprodukten ausgesetzt.

In den Anfängen des Gasmaschinenbaus im ausgehenden 19. Jahrhundert griff man auf den Entwicklungsstand der Dampfmaschinenkolben zurück. Es wurden vor allem einteilige Grauguß- und Stahlkolben mit eingestochenen Nuten für einteilige, selbstspannende Kolbenringe verwendet. Während die Geradföhrung des Triebwerks bei Dampfmaschinen in der Regel durch Kreuzkopfkonstruktionen gewährleistet wurde, übernahm bei den schneller laufenden Verbrennungsmotoren der Kolben diese Funktion. Er mußte dazu eine ausreichende Länge aufweisen, die mindestens seinem Durchmesser entsprach. Da die Arbeitsdrücke beim Verbrennungsmotor deutlich höher lagen, wurde zur Abdichtung des Brennraums eine größere Anzahl von Kolbenringen eingesetzt.

Steigende Drehzahlen bei Fahrzeug- und Flugzeugmotoren führten zum Zwang, die Kolbenmasse zu verringern. Man ging auf Werkstoffe geringerer Dichte über /14/, /15/. Leichtmetall-Legierungen auf Aluminium- und Magnesium-Basis zeigten schnell ihre Überlegenheit gegenüber den Stahl- und Gußeisenwerkstoffen /16/, /17/, /18/. Diese Überlegenheit ist in ihrer geringen Dichte und ihrer ausgezeichneten Wärmeleitfähigkeit begründet. Nachteilig wirken sich allerdings der annähernd doppelt so große Wärmeausdehnungskoeffizient und die niedrige Warmfestigkeit aus. Bei Magnesium-Legierungen sind ausgeprägte Verschleißempfindlichkeit und geringe Korro-

sionsbeständigkeit zu nennen /19/. Durch die Weiterentwicklung der Werkstoffe und Konstruktionen, die auf die speziellen Bedürfnisse der jeweiligen Motoren zugeschnitten waren, versuchte man, diese Nachteile auszugleichen /13/. Als derzeitiger Stand der Technik bei schnell- und mittelschnellaufenden Verbrennungsmotoren sind Leichtmetallkolben aus Aluminium-Legierungen anzusehen. Bild 3 zeigt beispielhaft einen modernen Leichtmetallkolben und bezeichnet die wichtigsten Begriffe.

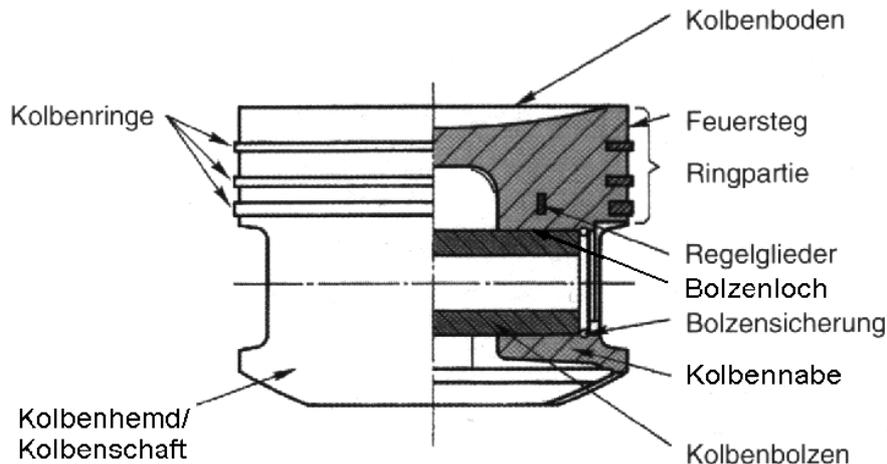


Bild 3: Moderner Leichtmetallkolben, nach /1/

Oft ist im Zusammenhang mit Kolben von Druck- und Gegendruckseite die Rede. Als Druckseite (DS) bezeichnet man die Seite des Kolbens, mit der er bei wirkendem Verbrennungsdruck durch die Schrägstellung des Pleuels an die Zylinderwand gedrückt wird. Die Gegendruckseite (GDS) liegt diametral gegenüber.

2.1.2 Kolbenbauarten

Die Anforderungen, die unterschiedliche Verbrennungsmotoren an die Kolben stellen, haben zur Entwicklung einer Vielzahl von Kolbenbauformen geführt. Maßgebend sind heute vor allem die Forderungen nach geringerem Kraftstoffverbrauch und reduzierten Abgasemissionen. Da diese Forderungen meist mit erhöhten Arbeitsdrücken und Arbeitstemperaturen einhergehen, verlangen sie nach höheren Festigkeiten, möglichst bei einer gleichzeitigen Reduzierung der Kolbenmasse. Grundsätzlich unterscheidet man folgende Kolbenbauformen:

Einmetallkolben ohne und mit Eingußteilen

Einmetallkolben aus Aluminiumlegierungen ohne Eingußteile kommen vor allem in niedriger belasteten Ottomotoren zum Einsatz. Werden sie mit Graugußmotorblöcken oder -buchsen verwendet, sind wegen der unterschiedlichen Ausdehnungskoeffizienten größere Einbauspiele für den Kolben erforderlich. Diese können sich negativ auf Geräuschentwicklung und Abgasemissionen auswirken. In Verbindung mit Aluminiumzylindern tritt diese Problematik nicht im gleichen Maß auf. Da Aluminium auf Aluminium jedoch kein gutes Gleitverhalten gewährleistet, muß einer der beiden Reibpartner mit einer Oberflächenbeschichtung versehen werden /1/.

Die Herstellung von Einmetallkolben kann über Gieß- oder Schmiedeverfahren erfolgen. Aufgrund der Gestaltung des einteiligen Preßstempels sind die Formgebungsmöglichkeiten der Innenkontur beim Schmiedeverfahren eingeschränkt. Es können

jedoch höhere Festigkeiten erreicht werden. Um den Ausdehnungsunterschieden zwischen Kolben und Zylinder entgegenzuwirken, wurden Kolben mit Regelgliedern entwickelt. Diese im Schaftbereich eingegossenen Stahlstreifen verhindern eine ungleichmäßige Ausdehnung des Kolbens und ermöglichen kleinere Einbauspiele mit den bereits erwähnten Vorteilen für alle Betriebszustände. Beispiele für derartige Kolben sind die sogenannten Autothermik- und Autothermatikkolben der Fa. Mahle /1/, bei denen durch die intelligente Anordnung von Regelgliedern eine sehr gleichmäßige Ausdehnung erzielt werden kann.

Ringträgerkolben

Kolben in modernen Dieselmotoren sind sehr hohen Arbeitsdrücken und Temperaturen ausgesetzt. Die Beanspruchung der Kolben und hier insbesondere der ersten Ringnut ist deutlich höher, als bei Kolben von Ottomotoren. Aus diesem Grund werden im Bereich der ersten und bisweilen auch der zweiten Ringnut Verstärkungen aus Stahl oder Gußeisen verwendet. Als zusätzliche Maßnahme werden mit Salzkernen hergestellte, ringförmige Kühlkanäle eingesetzt (vgl. Bild 4). Diese werden im Betrieb von Öl durchflossen und vermindern die Temperaturen in Höhe der ersten Ringnut.

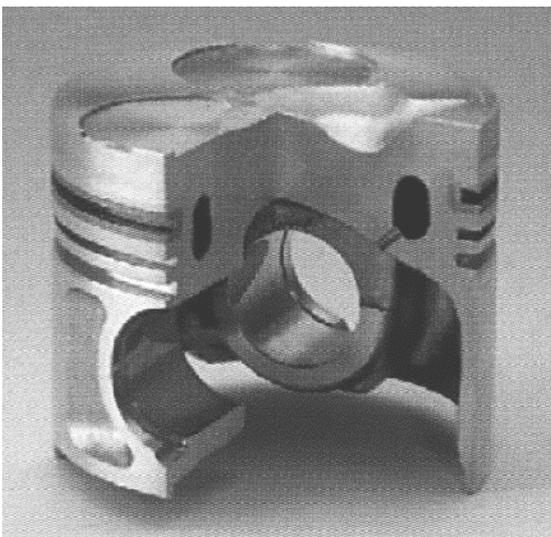


Bild 4: Ringträgerkolben /1/

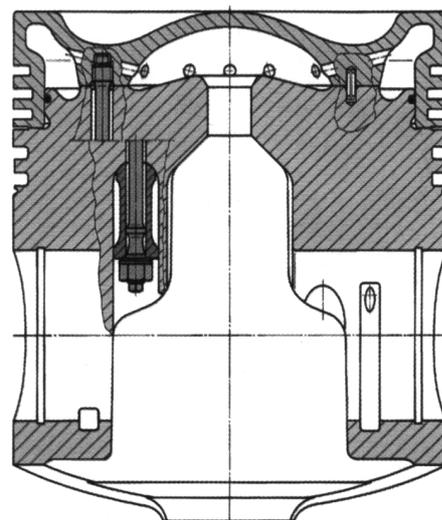


Bild 5: Gebauter Kolben /1/

Gebaute Kolben

Gebaute Kolben werden vor allem in Lokomotiv-, Stationär- und Schiffsdieselmotoren eingesetzt. Leichtmetallkolben stoßen hier bei thermisch hochbelasteten oder mit Schweröl betriebenen mittelschnellaufenden Motoren an ihre Einsatzgrenze /1/. Beim gebauten Kolben bildet der Kolbenboden mit dem Ringbereich den einen, der Kolbenschaft mit den Kolbennaben den anderen Teil des Kolbens. Die Teile sind durch geeignete Verbindungselemente miteinander verbunden. Durch diese Konstruktion lassen sich die Vorteile verschiedener Werkstoffe in einem Kolben vereinen. Ausführung und Konstruktion der Kolbenbestandteile richten sich nach dem jeweiligen Einsatzbereich des Kolbens. Bei der Forderung nach leichten Kolben mit steifem Schaft finden Oberteile aus Stahl in Verbindung mit dickwandigem Aluminiumunterteil Verwendung. Stehen geringe Einbauspiele im Vordergrund, wird das Unterteil in

dünnwandigem Sphäroguß ausgeführt. Für Kolben, von denen aufgrund hoher Zünddrücke von über 200 bar geringe Verformungen, hohe strukturelle Festigkeit und kleine Kaltspiele verlangt werden, kommen bohrungsgekühlte Stahlböden als Oberteil und dickwandige Spärogußunterteile zum Einsatz /1/. Bild 5 zeigt einen gebauten Kolben mit Stahlboden, Aluminiumunterteil und Verschraubungselementen.

2.1.3 Kolbenaußenkontur und Einbauspiel

Ein wichtiger Gesichtspunkt bei der Gestaltung von Kolben ist die Ausführung der Kolbenaußenkontur. Während des Motorbetriebs erfährt der Kolben Verformungen sowohl durch mechanische Belastungen, als auch durch unregelmäßige thermische Ausdehnung. Um diese Deformationen auszugleichen und so zu gewährleisten, daß der Kolben während seiner Bewegung im Zylinder ideal an der Zylinderwand anliegt (vgl. Bild 6), ist es erforderlich, die Außenkontur des Kolbens entsprechend zu formen. Das Laufspiel des Kolbens ist als Rückfall der Kolbenkontur relativ zum größten Durchmesser definiert. Dieser größte Durchmesser D_1 tritt am Schaft zwischen Bolzenachse und Schaftende auf (vgl. Bild 8). An dieser Stelle ist das Einbauspiel definiert, also die Durchmesserdiffferenz zur Zylinderbohrung. Das örtliche Gesamtspiel des Kolbens setzt sich aus dem Einbauspiel und dem Laufspiel zusammen /20/.

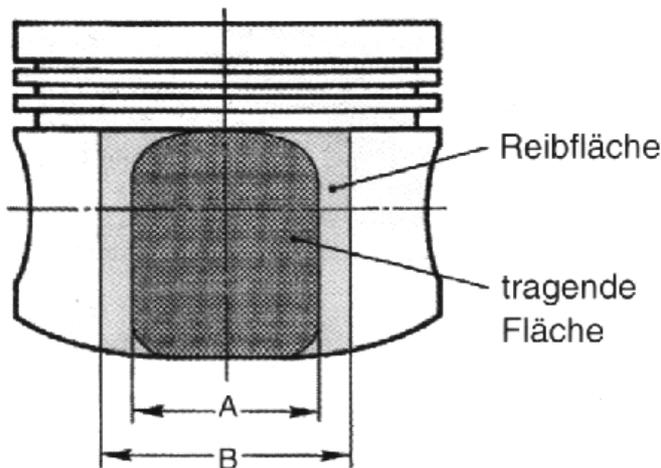


Bild 6: Tragbereich des Kolbens /1/

Die Außengestaltung des Kolbens spiegelt sich während des Betriebs im sogenannten Tragbild wider. Bild 6 zeigt, mit welchem Bereich des Kolbenschafts der Kolben idealerweise tragend an der Zylinderwand anliegen sollte.

Im Bereich des Kolbenschafts ist die Außenkontur charakterisiert durch die Schaftovalität und die sogenannte Laufspielkurve in Druck- und Gegendruckrichtung /20/. Die Schaftovalität soll die Verformung des Schaftes unter

Seitenkraftbelastung ausgleichen. Auch unerwünschten thermischen Ausdehnungseffekten kann so entgegengewirkt werden. Die Ovalität wird in der Regel über \sin^2 -Funktionen definiert. Aufgrund der jeweiligen Verformung des Kolbenschafts kann es erforderlich sein, der Grundovalität eine sogenannte doppelt positive oder negative Ovalität zu überlagern (vgl. Bild 7). Die mathematische Definition der Kolbenovalität lautet:

$$\Delta D_K = \Delta D_{K1} \sin^2 \varphi \pm \Delta D_{K2} \sin^2 2\varphi \quad /20/ \quad (\text{Gl. 1})$$

ΔD_K ist die lokale Differenz der ovalisierten Kontur zum Kreisbogen in radialer Richtung, ΔD_{K1} die Differenz der einfach ovalisierten Kontur zum Kreisbogen in Richtung der Bolzenachse, ΔD_{K2} die Differenz der doppelten ovalisierten zur einfach ovalisierten Kontur unter einem Winkel $\varphi = 45^\circ$ zur DS-/GDS-Achse.

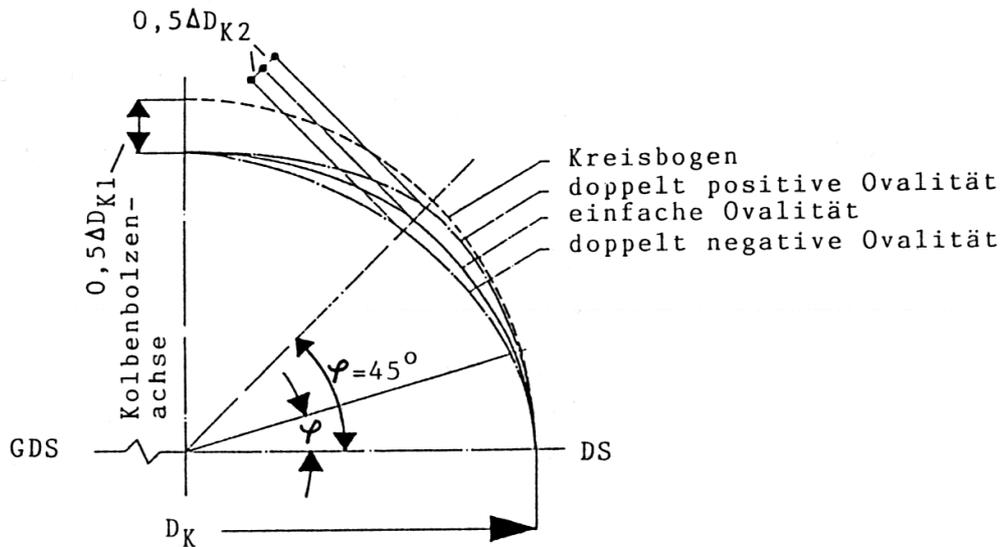


Bild 7: Kolbenovalisierung /20/

Eine häufige Optimierungsaufgabe bezüglich der Schaftovalität besteht darin, ein zu breites Tragen zurückzunehmen und im mittleren Bereich etwas stärkeres Tragen einzustellen /20/. Bei Pkw-Kolben beträgt die Kolbenschaftovalität einige 1/10mm und betragen überlagerte doppelte Ovalitäten einige 1/100mm.

Die Ausführung von Laufspielkurven an Al-Si-Kolben für verschiedene Zylinderkurbelgehäuse (ZKG) zeigt Bild 8. Links in der Abbildung ist der Kolben mit den Ringnuten zu erkennen, rechts daneben in stark überzeichneter Darstellung zwei verschiedene Kolbenkonturen. Durch die Festlegung der Laufspielkurve kann beeinflusst werden, in welchem vertikalen Bereich des Pleuellagers der Kolben an der Zylinderwand anliegt. Die Ausbildung der Laufspielkurve wird oft als Balligkeit des Pleuellagers bezeichnet. Praktisch erfolgt die Definition der Balligkeit in der Regel durch die freie Spline-Interpolation von Stützstellen.

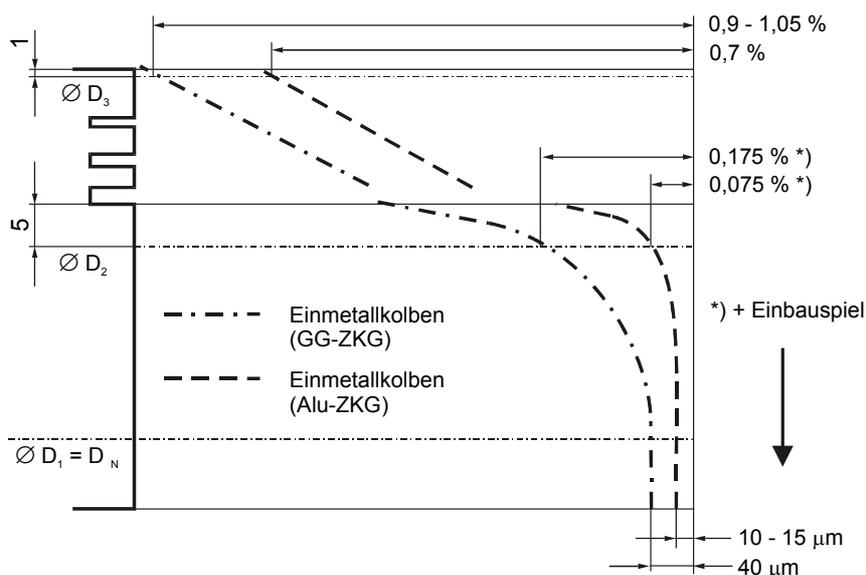


Bild 8: Beispielfhafte Laufspielkurven (Ottomotor; Anhaltswerte für das Laufspiel in % des Pleuellagerdurchmessers D_N); Einzug der Laufspielkurven am Pleuellagerende nicht dargestellt, nach /20/

Im Bereich der Kolbenringe spricht man in der Regel vom Feuersteg- und Ringstegspiel. Die Kontur ist hier meist durch eine konische Gestaltung gekennzeichnet. Eine Ovalisierung der Ringpartie wird in der Regel nicht oder nur in geringem Maß vorgenommen. Ziel der Gestaltung der Ringpartie ist es, zum einen zu verhindern, daß der Ringbereich an der Zylinderwand zum Anliegen kommt. Zum anderen sollte das Laufspiel dort so klein wie möglich gewählt werden, um die Ausbildung von Toträumen zu minimieren, in denen keine Verbrennung des Kraftstoff-Luft-Gemischs stattfindet. Dies würde zu einem unerwünscht hohen Ausstoß von unverbrannten Kohlenwasserstoffen (HC-Emissionen) im Abgas führen.

Das Einbauspiel des Kolbens richtet sich vor allem nach dem thermischen Ausdehnungsverhalten von Kolben und Zylinderlauffläche und ist somit stark von der Werkstoffwahl der beiden Konstruktionselemente abhängig. Geht man von einer Al-Si-Legierung als Kolbenwerkstoff aus, kann das Einbauspiel bei einer werkstoffgleichen Lauffläche gering gestaltet werden. Kommt Grauguß (GG) als Laufflächenwerkstoff zum Einsatz, muß das Einbauspiel größer gestaltet werden, um dem Al-Si-Kolben Raum zur Ausdehnung zu geben (vgl. Bild 8). Vor allem aufgrund akustischer Überlegungen ist ein möglichst geringes Einbauspiel anzustreben. Es muß jedoch ausreichend groß gewählt werden, um bei jedem Betriebszustand des Kolbens Freßsicherheit zu gewährleisten. Weitere bei der Gestaltung des Laufspiels zu beachtende Gesichtspunkte werden z.B. bei /21/ und /22/ erörtert.

Die Vorausberechnung einer optimalen Einbaugestaltung des Kolbens hat sich trotz der Anwendung von Rechner-Simulationsmethoden bisher als schwierig erwiesen. Entscheidend für die Formgebung sind die Ausbildung eines hydrodynamischen Schmierfilms zwischen Kolben und Zylinderwand und die Verformung von Kolben und Zylinderlauffläche. Diese Konstellation und die Wechselwirkungen zwischen diesen Einflußfaktoren erschweren eine Voraussage. Es kommt hinzu, daß jede rechnerische Lösung nur eine Momentaufnahme des Kolbens an einer einzigen Kurbelwellenstellung sein kann. Für eine optimale Lösung sollte jedoch der gesamte Arbeitszyklus betrachtet werden. Die Laufspielauslegung basiert deshalb häufig auf Erfahrungswerten. Simulationsmethoden können an dieser Stelle Anfangswerte für die Gestaltung der Außenkontur liefern, zumal in letzter Zeit Anstrengungen unternommen werden, auch die Ausbildung des hydrodynamischen Schmierfilms in die Simulation mit einzubeziehen. Auf eine Feinabstimmung anhand von Motorversuchen (Tragbild nach Markierungstest, allgemeiner Befund nach Freßtest, Geräuschtest und Dauerläufe) kann jedoch nicht verzichtet werden /20/.

2.1.4 Belastungen am Kolben

Der Kolben im Verbrennungsmotor ist ausgesprochen komplexen mechanischen und thermischen Betriebsbedingungen ausgesetzt. Seine Hauptaufgabe besteht darin, die im Brennraum wirkenden Kräfte über das Pleuel auf die Kurbelwelle weiterzuleiten. Zusätzlich muß er, im Zusammenspiel mit den Kolbenringen, den Brennraum gegen das Zylinderkurbelgehäuse abdichten und den während der Verbrennung auf ihn übergehenden Wärmestrom auf das Kühlmittel ableiten. Während bei langsam laufenden Motoren oft eine sogenannte Kreuzkopfkonstruktion eingesetzt wird, die die Geradführung von Kolben und Kolbenstange übernimmt, wird bei schnell- und mittelschnellaufenden Motoren darauf verzichtet, um Bauhöhe und Gewicht zu spa-

ren. Der Kolben muß bei diesen Motoren auch noch die erforderliche Geradführung des Triebwerks gewährleisten. Für die strukturelle Auslegung eines Kolbens sind vor allem die vier im folgenden beschriebenen Belastungen von Bedeutung.

2.1.4.1 Gaskraft

Die auf den Kolben wirkende Gaskraft ergibt sich aus dem zeitlichen Verlauf des Drucks im Brennraum und der Fläche des Kolbenbodens. Der auftretende Höchst- druck hängt im wesentlichen vom Verbrennungsverfahren, dem Kraftstoff und dem angewendeten Verdichtungsverhältnis ab [1]. In modernen, aufgeladenen Dieselmotoren werden heute Arbeitsdrücke von deutlich über 150bar erreicht, bei unaufgeladenen Ottomotoren liegen die Arbeitsdrücke zwischen 70 und 90bar. Der Spitzendruck tritt nur in einem Kurbelwinkelbereich von wenigen Grad auf (vgl. Bild 9).

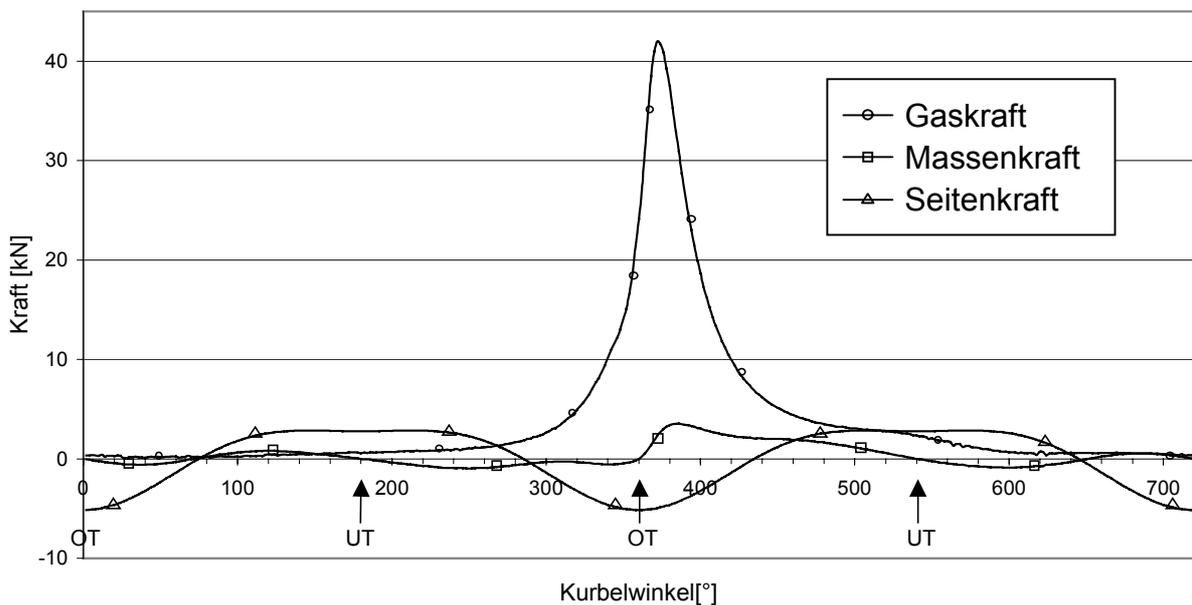


Bild 9: Beispielhafter Verlauf der Kräfte am Kolben über dem Kurbelwinkel (4-Takt-Otto-Motor)

2.1.4.2 Massenkraft

Die oszillierende Massenkraft F_{os} entsteht durch die Auf- und Ab-Bewegung des Kolbens im Betrieb. Sie ist in ihrer Größe von der momentanen Geschwindigkeit und der Masse des Kolbens bestimmt und kann aus (Gl. 2) berechnet werden.

$$F_{os} = m_K r_K \omega^2 (\cos \varphi_K + \lambda_p \cos 2\varphi_K) \quad /9/ \quad (Gl. 2)$$

m_K steht für die Kolbenmasse, $\lambda_p = r_K/l_P$ wird als Pleuelverhältnis bezeichnet und errechnet sich aus dem Quotienten des Kurbelradius r_K zur Pleuellänge l_P . ω beschreibt die Winkelgeschwindigkeit des Kurbeltriebs und läßt sich aus der Drehzahl berechnen. Während des Wirkens der maximalen Gaskraft ist die Massenkraft dieser entgegengerichtet und entlastet so das Triebwerk (vgl. Bild 9).

2.1.4.3 Seitenkraft

Da Gas- und Massenkraft entlang der Bewegungsrichtung des Kolbens wirken, lassen sie sich zur Kolbenkraft K überlagern. Durch das Wirken dieser Kolbenkraft und die Schrägstellung des Pleuels entsteht eine Seitenkraft S , die den Kolben an die Zylinderwand drückt (vgl. Bild 9 und Bild 10). Die Seitenkraft hat Einfluß auf das Tragverhalten und damit die Gestaltung des Kolbens. Der Pleuelschaft muß ausreichend steif ausgeführt werden, um eine zu starke Verformung des Schafts durch die Seitenkraft zu verhindern. Eine solche Verformung würde sich negativ auf das Tragverhalten des Kolbens auswirken.

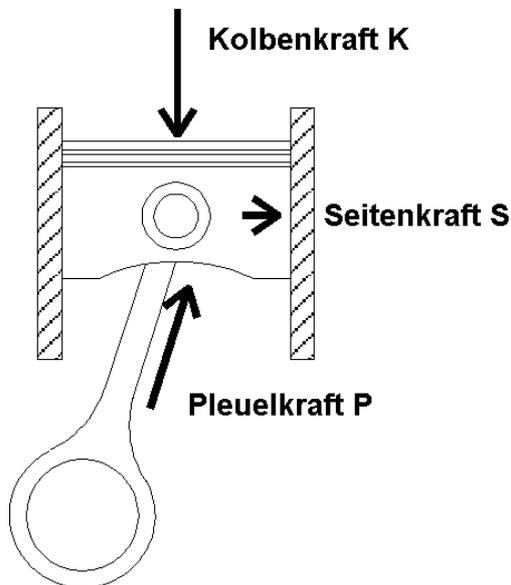


Bild 10: Seitenkraft

Die Seitenkraft hat Einfluß auf das Tragverhalten und damit die Gestaltung des Kolbens. Der Pleuelschaft muß ausreichend steif ausgeführt werden, um eine zu starke Verformung des Schafts durch die Seitenkraft zu verhindern. Eine solche Verformung würde sich negativ auf das Tragverhalten des Kolbens auswirken.

2.1.4.4 Temperatur

Überlagert werden die beschriebenen mechanischen Belastungen durch Temperaturspannungen, die durch die hohen Temperaturunterschiede im Pleuel hervorgerufen werden. Während der Verbrennung treten im Pleuelraum Spitzentemperaturen zwischen 1800 und 2600°C auf. Die Höhe

der Spitzentemperatur hängt von verschiedenen Einflußfaktoren, wie Kraftstoffart, Verbrennungsverfahren und Ladungswechselart ab. Die entstehende Wärme wird während des Arbeitsspiels an die den Pleuelraum eingrenzenden Flächen abgegeben. Die Restwärme entweicht mit dem immer noch 500 bis 800°C heißen Abgas.

Zwischen den Pleuelgasen und den Pleuelraumbegrenzungen herrschen erhebliche örtliche Temperaturdifferenzen. Der Wärmeübergang vom Pleuelgas auf die Wandoberflächen erfolgt demzufolge überwiegend durch erzwungene Konvektion. Der Anteil an Wärmestrahlung ist gering. Durch die Arbeitsweise des Motors kommt es zu starken periodischen Temperaturschwankungen im Pleuelraum, die wiederum thermische Schwankungen in der obersten Schicht des Pleuelbodens verursachen. Die Schwingbreite dieser Schwankungen liegt an der Oberfläche des Pleuelbodens in der Größenordnung von wenigen °C. In das Bauteil hinein klingen sie einer Exponentialfunktion folgend innerhalb weniger Millimeter ab /1/.

40 bis 70% des in den Pleuelboden einfallenden Wärmestroms werden über die Pleuelringe an die Zylinderwand und von dort auf das Pleuelmittel abgeleitet. Ein kleiner Teil der Wärme wird während des Ladungswechsels an das Pleuelgas weitergegeben. Das Pleuel- bzw. Pleuelöl, das mit der Innenseite des Pleuelbodens in Kontakt kommt, übernimmt den Abtransport der restlichen Wärme /1/.

Im Pleuel stellt sich eine dreidimensionale Temperaturverteilung ein, die sich mit Hilfe von Finite Elemente Methoden abschätzen läßt. Die Kenntnis dieser Temperaturverteilung ist erforderlich, um Aussagen über die dadurch verursachten thermischen Spannungen treffen zu können.

2.1.5 Kolbenwerkstoffe

2.1.5.1 Anforderungen an Kolbenwerkstoffe

In neuerer Zeit führt das Streben nach leistungsfähigeren und gleichzeitig sparsameren Triebwerken vor allem im Bereich von abgas aufgeladenen **Dieselmotoren** zu Spitzendrücken von 140 bis 180 bar. Gleichzeitig steigen die Brennraumtemperaturen auf ein Niveau, das Leichtmetallwerkstoffe vor allem bezüglich der Warmfestigkeit an ihre Grenzen stossen läßt. Als Abhilfe wurden komplizierte Kühlungen und Stahlverstärkungen des Kolbens in hochbelasteten Bereichen eingeführt (vgl. Kap. 2.1.2). Im Bereich der Brennraummulde von direkteinspritzenden Dieselmotoren kommen Verbundwerkstofflösungen, wie örtliches Eingießen von keramischen Kurzfasern zum Einsatz /1/. Derartige Lösungen gehen naturgemäß zu Lasten des Bauaufwandes und somit der Kosten. Verstärkungen mit Eisenwerkstoffen im Ringnutbereich erhöhen die Kolbenmasse erheblich.

Auch bei **Ottomotoren** ist eine geringe Kolbenmasse zur Reduzierung der oszillierenden Massenkräfte wünschenswert, da hier in der Regel höhere Drehzahlen als beim Dieselmotor auftreten und sich die Massenkraft im Verhältnis des Quadrats der Drehzahl verändert. Außerdem stiegen auch hier, vor allem bei aufgeladenen Aggregaten und direkteinspritzenden Systemen, Arbeitsdrücke und Kolbentemperaturen im Lauf der letzten Jahre stark an /23/, /24/, /25/.

Hohe Bauteiltemperaturen sind nicht nur bezüglich der Warmfestigkeit der beteiligten Komponenten als kritisch anzusehen, sie reduzieren auch die Lebensdauer der im Motor verwendeten Schmierstoffe erheblich. Um die Bauteiltemperaturen in einem ertragbaren Bereich zu halten, ist demnach eine gute Wärmeleitfähigkeit aller Komponenten vom Kolben über die Kolbenringe bis zum Zylinderkurbelgehäuse erforderlich, damit die während der Verbrennung entstehende Wärmemenge an das Kühlmedium abgeführt werden kann.

Die hohen Arbeitsdrücke induzieren hohe mechanische Belastungen in den als kraftübertragendes Bauteil wirkenden Kolben. Neben der reinen Werkstofffestigkeit vor allem bei hohen Betriebstemperaturen spielen Zuverlässigkeit und Ausfallsicherheit des Werkstoffs eine große Rolle für die technische Anwendung. Aufgrund der speziellen Arbeitsweise von Hubkolbenmotoren oszillieren die mechanischen Lasten mit einer hohen Frequenz und stellen so hohe Anforderungen an die Ermüdungsfestigkeit des Kolbenwerkstoffs. Gerade angesichts des hohen Stückvolumens und der fatalen Auswirkung von Kolbenschäden für den Motor kommt diesen Faktoren eine erhebliche Bedeutung zu. Wechselnde Betriebszustände und damit verbundene Temperaturgradienten im Bauteil fordern den verwendeten Werkstoffen eine gute Thermoschockbeständigkeit ab.

Bezüglich der thermischen Ausdehnung ist es nicht einfach, eine Idealvorstellung für Kolbenwerkstoffe zu formulieren. Grundsätzlich besteht die Anforderung darin, die Spaltmaße zwischen Kolben und Zylinderlauffläche bei allen Betriebstemperaturen möglichst gering zu halten, gleichzeitig aber die Freßsicherheit des Kolbens zu gewährleisten. Die Notwendigkeit geringer Kolbenspiele entsteht vor allem aus Gesichtspunkten geringer Schadstoffemissionen und akustischer Optimierung heraus (vgl. Kap. 2.1.3). Die heute üblichen Laufflächen bestehen entweder aus Grauguß

oder aus siliziumhaltigen Aluminiumlegierungen. Der Kolben sollte der thermischen Dehnung der Lauffbuchse bei steigenden Temperaturen stets folgen, um geringe Laufspiele einhalten zu können. Unterschiede im Ausdehnungsverhalten kommen durch unterschiedliche thermische Ausdehnungskoeffizienten und variierende Bauteiltemperaturen zustande. Sie können durch eine Variation der Einbauspiele zwar kompensiert werden, jedoch nicht ohne damit ungünstigere Verhältnisse in bestimmten Betriebszuständen zu erzeugen. Dieser Effekt tritt um so mehr auf, als Ausdehnungskoeffizienten und Temperaturen von Kolben und Laufffläche differieren.

Neben den beschriebenen mechanischen, thermischen und thermomechanischen Eigenschaften sind gute tribologische Eigenschaften im Zusammenwirken mit der Laufffläche erforderlich. Der mit der motorischen Verbrennung direkt in Verbindung stehende Kolbenboden muß gegen Oxidation und chemische Angriffe beständig sein. Letztlich entsteht aus dem hohen erforderlichen Verfügbarkeitsvolumen von Motorkolben die Forderung nach einer möglichst kostengünstigen Herstellung.

2.1.5.2 Gebräuchliche Kolbenwerkstoffe

Während bei schnellaufenden Verbrennungsmotoren vorwiegend Leichtmetalle als Kolbenwerkstoffe Einzug gefunden haben, kommen bei großen, langsamlaufenden Motoren, bei denen die Massenkraft von untergeordneter Bedeutung ist, nach wie vor Eisenwerkstoffe zum Einsatz. Bei einteiligen Kolben findet vorwiegend sphärolitisches Gußeisen mit perlitischer Grundmasse Anwendung /1/. Aufgrund der schlechten Wärmeleitfähigkeit des Werkstoffs benötigen derartige Kolben eine gezielte Kühlung. Bei gebauten Kolben (vgl. Kap. 2.1.2) bestehen die Böden meist aus gepreßten, warmfesten Stählen, z.B. geglühtem Baustahl 40Mn4, dem vergüteten Stahl 42CrMo4V oder dem Ventilstahl X45CrSi9. Die Unterteile werden heute meist aus sphärolitischem Gußeisen hergestellt /1/.

Für schnellaufende Motoren werden überwiegend Aluminium-Silizium-Legierungen verwendet. Als Standard-Legierung wird nach wie vor eine 1926 eingeführte eutektische Legierung mit einem Si-Gehalt von 11-13% verwendet. Sie enthält außer Aluminium und Silizium, je etwa 1% Kupfer, Nickel und Magnesium. Zur Verringerung von Verschleiß und Wärmeausdehnung kommen übereutektische Al-Si-Legierungen mit 18-24% Si zum Einsatz. Die Erhöhung des Si-Anteils geht allerdings zu Lasten der Festigkeit /1/.

Alternativ zu den Al-Si-Werkstoffen gibt es Bestrebungen, Verbundwerkstofflösungen wie kohlefaserverstärktes Magnesium oder kohlefaserverstärkten Kohlenstoff zur Serienreife zu entwickeln /26/. Der bedeutendste Vorteil dieser Werkstoffe ist die sehr geringe Dichte von ca. $1,7 - 1,9\text{g/dm}^3$ gegenüber $2,7\text{g/dm}^3$ bei Al-Si-Legierungen. Dieser Gewichtsvorteil gegenüber den Aluminium-Legierungen reduziert die auftretenden, oszillierenden Massenkräfte und damit die mechanische Belastung des Kolbens. In letzter Zeit haben sich auch unverstärkte, isotrope Kohlenstoffwerkstoffe für diesen Einsatzzweck hervorgetan /5/, /6/, /7/. Bild 11 stellt in einer Tabelle die Werkstoffkennwerte eines derartigen Kohlenstoffs denen einer Standard-Al-Si-Kolbenlegierung und eines Mg-C-Verbundwerkstoffs gegenüber.

Bezeichnung	Kohlenstoff	AlSi (12% Si) (Kokillenguß)	AlSi (12% Si) (gepreßt)	Mg-C-Verbund- werkstoff
Zug-/Biegefestigkeit [N/mm ²]				
20°C	100 - 120	200 – 250	300 – 370	225-260
150°C		180 – 230	250 – 300	
250°C		100 – 150	110 – 170	~ 120
350°C	140 - 160	40 – 65	40 – 70	
Bruchdehnung [%], 20°C	0,8 – 0,9	0,1 - 1	1 - 3	~ 0,5
Elastizitätsmodul [GPa], 20°C	12 - 15	80 - 120	110 – 140	
Querdehnzahl, 20°C	1 - 2	0,33	0,33	
Wärmeleitzahl [W/mK], 20°C	30 - 40	155	158	140
mittlere, lineare Wärmeausdehnungszahl [$\times 10^{-6} \text{K}^{-1}$], 20-200°C	4 - 6	21,0	21,4	
Dichte [g/cm ³]	1,8 – 1,9	2,7	2,7	1,9

Bild 11: Materialkennwerte verschiedener Kolbenwerkstoffe /1/, /4/, /5/, /26/, /27/, /28/

Die im Kolbenbau verwendeten Al-Si-Legierungen zeigen schon ab Temperaturen von 150°C einen deutlichen Abfall der Zug-/Biegefestigkeit, bei etwa 250°C erreichen die Festigkeitswerte gerade noch die Hälfte der Werte bei Raumtemperatur (vgl. Bild 12). Sehr ähnlich verhält sich der faserverstärkte Magnesiumwerkstoff. In deutlichem Gegensatz stehen die unter Laborbedingungen ermittelten Warmfestigkeiten bei Kohlenstoffen /3/. Deren Zug-/Biegefestigkeit liegt bei Raumtemperatur deutlich niedriger, als die der metallischen Werkstoffe. Bei steigender Temperatur nimmt sie leicht zu und erreicht bei einem Wert von 200°C das gleiche Niveau. Bei noch höheren Temperaturen liegt der Kohlenstoff aufgrund des rapiden Festigkeitsverlust der Metalle deutlich im Vorteil.

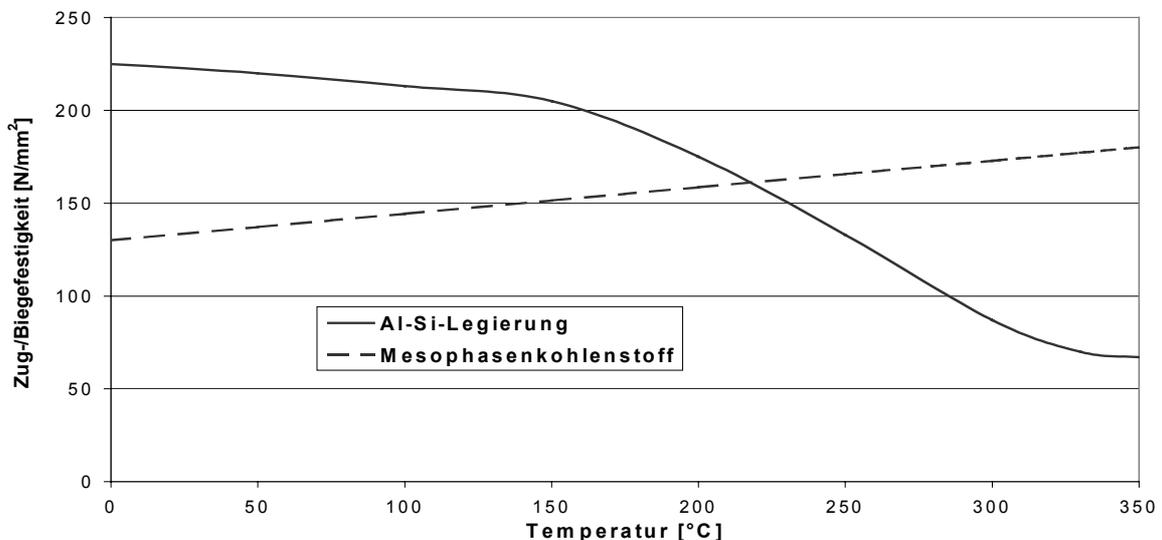


Bild 12: Warmfestigkeiten von Mesophasenkohlenstoff und einer Al-Si-Legierung, nach /3/

2.2 Werkstoffkundliche Grundlagen

2.2.1 Mesophasenkohlenstoff

Ein möglicher Vertreter der Gruppe von Kohlenstoffen, die für den Einsatz als Kolbenwerkstoff in Frage kommen, ist die sogenannte Polyaromaten-Mesophase. Diese gewinnt zunehmend an Bedeutung als Konstruktionswerkstoff. Es handelt sich dabei um einen nematischen, diskotischen Flüssigkristall, der aus Polyaromaten besteht /29/. Der Begriff Polyaromaten-Mesophase faßt Produkte mit verschiedenen Eigenschaften aufgrund unterschiedlicher mittlerer Molmassen, Molmassenverteilungen und Molekülstrukturen zusammen. Mesophasenkohlenstoff gibt es je nach Herstellungsverfahren in zwei technisch relevanten Ausprägungen: Es gibt Produkte mit Erweichungs- bzw. Glasübergangstemperaturen in der Größenordnung von 200°C, die sich vorzugsweise als Ausgangsmaterial für Kohlenstofffasern eignen. Andererseits gibt es Polyaromaten-Mesophasen, die Erweichungs- bzw. Glasübergangstemperaturen im Bereich zwischen 250 und 400°C besitzen. Sie weisen in Pulverform chemische Sintereigenschaften auf /29/.

Letztere Mesophasensorte hat sich als aussichtsreicher Werkstoff zur Herstellung von Verbrennungsmotorkolben herausgestellt. Er bildet die Basis für die in der vorliegenden Arbeit betrachteten Kohlenstoffkolben. Die Weiterentwicklung dieses Materials als Strukturwerkstoff wurde in den letzten Jahren von verschiedenen Unternehmen und Institutionen vorangetrieben /29/, /30/, /31/. Über die Verwendung als Kolbenwerkstoff hinaus finden Polyaromaten-Mesophasen unter anderem Anwendung als Elektrodenwerkstoff in der Stahlgewinnung /32/. Sie können zur Herstellung von Kohlenstoff-Fasern mit außergewöhnlich hohem Elastizitätsmodul /33/, /34/, /35/ und als Matrixprecursor zur Herstellung von verschiedenen Verbundwerkstoffen mit Kohlenstoffmatrix, wie z.B. kohlenstoffaserverstärkten Kohlenstoffen (CFC) verwendet werden /36/, /37/, /38/, /39/.

2.2.2 Herstellung von Kolben aus Mesophasenkohlenstoff

Bei der Herstellung von Strukturwerkstoffen aus Kohlenstoff sind Herstellungsverfahren wie Schmelzen und Sintern im klassischen Sinn aufgrund der dafür erforderlichen hohen Temperaturen und Drücke nicht anwendbar, wie das Phasendiagramm von Kohlenstoff zeigt (vgl. Bild 13). Man greift aus diesem Grund auf keramische Fertigungsmethoden zurück. Körnige Primärkohlenstoffe wie Petrol- und Pechkokse, Ruße, Natur- oder Kunstgraphit werden mit einem thermoplastischen Bindemittel vermischt. Als Bindemittel werden üblicherweise Steinkohle- oder Petrolpech eingesetzt. Die Masse wird kalt verpreßt und bei Temperaturen von ca. 1000°C carbonisiert. Zur Rekristallisation kann eine Hochtemperaturbehandlung, auch Graphitierung genannt, angeschlossen werden /29/.

Die mechanischen Eigenschaften der so hergestellten Formkörper hängen sehr stark von der Korngröße des Ausgangspulvers ab. Um hohe Festigkeiten (max. 80N/mm²) zu erzielen, ist es erforderlich, fein- bis feinstkörnige Primärkohlenstoffe zu verwenden. An einem Spezialgraphit mit einer Primärteilchengröße von $\leq 1\mu\text{m}$ konnte eine Festigkeit bis zu 130N/mm² erreicht werden /29/.

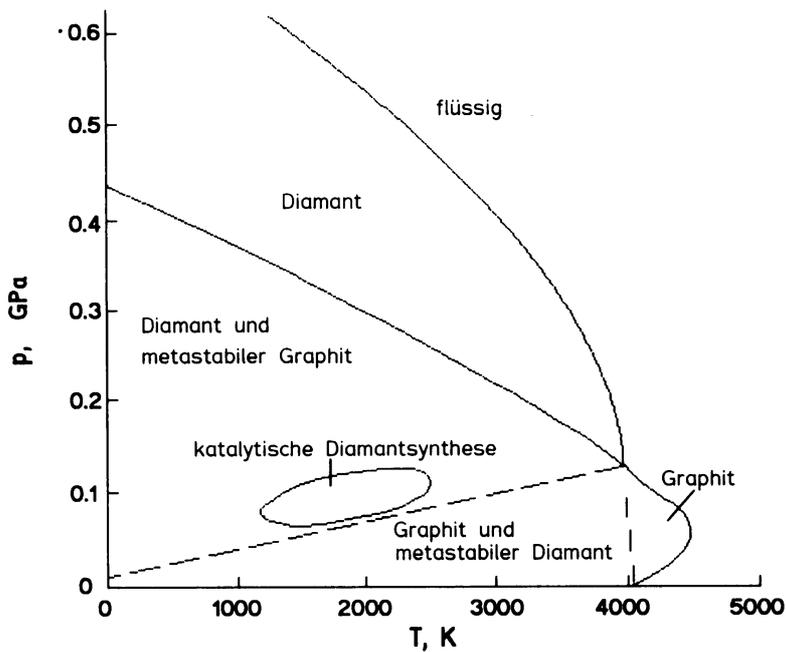


Bild 13: Phasendiagramm von Kohlenstoff /29/

Ein alternatives Verfahren, um Fein- oder Feinstkornkohlenstoffe mit sehr hohen Festigkeiten herzustellen, bietet die Polyaromaten-Mesophase. Bild 14 zeigt den schematischen Ablauf der Herstellung vom Ausgangsmaterial bis zum fertigen Formkörper. Die einzelnen Schritte werden in den folgenden Kapiteln näher erläutert.

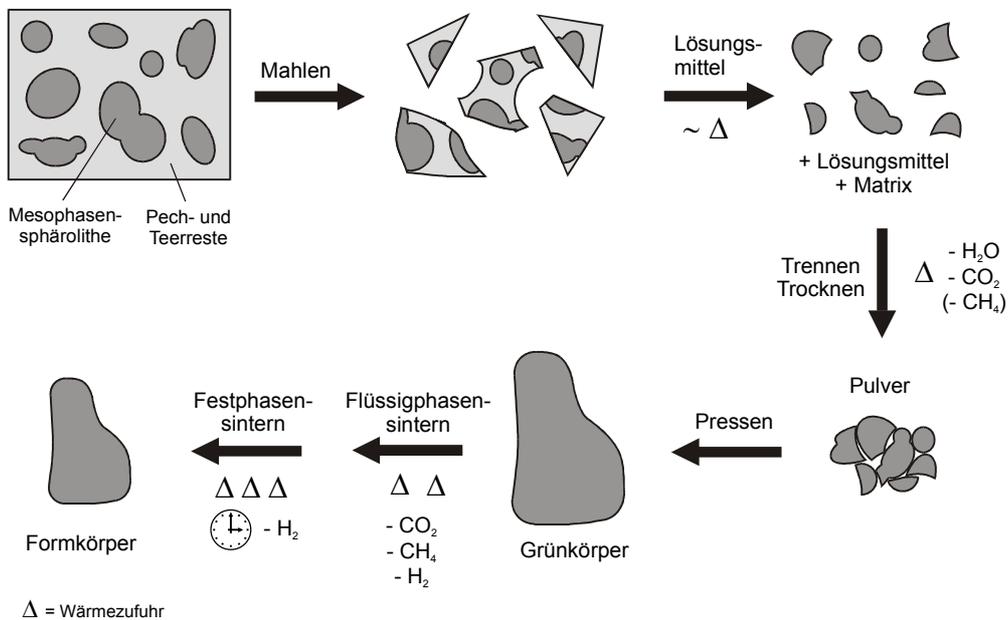


Bild 14: Herstellung von Formkörpern aus Polyaromaten-Mesophase, nach /3/

2.2.2.1 Gewinnung des Ausgangsmaterials

Die Polyaromaten-Mesophase ist ein Produkt der Flüssigphasenpyrolyse von Kohlenwasserstoffen bzw. Kohlenwasserstoffgemischen /40/. Sie wurde im Jahre 1961 von Brooks und Taylor erstmals beschrieben /41/. In der Folgezeit konzentrierte sich

eine kaum überschaubare Anzahl von Untersuchungen auf die Synthese der Polyaromaten-Mesophase, da sie aufgrund ihrer speziellen Eigenschaften ein einzigartiges Ausgangsmaterial für technische Kohlenstoffe ist /40/.

Als Ausgangsstoffe für Mesophasenkohlenstoff werden Teere oder Pecher aus Kohle bzw. Erdöl verwendet. Bei geeigneter Temperaturführung kommt es in einem Bereich von 300 bis 500°C zu Pyrolysereaktionen in der vorliegenden Schmelze. Infolge von Polymerisations- und Polykondensationsreaktionen bilden sich aromatische Verbindungen mit höheren Molmassen. Diese konzentrieren auf und scheiden aus der flüssigen Phase in Form von kleinen Sphärolithen mit graphitähnlicher Struktur aus (vgl. Bild 15).

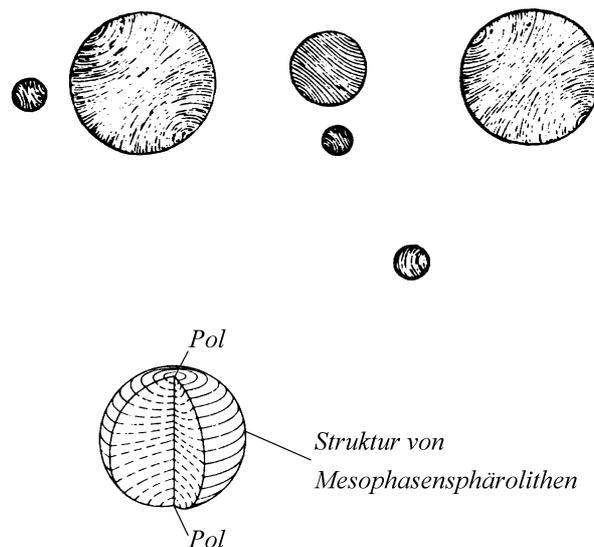


Bild 15: Struktur von Mesophasensphärolithen /29/

Die Sphärolite wachsen während der weiteren thermischen Behandlung. Dies geschieht teilweise durch weitere Aufnahme von mesogenen Aromaten und teilweise durch das Zusammenwachsen von Sphärolithen. Nach der Umsetzung der isotropen Phase entsteht ein Produkt aus reiner Polyaromaten-Mesophase. Ihre Struktur ist durchgehend anisotrop, sie ist thermoplastisch und weist eine relativ hohe Rohstoffdichte von ca. 1,5g/cm³ auf /29/.

Die Masse wird aufgemahlen, Pech- und Teerreste werden mit Lösungsmitteln ausgewaschen. Nach dem Trocknen verbleibt ein sinterfähiges Pulver. Es besteht aus den teils sphärolitischen, teils gemahlene Mesophasenkörnern und einem Rest von isotroper Phase, die sich aus Pech- und Teerresten zusammensetzt. Braun /31/ gibt einen Gehalt von 19% isotroper Phase für ideale Sintereigenschaften des Pulvers an. Um eine ausreichend kleine Korngröße erzielen zu können, müssen in der Regel Selektierungsschritte, wie z.B. Siebverfahren, nachgeschaltet werden.

2.2.2.2 Formgebung

Die Formgebung von Polyaromaten-Mesophase erfolgt, wie bei vielen anderen keramischen Werkstoffen durch trockenes Verpressen des pulverförmigen Ausgangsmaterials. Der Preßvorgang findet unter Raumtemperatur statt. Heißisostatisches Pressen hat sich aufgrund der aufwendigen Temperaturführung, die für den Sin-

terprozeß erforderlich ist (vgl. Kap. 2.2.2.3), als ungeeignet erwiesen. Der Mechanismus des Pressens beruht auf einer Abnahme der Porosität und der Ausbildung vermehrter Kontaktstellen zwischen den Körnern. Im zweiten Schritt tritt eine teilweise Zertrümmerung der Körner unter Bildung weiterer Kontaktstellen ein /42/.

Die möglichen Preßverfahren unterscheiden sich vor allem in der Art der Druckaufbringung auf das Pulver. Bei Stempelpreßverfahren (Bild 16, links) wird Pulver in einer starren Form durch einen Preßstempel verdichtet. Dabei treten durch die unvermeidliche Reibung an der Formwand einerseits Scherspannungen im Pulver auf, andererseits vermindert sich der Druckdurchgang aufgrund von innerer und äußerer Reibung im Pulver kontinuierlich über der Preßlingshöhe.

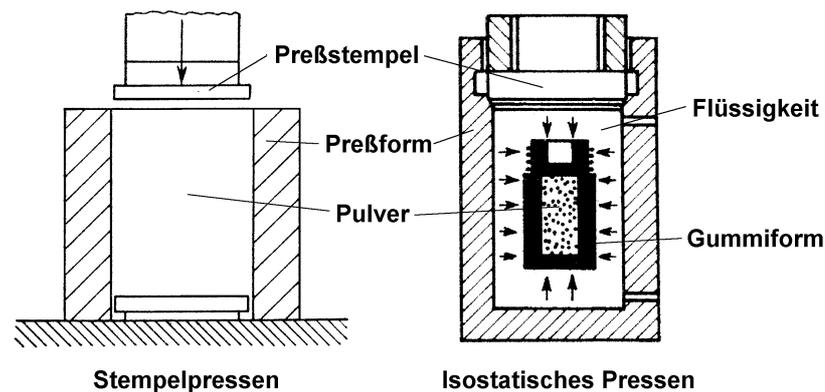


Bild 16: Keramische Formgebungsverfahren, nach /43/

So entstehende, inhomogene Verdichtungen führen während des Sinterns zu lokal verschiedenen Schwindungsraten und damit zu Eigenspannungen im Bauteil. Ergebnisse sind erhöhter Sinterverzug und verminderte Festigkeit des Endprodukts.

Derartige Einschränkungen können durch isostatische Preßverfahren umgangen werden (vgl. Bild 16, rechts). Das Pulver wird dazu in eine Gummiform gefüllt und über eine Flüssigkeit mit Druck beaufschlagt. Ausschlaggebend für die Qualität des gepreßten Grünkörpers und die erzielbare Genauigkeit der Außenkontur ist die Füllung der Gummiform. Das Verfahren ist prädestiniert für die Herstellung dünnwandiger Formteile mit relativ großen Längen bei kleinen Durchmessern /42/. Einschränkungen ergeben sich durch eine beschränkte Automatisierbarkeit. Sollen durch das Einlegen von starren Formelementen komplexe Geometrielemente während des Pressens vorgeformt werden, ergeben sich Defizite in der erzielbaren Homogenität der Dichteverteilung, analog dem Stempelpressen.

Als Alternative für die Herstellung von endkonturnahen Kolbenrohlingen bietet sich ein quasiisostatisches Verfahren an, das für die Herstellung der in dieser Arbeit untersuchten Kolben zur Anwendung kam. Dabei wird die Tatsache ausgenützt, daß bestimmte Elastomere unter hohen Drücken viskoses Verhalten aufweisen. Durch geeignete Gestaltung übertragen sie sowohl die Form des Preßlings als auch einen näherungsweise konstanten Druck auf das Pulver. Bild 17 zeigt eine Prinzipskizze dieses Verfahrens. Die zentrale Funktion bei diesem Verfahren übernimmt eine hülsenförmige Matrize, die aus einem faserverstärkten Elastomer besteht. Die Matrize befindet sich im Inneren einer steifen Stahlform, die die Ausdehnung des Elastomers in radialer Richtung unterbindet. Der Raum, der das Pulver aufnimmt, ist von unten

durch eine Bodenplatte aus Stahl mit dem integrierten Preßkern abgeschlossen. Von oben wird ein Deckel aus dem gleichen Elastomer wie bei der Matrize aufgesetzt. Ein Stahlstempel leitet den Druck in die Preßvorrichtung ein. Durch eine geeignete Gestaltung der Elastomermatrize ist es möglich, die Dichteverteilung im Grünkörper positiv zu beeinflussen.

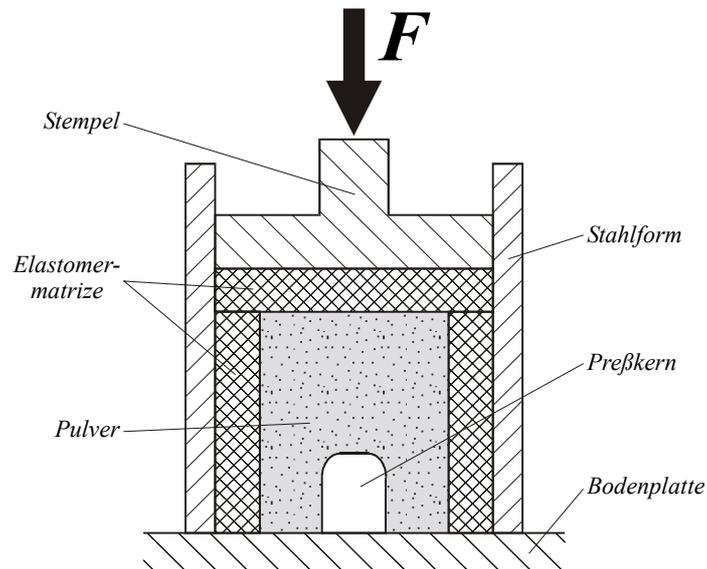


Bild 17: Quasiisostatisches Pressen /44/

Der Stahlpreßkern formt die spätere Innenkontur des Kolbens. Durch dieses endkonturnahe Pressen (near net shaping) kann die Innenbearbeitung des Kolbens eingespart werden. Diese Vorgehensweise stellt einen großen Schritt in die Richtung einer kostengünstigen und damit konkurrenzfähigen Herstellung von Kohlenstoffkolben dar. Durch die starre Ausführung des Preßkerns müssen aber auch Nachteile in der Ausbildung der Dichteverteilung im Grünkörper in Kauf genommen werden.

Bild 18 zeigt das Ergebnis einer Simulation der Dichteverteilung in der beschriebenen quasiisostatischen Preßanordnung nach dem Verpressen des Pulvers und dem anschließenden Entlasten der Form /45/. Die Elastomermatrix erscheint grau, der Preßkern ist nicht dargestellt und nur als Umriß unten in der Mitte des Grünkörpers zu erkennen. Der im Grünling entstandene Verlauf der relativen Dichte ρ_{rel} wird durch die Skala links im Bild quantifiziert. $\rho_{rel}=1$ entspricht der theoretisch möglichen Dichte von $1,44\text{g/cm}^3$ für voll kompaktiertes Mesophasenpulver. Die violetten Linien bezeichnen den Ausgangszustand der Preßanordnung.

Der Dichteverlauf in Bild 18 zeigt aufgrund der inneren und äußeren Reibungsverluste einen deutlichen Gradienten in Preßrichtung von oben nach unten. Da ein Teil des Pulvers am Preßkern vorbeigeschoben wird, ein anderer sich aber über dem Kern aufstaut, bildet sich über dem Preßkern ein Bereich höherer Dichte aus. Die höchste Dichte findet sich an der linken und rechten oberen Kante des starren Preßkerns. Die relative Dichte im Grünkörper variiert von 0,72 im unteren Formbereich bis knapp an die theoretische Dichte von 1,0 an den Kanten des Preßkerns heran.

Wie bereits erwähnt, führen die Inhomogenitäten in der Dichteverteilung zu Sinterverzügen und Eigenspannungen. Darüber hinaus haben die Dichtegradienten Festigkeitsstreuungen und Streuungen der elastischen Eigenschaften zur Folge. So

wurde festgestellt, daß die weniger stark verdichteten Bereiche seitlich des Preßkerns im fertigen Kolben zu verminderten Festigkeiten in Kolbennabe und Kolbenhemd führen /45/.

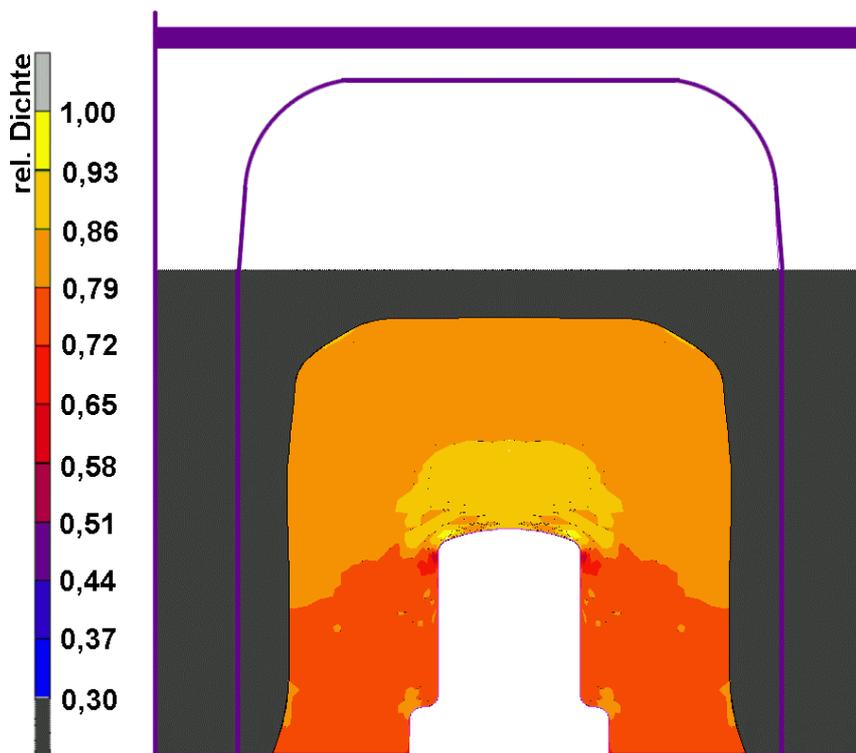


Bild 18: Ergebnis einer Simulation des Dichteverlaufs beim quasisostatischen Pressen /45/

2.2.2.3 Sintern

Der entscheidende Unterschied zwischen dem Sintern von klassischen Materialien, wie Metall-, Keramik- oder Glaspulvern und der Polyaromaten-Mesophase besteht darin, daß sich die Polyaromaten-Mesophase bei jeder Art von thermischer Behandlung chemisch verändert und letztlich einen Kohlenstoff bildet /29/.

Grundsätzlich läßt sich das Sintern von Polyaromaten-Mesophase in zwei Schritte unterteilen. Auf das sogenannte Flüssigphasensintern im Bereich bis 550°C folgt ein Festphasen- oder Reaktionssintern. Beim Flüssigphasensintern kommt es aufgrund der Thermoplastizität der Mesophase zu einer Erweichung und damit zu einer Viskositätserniedrigung. Ab 250 bis 300°C setzen mit der Verflüchtigung von niedermolekularen Bestandteilen erste chemische Veränderungen ein. Die damit verbundene Viskositätserhöhung wirkt der physikalisch bedingten Viskositätserniedrigung entgegen. Ab 400°C bewirken Kondensationsreaktionen unter Abspaltung von Methan und Wasserstoff eine neuerliche chemische Veränderung der Mesophase. Da diese eine erneute Viskositätserhöhung zur Folge haben, entsteht ab ca. 550°C ein festes Produkt. Während dieser Flüssigphasensinterung laufen die entscheidenden Reaktionen beim Sintern ab, weil hier die Sinterbrücken zwischen den einzelnen Mesophasenpartikeln gebildet werden. In dieser Phase ist die Temperaturführung sehr wesentlich. Bild 19 zeigt in einer Modellvorstellung den Einfluß der Aufheizgeschwindigkeit während des Flüssigphasensinterns auf das spätere Gefüge.

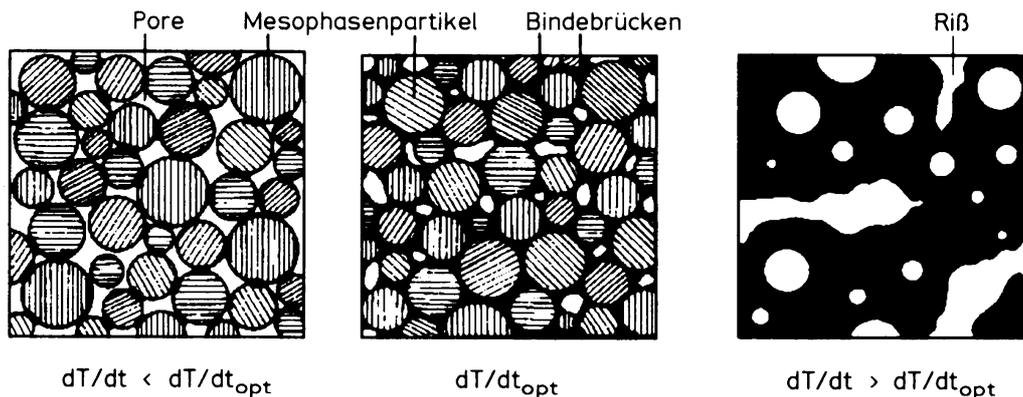


Bild 19: Einfluß der Aufheizgeschwindigkeit während des Flüssigphasensinterns auf die Mikrostruktur (dT/dt_{opt} = optimale Aufheizgeschwindigkeit) /29/

Wird die Aufheizgeschwindigkeit zu gering gewählt (vgl. Bild 19, links), kommt es nicht zur Bildung von Sinterbrücken zwischen den Mesophasenkörnern. Ist die Geschwindigkeit zu hoch, können die flüchtigen Verbindungen nicht aus der Masse entweichen und es kommt zu Bläheeffekten und Rissen (vgl. Bild 19, rechts). Die zurückgehaltenen flüchtigen Verbindungen können weiterhin die Thermoplastizität der Mesophase stark erhöhen, so daß eine unerwünschte Schmelzphase entsteht, die letztendlich festigkeitsmindernd wirkt /29/.

Ab Temperaturen von 550°C laufen während des sogenannten Festphasensinterns weitere Kondensationsreaktionen ab. Dabei wird weiterhin Wasserstoff abgespalten und es bilden sich größere Schichten des Kohlenstoffgitters aus. Während dieser Phase kommt es zu einer starken Dichtezunahme. Das Sintern ist mit der vollständigen Abspaltung des Wasserstoffs bei ca. 1600°C abgeschlossen. Im Temperaturbereich von 1600 bis 3000°C herrschen Rekristallisationsvorgänge vor. Dieser Bereich wird als Graphitierung bezeichnet. Durch eine Variationen der Temperaturführung während der Graphitierungsbehandlung ist es möglich, gezielt Werkstoffeigenschaften einzustellen /29/.

2.2.2.4 Nachbearbeitung

An den im bisherigen beschriebenen Herstellungsprozeß schließt sich eine mechanische Bearbeitung der gesinterten Kolbenrohlinge an. Da die Kolbeninnenkontur durch den starren Kern während des Pressens vorgeformt wird (vgl. Kap. 2.2.2.2), ist eine weitere Bearbeitung dort nicht erforderlich. Für die Bearbeitung der Außenkontur bieten sich spanende Verfahren, wie Fräsen, Drehen oder Schleifen mit Diamantwerkzeugen an. Der Unterschied zu Metallen liegt in den wesentlich geringeren Abtragswerten und hohen Spandrücken, was einen im Vergleich höheren Kostenfaktor zur Folge hat /42/. Die Vorgestaltung der Innenkontur ist also mit einer erheblichen Einsparung von Bearbeitungszeit und damit -kosten verbunden.

2.2.3 Mechanische Eigenschaften

Kohlenstoffwerkstoffe werden zu den nichtoxidischen Keramiken gezählt. Wie bei anderen Keramiken, wird die Festigkeit durch die Lage und Größe von Poren und Rissen charakterisiert. Da der Kohlenstoff nicht in der Lage ist, Spannungsspitzen

durch Versetzungsbewegungen abzubauen, begrenzt in einem homogen belasteten Bauteil der größte Fehler die Belastbarkeit. Es tritt eine Streuung der Festigkeit auf, die aus der Streuung der Fehlergröße resultiert. Dieser Effekt ist auch dafür verantwortlich, daß die Bauteilgröße einen deutlichen Einfluß auf die Festigkeit hat /46/.

2.2.3.1 Streuung der mechanischen Eigenschaften

Im Bereich der Gültigkeit der linear-elastischen Bruchmechanik (LEBM) ist bei einer Zugbeanspruchung senkrecht zur Rißebeene der Spannungszustand an der Spitze eines Risses eindeutig durch den Spannungsintensitätsfaktor K_I bestimmt.

$$K_I = \sigma \sqrt{a_f} Y \quad (\text{Gl. 3})$$

σ ist eine charakteristische Spannung der rißfreien Komponente, z.B. die Zugspannung bei Zugbelastung, a ist die Rißlänge und Y ein dimensionsloser Geometriefaktor, der im wesentlichen den Einfluß der freien Ränder erfaßt /47/. Ein bestehender Riß geht dann in einen instabilen Zustand über, wenn der Spannungsintensitätsfaktor K_I einen kritischen Wert K_{Ic} erreicht.

$$K_I = K_{Ic} \quad (\text{Gl. 4})$$

K_{Ic} ist ein Werkstoffkennwert und wird als Riß- oder Bruchzähigkeit bezeichnet. Aus (Gl. 5) ergibt sich ein Zusammenhang zwischen der Fehlergröße a und der Festigkeit σ_c . Diese Beziehung wird als bruchmechanische Grundgleichung bezeichnet.

$$\sigma_c = \frac{K_{Ic}}{\sqrt{a_f} \cdot Y} \quad (\text{Gl. 5})$$

Da herstellungsbedingt keramische Bauteile mit verschiedenen großen Fehlern versehen sind, können bei identischer Bauteilgeometrie und identischer Belastung unterschiedliche Bruchspannungen gemessen werden. Aus diesem Grund wird keine spezielle Bauteilfestigkeit angegeben, sondern man spricht vielmehr von einer Ausfallwahrscheinlichkeit bezüglich eines Belastungsniveaus. Den Zusammenhang zwischen der Ausfallwahrscheinlichkeit und der zum Versagen führenden Belastung gibt die Weibulltheorie wieder. Voraussetzung für die Anwendung dieser Theorie ist die Annahme, daß der Werkstoff isotrop ist, die Fehler statistisch verteilt sind und das Versagen nur auf einem Fehler beruht.

Geht man von einem Volumen V des Bauteils aus, so sind die darin vorkommenden Fehler bestimmt durch die Fehlerdichte und die Verteilungsdichte der Fehlergröße. Unter der Annahme, daß sehr große Fehler selten auftreten, kann man den Verlauf der Verteilungsdichte bei relativ großen Werten der Fehlergröße a näherungsweise durch ein Potenzgesetz beschreiben.

$$f(a) \sim \frac{1}{a^r} \quad (\text{Gl. 6})$$

Die Versagenswahrscheinlichkeit F eines Bauteils läßt sich aus der Verteilungsdichte der Fehlergröße, der Fehlerdichte und der bruchmechanischen Grundgleichung (Gl. 5) berechnen:

$$F(\sigma_c) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{\sigma_c}{\sigma_0} \right)^m \right] \quad /46/ \quad (\text{Gl. 7})$$

mit

$$m = 2(r - 1) \quad (\text{Gl. 8})$$

$$\sigma_0 = \frac{K_{Ic}}{Y \sqrt{a_f} (zV)^{1/m}} \quad (\text{Gl. 9})$$

(Gl. 7) ist eine zweiparametrische Weibullverteilung mit den Parametern m und σ_0 . Sie gibt allgemein die Verteilung der Festigkeit keramischer Bauteile wieder, wobei sie auch bei inhomogen belasteten Bauteilen Gültigkeit besitzt /46/. Die Ermittlung der beiden Weibullparameter erfolgt aus den gemessenen Bruchfestigkeiten einer bestimmten Anzahl von Proben. Für Strukturkeramiken schlägt DIN 51110 /48/ einen Vierpunkt-Biegeversuch vor. Als Mindestprobenanzahl wird 30 genannt. Um die Weibullverteilung übersichtlich darstellen zu können wird (Gl. 7) zweifach logarithmiert:

$$\ln \ln \frac{1}{1-F} = m \ln \sigma_c - m \ln \sigma_0 \quad /46/ \quad (\text{Gl. 10})$$

Bei der Auftragung von $\ln \ln(1/(1-F))$ ergibt sich im sogenannten Weibulldiagramm eine Gerade mit der Steigung m , deren Lage durch σ_0 bestimmt ist. Zur Bestimmung der Weibullparameter aus einer Probenserie heraus, werden die ermittelten Bruchfestigkeiten der Größe nach sortiert und von 1 bis n nummeriert. Den einzelnen Bruchfestigkeiten σ_{ci} werden Versagenswahrscheinlichkeiten F_i zugeordnet und zwar nach folgender Beziehung:

$$F_i = \frac{i - 0.5}{n} \quad (\text{Gl. 11})$$

$\ln \ln(1/(1-F_i))$ wird gegen $\ln \sigma_{ci}$ aufgetragen und man erhält die Weibullparameter über die Bestimmung einer Ausgleichsgeraden, wobei die Steigung der Geraden durch m und deren Lage durch σ_0 charakterisiert sind (vgl. Bild 20) /46/.

Der Weibullparameter m wird als Weibullmodul bezeichnet und ist ein echter Werkstoffkennwert, der nur von der Verteilung der Fehlergröße abhängt. Er trifft eine Aussage über die Streuung der Festigkeit. Ein hoher Weibullmodul bedeutet eine geringe Festigkeitsstreuung. Im Weibull-Diagramm erscheint die Ausgleichsgerade mit einer großen Steigung, so daß die Festigkeitswerte nahe beieinander liegen. Über den Weibullmodul m können demnach Aussagen über die Zuverlässigkeit eines keramischen Werkstoffs gewonnen werden.

Der Weibullparameter σ_0 stellt eine Art mittlere Festigkeit dar. Im Gegensatz zum Weibullmodul hängt er jedoch auch vom Volumen der Prüfkörper laut (Gl. 9) ab. Um die mittleren Festigkeiten verschiedener Werkstoffe vergleichen zu können, müssen demnach die Proben gleiche Geometrie besitzen oder auf ein Normvolumen bezogen werden.

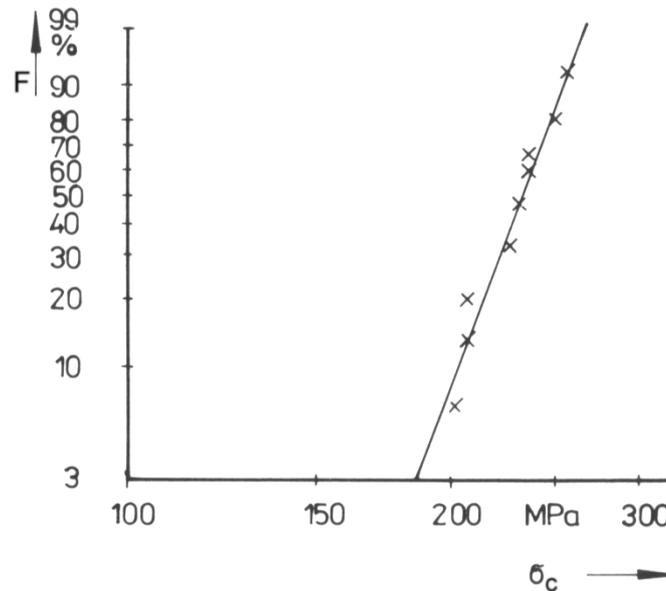


Bild 20: Beispielhafte Weibullverteilung einer Al_2O_3 -Keramik /49/

Da die graphische Bestimmung von m und σ_0 nur unzureichend genaue Ergebnisse liefern kann, wird von DIN 51110, Teil 3 /50/ ein numerisches Verfahren zur Ermittlung von m und σ_0 beschrieben, die sogenannte Maximum-Likelihood-Methode.

2.2.3.2 Versagenshypothesen

Bei der Betrachtung der Weibulltheorie wurde bisher von einem einachsigen Spannungszustand ausgegangen. In realen Bauteilen treten jedoch häufig mehrachsige Spannungszustände auf. Zur Beurteilung der Mehrachsigkeit können z.B. die Formkoeffizienten α^* und β^* betrachtet werden. Sie setzen die drei Hauptspannungen σ_1 , σ_2 und σ_3 zueinander in Beziehung /46/.

$$\alpha^* = \frac{\sigma_2}{\sigma_1}, \quad \beta^* = \frac{\sigma_3}{\sigma_1} \quad (\text{Gl. 12})$$

Das Hauptspannungskoordinatensystem mit den Hauptspannungen σ_1 , σ_2 und σ_3 ist dabei dasjenige Koordinatensystem, in dem die Schubspannungen zu null werden. Um mehrachsige Spannungszustände zu beurteilen, kann eine Vergleichsspannung eingeführt werden. Unter einer Vergleichsspannung versteht man eine Funktion der drei Hauptspannungen, die beim Versagen den Wert der Werkstofffestigkeit bei einachsiger Belastung annimmt. Im Fall von zweiachsigen Spannungszuständen im Bauteil (z.B. $\sigma_3=0$, $\beta^*=0$) können derartige Funktionen auch aus nur zwei Hauptspannungen aufgestellt werden.

Eine bei duktilen Werkstoffen häufig verwendete Versagenshypothese ist die Gestaltänderungsenergiehypothese nach *Von Mises*. Sie zieht Zug- und Druckspannungen in gleichem Maß in Betracht /51/. Bei spröden Werkstoffen treten jedoch häufig verschieden hohe Festigkeiten bei Zug- und Druckbelastung auf. Die Anwendung der Versagenshypothese nach *Von Mises* ist damit nicht zulässig. Die einfachste Möglichkeit einer Versagenshypothese für keramische Werkstoffe ist die Annahme, daß die größte lokale Zugspannung zum Versagen führt. Als Vergleichsspannung dient dabei die größte maximale Hauptspannung σ_1 . Man spricht von der **Hauptspannungshypothese**.

$$\sigma_V = \sigma_1 \quad (\text{Gl. 13})$$

Bei der Hauptspannungshypothese wird nicht berücksichtigt, daß keramische Werkstoffe bei Zugbeanspruchung mit einer anderen Festigkeit versagen, als bei Druckbeanspruchung. Eine weitere Versagenshypothese ist die **modifizierte Hauptspannungshypothese**. Sie geht von unterschiedlichen Werten für Druck- und Zugfestigkeit σ_{cd} und σ_{cz} aus. Die Versagensbedingung lautet für $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$:

$$\sigma_1 = \sigma_{cz} \quad (\text{Gl. 14})$$

$$\sigma_3 = -\sigma_{cd} \quad (\text{Gl. 15})$$

Die modifizierte Hauptspannungshypothese ist für den zweiachsigen Fall als gestrichelte Linie in Bild 21 eingetragen. σ_{cz} bezeichnet die Zugfestigkeit und σ_{cd} die Druckfestigkeit des Werkstoffs. Solange sich der überlagerte Spannungszustand innerhalb der Versagensgrenzlinie aufhält, bleibt das Bauteil intakt, wird die Grenzlinie überschritten, tritt Versagen ein.

Nicht berücksichtigt ist bei der modifizierten Hauptspannungshypothese, daß Werkstoffe bei überlagerten Beanspruchungen oft geringere Festigkeiten aufweisen, als im einachsigen Versuch ermittelt. Ursächlich für diesen Effekt ist die Tatsache, daß z.B. bei der Annahme von Rissen als bruchauslösenden Defekten bei mehrachsiger Belastung immer eine Spannungskomponente senkrecht zur Reißebene verläuft und den RiB öffnet. Bei einachsiger Beanspruchung kann der Spannungsverlauf auch in der Reißebene liegen und nicht zur RiBöffnung beitragen /52/.

Ein Versagenskriterium, das diesen Effekt in Betracht zieht, ist die Mohr'sche Hypothese. Sie soll hier für den zweiachsigen Fall ($\sigma_3 = 0$, $\beta = 0$) behandelt werden. Die Versagensbedingung lautet /46/:

$$\sigma_1 = \sigma_{cz} \quad \text{für} \quad \sigma_1 > 0, \sigma_2 > 0 \quad (\text{Gl. 16})$$

$$\sigma_2 = -\sigma_{cd} \quad \text{für} \quad \sigma_1 < 0, \sigma_2 < 0 \quad (\text{Gl. 17})$$

$$\sigma_1 = \sigma_{cz} (1 + \sigma_2/\sigma_{cd}) \quad \text{für} \quad \sigma_1 > 0, \sigma_2 < 0 \quad (\text{Gl. 18})$$

Die Bereiche und die Versagensgrenze sind im zweiachsigen Versagensdiagramm der Mohr'schen Hypothese (vgl. Bild 21, durchgezogene Linie) zu erkennen. Für eine

überlagerte Beanspruchung von Zug- und Druckspannungen wird die Festigkeit niedriger angenommen, als bei der modifizierten Hauptspannungshypothese.

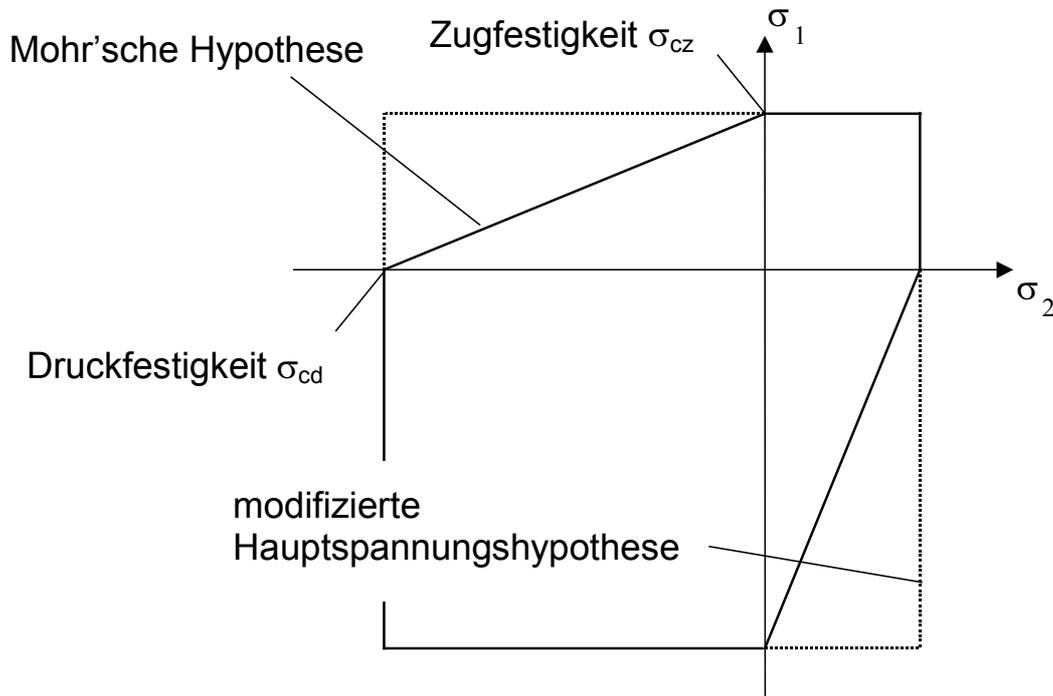


Bild 21: Versagensdiagramm der Mohr'schen Hypothese

Die Mohr'sche Hypothese kann das Versagensverhalten von Keramiken für den zweiachsigen Fall gut beschreiben, da sie verschiedene Werkstoffkennwerte für Zug- und Druckfestigkeit voraussetzt und die niedrigere Festigkeit bei überlagerter Beanspruchung berücksichtigt. Auf den dreiachsigen Fall verallgemeinert, liefert sie jedoch keine richtigen Voraussagen, da sie für einen hydrostatischen Spannungszustand Versagen voraussagt /46/. In der Realität tritt für diesen Belastungsfall kein Versagen ein. Soll die Mohr'sche Hypothese in ihrer zweiachsigen Form auf ein räumlich belastetes Bauteil angewendet werden, muß vorher anhand von Mehrachsigkeitskriterien überprüft werden, ob diese Vereinfachung zulässig ist. Der Vergleich des mehrachsigen Spannungszustandes mit einer einachsigen Spannung kann dann mit Hilfe einer Vergleichsspannung erfolgen. Damit wird es möglich, auch mehrachsige, weitgehend homogene Beanspruchungen mit Werkstoffkenngrößen des einachsigen Spannungszustandes (meist Zug- oder Biegeversuch) zu vergleichen und zu bewerten /47/.

2.2.3.3 Versagenswahrscheinlichkeit bei mehrachsiger Beanspruchung

Wird von Volumenfehlern als bruchauslösenden Defekten ausgegangen, kann (Gl. 7) für inhomogen und mehrachsig belastete keramische Bauteile erweitert werden. Die Versagenswahrscheinlichkeit F eines mehrachsig belasteten Bauteils bei bekanntem Spannungszustand errechnet sich dann aus:

$$F = 1 - \exp \left[- \frac{V_{\text{eff, Bauteil}}}{V_{\text{eff, Probe}}} \left(\frac{\sigma^*}{\sigma_0} \right)^m \right] \quad /46/ \quad (\text{Gl. 19})$$

mit :

$$V_{\text{eff}} = \int dV \cdot \left(\frac{\sigma(x,y,z)}{\sigma^*} \right) \quad (\text{Gl. 20})$$

Die mittlere Biegefestigkeit σ_0 und der Weibullmodul m sind die Weibullparameter und können aus einem Vierpunkt-Biegeversuche ermittelt werden. $\sigma(x,y,z)$ ist die am jeweiligen Ort wirkende Vergleichsspannung. σ^* wird als charakteristische Spannung bezeichnet und ist als die maximale, im Bauteil auftretende Spannung definiert /46/. Das effektive Volumen V_{eff} berücksichtigt die Spannungsverteilung in einem Bauteil und gibt Auskunft über das Maß, in dem das Bauteil effektiv mit einer Spannung belastet ist. Für einfache Bauteilgeometrien läßt sich das effektive Volumen analytisch nach (Gl. 20) berechnen. So ergibt sich V_{eff} für eine stabförmigen Probe der Höhe H und der Breite B im Vierpunkt-Biegeversuch mit Lastrollenabstand L aus folgendem Zusammenhang:

$$V_{\text{eff,Probe}} = \frac{L \cdot B \cdot H}{2(m+1)} \quad /46/ \quad (\text{Gl. 21})$$

Für komplexe Geometrien und Belastungszustände ist eine analytische Berechnung des effektiven Volumens nicht möglich. Es kann aber beispielsweise aus der Spannungsverteilung und der Geometrie eines Finite Elemente Modells abgeleitet werden (vgl. Kap. 2.3.5).

2.2.3.4 Lebensdauer bei dynamischer Beanspruchung

Rißbehaftete Bauteile, die unter mechanischer Belastung stehen, können durch zeitliches Anwachsen der Risse vorzeitig versagen /53/. Die Rißverlängerung bis zum instabilen Bruch des Bauteils wird als unterkritisches Rißwachstum bezeichnet. Von einer Anfangsfehlergröße a_i ausgehend, wächst der Riß bis zu einer kritischen Rißlänge a_c , ab der instabiles Rißwachstum einsetzt. Setzt man die Gültigkeit der linear-elastischen Bruchmechanik, kurz LEBM, voraus, ist die Rißwachstumsgeschwindigkeit da/dt eines Werkstoffs nur durch den Spannungsintensitätsfaktor bestimmt. Es gilt (Gl. 22).

$$\frac{da}{dt} = AK_I^{n_R} \quad /54/ \quad (\text{Gl. 22})$$

Über die Anwendbarkeit der LEBM entscheidet das Verhalten des Werkstoffs an der Rißspitze. Kohlenstoffwerkstoffe unterscheiden sich hier nicht von klassischen Keramiken, wie z.B. Aluminiumoxid. Kobayashi et al. kommen bei der Untersuchung von isotropen Feinkornkohlenstoffen zu dem Schluß, daß Bruchfestigkeit und Rißwiderstand durch die Verwendung des Spannungsintensitätsfaktors K ausreichend gut beschrieben werden /55/. Eine Berücksichtigung elastisch-plastischen Verhaltens, beschrieben durch das J-Integral der Bruchmechanik ist nicht genauigkeitssteigernd.

Die beiden Materialkonstanten A und n_R werden als Rißwachstumsparameter bezeichnet. Bei einer vorgegebenen, statischen Belastung kann mit (Gl. 23) die stati-

sche Lebensdauer t_s eines keramischen Bauteils aus dem Spannungsintensitätsfaktor und der Rißwachstumsgeschwindigkeit berechnet werden.

$$t_s = B \sigma_{cl}^{n_R-2} \sigma^{-n_R} \quad /46/ \quad (Gl. 23)$$

σ ist eine konstante Spannung, σ_{cl} die sogenannte Inertfestigkeit /46/. Zur Bestimmung der Inertfestigkeit wird im Bruchversuch eine Belastungsgeschwindigkeit gewählt, die hoch genug ist, um unterkritisches Rißwachstum auszuschließen. Im Faktor B werden bruchmechanische Größen zusammengefaßt.

$$B = \frac{2}{AY^2(n_R-2)} K_{Ic}^{2-n_R} \quad /46/ \quad (Gl. 24)$$

A und n_R sind die Parameter der Risswachstumsgeschwindigkeit nach (Gl. 22), Y ist der in Kap. 2.2.3.1 beschriebene Geometriefaktor. K_{Ic} ist die Rißzähigkeit /46/.

Geht man davon aus, daß der Ermüdungsmechanismus bei statischer und dynamischer Belastung der gleiche ist, läßt sich (Gl. 23) für den dynamischen Fall umformulieren. Diese Voraussetzung ist allerdings nur bei einigen Keramiken gegeben, bei anderen tritt eine echte Ermüdung auf. Die experimentell ermittelten Lebensdauern liegen dann unter denen, die mit den Gesetzmäßigkeiten des unterkritischen Rißwachstums vorausgesagt wurden. Eine experimentelle Überprüfung dieses Effekts ist also erforderlich, wenn eine exakte Voraussage der zyklischen Lebensdauer aus der statischen getroffen werden soll /46/.

Aus (Gl. 25) errechnet sich die zyklische (dynamische) Lebensdauer t_d bei einer beliebigen periodischen Belastung $\sigma(t)$. Die Zyklenzahl N ist gegeben durch $N=t_d/T_Z$, wobei T_Z die Periodendauer eines Zyklus ist.

$$t_d = T_Z \cdot B \cdot \sigma_{cl}^{n_R-2} \cdot \frac{1}{T_Z \int_0^{n_R} [\sigma(t)]^{n_R} dt} \cdot \left[\frac{V_{eff, Probe}}{V_{eff, Bauteil}} \right]^{\frac{n_R-2}{m}} \quad /46/ \quad (Gl. 25)$$

Der letzte Term der Gleichung berücksichtigt wieder den Volumeneinfluß auf die Festigkeit (vgl. Kap. 2.2.3.3). Für die Berechnung von $\sigma(t)$ werden nur positive Spannungen herangezogen /46/.

2.3 Finite Elemente Methode (FEM)

2.3.1 Entwicklung und Prinzip der FEM

Mit der Finite Elemente Methode steht eine rechnerische Simulationsmethode zur Verfügung, mit der es möglich ist, bereits in der Entwicklungsphase von neuen Produkten Aussagen über ihre späteren Eigenschaften zu machen. Die FEM zählt heute zu den etablierten numerischen Näherungsverfahren, die z.B. im Ingenieurbereich unverzichtbar geworden sind. Ihre Anwendungsmöglichkeiten erstrecken sich auf eine Vielzahl von Gebieten, z.B. auf Probleme der Strukturmechanik, der Temperaturfeldberechnung, der Fluidmechanik oder der Magnetfeldberechnung /56/.

Während sich die Ansatzfunktionen zur Lösung von Randwertproblemen bei klassischen Verfahren auf die gesamte Struktur beziehen, werden bei der FEM Ansatzfunktionen gewählt, die sich nur auf kleine Bereiche der Struktur beziehen /57/. Die Ansatzfunktionen sind so formuliert, daß sie kontinuierlich an die Nachbargebiete anschließen. Die Näherungsfunktion für die gesamte Struktur setzt sich aus den Ansatzfunktionen der Teilbereiche zusammen. Die Unterteilung der Struktur in Bereiche wird als Diskretisierung bezeichnet, die Bereiche nennt man Finite Elemente, die Verbindungsstellen der Elemente untereinander bezeichnet man als Knoten.

Die Grundlagen der Finiten Elemente Methode wurden in den 50er Jahren formuliert /58/. Die weitere Entwicklung des Verfahrens ist eng mit der Entwicklung der Hard- und Software verbunden, die zur Lösung der damit verbundenen umfangreichen Gleichungssysteme verwendet werden. So beschränkte sich der Anwenderkreis anfangs vor allem auf Luft- und Raumfahrt, wo die Anforderungen des Leichtbaus eine genaue Kenntnis der Spannungszustände in Bauteilen erforderten.

Mit der Entwicklung hochleistungsfähiger Rechenanlagen und Berechnungsprogramme hat die FEM mittlerweile Einzug in die gesamten Ingenieurwissenschaften gefunden. Eine bedeutende Rolle wird dieser Methode in Zukunft neben der Begleitung von Konstruktionsprozessen auch in der Simulation von Fertigungsverfahren zukommen. Mögliche Anwendungen liegen im Bereich von Metallumformprozessen (Walzen, Schmieden, Tiefziehen, Gießen...), keramischen Fertigungsverfahren (z.B. kalt- oder heißisostatisches Pressen) oder in der Kunststofftechnologie (z.B. Spritzgießen) /56/.

2.3.2 Genauigkeit und Risiken von FEM-Analysen

Grundsätzlich ist zu bedenken, daß es sich beim Ergebnis einer FEM-Analyse immer um eine Näherungslösung handelt. Eine kritische Überprüfung der Ergebnisse ist unerlässlich. Für die Genauigkeit der Lösung sind eine Reihe von Parametern verantwortlich. Es sind dies zum einen die ausreichend gute Kenntnis und Umsetzung von Randbedingungen und Materialkennwerten. Ebenso können bei der Vereinfachung der Problemstellung Fehler begangen werden. Entscheidend ist auch eine gute Diskretisierung der Struktur. In der Regel führen zu geringe Elementzahlen oder ein zu geringer Polynomgrad der Ansatzfunktion zu ungenauen Ergebnissen. Vor allem in Bereichen hoher Spannungskonzentrationen ist dies eine häufige Fehlerquelle /58/.

Auch bei ausreichend guter Modellierung können grobe Fehleinschätzungen des Ergebnisses auftreten. Wichtig ist hier z.B. die Auswahl der richtigen Spannungskomponente oder Vergleichsspannungen zur Beurteilung der Belastungssituation im Bauteil. Eine große Gefahrenquelle liegt in der Ergebnisinterpretation. Ergebnisdarstellung und –aufbereitung der modernen FEM-Programm-Systeme sind meist so gut, daß mitunter plausibel wirkende Ergebnisse ohne kritisches Hinterfragen akzeptiert werden, obwohl sie Fehler oder Fehlinterpretationen enthalten.

2.3.3 FEM bei Kolben von Verbrennungsmotoren

In der strukturellen Auslegung von Verbrennungsmotorkolben nimmt die FEM seit Jahren einen hohen Stellenwert ein und kann als Stand der Technik angesehen wer-

den /1/, /20/, /21/ /22/, /59/. Aufgrund der ausgesprochen komplexen Belastungssituation am Kolben ist es schwierig, die für das Versagen des Kolbens verantwortlichen Spannungen abzuschätzen. Ebenso sind Spannungs- und Temperaturmessungen am laufenden Motor zwar möglich, jedoch mit erheblichem meßtechnischem Aufwand verbunden. Die FEM stellt hier ein Hilfsmittel zur Verfügung, mit dem es möglich ist, sowohl die Temperaturen, als auch die Betriebsspannungen des Kolbens zu berechnen. Im Abgleich mit Versuchsergebnissen sind diese Berechnungen wichtige Grundlagen für Konstruktion und Optimierung von Verbrennungsmotorkolben.

2.3.4 FEM-Analysen von keramischen Bauteilen

Gerade für keramische Bauteile ist die Finite Elemente Methode von großer Bedeutung. Im Gegensatz zu metallischen Werkstoffen sind Keramiken nicht in der Lage Spannungsspitzen durch plastische Verformungen abzubauen. Lokale Spannungsüberhöhungen, wie sie z.B. an Kerben oder bei Temperaturgradienten auftreten, führen deshalb zum Versagen /46/. Eine Kenntnis der Spannungsverteilung im Bauteil ist also unbedingt erforderlich. Mit Hilfe der FEM können schon im Entwicklungsprozeß eines Bauteils Aussagen über kritische Bereiche getroffen und Abhilfemaßnahmen definiert werden /52/.

Bei der Simulation von keramischen Bauteilen kommt in der Regel die linear-elastische FEM zum Einsatz. Gerade keramische Werkstoffe erfüllen deren Forderung nach linear-elastischem Spannungs-Dehnungsverhalten in den meisten Fällen ideal. Lineare Strukturanalysen sind die einfachste und häufigste Form von FEM-Berechnungen. Bei der Beurteilung von Spannungsberechnungen an keramischen Bauteilen ist zu beachten, daß die meisten Keramiken verschiedene Festigkeiten bei Zug- und Druckbelastung aufweisen. Vergleichsspannungen, wie die *nach Von Mises*, die Zug- und Druckspannungen in gleicher Gewichtung betrachten, sind für keramische Werkstoffe ungeeignet (vgl. Kap. 2.2.3.2).

2.3.5 Berechnung von Versagenswahrscheinlichkeiten

Die Beurteilung von Spannungsverteilungen in einem belasteten Bauteil gibt Aufschluß über hochbelastete Bereiche der Geometrie. Da bei keramischen Bauteilen Festigkeitsstreuungen und Einflüsse des Bauteilvolumens auf die Festigkeit auftreten, ist eine solche Betrachtung für quantitative Aussagen allerdings nicht ausreichend (vgl. Kap. 2.2.3.1).

Besseren Aufschluß über die Sicherheit des Bauteils gegen spontanes Versagen gibt die Berechnung einer Versagenswahrscheinlichkeit nach (Gl. 19). Hier werden die Streuung durch die Weibullparameter und der Volumeneinfluß durch das effektive Volumen mit einbezogen. Zur Berechnung der Versagenswahrscheinlichkeit ist die Auswertung des Integrals in (Gl. 20) erforderlich. Bei komplexen Bauteilen und Spannungszuständen ist eine analytische Berechnung dieses Integrals kaum möglich (vgl. Kap. 2.2.3.1). Da ein Finite Elemente Modell eine Aufteilung der Geometrie in einzelne Elemente liefert, denen sowohl ein Volumen, als auch eine Vergleichsspannung zugeordnet sind, kann das Integral aus (Gl. 20) durch eine Summation angenähert werden. Wird z.B. die maximale Hauptspannung als Vergleichsspannung gewählt, ergibt sich das effektive Volumen des Bauteils nach (Gl. 26).

$$V_{\text{eff, Bauteil}} = \sum_{\text{alle Elemente}} V_{\text{Element}} \cdot \left(\frac{\sigma_{\text{Element}}}{\sigma^*} \right)^m \quad /52/ \quad (\text{Gl. 26})$$

- mit V_{Element} = Volumen des Einzelements
 σ_{Element} = maximale Hauptspannung im Einzelement
 σ^* = maximal im Bauteil auftretende Hauptspannung

Aufgrund der hohen Elementzahlen von Finite Elemente Modellen ist zur Auswertung von (Gl. 26) ein Rechnerprogramm erforderlich.

3 Aufgabenstellung und Organigramm

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die werkstoffgerechte Auslegung eines Kolbens aus Mesophasenkohlenstoff für einen schnellaufenden Verbrennungsmotor. Der neue Werkstoff ersetzt die für diesen Einsatzzweck etablierten Aluminium-Silizium-Legierungen und sollte auf seine Eignung als Kolbenwerkstoff hin überprüft werden. Für die Gestaltoptimierung des Kolbens kommt die Finite Elemente Simulation zum Einsatz.

Die Arbeit ist in zwei Hauptbereiche untergliedert, die Charakterisierung des Werkstoffs Mesophasenkohlenstoff und die Finite Elemente Simulation von Kohlenstoffkolben im motorischen Betrieb.

In der Werkstoffcharakterisierung liegt der Schwerpunkt auf der Bestimmung der Werkstofffestigkeit bei unterschiedlichen Beanspruchungsarten. Darauf basierend kann eine Versagenshypothese für Mesophasenkohlenstoff abgeleitet werden. Da für den Betrieb von Motorkolben die Bauteilzuverlässigkeit von entscheidender Bedeutung ist, soll ergänzend zur Biegebruchfestigkeit der Weibullmodul als Maß für die Zuverlässigkeit des Werkstoffs bestimmt werden.

Über eine Mikrostrukturanalyse sollen Korngrößenverteilung und Gefügeausbildung des Werkstoffs untersucht werden. Detektion und Analyse von potentiellen Fehlern und Versagensursachen im Gefüge geben Rückschlüsse auf Entwicklungspotential und Herstellungsprozeß des Werkstoffs, wobei vor allem das endkonturnahe Pressen der Kolbengrünkörper im Mittelpunkt steht.

Eine Bestimmung der elastischen Werkstoffkennwerte von Mesophasenkohlenstoff ist für die Materialzuweisung in den Finite Elemente Berechnungen erforderlich.

Mit Hilfe der Finite Elemente Simulation von Kohlenstoffkolben im motorischen Betrieb sollen Vorschläge für Dimensionierung und strukturelle Gestaltung derartiger Kolben erarbeitet werden. Für den ausgeführten Kolben eines Pkw-Verbrennungsmotors soll ein Festigkeitsnachweis geführt werden. Basierend auf den Berechnungsergebnissen sollen die zu erwartenden Auswirkungen auf den Betrieb von Kohlenstoffkolben im Motor diskutiert werden.

Die im Vergleich zu Al-Si-Legierungen grundlegend verschiedenen Werkstoffeigenschaften des Kohlenstoffs machen eine Umgestaltung von Kolbenaußenkontur und Einbauspielen erforderlich. Eine spezielle Betrachtung dieser Thematik soll ebenfalls anhand der Berechnungsmodelle erfolgen.

Auf Basis der Ergebnisse von Werkstoffuntersuchung und Simulation soll das Eigenschaftsprofil des Kohlenstoffs mit dem Anforderungsprofil verglichen werden, das an einen Kolbenwerkstoff zu stellen ist. Darüberhinaus sollen die Ergebnisse dazu dienen, das Entwicklungspotential von Mesophasenkohlenstoff für diesen Einsatzzweck abzuschätzen.

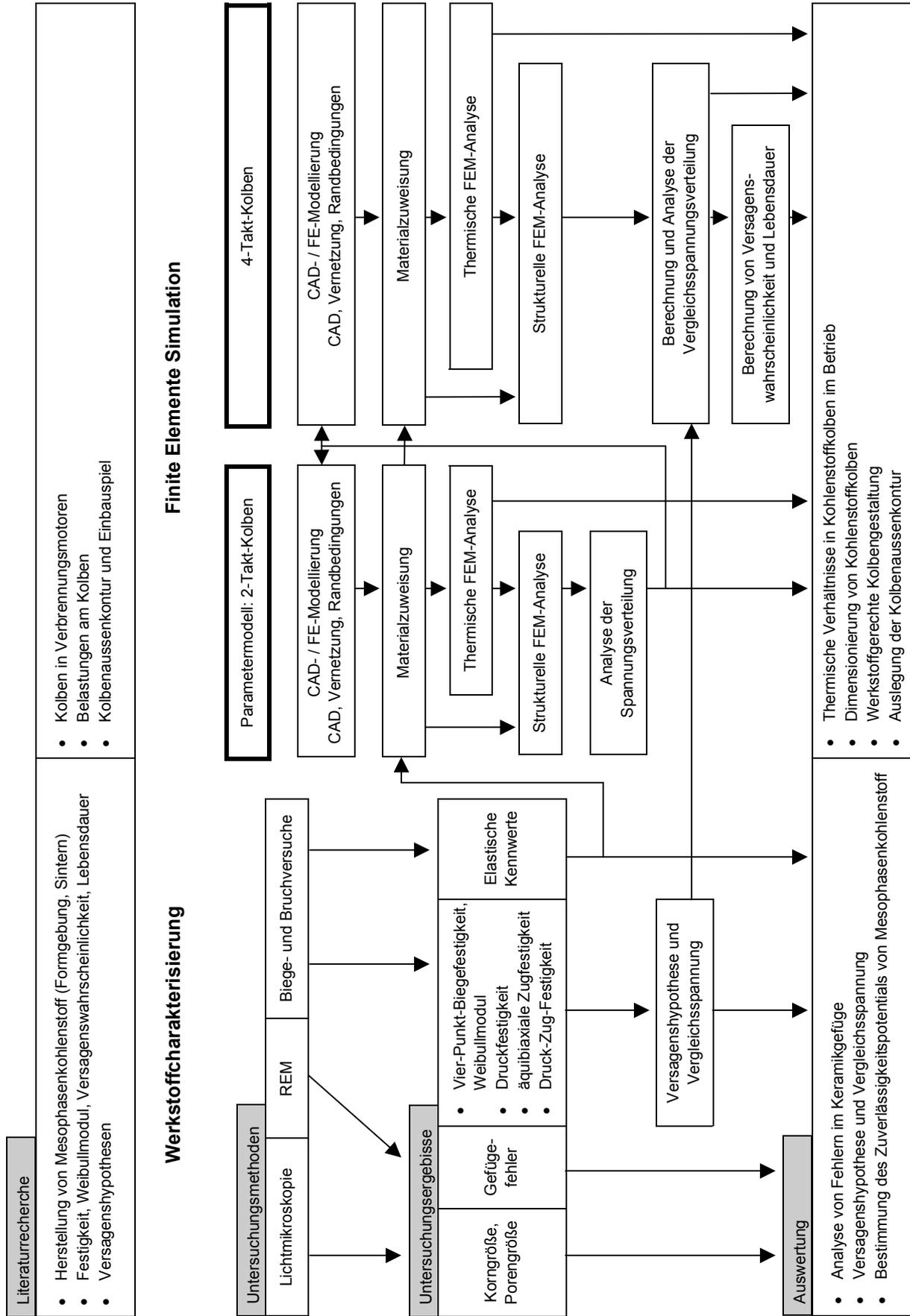


Bild 22: Organigramm

4 Versuchsdurchführung und Simulation

4.1 Werkstoffcharakterisierung

4.1.1 Mikrostruktur

Zur Untersuchung der Mikrostruktur von Mesophasenkohlenstoff und zur Detektierung von potentiellen Fehlern im Gefüge wurden an einem Zeiss - Lichtmikroskop mit digitaler Bilderfassung Hellfeldaufnahmen des Gefüges vorgenommen. Die Proben waren vorher in Harz eingebettet, auf Korund geschliffen und mit Diamantpaste poliert worden. Zur Bestimmung von mittlerer Korngröße und Volumenanteil der verschiedenen Phasen des Werkstoffs wurde eine Linearanalyse des Korngefüges durchgeführt, wie sie von Mayerhofer /60/ am Beispiel von Al_2O_3 -Keramiken beschrieben wird.

Das zur Herstellung der Sintergrünlinge verwendete Preßverfahren erzeugt aufgrund seines prinzipiellen Aufbaus eine inhomogene Dichteverteilung in den Grünlingen (vgl. Kap. 2.2.2.2). Um den Einfluß der Dichteinhomogenität auf die Ausbildung der Mikrostruktur zu untersuchen, wurden Schliffproben aus verschiedenen Bereichen des Kolbens relativ zum feststehenden Preßkern entnommen und untersucht.

4.1.2 Vierpunkt-Biegeversuch

4.1.2.1 Versuchsanordnung

Zur Bestimmung der Biegebruchfestigkeit und zur Ermittlung der Weibullparameter (vgl. Kap. 2.2.3.1) kam ein Vierpunkt-Biegeversuch nach DIN 51110 /48/ zur Anwendung. Die Versuche wurden mit einem Abstand der Auflagerrollen $L_A = 40\text{mm}$ und einem Lastrollenabstand $L_L = 20\text{mm}$ durchgeführt. Die Prüfkörper waren aus dem Boden fertig gesinterter Kolben entnommen worden. Die Prüfkörper hatten eine Länge L_P von 45mm, eine Breite $B_P = 4\text{mm}$ und Höhe $H_P = 3\text{mm}$. Die Oberfläche der Proben war poliert. Bei den Versuchen wurde die Bruchkraft $F_{P_{\max}}$ gemessen.

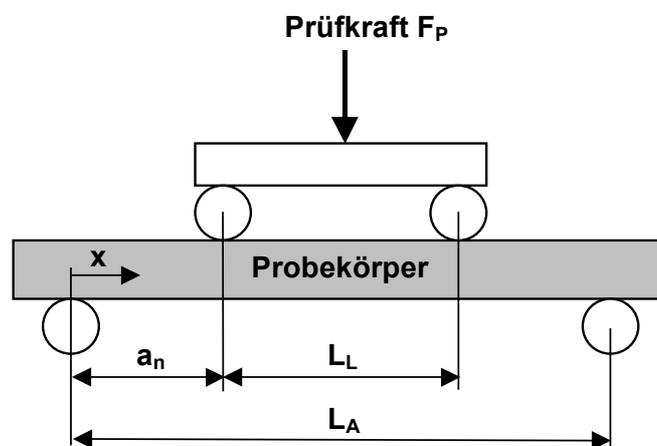


Bild 23: Vierpunkt-Biegeversuch

Die Versuche wurden auf einer Universalprüfmaschine Instron 4505 durchgeführt. Es wurde eine Belastungsgeschwindigkeit von 50mm/min gewählt. Nach DIN 51110 /48/

errechnet sich die Biegefestigkeit σ_{4b} der einzelnen Proben aus der Bruchkraft F_{Pmax} nach folgender Beziehung:

$$\sigma_{4B} = \frac{3 \cdot F_{Pmax} \cdot (L_A - L_L)}{2 \cdot B_P \cdot H_P^2} \quad (\text{Gl. 27})$$

Obwohl die Norm eine Mindestanzahl von 30 Proben vorschreibt, wurden nur 15 Proben geprüft. Aufgrund der aufwendigen Präparation der Proben aus fertigen Kolben konnte von der Herstellerfirma keine größere Probenanzahl zur Verfügung gestellt werden.

4.1.2.2 Weibullverteilung und Weibullparameter

Zur Ermittlung einer Weibullverteilung für die Biegebruchversuche nach DIN 51110, Teil 3 /50/ und damit zur Bestimmung der Weibullparameter σ_0 und m stand ein am Lehrstuhl für Angewandte Materialwissenschaften der TU München entwickeltes Rechnerprogramm zur Verfügung /52/. Das Programm errechnet die Weibullparameter nach der Maximum-Likelihood-Methode aus den Bruchfestigkeiten. Zusätzlich ermittelt es die Konfidenzintervalle der Weibullparameter zu einem gewünschten Vertrauensniveau. Die Ergebnisse werden in einem Prüfbericht nach DIN 51110, Teil 3 zusammengestellt.

4.1.2.3 Defektcharakterisierung

Zur Detektion von bruchauslösenden Defekten wurden rasterelektronenmikroskopische Untersuchungen durchgeführt. Die Bruchflächen wurden dazu vorab mit Gold bedampft. Es wurde ein Rasterelektronenmikroskop der Firma CAMScan, Typ 4DV mit einer Beschleunigungsspannung von 20kV verwendet. Das Mikroskop ist mit einer energiedispersiven Analyseeinheit (EDX) der Firma EDAX ausgerüstet.

4.1.2.4 Elastizitätsmodul

Zur Bestimmung des Elastizitätsmoduls E wurde bei 5 Biegeproben (vgl. Kap. 4.1.2.1) die Durchbiegung w in der Probenmitte mit induktivem Wegaufnehmer und Meßerfassungssystem aufgezeichnet. (Gl. 28) beschreibt die Durchbiegung $w(x)$ der Probe in Abhängigkeit der Ortsvariablen x (vgl. Bild 23), bei einer aufgetragenen Kraft $F_P/2$ pro Lastrolle und einem Flächenträgheitsmoment I_F des Probenquerschnitts. Bei der verwendeten Anordnung beträgt der normierte Abstand $a_n = 10\text{mm}$.

$$w(x) = \frac{1}{EI_F} \left[-\frac{1}{6} \frac{F_P}{2} \{x\}^3 + \frac{1}{6} \frac{F_P}{2} \{x - a_n\}^3 + \frac{3}{2} \frac{F_P}{2} a_n^2 x \right] \quad (\text{Gl. 28})$$

Bei gemessener Durchbiegung $w(2a_n)$ in der Probenmitte und bekannter Kraft F_P errechnet sich der Elastizitätsmodul E demnach aus folgender Beziehung:

$$E = \frac{1}{w(2a_n) I_F} \left[-\frac{1}{6} \frac{F_P}{2} \{2a_n\}^3 + \frac{1}{6} \frac{F_P}{2} \{2a_n - a_n\}^3 + \frac{3}{2} \frac{F_P}{2} a_n^2 2a_n \right] \quad (\text{Gl. 29})$$

4.1.3 Uniaxialer Druckversuch

Die Messung der Druckfestigkeit wurde in einem uniaxialen Druckversuch an 3 zylindrischen Kohlenstoffproben durchgeführt, deren Durchmesser und Höhe jeweils 12mm betragen. Auf eine statistische Auswertung mußte aufgrund der geringen Probenanzahl verzichtet werden. Aus diesem Grund wurde nur ein arithmetischer Mittelwert aus den 3 Bruchspannungen gebildet. Die Versuche wurden mit einer Universalprüfmaschine Instron 4505 durchgeführt. Bild 24 zeigt den Versuchsaufbau.

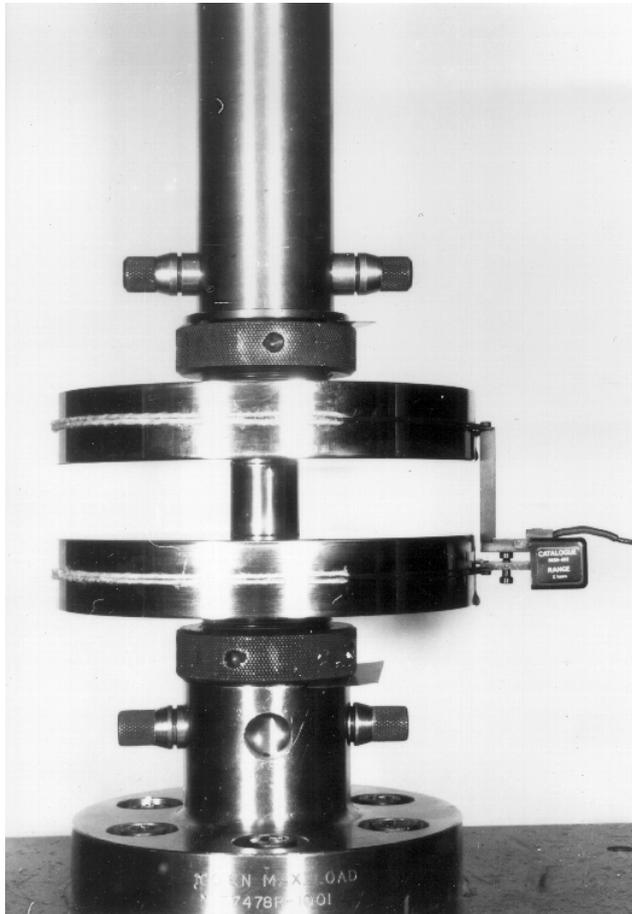


Bild 24: Uniaxialer Druckversuch

ergibt sich die Bruchspannung. Über einen seitlich an den Druckplatten angebrachten, induktiven Wegaufnehmer (vgl. Bild 24) konnte der Verfahrweg während des Versuchs gemessen werden. Über das mit Hilfe eines Meßwerterfassungssystems aufgezeichnete Kraft-Weg-Diagramm wurde der Elastizitätsmodul des Kohlenstoffs bei Druckbelastung ermittelt.

Zusätzlich wurden die Preßlinge mit Dehnungsmeßstreifen (DMS) versehen, um die Querdehnzahl des Werkstoffs bestimmen zu können. Dazu wurden an der Mantelfläche der zylindrischen Proben je zwei DMS angeklebt, einer in Längsrichtung der Probe, einer senkrecht dazu. Beide DMS der Proben wurden mit je einem Kompensations-DMS zu einer Wheatstone'schen Halbbrücke verschaltet. Die Kompensations-DMS wurden auf einem Aluminiumblech neben der Probe untergebracht. Sie waren so der gleichen Temperatur ausgesetzt, wie die aktiven DMS, blieben jedoch mechanisch unbelastet (vgl. Bild 25).

Die planparallel geschliffenen Kohlenstoffproben wurden vor dem Einsetzen in die Druckplatten in Höhe und Durchmesser vermessen. Um das Haften der Proben an den Druckplatten zu verringern, wurde MoS₂-Paste auf die Kontaktflächen aufgetragen. Die dadurch verringerte Reibung sollte eine gleichmäßigere Querdehnung der Proben an ihren Stirnflächen und damit die Einachsigkeit des Spannungszustands gewährleisten.

Der Druckversuch wurde weggesteuert mit einer konstanten Geschwindigkeit von 0,4mm/min durchgeführt. Nach dem Bruch der Probe wurde der Versuch beendet und die Bruchkraft registriert. Aus Bruchkraft und Probenquerschnitt

ergibt sich die Bruchspannung. Über einen seitlich an den Druckplatten angebrachten, induktiven Wegaufnehmer (vgl. Bild 24) konnte der Verfahrweg während des Versuchs gemessen werden. Über das mit Hilfe eines Meßwerterfassungssystems aufgezeichnete Kraft-Weg-Diagramm wurde der Elastizitätsmodul des Kohlenstoffs bei Druckbelastung ermittelt.

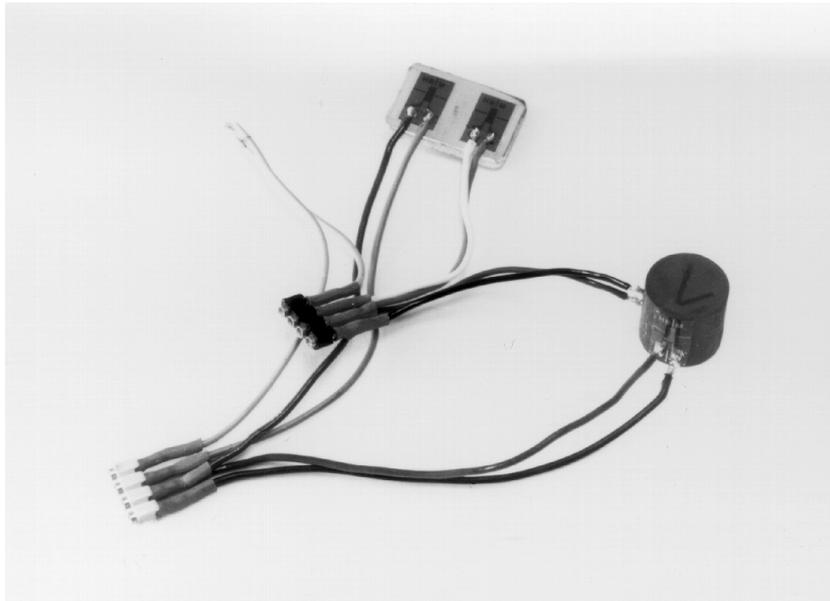


Bild 25: Probe für Druckversuch mit DMS-Verschaltung

Die als Meßmittel eingesetzten Dehnungsmeßstreifen sind im Prinzip elektrische Widerstände, die bei Dehnung oder Stauchung ihren Widerstandswert verändern. Die elektrische Schaltung für das Messen mittels Dehnungsmeßstreifen ist die Wheatstone-Brücke /61/, /62/ (vgl. Bild 26). Sie besteht aus zwei Zweigen mit je zwei veränderlichen oder konstanten Widerständen, die mit der gleichen elektrischen Spannung U_B versorgt werden. Gemessen wird dabei die Differenzspannung U_M , die sich zwischen den Mittenabgriffen der beiden Zweige einstellt. Bezogen auf die Versorgungsspannung der Brücke spricht man dann von der Brückenverstimmung U_M/U_B . Für deren Erfassung ist ein Meßverstärker erforderlich, da im Falle von Brückenschaltungen mit Dehnungsmeßstreifen die zu messenden Spannungen im Millivoltbereich liegen. Als Meßverstärker wurde ein Gerät der Firma Hottinger Baldwin Meßtechnik verwendet.

Außenschaltung *Ergänzungsschaltung
im Meßverstärker*

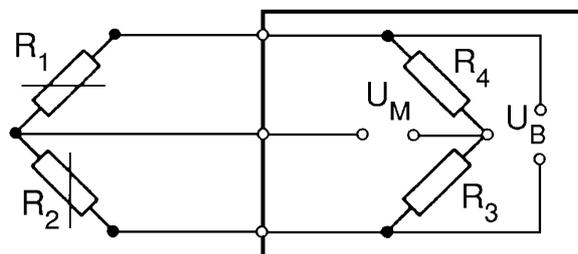


Bild 26: Wheatstone'sche Meßbrücke /62/

Über die gemessene Brückenverstimmung und den sogenannten k -Faktor der DMS läßt sich die Dehnung berechnen. Der k -Faktor ist eine Proportionalitätskonstante, die die relative Änderung des elektrischen Widerstands des DMS im Zuge seiner Längenänderung mit der technischen Dehnung verknüpft /61/, /62/.

Die Querdehnzahl ist das Verhältnis aus Quer- und Längsdehnung eines Werkstoffs. An der Mantelfläche der zylindrischen Proben wurde jedoch mit den DMS anstatt der Querdehnung die Umfangsdehnung gemessen. Die Querdehnzahl ν berechnet sich demnach aus:

$$\nu = - \frac{\varepsilon_{az}}{\varepsilon_{ax} \cdot \pi} \quad (\text{Gl. 30})$$

mit:

ε_{az} = Umfangsdehnung der Probe; ε_{ax} = Längsdehnung der Probe

4.1.4 Bruchversuche bei zweiachsigem Spannungszustand

Wie in 2.2.3.2 beschrieben, versagen Bauteile bei mehrachsiger Belastung mitunter früher, als bei einachsiger Belastung. Um Mesophasenkohlenstoff auf dieses Verhalten hin zu untersuchen, wurden zwei Versuche durchgeführt, bei denen ein zweiachsiger Spannungszustand eingestellt werden kann. Die Ergebnisse der Versuche sollen zusammen mit Biege- und Druckfestigkeit der Definition einer für Mesophasenkohlenstoff gültigen Versagenshypothese für zweiachsige Beanspruchungszustände dienen.

4.1.4.1 Doppelringversuch

Beim Doppelringversuch (vgl. Bild 27) wird ein sogenannter äquibiaxialer Spannungszustand erzeugt. Eine flache kreisförmige Probe wird über zwei konzentrisch angeordnete Ringe belastet. Dadurch entsteht ein Zustand, bei dem die Probe innerhalb des Belastungsringes an jedem Punkt durch betragsmäßig gleiche Zugspannungen in zwei Richtungen belastet wird.

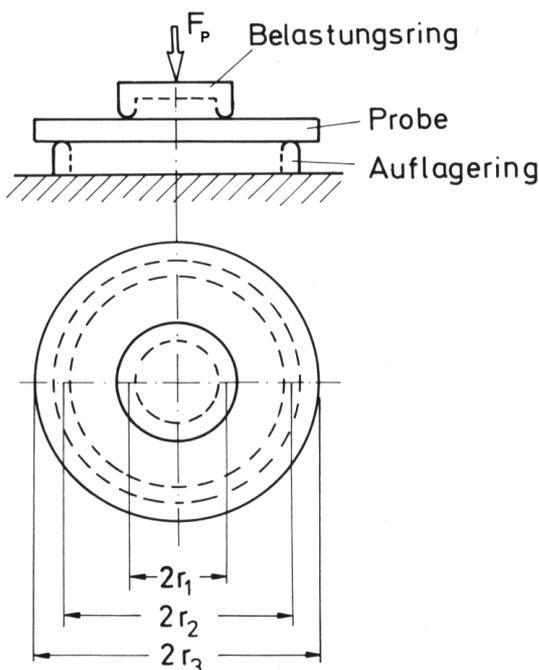


Bild 27: Doppelringversuch /46/

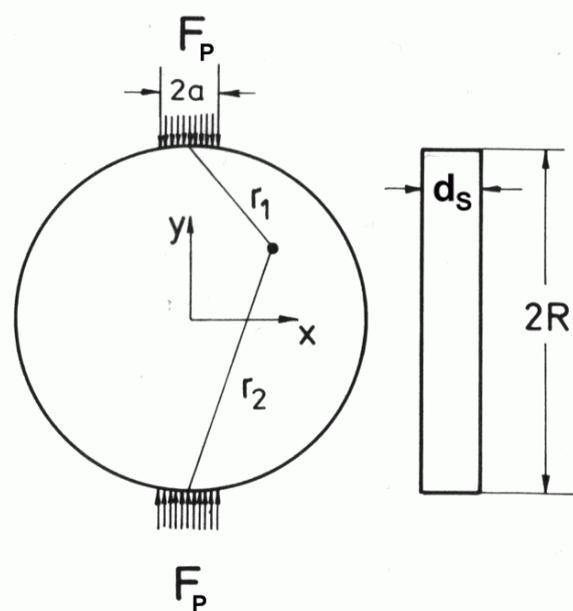


Bild 28: Scheibenversuch /46/

Die Spannungsverteilung in der Scheibe ist gegeben durch:

$$\sigma_i = \frac{3 F_P z}{2 \pi t^3} \cdot D_i(\rho_r, c, d, \nu) \quad /46/ \quad (\text{Gl. 31})$$

F_P steht für die Kraft, mit der die Probe belastet wird, d_S für die Scheibendicke und z ist eine Koordinate in Dickenrichtung. Ihr Nullpunkt liegt in der Scheibenmitte. Der Index i kann mit r für die Radialspannung und mit t für die Tangentialspannung belegt sein. $c = r_1/r_2$ und $d = r_3/r_2$ sind dimensionslose Größen, die die beiden Ringradien r_1 und r_2 und den Scheibenradius r_3 enthalten (vgl. Bild 27). $\rho_r = r/r_2$ wird als dimensionslose Koordinate eingeführt. ν steht für die Querdehnzahl. Für den Bereich $0 < r < r_1$ liegt nun ein äquibiaxialer Spannungszustand vor, da die Funktion D_i unabhängig ist vom Radius r .

$$D_r = D_t = (1-\nu) \frac{1-c^2}{d^2} - (1+\nu) 2 \ln c \quad (\text{Gl. 32})$$

Voraussetzung für die Anwendung von (Gl. 32) ist, daß der Versuch an einer ausreichend dünne Platte durchgeführt wird. Eine ausführliche Beschreibung dieses Versuchs gibt DIN 52292 /63/.

Der Doppelringversuch wurde an vier kreisscheibenförmigen Proben mit einem Durchmesser ($=2r_3$) von 18mm und einer Dicke von 3mm durchgeführt. Die Probenoberfläche war poliert. Der Durchmesser des Auflagerrings ($=2r_2$) betrug 16mm, der des Belastungsring ($=2r_1$) 6mm. Die Proben wurden in einer Universalprüfmaschine mit einer Belastungsgeschwindigkeit von 0,4mm/min bis zum Bruch belastet. Aus der gemessenen Bruchkraft wurde nach (Gl. 31) die äquibiaxiale Bruchspannung errechnet.

4.1.4.2 Scheibenversuch

Eine Möglichkeit zur Erzeugung eines Spannungszustands, bei dem Zug- und Druckspannungen überlagert sind, ist der Scheibenversuch. Eine kreisscheibenförmige Probe wird auf der Mantelfläche in einem Druckversuch belastet (vgl. Bild 28). Der Radius der Scheibe ist R , die Scheibendicke wird mit d_S bezeichnet. Die Koordinaten x und y werden auf R bezogen und ergeben sich somit zu $x^*=x/R$ und $y^*=y/R$. Für eine gleichmäßig verteilte Krafteinleitung der Breite $2a$ (vgl. Bild 28) ergeben sich die Spannungen in x - und y -Richtung für $x=0$ zu

$$\sigma_x = \frac{F_P}{\pi d_S R} \left[1 - \frac{1}{1-y^*} + \frac{1}{2a/R} \sin \frac{2a/R}{1-y^*} \right] \quad /64/ \quad (\text{Gl. 33})$$

$$\sigma_y = \frac{F_P}{\pi d_S R} \left[1 - \frac{1}{1-y^*} - \frac{2}{1+y^*} - \frac{1}{2a/R} \sin \frac{2a/R}{1-y^*} \right] \quad /64/ \quad (\text{Gl. 34})$$

Mit dem Versagen der Probe ist entlang der vertikalen Achse ($x=0$) zu rechnen. Der Spannungszustand im Probenmittelpunkt bildet sich näherungsweise mit einem Ver-

hältnis von $\sigma_x/\sigma_y = -3/1$ aus. Das heißt, daß in x-Richtung Druckspannungen wirken, die etwa dreimal so hoch sind, wie die in y-Richtung wirkenden Zugspannungen /65/.

Die Versuche wurden an 3 Proben mit Radius $R=50\text{mm}$ und Dicke $d_s=8\text{mm}$ durchgeführt. Der Versuchsaufbau war ähnlich dem des uniaxialen Druckversuchs (vgl. Bild 24). Zur Kräfteinleitung wurden an die Probengeometrie angepasste Stempel aus Vergütungsstahl hergestellt, um die Kraft von den parallelen Druckplatten gleichmäßig verteilt auf die Mantelfläche der Proben einzuleiten. Die Proben wurden mit einer Belastungsgeschwindigkeit von $0,5\text{mm/min}$ bis zum Bruch belastet.

4.1.5 Bestimmung der Rißzähigkeit K_{Ic}

Wie in Kap. 2.2.3.1 beschrieben ist die Rißzähigkeit K_{Ic} für keramische Werkstoffe ein wichtiger Kennwert, da sie den Widerstand des Werkstoffs gegen eine instabile Rißausbreitung beschreibt. Zur Bestimmung von K_{Ic} bei Keramik werden in der Literatur verschiedene Methoden vorgeschlagen. Die prinzipielle Vorgehensweise ist jedoch immer ähnlich. Nach der Erzeugung eines Risses in einer Probe wird diese einem Bruchversuch unterworfen. Aus der gemessenen Bruchlast bzw. Bruchspannung und der Rißlänge wird die Rißzähigkeit nach (Gl. 3) berechnet. Die Methoden unterscheiden sich meist nur in der Erzeugung des Anrisses, mitunter werden aber auch natürliche Risse verwendet.

Die hier verwendete Methode stützt sich auf DIN 51109 /66/, die die Ermittlung von K_{Ic} bei keramischen Hochleistungswerkstoffen beschreibt. Eine stabförmige Probe mit Rechteckquerschnitt wird in der Mitte mit einem Anriß der Tiefe a senkrecht zur Mittenebene versehen. Anschließend wird die Probe in einem Vierpunkt-Biegeversuch nach DIN 51110 /48/ bis zum Bruch belastet.

Die Proben hatten eine Länge $L_P=45\text{mm}$, eine Breite $B_P=4\text{mm}$ und eine Höhe $H_P=4\text{mm}$. Der Anriß wurde in Form einer Sägekerbe mit einer Breite von $30\mu\text{m}$ und einer Tiefe $a=1\text{mm}$ eingebracht. Der Auflagerabstand der Vierpunktbiege-Anordnung betrug $L_A=40\text{mm}$, der Lastrollenabstand betrug $L_L=20\text{mm}$. Die Belastungsgeschwindigkeit betrug $0,4\text{mm/min}$. Aus der gemessenen Bruchkraft, der Rißlänge, der Probengeometrie und der Geometrie der Prüfanordnung errechnet sich K_{Ic} aus (Gl. 35).

$$K_{Ic} = \frac{F_{\max}}{B_P \sqrt{H_P}} Z \quad (\text{Gl. 35})$$

mit:

$$Z = \frac{L_A - L_L}{H_P} \cdot \frac{3 \cdot \sqrt{\gamma}}{2(1-\gamma)^{3/2}} \left[1,9887 - 1,1326\gamma - \frac{(3,49 - 0,68 + 1,35\gamma^2)\gamma(1-\gamma)}{(1+\gamma)^2} \right] \quad (\text{Gl. 36})$$

mit:

$$\gamma = a/H_P \quad (\text{Gl. 37})$$

Der Versuch wurde an 10 Proben durchgeführt. Aus den Einzelergebnissen wurde ein arithmetischer Mittelwert gebildet.

4.2 Simulation von Kolben im Motorbetrieb

4.2.1 Hard- und Software

Als Grundlage für die Simulationsmodelle dienten dreidimensionale CAD-Modelle, die mit dem CAD-Programm Pro/ENGINEER erstellt wurden. Dies geschah unter UNIX auf einer Workstation Digital DEC Alpha3000 und unter WindowsNT auf einem PC mit Intel Pentium II 266 MHz Prozessor und leistungsfähiger Grafikausstattung. Für Modellaufbereitung und Ergebnisauswertung wurde der FEM-Pre- und Postprozessor MSC/Patran benutzt, ebenfalls unter Unix und WindowsNT. Als Programm für Strukturberechnungen diente der Solver MSC/Nastran, für thermische Berechnungen der Solver MSC/PThermal. Da am Lehrstuhl für Angewandte Materialwissenschaften nicht die erforderliche Rechenleistung für die aufwendigen Strukturberechnungen mit MSC/Nastran zur Verfügung stand, wurden die Berechnungen auf Hochleistungs-Parallelrechnern der Typen ‚Cray Y-MP‘ und ‚IBM RS6000‘ am Leibnitz-Rechenzentrum der Bayerischen Akademie der Wissenschaften (LRZ) durchgeführt /67/. Die Modell- und Ergebnisdaten wurden über das Hochschulnetzwerk zum Rechenzentrum und zurück übertragen. Der Programmaufruf von MSC/Nastran erfolgte ebenfalls über das Netzwerk.

Zur Berechnung der Versagenswahrscheinlichkeiten (vgl. Kap. 2.3.5) wurde ein am Lehrstuhl entwickeltes C-Berechnungsprogramm verwendet /52/, das unter UNIX ebenfalls auf einer Workstation Digital DEC Alpha3000 ausgeführt wurde.

4.2.2 Abschätzung der Kolbentemperatur im Motorbetrieb

4.2.2.1 Ziel der Abschätzung

Wie in Kap. 2.1.4.4 beschrieben, stellen sich im Kolben während des Betriebs erhebliche Temperaturdifferenzen ein. Trotz der zyklischen thermischen Belastung kann die sich einstellende Temperaturverteilung für konstante Betriebsbedingungen als quasi stationär betrachtet werden. Die periodischen Schwankungen beschränken sich auf die oberste Schicht des Kolbenbodens (vgl. Kap. 2.1.4.4). Die örtlichen Temperaturdifferenzen im Kolben verursachen im Zusammenspiel mit der Wärmeausdehnung des Kolbenwerkstoffs Spannungen, die vor allem bei Leichtmetallwerkstoffen mit ihrer großen Wärmedehnung erheblich zur Gesamtspannungsbelastung des Kolbens beitragen.

Um zu beurteilen, welche Rolle die thermischen Spannungen für die Belastungssituation von Kohlenstoffkolben spielen, ist die Abschätzung der Temperaturverteilung dieser Kolben während des Betriebs erforderlich. Hier liegt zwar der Wärmeausdehnungskoeffizient deutlich niedriger als bei Leichtmetallen, aufgrund der schlechteren Wärmeleitfähigkeit ist jedoch mit höheren Temperaturdifferenzen zu rechnen. Die Abschätzung der Temperaturverteilung erfolgte sowohl für eine Parameterstudie am Kolben einer 2-Takt-Motorsäge als auch für den Kolben eines 4-Takt-Pkw-Otto-Motors nach demselben, im folgenden beschriebenen Schema.

4.2.2.2 Modellierung

Die Kolbengeometrien wurden als dreidimensionale CAD-Modelle im CAD-Programm Pro/ENGINEER erstellt. Als Basis dienten Konstruktionszeichnungen der Herstellerfirmen. Die CAD-Modelle wurden anschließend über eine direkte Programmschnittstelle in den FEM-Pre- und Postprozessor MSC/Patran übertragen.

Unter Ausnutzung von Symmetrien kam für den Motorsägenkolben ein Viertelmodell und für den Pkw-Kolben ein Halbmodell zum Einsatz. Die Modelle bestanden jeweils aus Kolben, Kolbenbolzen und einem Teil des Pleuels. Die Diskretisierung wurde mit einem automatischen Tetraedervernetzer durchgeführt. In bestimmten Bereichen des Modells mußte die Vernetzung manuell nachgebessert werden. Für die Berechnung der Temperaturverteilungen wurden die in Bild 29 aufgeführten Materialkennwerte verwendet.

	Mesophasenkohlenstoff (Kolben)	Stahl (Pleuel, Bolzen)	AlSi12 (Vergleichskolben)
Dichte ρ [g/cm ³]	1,86	7,8	2,7
Wärmeleitfähigkeit λ [W/(m·K)]	15 (Motorsäge) 22 (Pkw)	74	160
Wärmekapazität c_p [kJ/(kg·K)]	810	450	900

Bild 29: Materialkennwerte für thermische Simulation /1/, /4/, /26/, /28/

4.2.2.3 Randbedingungen

Der Wärmeübergang von den umgebenden Medien auf den Kolben geschieht zum überwiegenden Teil durch erzwungene Konvektion (vgl. Kap. 2.1.4.4). Es wird deshalb näherungsweise davon ausgegangen, daß kein Wärmetransport über andere Mechanismen stattfindet. Das Temperaturfeld, das sich im Kolben einstellt, ist demzufolge lediglich durch die umgebenden Temperaturen, die entsprechenden Wärmeübergangskoeffizienten (WÜK) und die Wärmeleitung im Inneren des Kolbens gekennzeichnet. Dazu kommt die durch die Reibung des Kolbens und der Kolbenringe an der Zylinderwand in den Kolben eingebrachte Wärme. Vergleicht man den Wärmeeinfall durch Reibung mit dem durch das Brenngas, so liegt der Anteil der Reibung unter 4% /68/. Da lediglich eine Abschätzung der Temperaturverteilung angestrebt war, wurde dieser Einfluß vernachlässigt.

Der Wärmetransport von den Verbrennungsgasen in den Kolbenboden stellt neben der Wärmeleitfähigkeit des Werkstoffs einen Haupteinflußfaktor auf die entstehende Temperaturverteilung im Kolben dar. Dieser Wärmetransport ist charakterisiert durch die Temperatur der Verbrennungsgase und den Wärmeübergangskoeffizienten am Kolbenboden. Beide Werte sind weder über den zeitlichen Verlauf eines Zyklus' noch örtlich über die Fläche des Kolbenbodens konstant. Für stationäre Berechnungen hat es sich aber als zweckmäßig erwiesen, beide Kenngrößen sowohl zeitlich über einen Zyklus, als auch örtlich über den Kolbenboden hinweg zu mitteln. Man spricht von

einer mittleren Gastemperatur T_{Gm} und einem mittleren Wärmeübergangskoeffizienten α_m . Beide Größen haben keine physikalische Bedeutung. Sowohl T_{Gm} als auch α_m lassen sich aus einer Arbeitsprozeßrechnung ermitteln. Die Bestimmung der Wärmeübergangszahl erfolgt dabei üblicherweise über eine empirische Formel nach Woschni /28/.

Für eine gut mit der Realität übereinstimmende Berechnung der Temperaturverteilung ist es unabdingbar, die Werte für T_{Gm} und α_m aus einer Arbeitsprozeßrechnung zu gewinnen und die Ergebnisse der Berechnung anschließend durch Versuche zu verifizieren. Für eine Arbeitsprozeßrechnung standen weder bei der Parameterstudie noch beim Pkw-Kolben ausreichende Daten zur Verfügung. Für T_{Gm} und α_m konnte daher nur auf Literaturwerte aus vergleichbaren Messungen und Berechnungen bei Motoren ähnlicher Baugröße, Leistung und Drehzahl zurückgegriffen werden /69/, /70/, /71/, /72/, /73/, /74/, /75/, /76/. Betrachtungen von Leichtl /68/ haben gezeigt, daß eine Veränderung der mittleren Gastemperatur um 10% eine Veränderung der errechneten Maximaltemperatur im Kolben von ebenfalls 10% zur Folge hat. Eine 10%ige Änderung des Wärmeübergangskoeffizienten bewirkt eine Veränderung der Maximaltemperatur von 5%. Diese Zusammenhänge verdeutlichen, daß aus dem Fehlen von genauen Werten für T_{Gm} und α_m nicht unerhebliche Fehler in der daraus errechneten Temperaturverteilung resultieren können. Diese Tatsache muß bei Auswertung und Diskussion der Berechnungsergebnisse berücksichtigt werden.

Die höchsten Temperaturen im Kolben treten an der Vollastlinie bei maximalem Drehmoment des Motors auf, wobei die Linien konstanter Kolbentemperaturen im Motorkennfeld parallel zur Vollastlinie verlaufen. Sie erhöhen sich deshalb bei weiterer Drehzahlsteigerung nur noch unwesentlich /68/. Für die Berechnungen wurde der Betriebspunkt des höchsten Drehmoments bei Vollast gewählt. Beim 2-Takt-Aggregat entspricht das einer Drehzahl von 10000U/min, beim 4-Takt-Motor von 5500U/min. Bild 30 listet die Werte auf, die für T_{Gm} und α_m angenommen wurden.

	2-Takt-Kolben	4-Takt-Kolben
mittlere Gastemperatur T_{Gm} [°C]	1020	1050
mittlerer WÜK α_m [W/(m ² K)]	500	520

Bild 30: Mittlere Gastemperatur T_{Gm} und mittlerer WÜK α_m für thermische Simulation

Die weiteren Umgebungstemperaturen differieren bedingt durch das Arbeitsverfahren zwischen 2-Takt- und 4-Takt-Kolben. Für den Kolben der 2-Takt-Motorsäge wurde für die Kolbenunterseite die Temperatur des Frischgases mit 30°C angenommen, für den Pkw-Kolben eine Temperatur der Kurbelgehäuseatmosphäre und des Spritzöls von 90°C. Die mittlere Temperatur der Zylinderlauffläche wurde an Literaturwerte angelehnt mit 130°C für den 2-Takt-Kolben und mit 140°C für den 4-Takt-Kolben angenommen. Die Werte der Wärmeübergangskoeffizienten an den dazugehörigen Bauteiloberflächen wurden ebenfalls der Literatur entnommen und den vorliegenden Problemstellungen angepaßt /69/, /70/, /71/, /72/, /73/, /74/, /75/, /76/. Untersuchungen von Ebel /69/ haben gezeigt, daß Variationen der Wärmeübergangszahlen an Ringstegen, Schaft und Kolbeninnenseite innerhalb der bei /74/ und /75/ genannten

Grenzen keine nennenswerten Veränderungen des Temperaturfelds im Kolben zur Folge haben. Bild 31 zeigt exemplarisch die angenommenen Wärmeübergangskoeffizienten für den Kolben der Motorsäge. Für den Pkw-Kolben wurden ähnliche Werte verwendet.

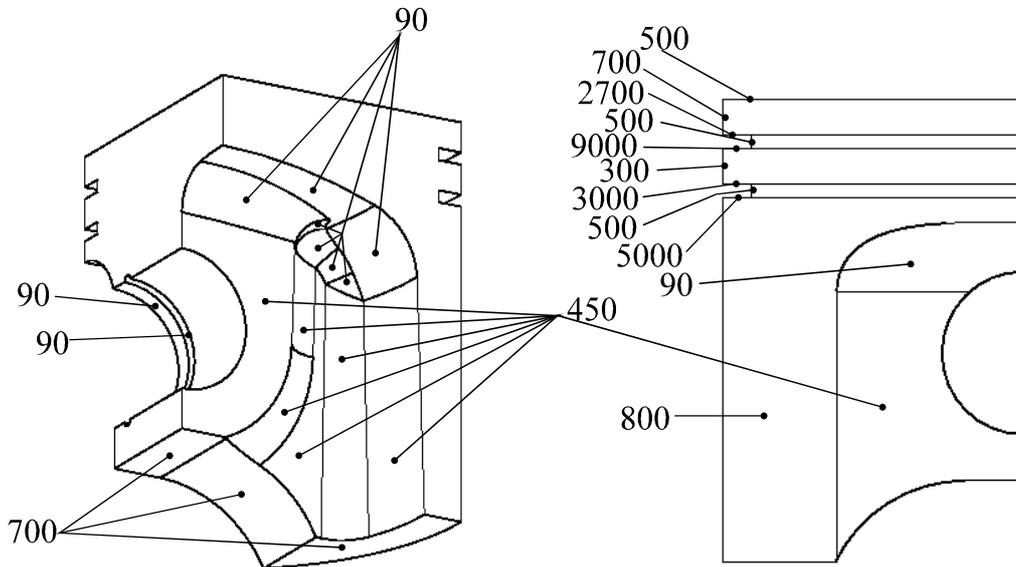


Bild 31: Wärmeübergangskoeffizienten am Zweitakt-Kolben

Um die Plausibilität der angenommenen Randbedingungen zu überprüfen, wurde für beide Kolbentypen eine Berechnung durchgeführt, bei der eine Standard-Aluminiumlegierung als Kolbenwerkstoff angenommen wurde. Die Ergebnisse und damit auch die Randbedingungen wurden mit aus der Literatur bekannten, gemessenen Temperaturverteilungen ähnlicher Kolben [69], [70], [71], [72] abgeglichen.

4.2.3 Parameterstudie: Strukturberechnung an 2-Takt-Otto-Kolben

4.2.3.1 Ziel der Studie

Ziel der Parameterstudie war es, an einem einfachen Simulationsmodell zu untersuchen, welche Bereiche der Geometrie eines Kohlenstoffkolbens mechanisch besonders stark belastet sind. Weiterhin war zu klären, wie diese Belastungen zustande kommen. In diesem Zusammenhang sollte außerdem untersucht werden, welchen spezifischen Einfluß dabei die einzelnen Belastungsarten, also Gaskraft, Massenkraft und thermische Spannungen auf den Gesamtspannungszustand haben (vgl. Kap. 2.1.4). Zu diesem Zweck wurde der Kolben des 2-Takt-Otto-Aggregats einer Motorsäge betrachtet. Der Motor gibt mit einem Hubraum von ca. 80cm^3 bei einer Drehzahl von 10000U/min eine Leistung von $4,2\text{kW}$ ab. Der Standardkolben des Motors besteht aus einer Aluminiumlegierung und wiegt bei einem Durchmesser von 52mm und einer Höhe von 40mm 98g . Der hier betrachtete Kohlenstoffkolben kann bei gleichen Grundabmessungen eine um bis zu 12% geringere Masse aufweisen.

Mit Hilfe des im Vergleich relativ einfachen Berechnungsmodells sollten einige Variationen in der Kolbengeometrie mit dem Ziel untersucht werden, die Spannungen in den hochbelasteten Bereichen zu reduzieren. Aus diesen Ergebnissen sollten Vor-

Vernetzungsfunktionen zur Verfügung stehen. Es wurde angestrebt, die Nachteile der linearen Tetraederelemente durch eine ausreichend feine Vernetzung auszugleichen. Zur Kontrolle der Vernetzung wurden die Berechnungsergebnisse auf Spannungsgradienten zwischen benachbarten Elementen untersucht. Sind diese Gradienten niedrig, ist die Struktur ausreichend fein vernetzt und die Simulation führt zu genauen Ergebnissen /58/.

Zur Auswertung der Spannungszustände im Kolben wurde entsprechend der in Kap. 2.2.3.2 beschriebenen Hauptspannungshypothese die größte maximale Hauptspannung herangezogen und mit der mittleren Biegefestigkeit σ_0 des Werkstoffs verglichen (vgl. Kap. 2.2.3.1).

Die Kontaktbedingungen zwischen Kolben und Bolzen sowie zwischen Bolzen und Pleuel wurden, wie bereits erwähnt, mit GAP-Elementen realisiert. Es handelt sich dabei um eindimensionale Stabelemente, die auf Zug- und Druckbelastung verschiedene Steifigkeiten aufweisen. Die GAP-Elemente verbinden die Knoten der benachbarten Körper. Sie sind so orientiert, daß ihre hohe Drucksteifigkeit (closed stiffness) wirkt, wenn die Körper sich aufeinander zubewegen. Bewegen sie sich voneinander weg, wirkt die niedrige Zugsteifigkeit (open stiffness). Das Verhältnis zwischen Druck- und Zugsteifigkeit sollte mindestens 10^{14} betragen /79/. Die Verwendung von GAP-Elementen erfordert eine nichtlineare Lösungssequenz und erhöht damit die Rechenzeit deutlich.

Beim ausgeführten Kolben ist der Stahl-Kolbenbolzen mit einer Spielpassung von 0,035 mm in das Bolzenloch eingesetzt. Im Modell des 2-Takt-Kolbens wurde diese Passung durch die Beaufschlagung des Kolbenbolzens mit einer theoretischen, konstanten Temperatur von -243°C erzeugt, die ihn um das benötigte Passmaß schrumpfen läßt. Diese negative Temperatur dient lediglich dazu, in der Berechnung das geometrische Untermaß des Bolzens zu erzeugen und hat keinen Einfluß auf Spannungs- und Temperaturverhältnisse in der Rechnung.

Bild 33 zeigt die für die Berechnung verwendeten Werkstoffkennwerte. Die Werte für Kolbenbolzen und Pleuel wurden der Literatur entnommen /1/, /26/, /28/, während für Mesophasenkohlenstoff die gemäß Kap. 4.1 ermittelten Kennwerte verwendet wurden. Das Materialverhalten des Kolbens wurde als isotrop für die gesamte Bauteilgeometrie angenommen.

	Elastizitätsmodul E [N/mm ²]	Querdehnzahl ν	Dichte ρ [g/cm ³]	Wärmedehnung α [10^{-6} 1/K]
Mesophasenkohlenstoff (Kolben)	15500	0,11	1,86	5
Stahl (15Cr3) (Pleuel, Bolzen)	210000	0,3	7,8	10,1

Bild 33: Materialkennwerte für Strukturberechnung

4.2.3.3 Randbedingungen

Die Randbedingungen, die über das Sperren von Knotenfreiheitsgraden die Verschiebungsmöglichkeiten und die Symmetrieeigenschaften des Modells charakterisieren, wurden bereits in Kap. 4.2.3.2 beschrieben. Als Betriebsbelastungen wurden Gaskraft, Massenkraft und Temperaturverteilung berücksichtigt (vgl. Kap. 2.1.4). Es wurde nur die Kurbelwellenstellung betrachtet, bei der sich der Kolben am oberen Totpunkt (OT) befindet. Beim 2-Takt-Motor findet aufgrund des Arbeitsverfahren bei jedem OT-Durchgang eine Zündung des Brenngases statt. Leertakte, wie bei einem 4-Takt-Motor, treten nicht auf. Auf eine Berechnung der Kolbenspannungen am unteren Totpunkt (UT) wurde verzichtet, weil dort beim 2-Takt-Motor nur verhältnismäßig geringe mechanische Belastungen auftreten [71], [72].

Gaskraft

Wie in Kap. 2.1.4.1 beschrieben, ändert sich die Gaskraft über dem Kurbelwinkel (φ_K). Ihr Maximum tritt bei $\varphi_K \approx 10^\circ$ auf, also 10° nach dem oberen Totpunkt (OT). Da keine Messungen des Gasdrucks beim betrachteten Motor vorlagen, wurde ein Maximalarbeitsdruck von 70bar nach Herstellerangaben angenommen. Mit dem vorliegenden Berechnungsmodell können nur die Kurbelwinkelstellungen am oberen und unteren Totpunkt simuliert werden (vgl. Kap. 4.2.3.2). Der Gasdruck am oberen Totpunkt liegt um etwa 15bar niedriger als der Maximaldruck bei $\varphi_K = 10^\circ$. Für die Berechnungen wurde im Sinne einer Maximalbetrachtung der Höchstdruck von 70bar angesetzt und als Druckbelastung auf den Kolbenboden aufgebracht.

Massenkraft

Die maximale Massenkraft errechnet sich nach (Gl. 2). Aus der Geometrie des Kurbeltriebs ($r = 18 \text{ mm}$ und $\lambda = 0,3$) und einer Drehzahl von 10000 U/min ergibt sich am oberen Totpunkt des Kurbeltriebs eine Momentanbeschleunigung des Kolbens von

$$a_{OT} = 25661 \text{ m/s}^2 .$$

Da sich die Kolbenmasse m über die Werkstoffdichte und die Summe der Einzelmolumina der finiten Elemente ergibt, muß ausschließlich die Beschleunigung als Randbedingung eingegeben werden. Sie belastet dabei das gesamte Modell, also Kolben, Kolbenbolzen und Pleuel. Am oberen Totpunkt wirkt sie beim 2-Takt-Motor immer dem Gasdruck entgegen.

Temperaturverteilung

Aus der Berechnung der Temperaturverteilung nach Kap. 4.2.2 ergibt sich ein Temperaturfeld, das jedem Knoten des Modells eine Einzeltemperatur zuweist. Ausgehend von einer Referenztemperatur von 20°C können so die sich aus den Temperaturdifferenzen ergebenden Spannungen errechnet werden.

4.2.3.4 Geometrievarianten

Es wurden verschiedene Maßnahmen zur Spannungsreduzierung im hochbelasteten oberen Nabenbereich untersucht. Das Bolzenloch wurde an den nach dem Kolbeninneren gewandten Kanten mit verschiedenen Fasen und einem Radius versehen. Die Breite der Fasen beträgt 2,5mm, die Fasenwinkel 5° (Fase 1), 10° (Fase 2) und

20° (Fase 3) zur Mantelfläche des Bolzenlochs. Alternativ wurde ein Radius von $R=2,5\text{mm}$ modelliert. Die Ausschnittsdarstellungen in Bild 34 zeigen die Variante mit 10° Fasenwinkel (links) und die Variante mit Radius (rechts).

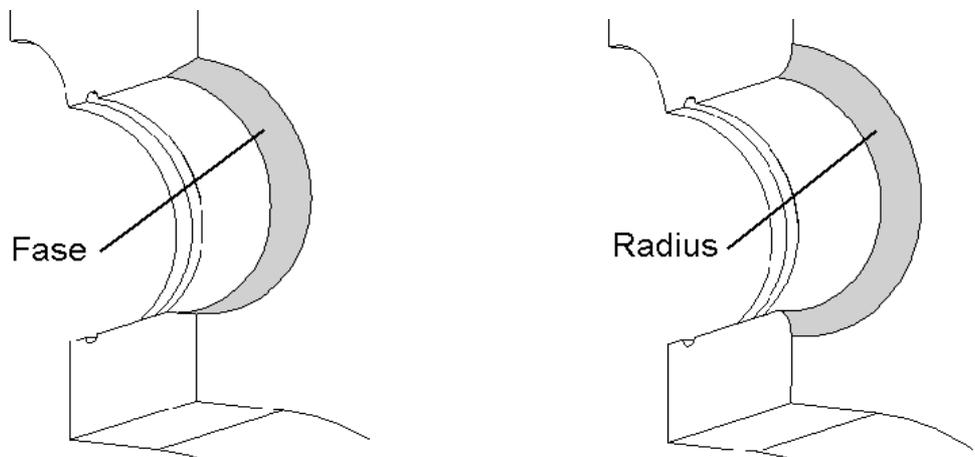


Bild 34: Geometrievarianten zur Entlastung des Nabenbereichs

Als weitere geometrische Variation wurde der Durchmesser des Kolbenbolzens von 12mm auf 14mm vergrößert. Diese Maßnahme vergrößert die Kraftangriffsfläche um etwa 15%. Die Randbedingungen bei allen Varianten entsprachen den Bedingungen bei der Simulation der Ausgangsgeometrie.

4.2.4 Strukturberechnung an einem 4-Takt-Otto-Kolben

4.2.4.1 Ziel der Studie

Unter Berücksichtigung der Erkenntnisse aus der Parameterstudie, der herstellungsbedingten Anforderungen und der den Einbau in den Motor betreffenden Randbedingungen wurde ein Kohlenstoffkolben für einen 4-Takt-Otto-Pkw-Motor entworfen. Der exemplarische Kolben besitzt einen Durchmesser von 84mm und eine Höhe von 48,5mm. Es wurde ein Berechnungsmodell entwickelt, das im Gegensatz zum Parametermodell durch seine realitätsnähere Modellierung in der Lage ist, auch die Spannungen zu erfassen, die entstehen, wenn der Kolben bei Schrägstellung des Pleuels durch die Kolbenkräfte an die Zylinderwand gedrückt wird. Mit Hilfe dieses Modells können die Spannungszustände im Kolben bei allen Kurbelwinkelstellungen untersucht werden, in denen hohe Belastungen im Bauteil auftreten. Für den 4-Takt-C-Kolben sollte auf dieser Basis ein Festigkeitsnachweis durchgeführt werden.

Weitere Ziele dieser Studie waren die Abschätzung der Wahrscheinlichkeit für spontanes Versagen bei diesen Maximalbelastungen und eine Abschätzung der Lebensdauer des Bauteils für einen definierten Betriebszustand. Diese Betrachtungen waren beim Modell des 2-Takt-Kolbens aufgrund des weniger detaillierten Modells nicht möglich (vgl. Kap. 4.2.3.2).

Aus der Kolbenverformung und den Kontaktkräften zwischen Kolben und Zylinderwand sollten Rückschlüsse für die Gestaltung der Kolbenaußenkontur gezogen werden. Zudem sollte eine Auslegung des Bolzeneinbauspiels über die Kolbendeformation erarbeitet werden.

ne Vernetzung gelegt (vgl. Kap. 4.2.3.2). Bild 35 zeigt das verwendete Berechnungsmodell. Die Stabelemente des Pleuelunterteils sind nicht dargestellt. Die Kontaktbedingungen zwischen Zylinderbuchse und Kolben und zwischen Kolben und Kolbenbolzen wurden mit GAP-Elementen realisiert. Um die Einbauspiele zwischen den Bauteilen nachzubilden, wurde die Option „initial gap opening“ in der Definition der Nastran-GAP-Elemente verwendet /79/.

Die Werkstoffkennwerte entsprechen denen, die für die Parameterstudie verwendet wurden (vgl. Bild 33). Jedoch ist der Elastizitätsmodul für den Pkw-Kolben aufgrund der Ergebnisse von /45/ bereichsweise definiert. Demzufolge weisen derartig hergestellte Kohlenstoffkolben im Vergleich zum Kolbenboden geringere E-Moduln in Kolbennabe und Kolbenhemd auf. Im Kolbenboden wurde der E-Modul mit 15500N/mm^2 angenommen, in Kolbennabe und –hemd mit 14000N/mm^2 . Dichte, Wärmedehnung und Querdehnzahl wurden als konstant für die gesamte Bauteilgeometrie angenommen.

Die Zylinderlaufbuchse ist beim betrachteten Aggregat in Grauguß (GG 25) ausgeführt. Bild 36 listet die für die Simulation verwendeten Kennwerte auf.

	Elastizitätsmodul E [N/mm ²]	Querdehnzahl ν	Dichte ρ [g/cm ³]	Wärmedehnung α [10^{-6} 1/K]
Grauguß (GG 25)	110	0,25	7,2	11,8

Bild 36: Materialkennwerte Grauguß (GG 25) für Strukturberechnung

4.2.4.3 Randbedingungen

Abgesehen von der Symmetrierandbedingung des gesamten Halbmodells wurde die Zylinderbuchse an der Außenseite in allen Knotenfreiheitsgraden festgelegt. Die einzige weitere Festlegung des Modells ist die drehbare Lagerung des unteren Pleuelendes, so daß die Kinematik des Kolben richtig nachgebildet wird. Durch das modellierte Einbauspiel kann das Kolbenmodell in der Zylinderbuchse Sekundärbewegungen (z.B. Kippen) ausführen und auch je nach Belastung auf der Druck- oder Gegendruckseite anliegen. Als Betriebsbelastung wurden Temperaturfeld, Gaskraft und Massenkraft berücksichtigt (vgl. Kap. 2.1.4). Da bei diesem Modell mehrere Kurbelwellenstellungen betrachtet wurden, ergeben sich je nach Belastungsfall verschiedene Kombinationen dieser Einzellasten.

4.2.4.4 Belastungsfälle

Für den Festigkeitsnachweis des Kolbens wurden die Kurbelwinkelstellungen ausgewählt, bei denen die einzelnen auf den Kolben wirkenden Belastungskomponenten maximal werden (vgl. Bild 9). Die Seitenkraft (vgl. Kap. 2.1.4.3) wurde nicht als Randbedingung aufgebracht, da sie durch die Kinematik des Modells abgebildet wird. Bei der Auswahl der Lastfälle wurde sie jedoch berücksichtigt. Bild 37 zeigt zu den ausgewählten Kurbelwinkelstellungen die zu diesem Zeitpunkt wirkenden Werte für Gasdruck (bzw. Gaskraft) und momentane Beschleunigung (bzw. Massenkraft). Die positive Krafrichtung entspricht der Richtung der Gaskraft. Die Seitenkraft wird

positiv angegeben, wenn sie in Richtung der Zylinderdruckseite wirkt. Zudem wird die jeweilige Schrägstellung des Pleuels unter dem Kolben als Winkel ψ aufgeführt. Bei positiven Winkeln ist das obere Pleuelauge zur Druckseite hin geneigt. Bei allen Lastfällen wird der Kolben durch das ausgebildete Temperaturfeld (berechnet nach Kap. 4.2.2) belastet.

Kurbelwinkel φ_K	0°	372°	386°	594°
Gasdruck [bar]	0	75,8	55,7	1,3
Gaskraft [kN]	0	42	30,8	0,7
Beschleunigung [m/s ²]	- 25409	- 17450	- 15100	9986
Massenkraft [kN]	- 5,2	- 5,0	- 4,3	2,7
Seitenkraft [kN]	0	2,3	3,5	- 0,86
Schrägstellung Pleuel ψ [°]	0	3,6	7,6	- 14

Bild 37: Ausgewählte Lastfälle mit den auftretenden Belastungskomponenten

Bei Kurbelwinkel $\varphi_K = 0^\circ$ wirkt die maximale negative Massenkraft (Beschleunigung nach oben) auf den Kolben (vgl. Bild Bild 9). Da für diesen Lastfall ausschließlich die Massenkraft versagensdominant ist, wurde anstatt der Drehzahl maximalen Drehmoments bei Vollast die Maximaldrehzahl von 6400U/min zugrundegelegt. Für alle anderen Lastfälle wurde eine Drehzahl von 5500U/min angesetzt, bei der der Motor bei Vollast sein maximales Drehmoment abgibt. Bei dieser Drehzahl tritt die größte Gaskraft auf. Gas- und Seitenkraft bleiben bei $\varphi_K = 0^\circ$ allerdings vernachlässigbar gering. Die Gaskraft wird bei einem Kurbelwinkel von $\varphi_K = 372^\circ$ maximal. Der Pleuel steht fast senkrecht unter dem Kolben. Die Seitenkraft ist noch nicht maximal. Eine negative Beschleunigungskraft wirkt der Gaskraft entgegen und entlastet den Kolben teilweise. Mit wachsendem Winkel ψ und sinkender Gaskraft nimmt die Seitenkraft bei $\varphi_K = 386^\circ$ ein Maximum an. Immer noch sind Gas- und Massenkraft hoch. Bei $\varphi_K = 594^\circ$ sind Gas- und Seitenkraft weitgehend abgeklungen. Der Kolben wird hier maximal nach unten beschleunigt (positive Massenkraft).

4.2.4.5 Vergleichsspannung

Zur Beurteilung der Spannungszustände wurde eine Vergleichsspannung σ_V verwendet. Als Basis dafür diente eine aus verschiedenen Bruchversuchen (vgl. Kap. 4.1.2, 4.1.3, 4.1.4) abgeleitete Versagenshypothese für einen zweiachsigen Beanspruchungsfall. Die Berechnung der Vergleichsspannung erfolgte aus der Verteilung der drei Hauptspannungen, die in der Simulation für die einzelnen Belastungsfälle errechnet wurden. Um den real räumlichen Spannungszustand auf einen zweiachsigen Spannungszustand zu reduzieren, wurden für jedes finite Element die drei Hauptspannungen σ_1 , σ_2 und σ_3 ausgelesen. Die Vergleichsspannung wurde elementweise aus den beiden Hauptspannungen berechnet, die von den möglichen 3 Kombinationen (σ_1 und σ_2 , σ_1 und σ_3 , σ_2 und σ_3) den größten Vergleichsspannungswert ergeben. Ergebnis ist eine Verteilung der Vergleichsspannung über das Bauteil. Die ermittelte Verteilung der Vergleichsspannung kann dann in einer Farbdarstellung am Berechnungsmodell ausgegeben werden.

Aufgrund der Dichteinhomogenitäten, die beim Pressen der Kolbengrünlinge entstehen (vgl. Kap. 2.2.2.2), ist im Kolbennabenbereich mit einer im Vergleich zum Kolbenboden verminderten Biegefestigkeit zu rechnen /45/. Die Vergleichsspannung σ_V wurde deshalb zur Bewertung der Spannungszustände nur mit einem Wert von 90% der laut Kap. 4.1.2 ermittelten mittleren Biegefestigkeit σ_0 von Mesophasenkohlenstoff verglichen.

Um zu überprüfen, inwieweit die Anwendung der zweiachsigen Versagenshypothese für den räumlich belasteten Kolben zulässig ist, wurde ein Mehrachsigenitätsfaktor eingeführt. Dazu wurde elementweise die dritte, nicht für die Berechnung der Vergleichsspannung verwendete Hauptspannung zur größten im Element auftretenden Hauptspannung in Bezug gesetzt. Es ergibt sich die Verteilung des Mehrachsigenitätsfaktors über dem Bauteil, die ebenfalls in einer Farbdarstellung visualisiert werden kann. Ein Mehrachsigenitätsfaktor von 0 kennzeichnet einen echten zweiachsigen Spannungszustand, ein Mehrachsigenitätsfaktor von 1 einen räumlichen Spannungszustand mit $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$.

Die Umsetzung der beiden Berechnungsroutinen in den Pre- und Postprozessor MSC/Patran erfolgte über die ‚patran command language (pcl)‘, eine offene Programmierschnittstelle des Softwarepakets /80/.

4.2.4.6 Versagenswahrscheinlichkeit

Die mechanischen Eigenschaften von Keramiken sind Streuungen unterworfen, die Festigkeit ist vom Bauteilvolumen abhängig (vgl. Kap. 2.2.3.1). Eine quantitative Beurteilung der Bauteilfestigkeit aufgrund der Spannungsverteilung ist demzufolge nicht ohne weiteres möglich. Um zu überprüfen, inwieweit die Kolbengeometrie geeignet ist, den mechanischen Belastungen im Motor standzuhalten, wurde für alle Lastfälle (vgl. Kap. 4.2.4.4) eine Wahrscheinlichkeit für spontanes Versagen nach (Gl. 19) berechnet. Hierzu wurde die Annahme getroffen, daß das Versagen von kugelförmigen Poren ausgeht. Als Vergleichsspannung $\sigma(x,y,z)$ nach (Gl. 19) wurde die Vergleichsspannung σ_V nach Kap. 4.2.4.5 herangezogen. Die Verwendung von σ_V ist kein bruchmechanisch richtiger Ansatz, da die Orientierung der Spannungskomponenten von σ_V nicht berücksichtigt wird. Bruchmechanisch richtig wäre die Verwendung der maximalen Hauptspannung σ_1 . Allerdings wird dann vorzeitiges Werkstoffversagen infolge eines mehrachsigen Spannungszustandes nicht erfaßt. Da die Vergleichsspannung σ_V immer größer oder gleich der maximalen Hauptspannung σ_1 ist, resultiert der errechnete Fehler gegebenenfalls in einer zu großen Versagenswahrscheinlichkeit. Die reale Bauteilsicherheit ist demnach tendenziell höher als die errechnete.

Zur Auswertung des Integrals in (Gl. 20) wurde ein am Lehrstuhl für Angewandte Materialwissenschaften entwickeltes Programm /52/ verwendet. Es liest für die jeweiligen Lastfälle Geometriedaten des Modells und Elementspannungen ein. Daraus werden effektives Bauteilvolumen und Versagenswahrscheinlichkeit berechnet.

4.2.4.7 Lebensdauer bei zyklischer Belastung

Die Lebensdauer eines mechanisch belasteten, keramischen Bauteils ist durch die Ausbreitung von unterkritisch wachsenden Rissen begrenzt, sofern das anliegende

Lastniveau ausreichend groß ist. Erreicht der Riß eine kritische Rißlänge a_c , versagt das Bauteil. Für zyklisch belastete Bauteile läßt sich die Lebensdauer nach (Gl. 25) abschätzen, wobei vorausgesetzt wird, daß die Rißausbreitung bei zyklischer Belastung dem gleichen Mechanismus folgt, wie bei rein statischer Last (vgl. Kap. 2.2.3.4). Die Parameter unterkritischen Rißwachstums wurden mit $A=7,77 \times 10^{-5}$ und $n_R=37,8$ der Literatur entnommen /55/ und entstammen statischen Messungen. Es konnte nicht überprüft werden, ob eine Übertragung auf die Berechnung einer dynamischen Lebensdauer uneingeschränkt zulässig ist. (Gl. 25) kann aus diesem Grund nur Näherungswerte liefern, es sollten jedoch die Vorgehensweise aufgezeigt und ein Anhaltspunkt für die Lebensdauer des Kolbens gewonnen werden. Außerdem sollte untersucht werden, in welchem Maß die errechnete Lebensdauer von Einflußfaktoren wie Weibullparametern und Belastungsniveau abhängt.

(Gl. 25) setzt die Verwendung der Inertfestigkeit σ_{cl} voraus. Diese ergibt sich aus einem Versuch, bei dem unterkritisches Rißwachstum ausgeschlossen wird. Da der Vierpunkt-Biegeversuch mit hoher Belastungsgeschwindigkeit durchgeführt worden war (vgl. Kap. 4.1.2), wurde die daraus ermittelte mittlere Biegefestigkeit σ_0 für die Berechnungen gewählt. Da auch hier zu berücksichtigen ist, daß die Dichteinhomogenitt des Grnkrperpressens in bestimmten Kolbenpartien festigkeitsreduzierend wirkt (vgl. Kap. 2.2.2.2), wurde ein Wert von 90% der mittleren Biegefestigkeit σ_0 als Inertfestigkeit σ_{cl} angesetzt. Der Weibullmodul m entstammt ebenfalls der Auswertung des in Kap. 4.1.2 beschriebenen Vierpunkt-Biegeversuchs.

Die bruchmechanische Größe Y ist ein dimensionsloser Geometriefaktor und ist der Literatur entnommen /46/. Die Rißzähigkeit K_{Ic} wurde nach Kap. 4.1.5 bestimmt. Das effektive Bauteilvolumen $V_{eff, Bauteil}$ für die jeweiligen Lastfälle ist aus der Berechnung der Versagenswahrscheinlichkeit (vgl. Kap. 2.2.3.3, 4.2.4.6) bekannt. Das effektive Probenvolumen $V_{eff, Probe}$ wurde analytisch berechnet (vgl. Kap. 2.2.3.3). Das Integral

$$\int_0^{T_z} [\sigma(t)]^{n_R} dt \quad (Gl. 38)$$

aus (Gl. 25) beschreibt die Summation der Lasten, die während eines Zyklus von 720° Kurbelwinkel auf den Kolben wirken. Für die Berechnung des Integrals wurde die Kolbenkraft (= Überlagerung von Gas- und Massenkraft, vgl. Kap. 2.1.4.3) herangezogen, da die versagenskritische Belastung des Kolbens vor allem dieser Kraft zuzurechnen ist. Betrachtet man ihren Verlauf über dem Kurbelwinkel (vgl. Bild 38), kann man erkennen, daß sie positive und negative Anteile aufweist. Die positiven Anteile wirken in Richtung der Gaskraft und belasten den oberen Teil des Kolbenauges. Deren Maximum tritt bei $\varphi_K = 372^\circ$ auf (vgl. Kap. 4.2.4.4). Die negativen Anteile wirken entgegengesetzt und belasten den unteren Bereich der Kolbennabe. Hier tritt das Maximum bei $\varphi_K = 0^\circ$ auf. Da positive und negative Anteile der Kolbenkraft verschiedene Geometriebereiche des Kolbens betreffen, wurde sie für die Lebensdauerberechnung getrennt betrachtet.

Es wurde davon ausgegangen, daß aufgrund des linear-elastischen Materialverhaltens von Mesophasenkohlenstoff die auftretenden, zyklischen Spannungen proportional zur Kolbenkraft sind. Der Proportionalitätsfaktor ergibt sich für die positiven An-

teile aus dem Verhältnis zwischen maximaler Kolbenkraft und der nach Kap. 4.2.4.4 für $\varphi_K = 372^\circ$ errechneten Maximalspannung im Kolben. Aus Kolbenkraftverlauf und Proportionalitätsfaktor läßt sich der Verlauf der Spannung $\sigma(t)$ über dem Kurbelwinkel in der betroffenen Kolbenpartie errechnen. Analog kann der Verlauf von $\sigma(t)$ für die negativen Anteile ermittelt werden.

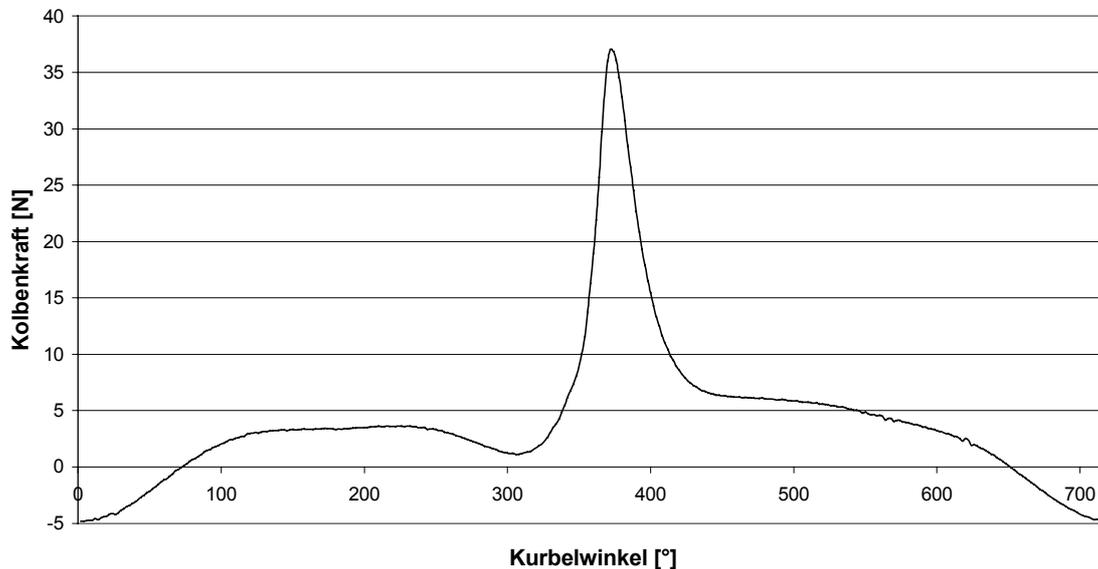


Bild 38: Verlauf der Kolbenkraft über dem Kurbelwinkel

Mit einer geeigneten Auswertesoftware kann die n_R -te Potenz nach (Gl. 38) der jeweiligen Spannungsverläufe $\sigma(t)$ berechnet und über die Dauer eines Zyklus integriert werden. Ergebnis ist für die beiden betrachteten Fälle jeweils das gesuchte Integral nach (Gl. 38) und damit die Lebensdauer. Der geringere der beiden errechneten Werte bestimmt die Bauteillebensdauer.

4.2.5 Auslegung der Kolbenaußenkontur

Die Form der Kolbenaußenkontur ist, wie in Kap. 2.1.3 beschrieben, von erheblicher Bedeutung für die Funktion des Kolbens. Aufgrund der geringen thermischen Ausdehnung des Kohlenstoffs im Vergleich zu Al-Si-Legierungen ist damit zu rechnen, daß sowohl Einbauspiel als auch Außenkontur des C-Kolbens anders gestaltet werden müssen, als bei einem Al-Si-Kolben. Auch der vergleichsweise geringe Elastizitätsmodul E dürfte infolge der Wechselwirkung zwischen Schaftelastizität und Schaftovalität einen erheblichen Einfluß auf das Tragverhalten und somit die zu wählende Außengestaltung des C-Kolbens haben. Mit dem in Kap. 4.2.4 beschriebenen Strukturberechnungsmodell sollten aus diesem Grund einige Untersuchungen zur Auslegung der Kolbenaußenkontur durchgeführt werden.

Basierend auf dem verwendeten Berechnungsmodell ist es nicht möglich, Aussagen über das Tragverhalten des Kolbens über einen ganzen Arbeitszyklus hinweg zu treffen. Es wurde deshalb nur die Kurbelwinkelstellung $\varphi_K = 386^\circ$ betrachtet, bei der es zur stärksten Deformation des Kolbenschafts durch die maximal auftretende Seitenkraft kommt (vgl. Kap. 2.1.4.3). Das Tragen des Kolbens ist dabei charakterisiert durch die lokalen Drücke, mit denen der Kolbenschaft an der Zylinderwand anliegt.

Eine Aussage über den lokalen Anlagedruck kann aus den GAP-Elementen gewonnen werden, die zur Modellierung des Interface-Bereichs zwischen Zylinderwand und Kolben verwendet wurden (vgl. Kap. 4.2.4.2). Befinden sich Kolben und Zylinder in Kontakt, können diese Elemente als Federn mit sehr hoher Steifigkeit betrachtet werden. Bei einer bestehenden Lücke zwischen den Bauteilen fungieren sie als Federn sehr geringer Steifigkeit. Als Ergebnis kann im Postprozessor die radial wirkende Federkraft der einzelnen GAP-Elemente als Verteilung über der Bauteilgeometrie ausgegeben werden. Es ergibt sich eine ausreichend feine Auflösung der Federkräfte, da die Außenkontur fein vernetzt ist und sich an jedem Knotenpunkt der Außenkontur ein GAP-Element befindet. Es können so das Anlageverhalten visualisiert und eine vergleichende Beurteilung verschiedener Kolbenkonturen durchgeführt werden. Die thermische Verformung der Zylinderbuchse wurde auf der Basis von Zylinderverzugsmessungen /81/ durch die Verschiebung von Randknoten modelliert.

Es wurden verschiedene Ovalisierungen und Laufspielkurven für den Kolbenschaftbereich untersucht. Die betrachteten Ovalisierungen sind als einfache Ovalitäten nach (Gl. 1) definiert und unterscheiden sich im Wert für ΔD_{K1} . Es wurden Ovalitäten mit Werten für ΔD_{K1} zwischen 0,05 und 0,5mm betrachtet. Die untersuchten Laufspielkurven sind aufgrund der sehr geringen thermischen Dehnung entsprechend Bild 39 annähernd zylindrisch im oberen Bereich des Kolbenhemds ausgeführt. Sie unterscheiden sich in der Durchmesserdifferenz $\Delta D_{1,2}$ zwischen dem Nenndurchmesser D_1 und dem Durchmesser D_2 (vgl. Bild 39). Die untersuchten Laufspielkurven weisen für $\Delta D_{1,2}$ Werte zwischen 0 und 0,02mm (Varianten 1-3) auf. Der Radius am unteren Ende des Kolbenschafts soll die Ausbildung des hydrodynamischen Schmierfilms erleichtern, den Abschluß bildet eine Montagefase.

Die Ringpartie wurde konisch und ohne Ovalisierung ausgeführt. Zielsetzung bei deren Gestaltung war es, eine Anlage an der Zylinderwand dort zu vermeiden, das Feuerstegspiel aber gleichzeitig gering zu halten (vgl. Kap. 2.1.3).

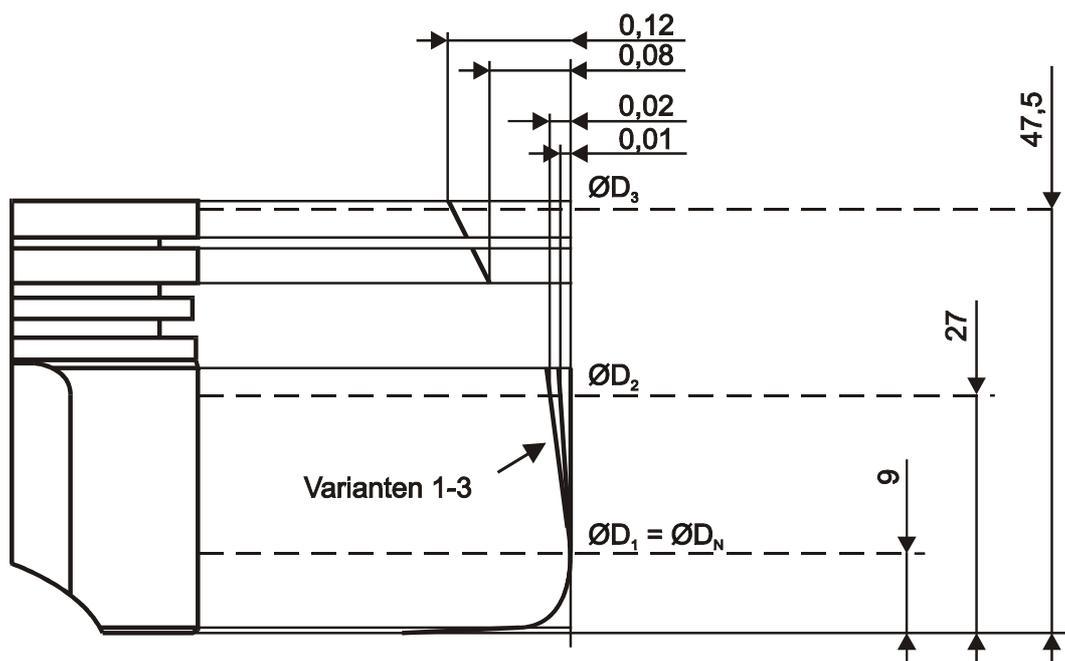


Bild 39: Untersuchte Laufspielkurven; Gestaltung der Ringpartie

5 Ergebnisse

5.1 Werkstoffcharakterisierung

5.1.1 Mikrostruktur

5.1.1.1 Gefüge

Bild 40 zeigt das Gefüge von gesintertem Mesophasenkohlenstoff bei 500facher Vergrößerung unter dem Lichtmikroskop.

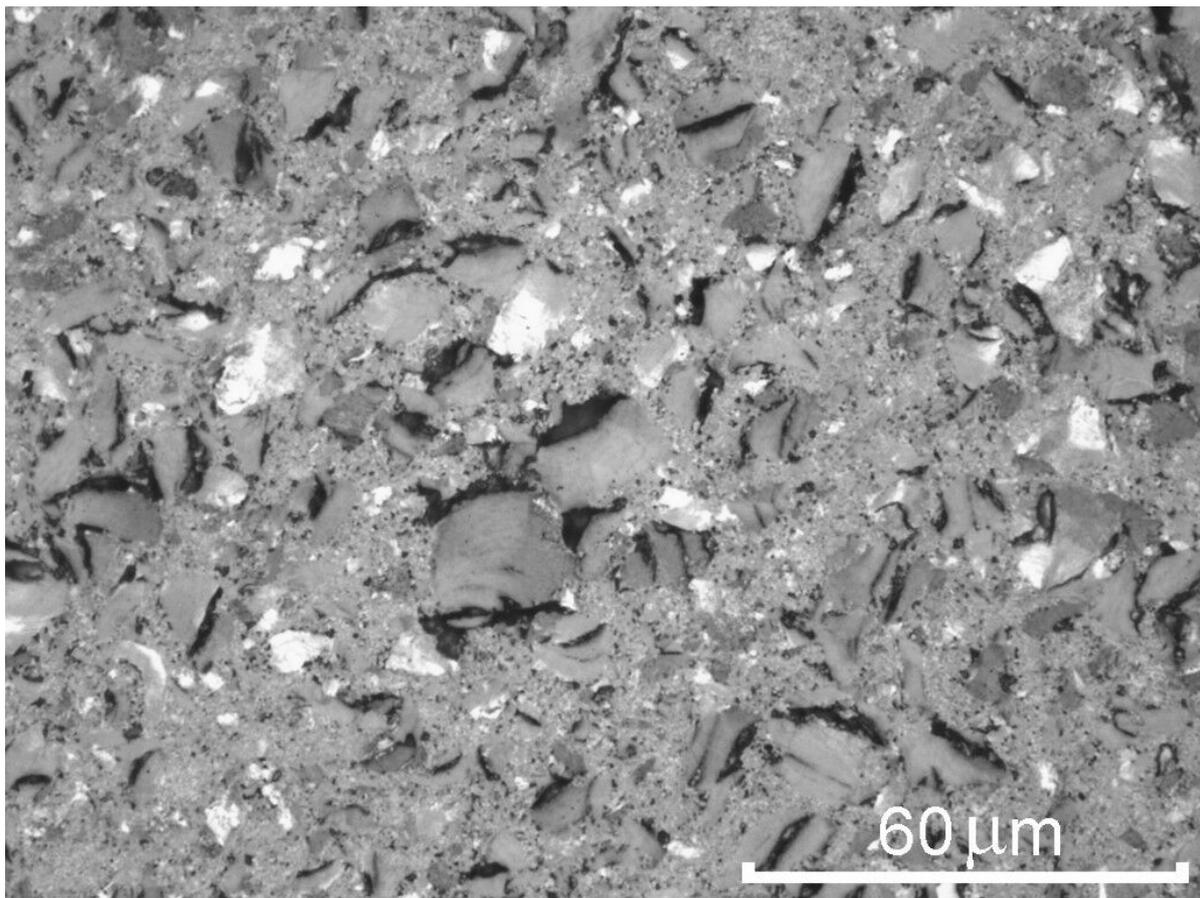


Bild 40: Mikrostruktur von Mesophasenkohlenstoff

Der Werkstoff weist eine zweiphasige Struktur auf. Mesophasenkörner sind in eine weitgehend isotrope Matrix aus sogenanntem β -Harz eingebettet. Das β -Harz besteht aus amorphem Kohlenstoff, der während des Sinterns durch die Umsetzung von Pech- und Teerresten entsteht. Auch Mesophasenkörner können durch ungeeignete Sinterparameter zu β -Harz umgesetzt werden (vgl. Kap. 2.2.2.3).

Die Mesophasenkörner selbst erscheinen in der Mikroskopaufnahme in verschiedenen Schattierungen. Dieser Effekt ist durch die räumliche Orientierung der anisotropen Körner erklärbar. Das Mikroskoplicht beleuchtet die graphitische Struktur (vgl. Bild 15) der unter verschiedenen Winkeln im Gefüge vorliegenden Körner und erzeugt so verschiedenartige Reflexionen. Die Größe der Mesophasenkörner im gesinterten Gefüge liegt zwischen 2 und 50 μm , wobei 90% der Körner eine Größe von

15µm nicht überschreiten ($D_{90\%} = 15\mu\text{m}$). 50% der Körner sind kleiner als 7µm ($D_{50\%} = 7\mu\text{m}$). Eine Linearanalyse nach Kap. 4.1.1 ergibt eine mittlere Korngröße der Mesophasenkörner von 10µm. Der Volumenanteil dieser Phase ergibt sich zu 55%.

Die Körner bilden nur an wenigen Stellen Sinterbrücken, wie sie die beiden großen Körner in der Mitte von Bild 40 zeigen. Vielmehr werden die Körner netzwerkartig von der β -Harz-Matrix umgeben. Im Vergleich zum pulverförmigen Zustand vor dem Sintern haben die Mesophasenpartikel ihre überwiegend sphärolitische Form verloren. Aufgrund des graphitischen Aufbaus der Körner ist ihre Sinterschrumpfung in C-Richtung des Kristallgitters stärker ausgeprägt, als in AB-Richtung. Da der amorphe Kohlenstoff der Matrix hingegen ein weitgehend isotropes Schrumpfungsverhalten aufweist, entstehen Spannungen, sowohl in den Körnern, als auch zwischen Korn und Matrix. Überschreiten die Körner eine bestimmte Größe, kommt es zur Bildung von Rissen in den Körnern und im Interfacebereich (vgl. Bild 40). Bei kleineren Körnern ist die absolute Schrumpfung zu gering, um Risse hervorzurufen. Die Auswertung verschiedener Schlitze zeigte, daß bei einer Korngröße von 10µm und weniger die Neigung der Körner, Schrumpfrisse zu entwickeln deutlich abnimmt.

In der β -Harz-Matrix des zweiphasigen Werkstoffs sind Poren (dunkel) zu erkennen. Ihre Entstehung ist entweder auf die Gasentwicklung des Werkstoffs beim Sintern oder eine ungenügende Verdichtung des Pulvers während des Preßvorgangs zurückzuführen. Die Dichte der gesinterten Mesophase liegt, gemittelt über den ganzen Kolben, bei $\rho = 1,86\text{g/cm}^3$ und bleibt aufgrund von Ribildung und Matrixporosität deutlich hinter der Dichte von Graphit ($2,0 - 2,5\text{g/cm}^3$) zurück.

Die inhomogene Dichteverteilung, die beim Pressen der Grünkörper entsteht (vgl. Kap. 2.2.2.2), führt zu einer lokal variierenden Ausprägung der Mikrostruktur im fertig gesinterten Bauteil. Die Kreise in Bild 41 zeigen die Entnahmestellen von Schliffproben aus verschiedenen Bereichen eines gesinterten Kolbenrohlings.

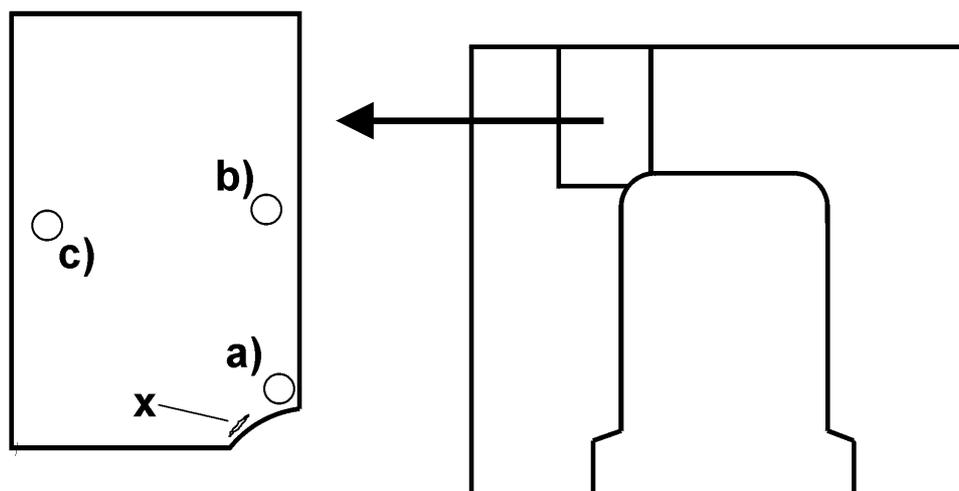
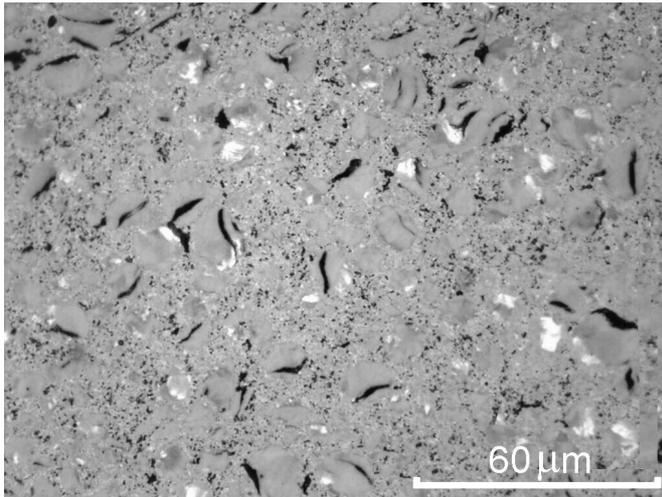


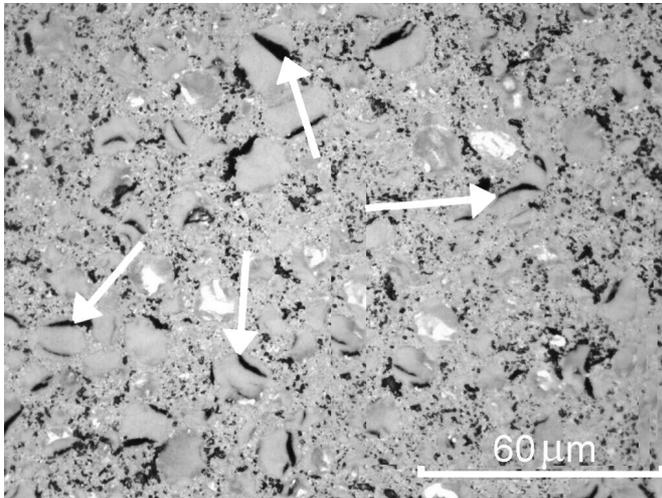
Bild 41: Probenentnahmestellen im Kolbenrohling

Schliff a) in Bild 42 entstammt dem Bereich direkt über dem Pleßkern, der die Innenkontur des Pleßens formt (vgl. Kap. 2.2.2.2). Die Mesophasenkörner weisen

a)



b)



c)

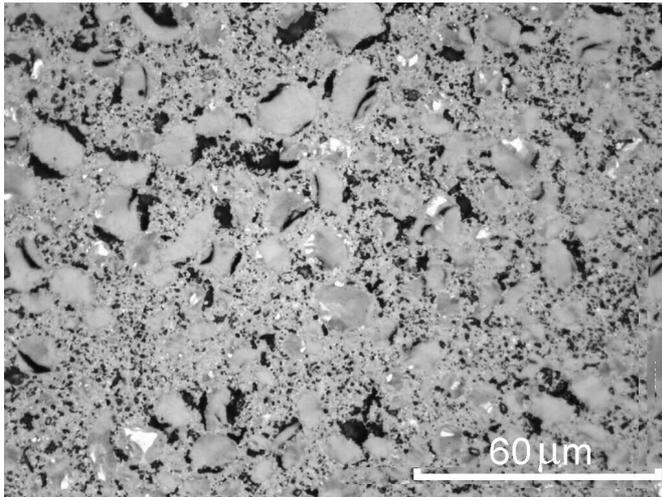


Bild 42: Inhomogenität der Struktur im Kolbenrohling

zahl von Poren, als auch durch deren größere räumliche Ausdehnung gekennzeichnet. Das Gefüge wirkt offen und zerklüftet. Auffällig ist auch, daß die Schrumpfrisse hier vor allem im Interfacebereich zwischen Körnern und Matrix verlaufen, nicht

Schrumpfrisse auf, die meist innerhalb der Körner liegen, nicht im Interfacebereich zur Matrix. Die Matrix selbst erscheint sehr dicht und weist nur wenige und sehr kleine Poren (dunkel) auf. Abgesehen von den Schrumpfrissen sind keine Fehlstellen im Gefüge zu erkennen. Die Orientierung der Risse ist wahllos und offensichtlich nur abhängig von der Lage der Körner in der Struktur. Auch hier sind die unterschiedlichen Schattierungen der Körner im Gefüge zu erkennen.

Schliff b) zeigt eine erkennbar höhere Porosität in der β -Harz-Matrix. Auch die Porengröße ist im Vergleich zu Schliff a) größer. Insgesamt wirkt die Struktur stärker aufgelockert. Die Mehrzahl der Risse verläuft auch in diesem Bereich des Kolbens durch die Körner (Pfeile in Schliff b). Die Anbindung der Körner an die Matrix ist demnach gut. Die Entnahmestelle des Schliffs liegt auf der gleichen vertikalen Achse im Kolben, wie die von Schliff a), jedoch höher über dem feststehenden Preßkern. Die in Kap. 2.2.2.2 beschriebene Preßsimulation (vgl. Bild 18) zeigt für diese Stelle im Kolben eine geringere Grünverdichtung.

Der dritte Schliff ist seitlich des Preßkerns entnommen. Für diesen Geometriebereich sagt die Preßsimulation (vgl. Bild 18) eine noch geringere Verdichtung voraus. Die Struktur ist sowohl durch eine vergleichsweise größere Anzahl

wie bei a) und b) durch die Körner selbst. Die Anbindung der Körner an die Matrix ist offensichtlich erheblich schlechter.

5.1.1.2 Fehlstellen in der Mikrostruktur

Mikroskopisch gesehen weist der oberflächlich betrachtet gleichförmige Kohlenstoff neben den beschriebenen Inhomogenitäten verschiedene Fehlstellen auf, die für einen keramischen Werkstoff potentiell bruchauslösend sind. Die Schlitze in Bild 43 zeigen Mesophasenpartikel mit einer Größe von bis zu $50\mu\text{m}$. Diese übersteigen damit die mittlere Korngröße des Werkstoffs um einen Faktor 5 (vgl. Kap. 5.1.1.1).

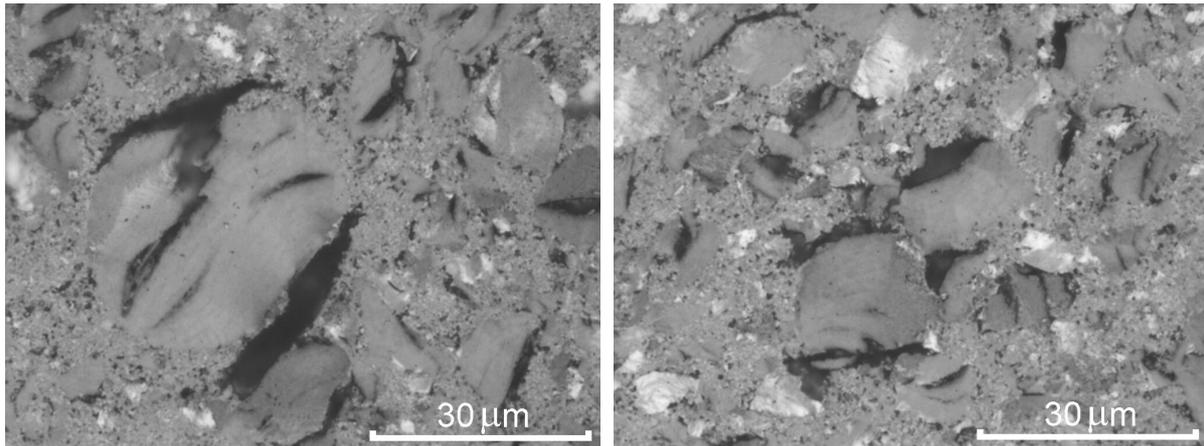


Bild 43: Übergroße Mesophasenpartikel in der Mikrostruktur

Auffällig sind die ausgeprägten Risse, von denen diese Körner umgeben und auch durchzogen sind. Sie entstehen durch die vergleichsweise große absolute, anisotrope Schrumpfung dieser Körner im Vergleich zur isotropen Schrumpfung der Matrix.

Bild 44 zeigt Bereiche im Gefüge, die nur aus β -Harz-Matrix bestehen, Mesophasenkörner liegen dort nicht vor. Im linken Schlitzbild besitzt dieser Bereich eine diagonale Ausdehnung von über $350\mu\text{m}$. Die umgebende Struktur erscheint regelmäßig ausgeprägt mit gleichmäßig in der Matrix verteilten Körnern.

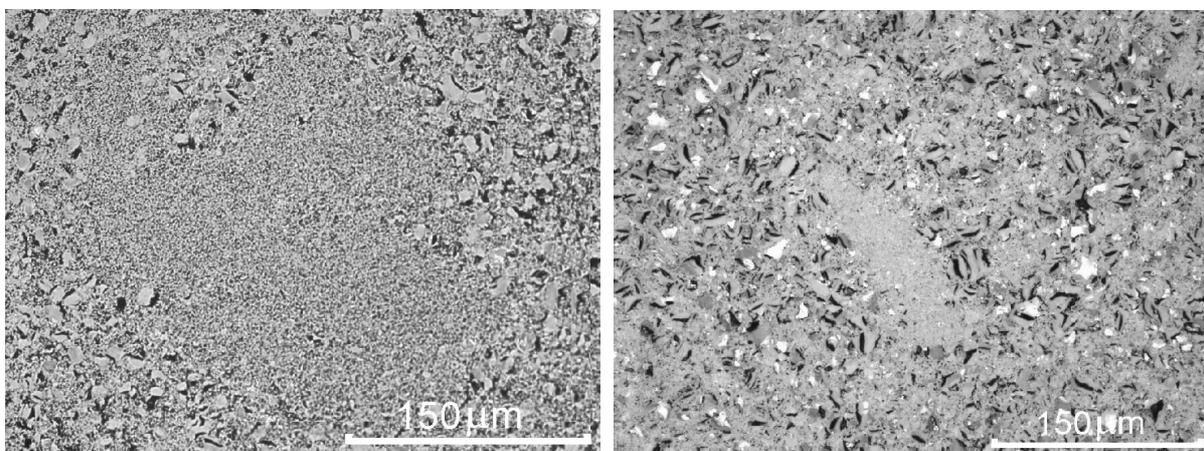


Bild 44: Reine Matrixbereiche in der Mikrostruktur

In Bild 45 ist ein Riß zu erkennen, der in einem gesinterten Kolbenrohlung an der Kante des starren Preßkerns detektiert wurde (in Bild 41 mit x bezeichnet).

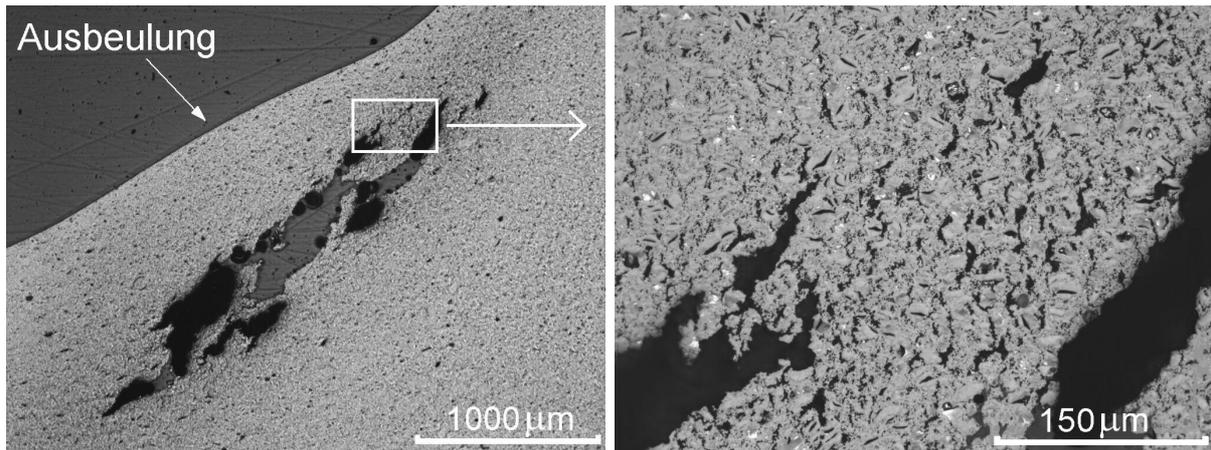


Bild 45: Blähriß in gesintertem Kolbenrohling; rechts: Ausschnittsvergrößerung

Der Riß verläuft parallel zur Bauteilkontur im Bild oben links, seine Längenausdehnung beträgt ca. 2,5mm. In der an sich gleichmäßig gekrümmten Bauteilkontur zeigt sich eine makroskopische Ausbeulung im Rißbereich. Im rechten Bild sind der obere rechte Bereich des Risses und das umgebende Gefüge vergrößert dargestellt. Deutlich ist die stark aufgelockerte Struktur des Korn-Matrixverbundes mit vielen Rißansätzen und Rissen zu erkennen. Ähnliche Erscheinungen finden sich auch in geringerer Ausprägung in anderen Bereichen der Kolbengeometrie wieder. Die Schädigung beschränkt sich dort jedoch auf geringfügige Rißansätze oder eine aufgelockerte Gefügeausbildung mit höherer Porosität.

In Bild 46 ist ein Fremdeinschluß von 150µm Ausdehnung in der ansonsten gleichmäßig ausgeprägten Struktur zu erkennen. Es handelt sich offensichtlich um einen schon im Pulver vorhandenen Fremdpartikel. Auffällig ist die scharfkantige Außenkontur des Einschlusses.

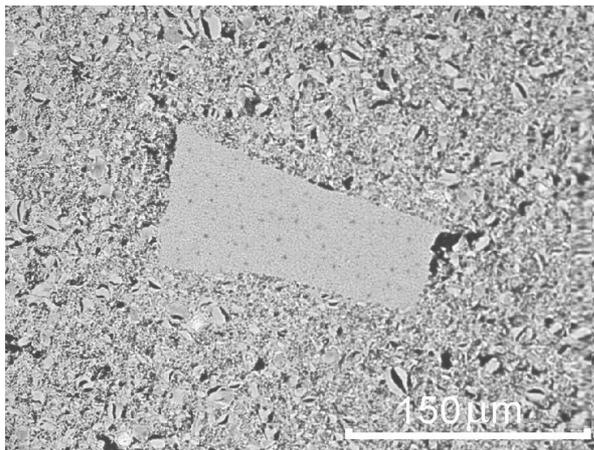


Bild 46: Fremdeinschluß

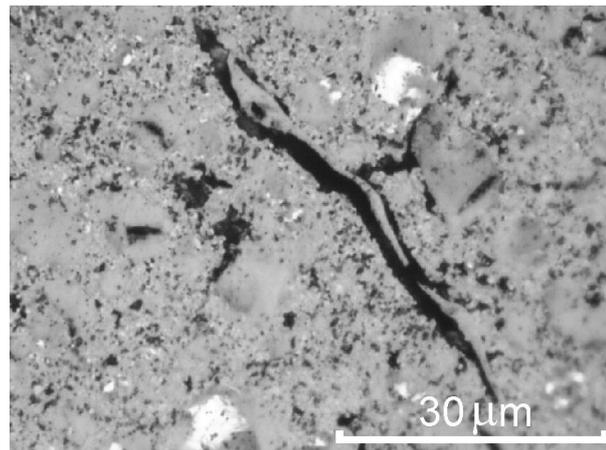


Bild 47: Defekt infolge eines Fremdeinschlusses

Bild 47 zeigt eine isolierte, im Schliff rißförmig erscheinende Pore von ca. 60µm Längenausdehnung. Das die Fehlstelle umgebende Gefüge erscheint gleichmäßig dicht und nicht wie in Bild 45 aufgelockert und porös.

5.1.2 Elastische Kennwerte

5.1.2.1 Querdehnzahl

In Bild 48 ist ein beispielhafter Verlauf der Querdehnzahl über der Stauchung im uniaxialen Druckversuch (vgl. Kap. 4.1.3) dargestellt.

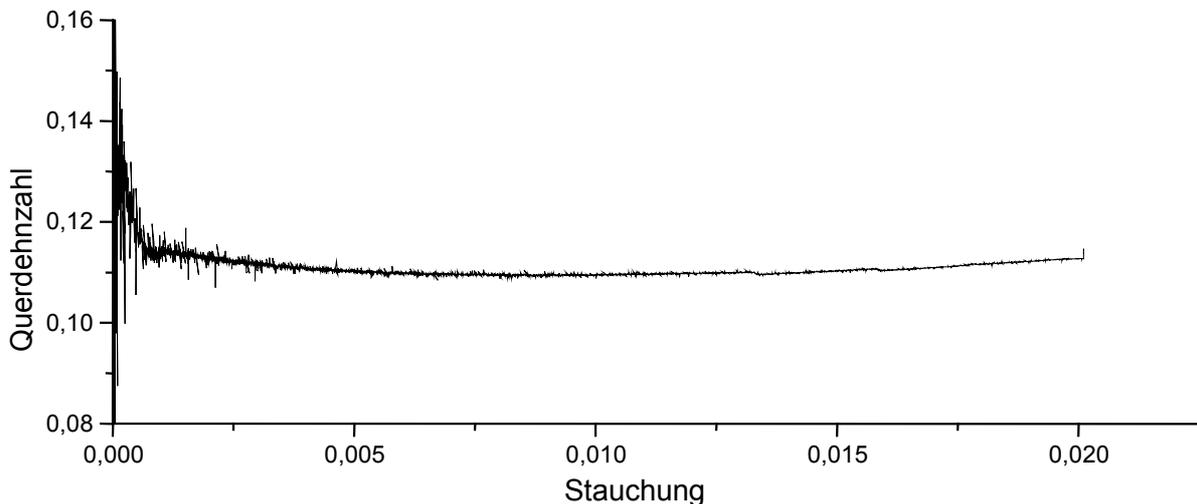


Bild 48: Verlauf der Querdehnzahl über der Dehnung im uniaxialen Druckversuch

Die Einschwingphase bei Versuchsbeginn wird durch die noch nicht vollständige Anlage der Druckplatten am Prüfkörper verursacht. Nach dem Einschwingen stellt sich ein über den gesamten Dehnungsbereich nahezu konstanter Wert für die Querdehnzahl von $\nu=0,11$ ein.

5.1.2.2 Elastizitätsmodul

Der Elastizitätsmodul E wurde sowohl im Biegeversuch (vgl. Kap. 4.1.2.4), als auch im Druckversuch (vgl. Kap. 4.1.3) bestimmt. Der Wert für den Biege-Elastizitätsmodul ergibt sich aus dem arithmetischen Mittelwert über die Messungen an 5 Probekörpern. Die gemessenen Werte schwanken zwischen $14900 - 16000\text{N/mm}^2$. Der Druck-Elastizitätsmodul wurde aus den Ergebnissen von 3 Druckproben ermittelt. Die Schwankungsbreite liegt zwischen 14700 und 14900N/mm^2 .

Prüfmethode	Elastizitätsmodul E [N/mm^2]
Biegeversuch	15500
Druckversuch	14800

Bild 49: Elastizitätsmodul

5.1.3 Biegebruchfestigkeit und Weibullverteilung

Die 15 Biegeproben wiesen im Vierpunkt-Biegeversuch (vgl. Kap. 4.1.2.1) Bruchfestigkeiten zwischen 71 und 132MPa auf. Aus der Auswertung nach DIN 51110, Teil 3 (vgl. Kap. 4.1.2.2) ergibt sich für den Weibullparameter σ_0 ein Wert von $\sigma_0=114,3\text{N/mm}^2$. Bei einem Vertrauensniveau von 90% liegt das Konfidenzintervall

für die mittlere Biegefestigkeit σ_0 zwischen 109 und 120 N/mm². Dies bedeutet, daß die mittlere Biegefestigkeit mit einer Wahrscheinlichkeit von 90% zwischen 109 und 120 N/mm² liegt. Für eine Einengung dieses Konfidenzintervalls wäre eine deutlich größere Anzahl von Biegeproben erforderlich. Da die gemessenen Bruchfestigkeiten erheblich streuen, ist die genaue Bestimmung der mittleren Biegefestigkeit aber nicht notwendig. Die Abschätzung des Weibullmoduls ergab einen Wert von $m=10,5$. Das Konfidenzintervall für den Weibullmodul liegt bei einem Vertrauensniveau von 90% zwischen 6,7 und 13,6. Die Originalmeßwerte, sowie der zugehörige Prüfbericht finden sich im Anhang der Arbeit (Kap. 10.1).

Das Weibulldiagramm zeigt als Kreise dargestellt die einzelnen Bruchfestigkeiten und die durch die Maximum-Likelihood-Methode bestimmte Ausgleichsgerade (vgl. Kap. 4.1.2.2). Die Verteilung der Bruchfestigkeiten folgt der Ausgleichsgeraden und kann somit durch eine Weibullverteilung beschrieben werden.

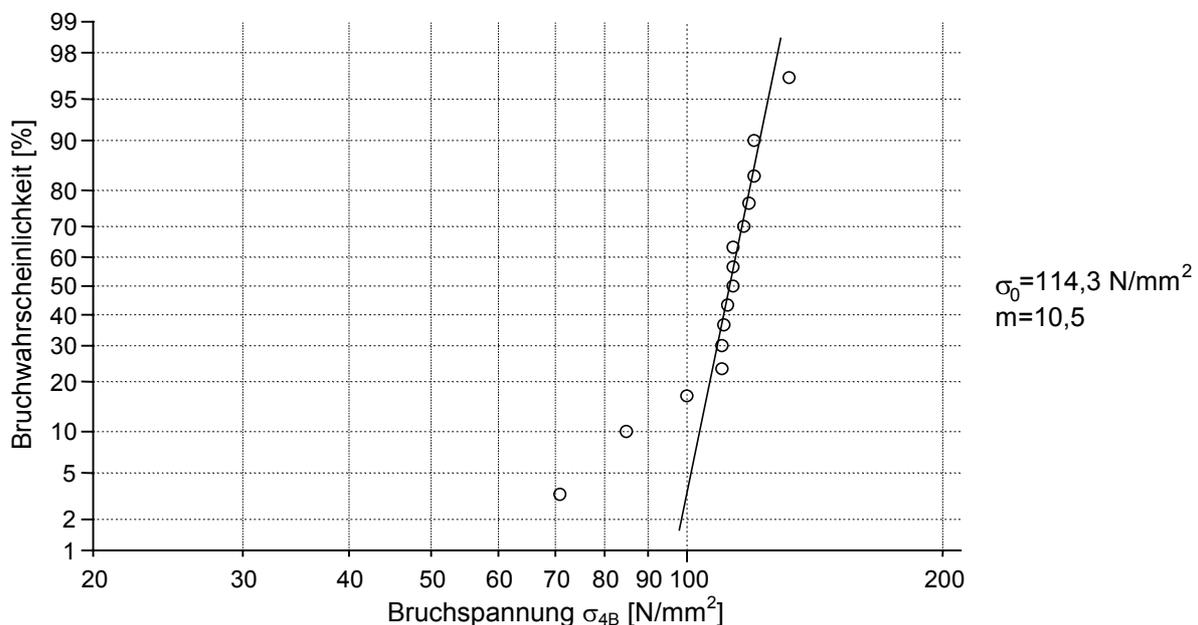


Bild 50: Weibullverteilung

Auffällig ist, daß die Mehrzahl der Proben in einem sehr engen Bruchspannungsintervall von 110 bis 120 N/mm² liegt. Drei der Proben weisen eine Festigkeit unter 100 N/mm² auf, eine Probe liegt bei über 130 N/mm². Von besonderem Interesse für die technische Anwendung des Werkstoffs sind die Proben mit den geringsten Festigkeitswerten. Probe ,19', ganz links im Weibulldiagramm, brach bei einer Randfaserspannung von 71 N/mm². Die linke Rasterelektronenmikroskop(REM)-Aufnahme der Bruchfläche in Bild 51 zeigt ein relativ einheitliches Bruchbild. Die Schädigung am oberen Bildrand ist auf das Aussprengen eines keilförmigen Bruchstückes auf der Druckseite des Probe während des Versagens zurückzuführen. Dieser Ausbruch stellt eine Konsequenz des Versagens dar, keine Versagensursache.

Die mit Zugspannungen belastete Probenunterseite zeigt eine Inhomogenität an der linken Kante (Bild 51 links: weisser Rahmen links unten), die rechte Aufnahme eine Vergrößerung dieser Stelle. Da bei einer EDX-Analyse weder in diesem, noch in einem anderen Bereich der Probenzugseite eine Auffälligkeit in der Elementverteilung im Vergleich zur restlichen Bruchfläche festgestellt werden konnte, kann das Vor-

handensein von versagenskritischen Fremdeinschlüssen an der Bruchstelle mit grosser Wahrscheinlichkeit ausgeschlossen werden. Das Versagen der Probe muß also in der Mikrostruktur des Werkstoffs begründet sein. Obwohl auch die beiden anderen Proben mit geringer Festigkeit ähnliche Inhomogenitäten an der Zugseite aufweisen, ist aufgrund von REM-Aufnahmen und EDX-Analysen eine eindeutige Zuordnung dieser potentiellen Fehlstellen zum Versagen der Proben nicht möglich.

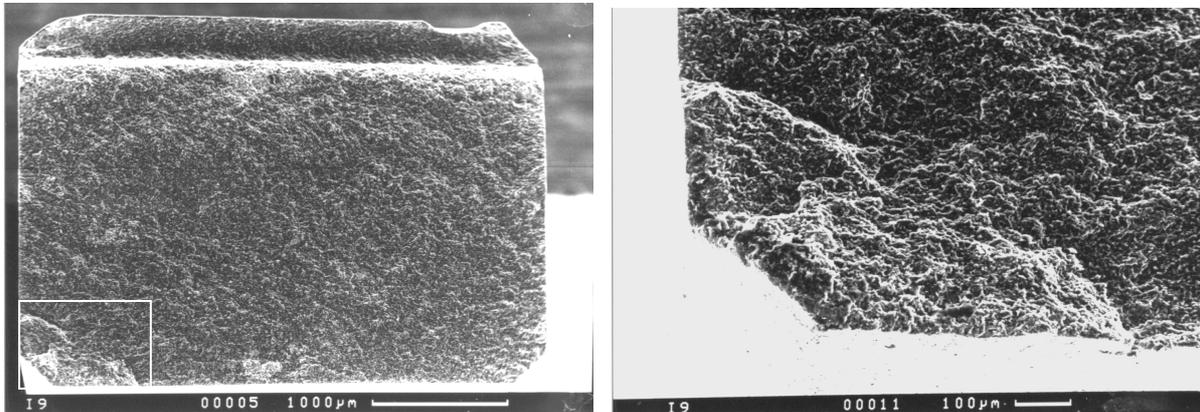


Bild 51: Bruchfläche der Biegeprobe ,I9'; rechts Ausschnittsvergrößerung

In einer weiteren Untersuchung wurde bei Probe ,I9' ein Querschliff durch den auffälligen Bereich an der Zugseite durchgeführt. Bild 52 zeigt in diesem Schliff einen Sekundärriß, der um etwa 1mm parallel zur Bruchfläche versetzt von der Randfaser aus in die Probe hinein verläuft. Am Rißbeginn ist eine Ansammlung von größeren, riß-behafteten Mesophasenkörnern zu erkennen, der größte sichtbare Riß durch ein Korn ist zugleich auch der Ausgangspunkt für den strukturellen Riß im Gefüge. Die Ausdehnung dieses Agglomerats von Körnern beträgt ca. 60µm.

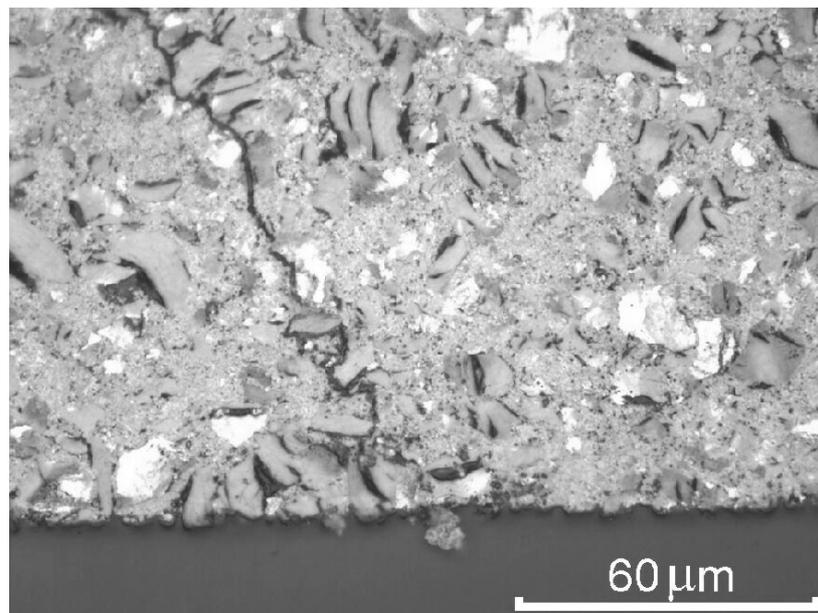


Bild 52: Sekundärriß in Probe ,I9' im Querschliff

Im weiteren verläuft der Riß immer an Mesophasenkörnern entlang und um diese herum. Durch Bereiche reiner β -Harz-Matrix verläuft der Riß nahezu gerade. Das

Rißende liegt, im Bild nicht sichtbar, unmittelbar an einem quer zur Rißorientierung liegenden Schrumpfriß zwischen der Matrix und einem Mesophasenkorn.

5.1.4 Druckfestigkeit

Die drei zylindrischen Proben zeigten im uniaxialen Druckversuch (vgl. Kap. 4.1.3) Bruchfestigkeiten zwischen 243 und 260N/mm^2 . Aufgrund der geringen Probenanzahl mußte auf eine statistische Auswertung verzichtet werden. Da die Streuung der Festigkeiten gering ist, erscheint dies zulässig. Als mittlere Druckfestigkeit ergibt sich ein Wert von 250N/mm^2 . Die Biege- bzw. Zugfestigkeit wird somit um einen Faktor $2,2$ überschritten. Für klassische Keramiken wird dieser Faktor in der Regel mit Werten zwischen 5 und 30 beziffert /46/. Für Kohlenstoff-Strukturwerkstoffe findet sich an verschiedenen Stellen in der Literatur ein Wert von $2 - 2,5$ für das Verhältnis von Druck- zu Biegefestigkeit /77/, /82/, /83/.

Bild 53 zeigt das Spannungs-Dehnungs-Diagramm für eine der drei Druckproben. Im Gegensatz zu den Biegeversuchen zeigt es kein lineares Verhalten über den gesamten Prüfweg. Ab einer Dehnung von ca. 1% ist ein degressiver Verlauf der Kurve zu beobachten.

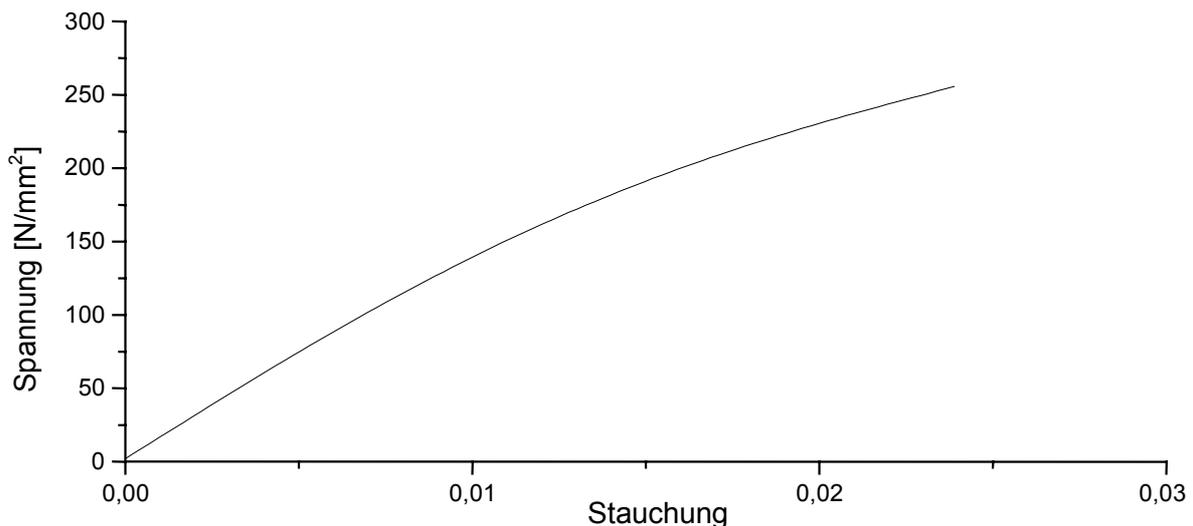


Bild 53: Spannungs-Dehnungsverlauf im uniaxialen Druckversuch

5.1.5 Versagenshypothese und Vergleichsspannung

Aus den in Kap. 5.1.3 und 5.1.4 ermittelten Werten für Biege- und Druckfestigkeit läßt sich eine Versagenshypothese nach Mohr für einen 2-achsigen Spannungszustand ableiten (vgl. Kap. 2.2.3.2). Die gestrichelte Linie in Bild 54 stellt die Versagensgrenzlinie der Mohr'schen Hypothese für die ermittelten Festigkeitswerte von Mesophasenkohlenstoff dar. Die Biegebruchfestigkeit findet sich auf dem jeweils positiven Ast der beiden Achsen wieder, die Druckfestigkeit auf dem negativen. Für die vier Quadranten des Diagramms, also für überlagerte Spannungszustände in verschiedenen Ausprägungen und Verhältnissen zueinander können allein mit diesen Informationen keine Aussagen getroffen werden.

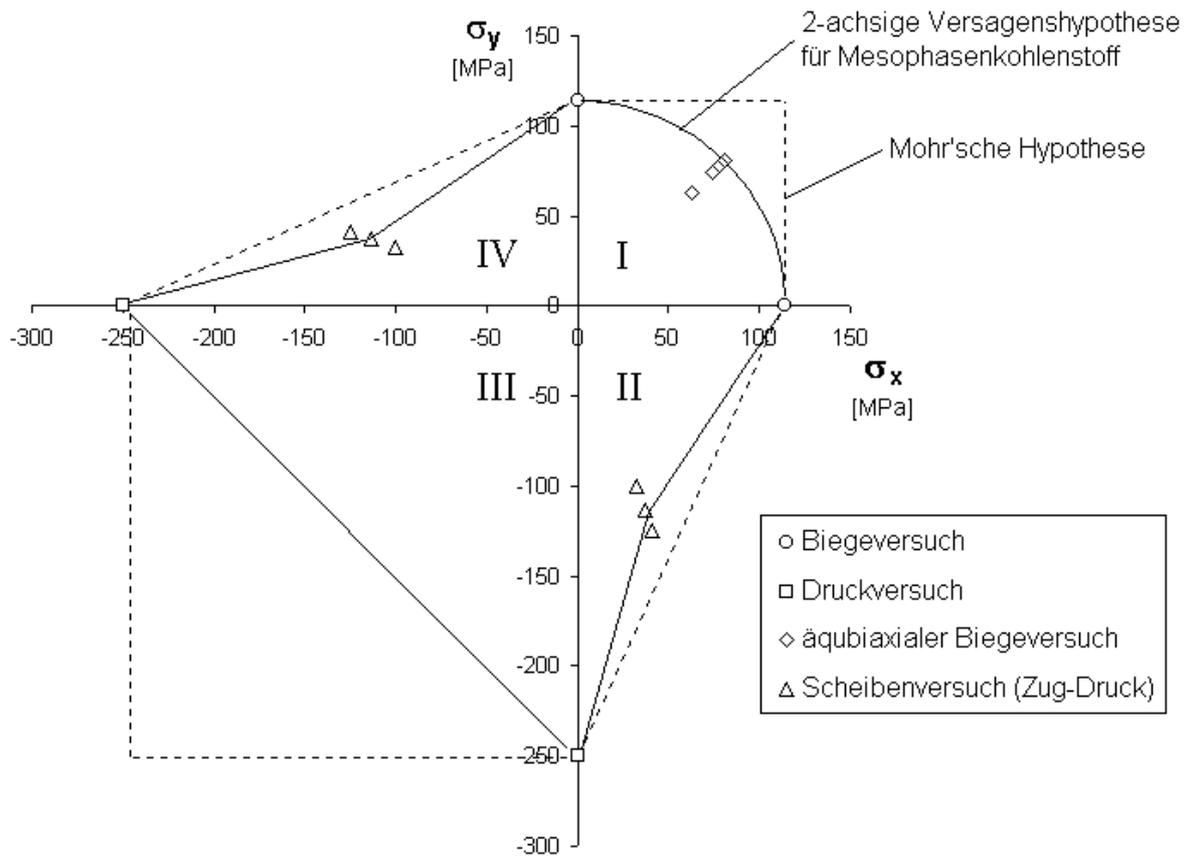


Bild 54: 2-achsige Versagenshypothese für Mesophasenkohlenstoff

Zu diesem Zweck können die in Kap. 4.1.4 beschriebenen Bruchversuche mit überlagerten Spannungszuständen herangezogen werden. Der Versuch zur Bestimmung der äquibiaxialen Biegefestigkeit liefert Ergebnisse für den ersten Quadranten des Versagensdiagramms. Die vier scheibenförmigen Proben versagten bei äquibiaxialer Last mit folgenden Bruchspannungen:

Probe Nr.	1	2	3	4
Bruchspannung [N/mm ²]	78	75	63	81

Bild 55: Bruchfestigkeiten bei äquibiaxialer Last

Die Werte erscheinen im ersten Quadranten des Versagensdiagramms als Rauten (vgl. Bild 54). Sowohl an den Werten selbst, als auch an der graphischen Darstellung ist zu erkennen, daß der Werkstoff unter der zweiachsigen Biegebelastung bei deutlich niedrigeren Spannungen versagt, als bei einem uniaxialen Biegezustand. Aus diesem Grund liegt es nahe, den ersten Quadranten der Versagenshypothese so zu modifizieren, daß die Versagensgrenzlinie durch einen Kreisbogen charakterisiert wird. Der Radius des Bogens ist gleichzeitig die Festigkeit aus dem Vierpunkt-Biegeversuch. Drei der vier Bruchspannungen liegen damit nahe an der Grenzlinie, die vierte Probe fällt nach unten ab, was auf unterschiedliche bruchauslösende Defektarten hindeutet. Für eine statistische Auswertung wäre eine deutlich größere Probenanzahl erforderlich gewesen, die aufgrund der aufwendigen Probenpräparati-

on nicht zur Verfügung stand. Die Tendenz des Kohlenstoffs, unter biaxialer Biegebeanspruchung niedrigere Bruchspannungen im Vergleich zu einachsiger Last aufzuweisen, konnte jedoch deutlich gezeigt werden.

Die Quadranten II und IV des Versagensdiagramms werden durch eine überlagerte Zug- und Druckbeanspruchung charakterisiert. Für ein Verhältnis Zug- zu Druckspannung von etwa 1/3 kann dieser Zustand, wie in Kap. 4.1.4.2 beschrieben in einem Scheibenbruchttest eingestellt werden. Die drei Proben versagten unter folgenden Bruchspannungen:

Probe Nr.	1	2	3
Zug-Bruchspannung [N/mm ²]	33	41	37
Druck-Bruchspannung [N/mm ²]	-100	-125	-114

Bild 56: Bruchfestigkeiten bei überlagerter Zug-Druckbeanspruchung

Diese Werte sind im Versagensdiagramm als Dreiecke im zweiten und vierten Quadranten dargestellt (vgl. Bild 54). Auch hier ist zu erkennen, daß die Bruchfestigkeitswerte unter denen von der Mohr'schen Hypothese vorausgesagten Werten liegen. Als Modifikation wird in diesen Quadranten eine bereichsweise Aufteilung der Versagensgrenzlinie in Geradenstücke mit verschiedenen Steigungen vorgeschlagen. Auch hier gilt, daß die Probenanzahl für eine statistisch fundierte Aussage grundsätzlich zu gering ist, eine Tendenz jedoch aufgezeigt werden konnte.

Für den dritten Quadranten, also eine Überlagerung von Druckbeanspruchungen wurden keine Versuche durchgeführt. Die Versagensgrenzlinie wurde aus diesem Grund konservativer beschrieben, als sie von der Mohr'sche Hypothese vorgegeben wird, um eine Überschätzung der Festigkeit mit der für Mesophasenkohlenstoff modifizierten Hypothese sicher zu vermeiden.

Die Ableitung einer Vergleichsspannung aus der Versagenshypothese ergibt eine für die 4 Quadranten bereichsweise definierte Funktion. σ_v steht für die Vergleichsspannung, σ_{cz} für die Zugfestigkeit und σ_{cd} für die Festigkeit auf Druckbelastung.

$$1. \text{ Quadrant: } \sigma_v = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2} \quad (\text{Gl. 39})$$

$$2. \text{ Quadrant: } \sigma_v = (\sigma_x - 0,68 \cdot \sigma_y) \quad \text{für} \quad \left| \frac{\sigma_y}{\sigma_x} \right| \leq 3 \quad (\text{Gl. 40})$$

$$\sigma_v = (\sigma_x - 0,32 \cdot \sigma_y) \quad \text{für} \quad \left| \frac{\sigma_y}{\sigma_x} \right| > 3 \quad (\text{Gl. 41})$$

$$3. \text{ Quadrant: } \sigma_v = -\frac{\sigma_{cz}}{\sigma_{cd}} \cdot (\sigma_x + \sigma_y) \quad (\text{Gl. 42})$$

$$4. \text{ Quadrant: } \sigma_v = (\sigma_y - 0,68 \cdot \sigma_x) \quad \text{für} \quad \frac{|\sigma_x|}{|\sigma_y|} \leq 3 \quad (\text{Gl. 43})$$

$$\sigma_v = (\sigma_y - 0,32 \cdot \sigma_x) \quad \text{für} \quad \frac{|\sigma_x|}{|\sigma_y|} > 3 \quad (\text{Gl. 44})$$

5.1.6 Rißzähigkeit K_{Ic}

Für die 10 Proben ergaben sich Werte für die Rißzähigkeit K_{Ic} zwischen 0,86 und $1,03 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$. Der arithmetische Mittelwert aus den Ergebnissen beträgt $0,94 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$. Dieser Wert korreliert gut mit in der Literatur genannten Werten von $0,95 - 1,3 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ für pyrolytisch hergestellte Kohlenstoffe /84/, /85/, /86/, /87/. Im Vergleich zu klassischen Keramikwerkstoffen ist dieser Wert verhältnismäßig gering. So besitzt Al_2O_3 eine Rißzähigkeit von $3,5 - 6 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$, ZrO_2 von $6 - 11 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ und SiC von $3 - 5 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ /46/.

5.2 Simulation von Kolben im Betriebszustand

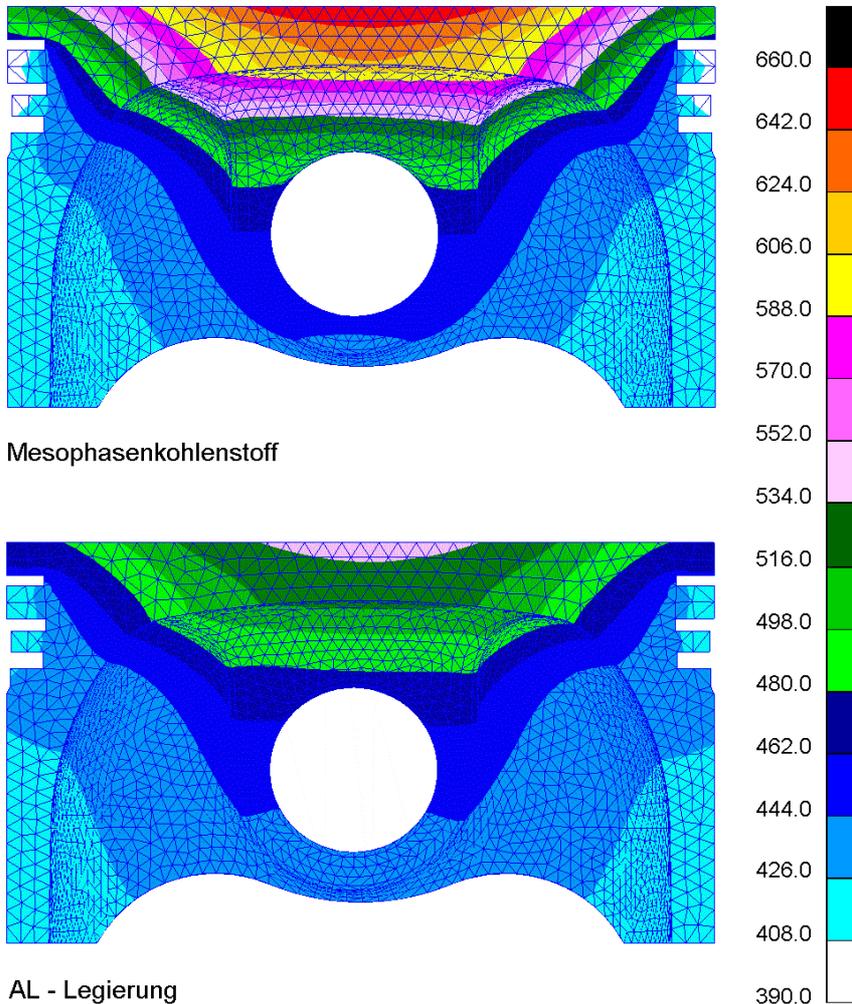
5.2.1 Kolbentemperatur, thermische Verformung und Spannungen

Bezüglich des thermischen Verhaltens sind keine grundsätzlichen Unterschiede zwischen den beiden betrachteten Kolben zu erwarten, da die Randbedingungen ähnlich gewählt wurden (vgl. Kap. 4.2.2.3). Auf eine detaillierte Darstellung der Ergebnisse für den 2-Takt-Kolben soll aus diesem Grund verzichtet werden. Da das Modell des 4-Takt-Kolbens einen Halb- anstelle eines Viertelkolbens nachbildet, werden der besseren Anschaulichkeit wegen die Ergebnisse der thermischen Berechnungen anhand dieses Modells diskutiert. Die Temperaturverteilung des 2-Takt-Kolbens wird am Ende des Kapitels kurz vorgestellt, da sie als Randbedingung für die Strukturberechnungen dient.

Bild 57 oben zeigt die Temperaturverteilung in $^{\circ}\text{K}$, die sich im stationärem motorischen Betrieb bei einer Drehzahl von 5500 U/min und Vollast im Kohlenstoffkolben (C-Kolben) einstellt. Die höchste Temperatur findet sich mit etwa 385°C in der Mitte des Kolbenbodens wieder. Die untere Darstellung in Bild 57 zeigt im Vergleich dazu einen Kolben gleicher Geometrie, der unter Verwendung derselben Randbedingungen mit den Kennwerten einer Standard-Al-Si-Legierung berechnet wurde. Die Spitzentemperatur liegt mit ca. 270°C deutlich niedriger. Das insgesamt hohe Temperaturniveau im C-Kolben ist vor allem auf die sehr geringe Wärmeleitfähigkeit des Werkstoffs zurückzuführen. Die hohen Temperaturen in der Kolbenbodenmitte des C-Kolbens bauen sich infolge der geringen Wärmeleitfähigkeit sehr rasch in radialer Richtung ab, so daß sie im Bereich des Kolbenringpakets auf einem zum Al-Si-

Kolben vergleichbaren Niveau liegen. An den beiden Stegen zwischen den Ringen weist der Al-Si-Kolben sogar geringfügig höhere Temperaturen auf.

Die durch den schnellen Temperaturabbau entstehenden Gradienten sind beim C-Kolben erheblich stärker ausgeprägt, als beim Al-Si-Kolben. Der Feuersteg des C-



Kolbens liegt mit ca. 220°C etwa 20°C über dem des Al-Si-Kolbens. Am Kolbenhemd herrschen bei beiden Varianten ähnliche thermische Verhältnisse, deutliche Unterschiede sind jedoch an der Unterseite des Kolbenbodens und im Bereich des Bolzenlochs auszumachen. Rund um das Bolzenloch liegen die Temperaturen beim C-Kolben im Durchschnitt um 20-30°C höher. Die Spitzentemperatur im oberen Bereich des Bolzenlochs beträgt 240°C beim C-Kolben. Die Unterseite des Kolbenbodens weist beim

C-Kolben mit annähernd 350°C ebenfalls erheblich höhere Temperaturen auf als beim Al-Si-Kolben, wo sich an der selben Stelle ca. 270°C ausbilden

Die Temperaturverteilungen im Stahl-Kolbenbolzen sind nicht graphisch dargestellt. Eingebaut in den C-Kolben erreicht er eine errechnete Maximaltemperatur von 225°C, die kleinste auftretende Temperatur beträgt ca. 170°C. Die maximale radiale Ausdehnung des Bolzens beträgt dabei 0,04 mm. Derselbe Bolzen weist in Verbindung mit dem Al-Si-Kolben ein um etwa 15 - 20°C geringeres Temperaturniveau auf.

Durch die ungleiche Verteilung der Temperatur im Kolben verformt sich dieser unter rein thermischer Belastung nicht gleichförmig. Die Mitte des Kolbenbodens dehnt sich aufgrund der höheren Temperaturen stärker aus, als die weiter außen liegenden Bereiche. Es kommt zu einer Wölbung des Kolbens nach oben, die in Bild 58 in einer überzeichneten Form dargestellt ist. Zu sehen ist auch die bogenartige Formänderung der Bolzenlochbohrung. Die Farbdarstellung gibt die Ausdehnung in vertikaler

Richtung an. Der Gesamtlängenzuwachs des C-Kolben in diese Richtung beträgt 0,075mm.

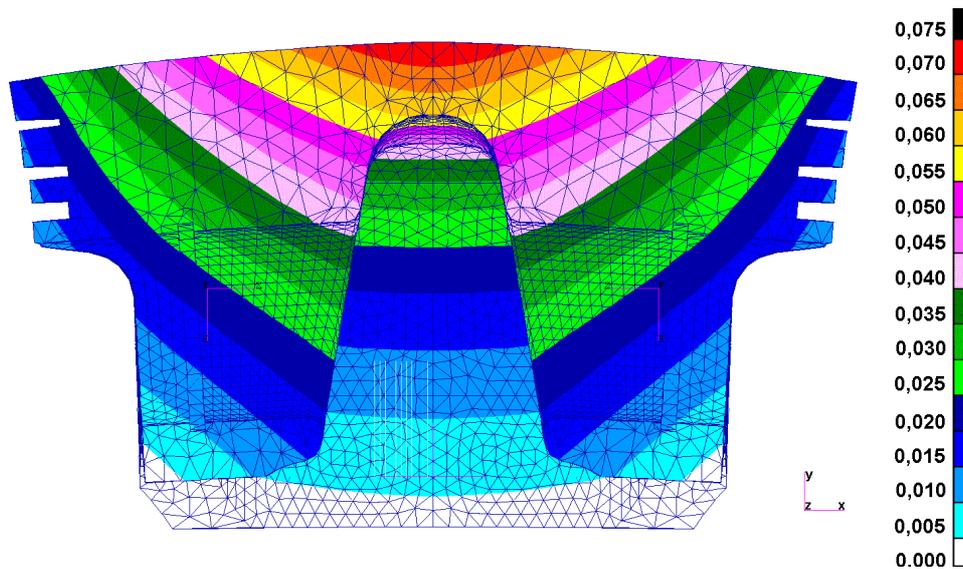


Bild 58: Verformung des Kolbens infolge thermischer Belastung

Für die Gestaltung der Außenkontur eines Kolbens ist vor allem die radiale Ausdehnung relevant. Sie beträgt für den C-Kolben auf den Durchmesser bezogen am Feuersteg etwa 0,13mm, am Kolbenhemd 0,06 – 0,07mm. Bild 59 zeigt den Durchmesserzuwachs an den drei Nenndurchmessern D_1 , D_2 , D_3 und am Kolbenboden. Ein vergleichbarer Aluminiumkolben weist am Feuersteg eine auf den Durchmesser bezogene radiale Ausdehnung von 0,6 – 0,8mm auf.

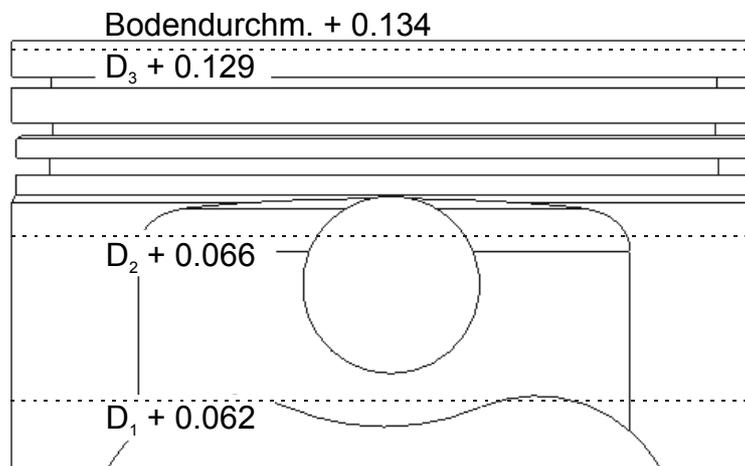
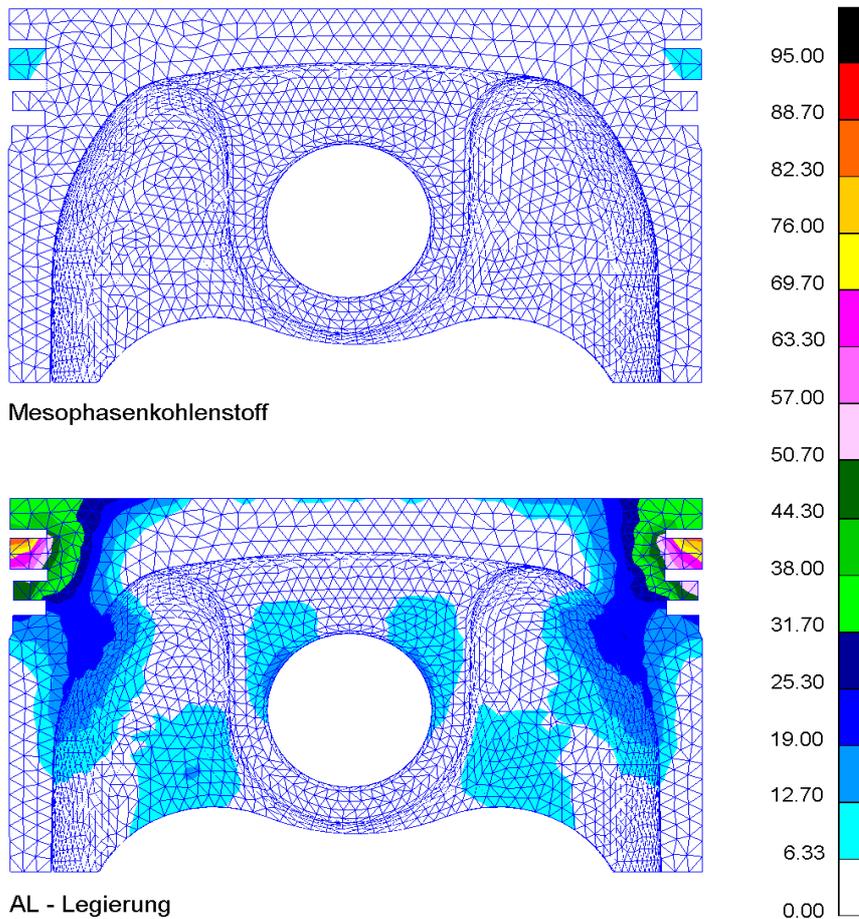


Bild 59: Radiale Ausdehnung des Kolbens in schematischer Darstellung

Die thermische Ausdehnung beeinflusst auch den Bolzenlochdurchmesser. Es kommt zu einer Durchmesserergrößerung von etwa 0,015mm. Die bogenartige Verformung des Kolbens bewirkt jedoch auch eine Verformung des Bolzenlochs (vgl. Bild 58). Der durchgängig verfügbare Bolzenlochdurchmesser reduziert sich so auf ein Übermaß von 0,010mm zum Nenndurchmesser.

Die von den inhomogen verteilten Temperaturen in den Kolben induzierten thermischen Spannungen zeigt Bild 60 oben für den C-Kolben und unten für den Al-Si-

Kolben. Als Berechnungsgrundlage wurde das in Kap. 4.2.4 beschriebene Strukturmodell verwendet.



Mechanische Belastungen blieben für diese Betrachtung unberücksichtigt. In der Darstellung werden maximale Hauptspannungen ausgegeben, also die größten im Bauteil auftretenden Zugspannungen. Es fällt auf, daß trotz der größeren Temperaturgradienten die Spannungen im C-Kolben erheblich geringer sind, als im Al-Si-Kolben. Die maximalen Spannungen treten bei beiden Werkstoffvarianten im Bereich zwischen der ersten und zweiten Ringnut in tangentialer Richtung um den Kolben auf.

Bild 60: Thermische Spannungen in C- und Al-Si-Kolben

Sie erreichen beim C-Kolben einen Maximalwert von 10N/mm^2 , beim Al-Si-Kolben von 95N/mm^2 . Die Grund für den deutlichen Unterschied ist zum einen in der geringeren thermischen Ausdehnungszahl und zum anderen im wesentlich geringeren E-Modul des Kohlenstoffs im Vergleich zu Aluminiumlegierungen zu sehen (vgl. Kap. 2.1.5.2).

Ähnlich gering sind auch die thermischen Spannungen, die in die betrachtete 2-Takt-Variante eines Kohlenstoffkolbens induziert werden (vgl. Bild 61, rechts). Die größten Werte der maximalen Hauptspannung treten auch bei diesem Kolben am Steg zwischen der ersten und zweiten Ringnut in tangentialer Richtung auf. Aufgrund des geringeren Kolbendurchmessers liegen sie mit $7,5\text{N/mm}^2$ betragsmäßig noch unter den thermischen Spannungen, die am 4-Takt-Kolben auftreten. Der Maximalwert der zugrunde liegenden Temperaturverteilung liegt bei diesem Kolben mit 440°C in der Kolbenbodenmitte deutlich höher als beim 4-Takt-C-Kolben (vgl. Bild 61, links). Dieser Effekt ist allem auf die für das 2-Takt-Modell irrtümlich zu gering angesetzte Wärmeleitfähigkeit zurückzuführen (vgl. Kap. 4.2.2). Für die Simulation des 4-Takt-Kolbens wurde dieser Wert korrigiert. Zudem spielen auch Kolbengröße und geometrische Unterschiede für die Ausbildung der Temperaturverteilung eine Rolle.

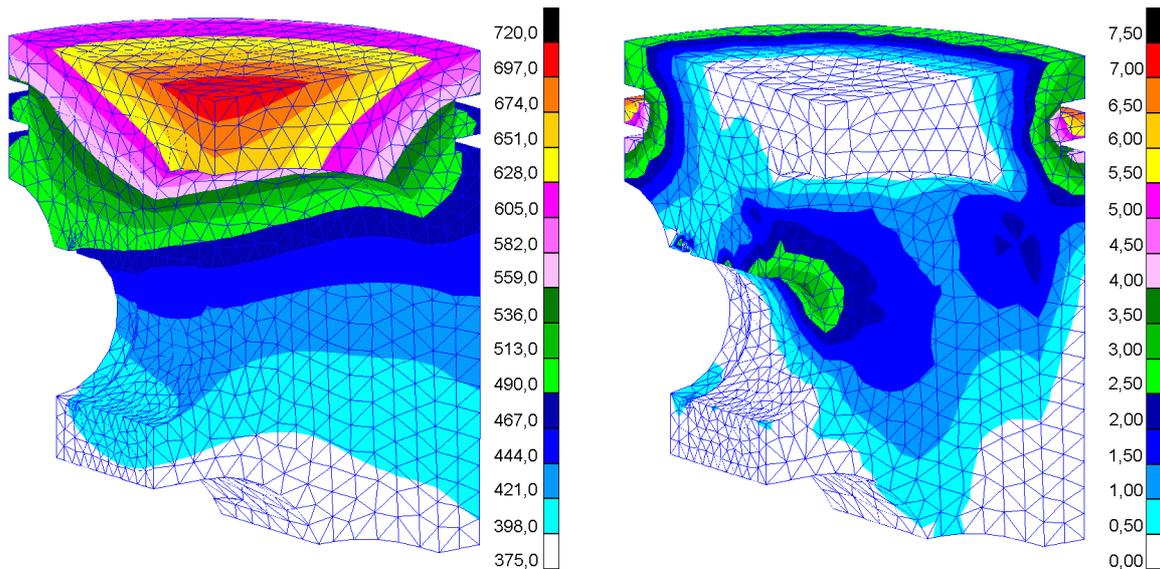


Bild 61: Verteilung von Temperatur [°K] und thermischen Spannungen [N/mm²] am 2-Takt-Kolben

5.2.2 Strukturberechnung an einem 2-Takt-Otto-Kolben

5.2.2.1 Charakteristische Spannungsverteilung

Bild 62 zeigt die Verteilung der maximalen Hauptspannung im Viertelmodell des Kolbens am oberen Totpunkt. Als Belastungen wirken ein Gasdruck von 70bar, maximale Kolbenbeschleunigung (vgl. Kap. 4.2.3.3) und die in Bild 61 beschriebene Temperaturverteilung. Die aus der Kolbenbeschleunigung resultierende Massenkraft wirkt dem Gasdruck entgegen. Am höchsten belastet ist der Bereich der Kolbennabe, der sich direkt über dem Kolbenbolzen befindet. Die maximalen Hauptspannungen erreichen dort einen Wert von 60N/mm².

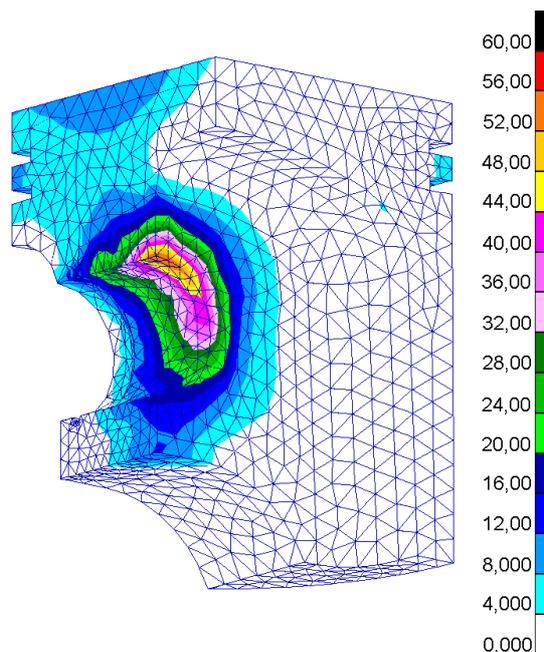


Bild 62: Verteilung der maximalen Hauptspannungen am oberen Totpunkt bei Vollast

Dieser Bereich des Kolbens muß die Kräfte, die durch die Verbrennung des Gas-Luft-Gemisches entstehen über Bolzen und Pleuel in die Kurbelwelle weiterleiten. Dabei wird der Kolbenbolzen durch die Gaskraft verformt. Dort, wo er am wenigsten nachgeben kann, also direkt am Pleuel, treten im Kolben die höchsten Spannungen auf. Sie konzentrieren sich dort zum Kolbeninneren hin. Die thermische Ausdehnung des Kolbens wirkt diesem Effekt entgegen und entlastet die Kolbennabe, indem sie den Kolben und damit das im kalten Zustand zylindrische Bolzenloch bogenartig verformt (vgl. Bild 58). Aufgrund der geringen Werte für Wärmedehnung und Elastizitätsmodul ist die Entlastung der Kolbennabe durch die thermische Verformung beim C-Kolben allerdings wesentlich geringer ausgeprägt, als bei einem vergleichbaren Al-Si-Kolben. Die Spannungen konzentrieren sich beim C-Kolben deshalb deutlich stärker im innenliegenden Bereich der Kolbennabe, als bei einem Al-Si-Kolben. Dieser für Kohlenstoffkolben spezifische Effekt konnte auch von Veshagh und Chen nachgewiesen werden /77/.

Abgesehen von der hochbelasteten Kolbennabe treten nur geringe Spannungen im Kolben auf. Zum einen ist der Einfluß der Temperaturverteilung am Steg zwischen den Ringen zu erkennen (vgl. Kap. 5.2.1) und zum anderen eine Biegebeanspruchung im Bereich des Kolbenbodens. Sie wird ebenfalls durch die Gaskraftbelastung des Kolbens verursacht. Der Einfluß der Massenkraft ist nicht in der in Bild 62 gezeigten Spannungsverteilung auszumachen. Die Massenkraft erreicht ihren Maximalwert dann, wenn der Kolben den oberen Totpunkt erreicht, wird beim 2-Takt-Aggregat aber bei jedem Takt durch die entgegengesetzt wirkende Gaskraft überlagert und kompensiert.

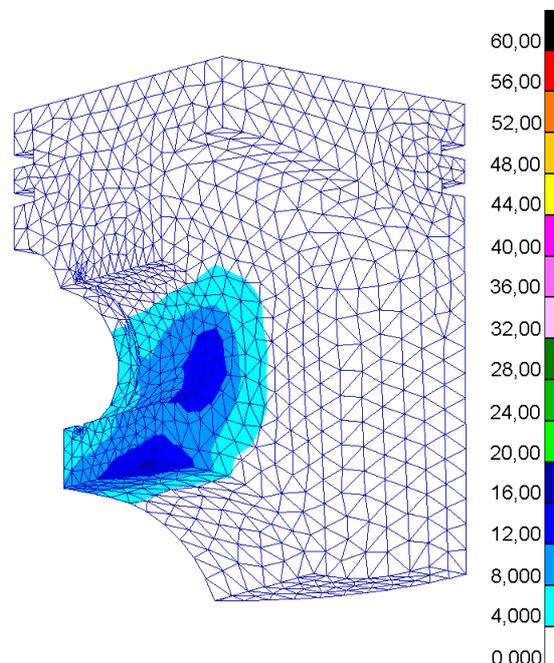


Bild 63: Verteilung der maximalen Hauptspannung bei größtmöglicher Massenkraft

Ein isoliertes Auftreten der Massenkraft ist z.B. beim Aussetzen der Zündung vorstellbar. Als Gegenkraft bleibt dann der Kompressionsdruck, der im Verhältnis zum Gasdruck allerdings gering ist. Bild 63 zeigt die maximale Hauptspannungsverteilung

im Kolben bei isoliertem Auftreten der maximalen Beschleunigung nach oben. Die thermischen Spannungen wurden bei diesem Lastfall nicht berücksichtigt, da sie auf die Spannungen in den relevanten Bereichen keinen Einfluß haben. Insgesamt sind die durch die Massenkraft verursachten Spannungen wesentlich geringer, als die, die aus der Gaskraft resultieren. Das Spannungsmaximum liegt bei 18N/mm^2 und tritt seitlich des Bolzens und im unteren Bereich der Kolbennabe auf, wenn der Kolben in seiner Aufwärtsbewegung vom Kurbeltrieb abgebremst wird. Auch bei Massenkraftbelastung konzentrieren sich die Spannungen in dem Bereich der Nabe, der dem Kolbeninneren zugeneigt ist. Da die Kolbenmasse in die Berechnung der Massenkraft eingeht, ist das Spannungsniveau im Vergleich zum Al-Si-Kolben niedriger.

5.2.2.2 Geometrievarianten

In Bild 64 sind die Ergebnisse für die betrachteten Geometrievarianten aufgetragen (vgl. Kap. 4.2.3.4). Die Spannungswerte beziehen sich auf das in der Kolbennabe auftretende Spannungsmaximum entsprechend Bild 62. Die Werte zeigen, daß sowohl die verschiedenen Fasen, als auch der untersuchte Radius die maximal auftretenden Spannungen um bis zu 30% vermindern können. Die Reduzierung kommt durch eine gleichmäßigere Verteilung der Spannungen und durch ein von der Innenseite in Richtung Nabenmitte verschobenes Spannungsmaximum zustande. Es ist kein Einfluß des Fasenwinkels auf das Spannungsmaximum in der Nabe zu sehen.

	Winkel [°]	Spannungsmaximum; max. Hauptspannung [N/mm^2]
Ausgangsgeometrie	-	61,2
Fase 1	5	38,5
Fase 2	10	37,3
Fase 3	20	38,3
Radius	-	39,6
Bolzen- \varnothing 14 mm		47,8

Bild 64: Spannungsmaxima in den betrachteten Geometrievarianten (vgl. Kap. 5.2.2.2)

Aus der Vergrößerung des Bolzenlochdurchmessers von 12 auf 14mm resultiert eine Verminderung der Spitzenspannung in der Nabe um etwa 20%. Hier ist vor allem die vergrößerte Kraftangriffsfläche für die geringeren Spannungen verantwortlich.

5.2.3 Strukturberechnung an einem 4-Takt-Otto-Kolben

5.2.3.1 Charakteristische Spannungsverteilung

Die Strukturberechnung am 4-Takt-C-Kolben wurde bei vier Kurbelwellenstellungen durchgeführt: $\varphi_K = 0^\circ$, $\varphi_K = 372^\circ$, $\varphi_K = 386^\circ$, $\varphi_K = 594^\circ$. Bei $\varphi_K = 594^\circ$ treten keine nennenswerten Spannungen am Kolben auf. Auf eine Ergebnisdarstellung soll deshalb verzichtet werden. Die Spannungsverteilung bei $\varphi_K = 386^\circ$ ähnelt sehr den Ergebnissen bei $\varphi_K = 372^\circ$, das Gesamtspannungsniveau ist jedoch geringer. Ein Einfluß der höheren Seitenkraft auf die Spannungsverteilung ist nicht zu erkennen. Auf eine Beschreibung der Ergebnisse soll aus diesem Grund auch für diesen Last-

fall verzichtet werden. Die Ergebnisse der beiden verbleibenden Lastfälle ($\varphi_K = 0^\circ$ und $\varphi_K = 372^\circ$) werden im folgenden vorgestellt.

Bild 65 zeigt die Verteilung der Vergleichsspannung σ_V (vgl. Kap. 5.1.5) am C-Kolben bei Kurbelwinkel $\varphi_K = 0^\circ$, also am oberen Totpunkt desjenigen Arbeitstakts, bei dem das Auslaßventil offen steht. Der Kolben ist damit durch die maximale, nach oben wirkende Massenkraft von etwa 5kN belastet, überlagert ist die thermische Belastung (vgl. Kap. 4.2.4.3). Es wirkt praktisch keine Gaskraft (vgl. Bild 37). Die höchsten Vergleichsspannungen treten im unteren, seitlichen Teil des Bolzenlochs auf, 45° gedreht zur Vertikalen. Sie erreichen einen Maximalwert von 31N/mm^2 . Insgesamt zeigt der Bereich unter dem Bolzenloch ein deutlich erhöhtes Spannungsniveau. Der Hauptanteil der Vergleichsspannung besteht aus Zugspannungen, die tangential zum Bolzenloch und zur Nabe verlaufen. Sie entstehen dadurch, daß Kurbeltrieb und Bolzen den Kolben am oberen Umkehrpunkt abbremsen. Das Bolzenloch wird dabei in vertikaler Richtung gedehnt. An der Kolbeninnenseite ist zu erkennen, wie der Kraftfluß vom Bolzenlochbereich aus in den Kolbenkörper hinein verläuft.

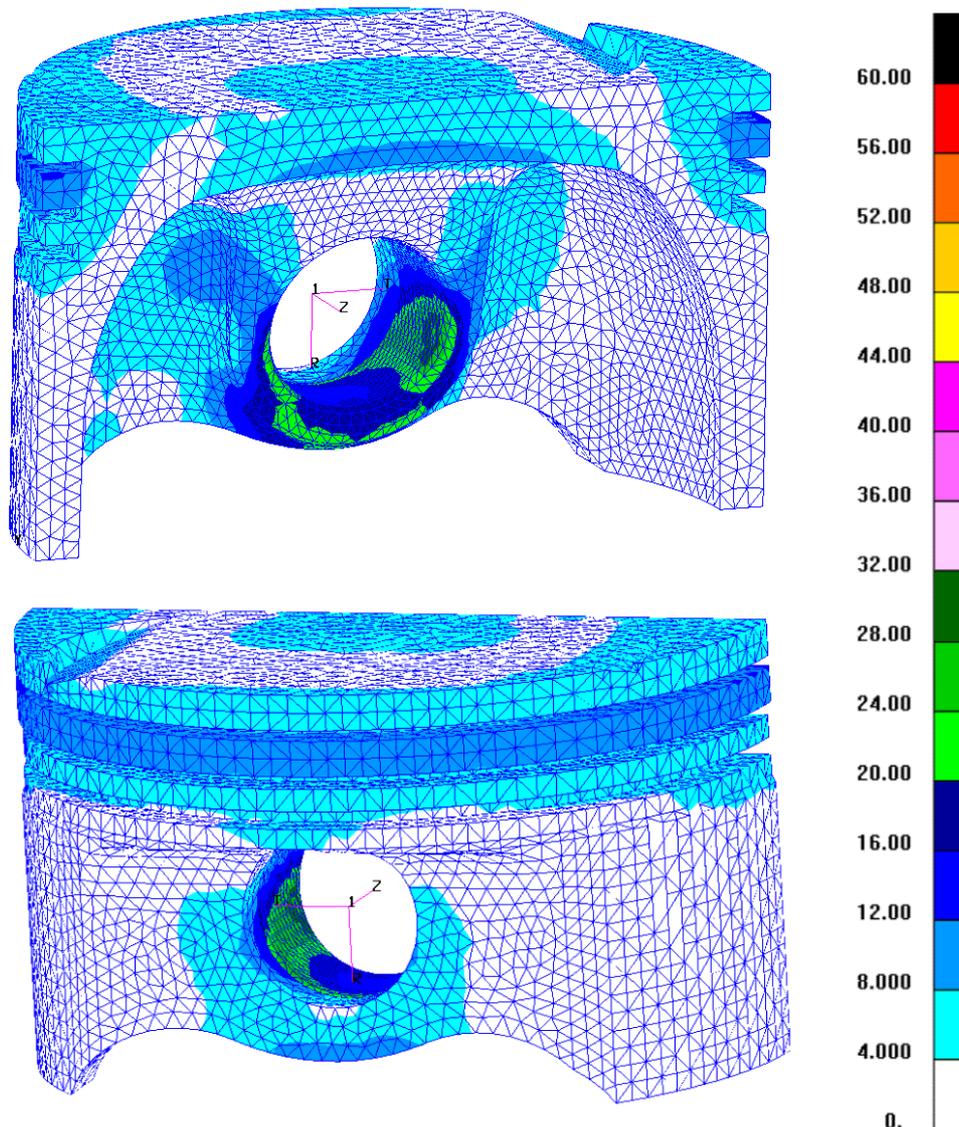


Bild 65: Vergleichsspannung σ_V am Kolben bei einem Kurbelwinkel $\varphi_K = 0^\circ$

Die etwas erhöhten Spannungen an der Nut zwischen den beiden Dichtringen werden von den Temperaturgradienten im Kolben verursacht (vgl. Bild 60). Sie erreichen, wie bereits beschrieben, nur einen Wert von 10N/mm^2 .

Die Beurteilung des Mehrachsigen Grades erfolgte nach der in Kap. 4.2.4.5 beschriebenen Methode. In dem Bereich, in dem erhöhte Spannungen auftreten, liegt der Mehrachsigenfaktor bei $0,05 - 0,1$. In anderen Bereichen der Kolbengeometrie treten höhere Werte auf, das Spannungsniveau ist dort jedoch vernachlässigbar niedrig. Die Auswertung des räumlichen Spannungszustands mit einer rein zweiachsigen Versagenshypothese erscheint für diesem Lastfall zulässig (vgl. Kap. 2.2.3.2).

Völlig anders wird der Kolben bei $\varphi_K = 372^\circ$ belastet. Der Pleuel steht unter einem Winkel von etwa 4° zur Vertikalen unter dem Kolben. Es wirkt eine Gaskraft von 42kN auf den Kolbenboden. Der Gaskraft entgegen wirkt eine Massenkraft von 5kN . Die resultierende, nach unten gerichtete Kolbenkraft beträgt demnach 37kN . Durch Pleuelschrägstellung und Kolbenkraft entsteht eine Seitenkraft von $2,3\text{kN}$ (vgl. Bild 37). Überlagert werden diese Belastungen durch die thermischen Spannungen aus der nach Kap. 5.2.1 abgeschätzten Temperaturverteilung.

In Bild 66 ist der durch die beschriebenen Lasten verformte Kolben in überzeichneter Darstellung zu sehen. Die Druckseite, also die Seite des Kolbens, die an die Zylinderwand gepreßt wird, befindet sich im Bild links. Die rechte Seite des Kolbens wird vom Gasdruck über den steifen Kolbenbolzen hinweg nach unten gebogen. Der Niveauunterschied zwischen der druckseitigen Kante des Kolbenbodens und der gegen druckseitigen nimmt aufgrund des geringen Elastizitätsmoduls von Mesophasenkohlenstoff einen verhältnismäßig großen Wert von etwa $0,35\text{mm}$ an. Im Bereich unter dem Kolbenbolzen ist ein Ablösen des Kolbens vom Bolzen zu erkennen, das durch die ovale Deformation des Bolzenlochs entsteht.

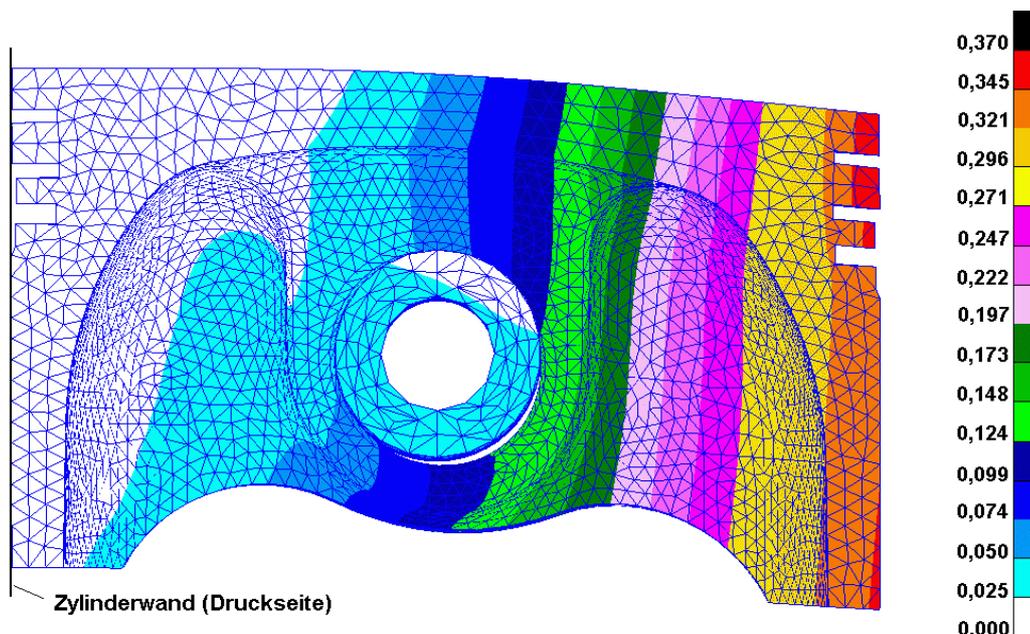


Bild 66: Kolbenverformung bei $\varphi_K = 372^\circ$ in überzeichneter Darstellung (Werte in mm)

Die Verteilung der Vergleichsspannung σ_V bei diesem Lastfall ist in Bild 67 zu sehen. Die höchsten Spannungen treten im oberen Bereich des Bolzenlochs auf, dort wo

der Kolben auf dem Bolzen aufliegt. σ_V erreicht einen Maximalwert von $56,4\text{N/mm}^2$. Wie beim 2-Takt-Kolben ist eine Konzentration der Spannungen zur Kolbeninnen-seite hin zu erkennen. Das Maximum liegt nicht im Scheitelpunkt, sondern in einer Position etwa 45° zur vertikalen Achse verdreht. Die Vergleichsspannung setzt sich im gesamten Auflagebereich aus einer zum Bolzenloch tangentialen Zugspannung und einer vertikalen Druckspannung zusammen. Die Druckspannung entsteht durch die Auflagekräfte des Kolbens auf dem Bolzen, die Zugspannung dadurch, daß die Nabe über den Bolzen gezogen und damit tangential gestreckt wird.

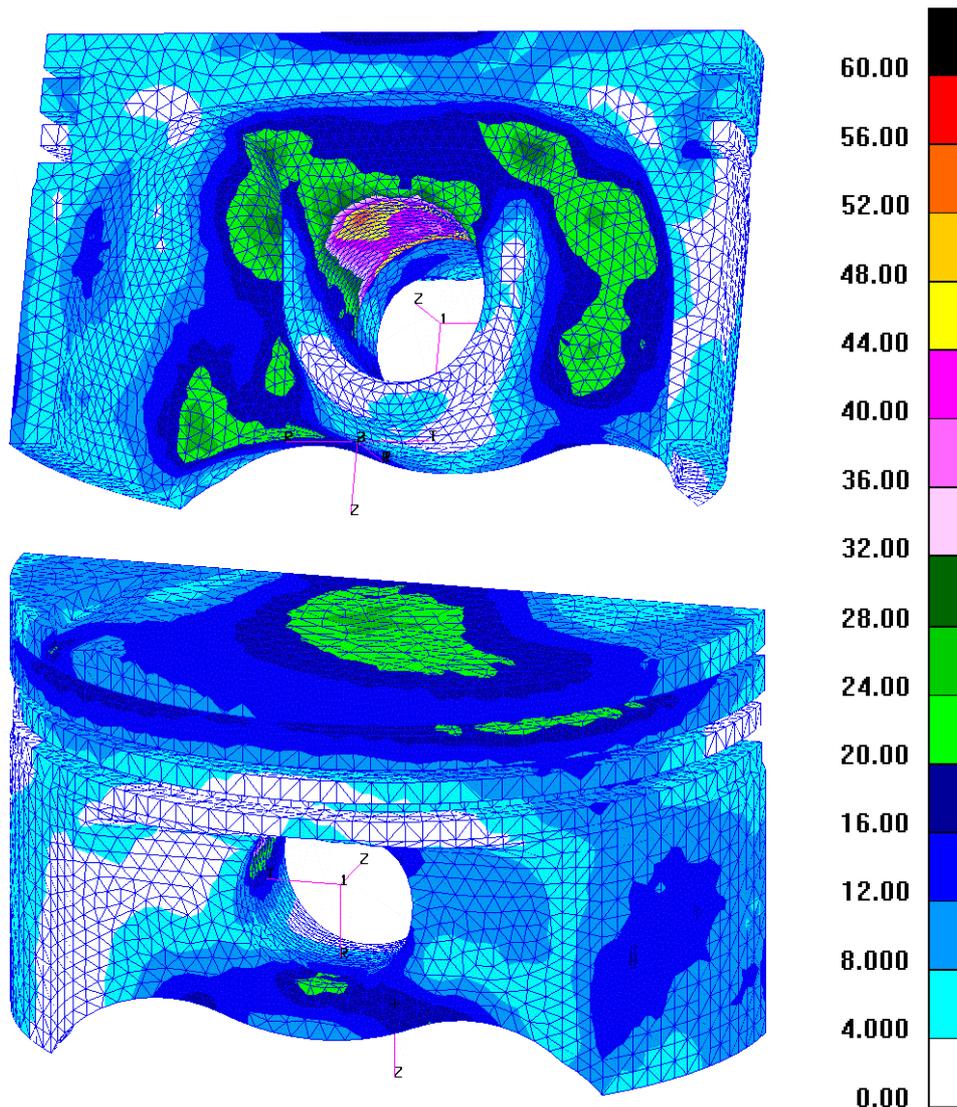


Bild 67: Vergleichsspannung σ_V am Kolben bei einem Kurbelwinkel $\varphi_K = 372^\circ$

Da die Auswertung des Mehrachsigenfaktors einen Wert von $0,2 - 0,3$ für den Auflagebereich ergibt, muß eine dritte, in Bolzenrichtung wirkende Spannungskomponente existieren, die einen für den Spannungszustand nicht unerheblichen Beitrag liefert. Dort, wo die maximale Vergleichsspannung σ_V anliegt, beträgt der Mehrachsigenfaktors etwa $0,25$. Die Voraussetzungen, um den dreiachsigen Spannungszustand in diesem Bereich mit einer zweiachsigen Versagenshypothese auszuwerten, sind demnach nicht in vollem Umfang gegeben. Im Kolbenboden treten Spannungen bis 30N/mm^2 auf. Sie entstehen durch die Biegebelastung, die der Kolben durch den

Gasdruck erfährt (vgl. Bild 66). Die Kolbennabe links und rechts des Bolzenlochs und im Übergang zur Innenseite des Kolbenbodens weist ein ähnliches Lastniveau auf. In diesem Bereich werden die Belastungen durch den Gasdruck vom Kolbenboden auf die Nabe und damit auf den Bolzen übertragen.

Die asymmetrische Verteilung der Spannungen im Inneren des Kolbens wird durch den Einfluß der Seitenkraft verursacht. Sie ist auch für die Druckspannungsbelastung des Anlagebereichs an der Zylinderwand verantwortlich, der an der Kolbenaußenkontur rechts in Bild 67 mit Spannungen von 8 –16N/mm² auffällt. Der Einfluß der geringen thermischen Spannung wird bei diesem Lastfall fast vollständig durch mechanisch verursachte Spannungen überlagert und ist nicht eindeutig zu identifizieren.

5.2.3.2 Versagenswahrscheinlichkeit

Für alle vier Lastfälle wurde eine Wahrscheinlichkeit F für spontanes Versagen berechnet. Mit anderen Worten wird damit die Wahrscheinlichkeit beschrieben, mit der der Kolben beim Eintreten der jeweils spezifizierten Belastung versagt (vgl. Kap. 2.2.3.3). Die Tabelle in Bild 68 zeigt F für den jeweiligen Lastfall.

Lastfall	$\varphi_K = 0^\circ$	$\varphi_K = 372^\circ$	$\varphi_K = 386^\circ$	$\varphi_K = 594^\circ$
F	0,0006 %	0,18 %	0,006 %	0 %

Bild 68: Wahrscheinlichkeit für spontanes Versagen bei Eintreten der betrachteten Lastfälle

Für den Lastfall $\varphi_K = 372^\circ$ mit der höchsten Versagenswahrscheinlichkeit wurde eine Parameterstudie durchgeführt. Es wurde untersucht, welchen Einfluß prozentuale Veränderungen der Weibullparameter σ_0 und m und des Gesamtlastniveaus auf die Versagenswahrscheinlichkeit haben (vgl. Bild 69).

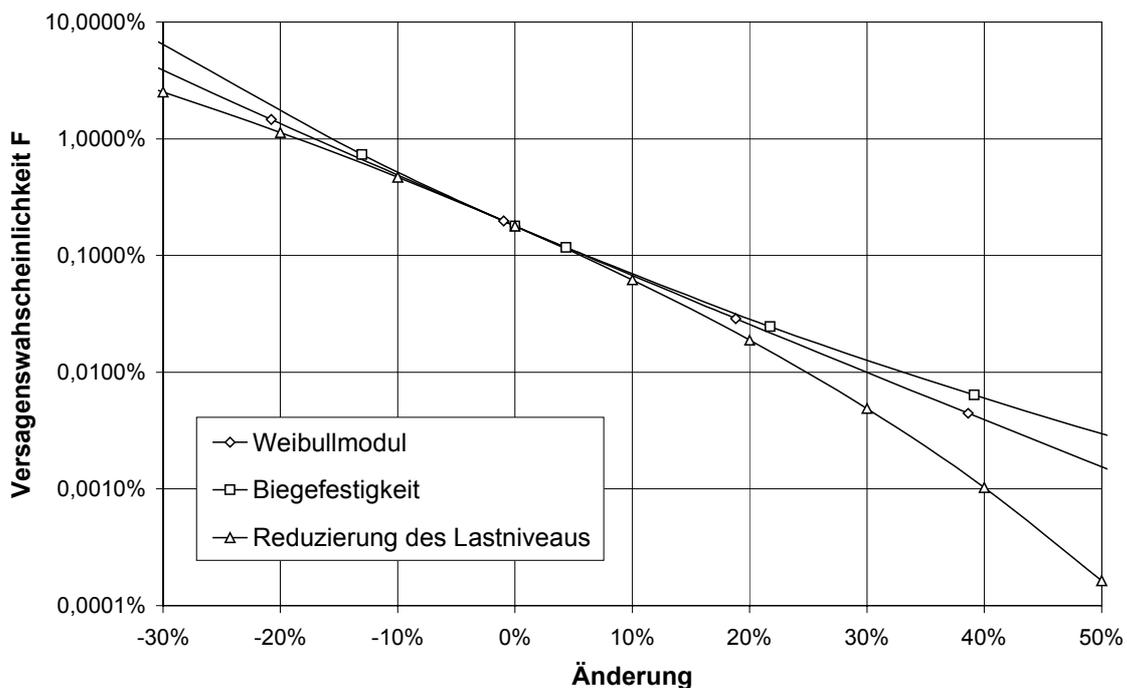


Bild 69: Parameterstudie zur Abhängigkeit von F_{372° von verschiedenen Einflußgrößen

Aufgrund der logarithmischen Auftragung der Versagenswahrscheinlichkeit erscheinen die Zusammenhänge annähernd linear. Zu erkennen ist jedoch, daß eine nur 10%ige Erhöhung des Lastniveaus die Versagenswahrscheinlichkeit um einen Faktor 2,6 erhöht, bei einer 20%igen Erhöhung liegt die Versagenswahrscheinlichkeit bereits jenseits von 1%. Dasselbe gilt für einen 10 bzw. 20%igen Abfall von mittlerer Biegefestigkeit oder Weibullmodul. Umgekehrt gilt, daß die gleiche prozentuale Absenkung des Lastniveaus die Versagenswahrscheinlichkeit um einen Faktor 3 bzw. 10 vermindern kann.

Im Bereich prozentualer Änderung bis $\pm 10\%$ ist nur ein geringer Unterschied zwischen der Erhöhung der Weibullparameter und der Reduzierung des Lastniveaus auszumachen. Mit einer Verminderung des Lastniveaus um 20% und mehr kann jedoch eine weitaus deutlichere Reduzierung der Versagenswahrscheinlichkeit erzielt werden, als mit der prozentual gleichen Erhöhung eines der Weibullparameter. Im Vergleich der beiden Weibullparameter zueinander ist bis zu Änderungen von $\pm 10\%$ kein nennenswerter Unterschied auszumachen. Ab dieser Prozentzahl kann mit einer Erhöhung des Weibullmoduls die Versagenswahrscheinlichkeit stärker reduziert werden, als mit einer prozentual gleichen Erhöhung der mittleren Biegefestigkeit.

5.2.3.3 Lebensdauer

Wie in Kap. 4.2.4.7 beschrieben, wurde die Lebensdauer t_d des Kolbens für den in Bild 38 beschriebenen Lastzyklus und für die daraus berechneten Belastungen abgeschätzt. Versagenskritisch bezüglich der Kolbenlebensdauer ist der hochbelastete obere Auflagebereich des Kolbens auf dem Bolzen (vgl. Bild 67). Ein Versagen aufgrund unterkritischen Rißwachstums wird zuerst dort auftreten. Als Kolbenlebensdauer bei den gegebenen Betriebsbedingungen (5500U/min, Vollast) wurde ein Wert von $9 \cdot 10^5$ Stunden abgeschätzt.

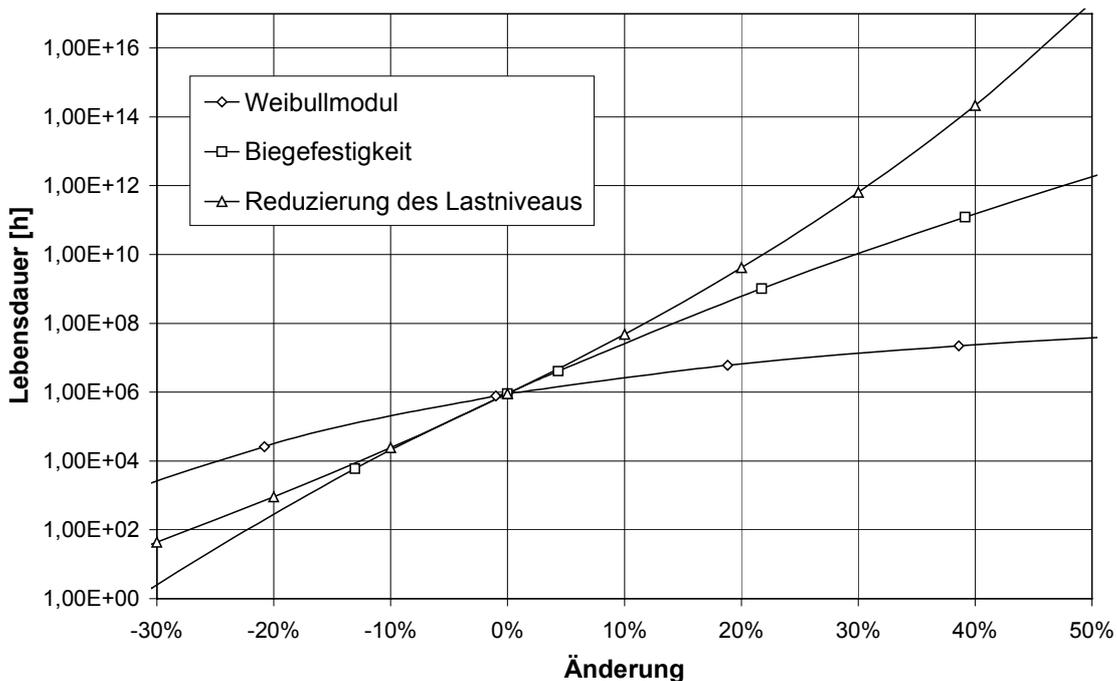


Bild 70: Parameterstudie zur Abhängigkeit von t_{s372° von verschiedenen Einflußgrößen

Auch für die Lebensdauer des Kolbens wurde eine Parameteruntersuchung durchgeführt. Analog zur Abschätzung der Lebensdauer zeigt Bild 70 die Veränderung der Lebensdauer bei prozentualen Änderungen von Weibullparametern und Lastniveau in einer logarithmischen Auftragung. Den geringsten Einfluß auf die Lebensdauer hat die Veränderung des Weibullmoduls. Änderungen in Lastniveau und mittlerer Biegefestigkeit bewirken dagegen extreme Änderungen in der Lebensdauer. So erhöht eine 10%ige Absenkung des Lastniveaus die Lebensdauer um einen Faktor 50 auf $4,7 \cdot 10^7$ Stunden, jedoch verringert eine 20%ige Erhöhung des Lastniveaus die Lebensdauer auf 900 Stunden, eine 30%ige Erhöhung gar auf 40 Stunden. Noch stärker macht sich eine verringerte mittlere Biegefestigkeit bemerkbar.

Im Vergleich der beiden Weibullparameter untereinander ist für die Lebensdauerabschätzung ein größerer Unterschied auszumachen, als für die Wahrscheinlichkeit spontanen Versagens (vgl. Bild 69). Zum einen bringt eine Erhöhungen der mittleren Biegefestigkeit σ_0 ein größeres Verbesserungspotential mit sich, als eine Erhöhung des Weibullmoduls. Eine prozentual gleiche Verringerung von σ_0 resultiert aber gleichzeitig in einer weitaus stärker verminderten Lebensdauer als beim Weibullmodul. Insgesamt reagiert die Lebensdauer stärker auf Veränderungen von σ_0 , als auf Veränderungen des Weibullmoduls m .

5.2.4 Kolbenaußenkontur

In Bild 71 (links) ist die Verteilung der in den Kontaktelementen zwischen Kolben und Zylinderwand (vgl. Kap.4.2.5) auftretenden Kräfte am Halbmodell des Kolbens dargestellt. Die Ovalisierung beträgt $\Delta D_{K1} = 0,05\text{mm}$, die Laufspielkurve ist durch die Durchmesserdivergenz $\Delta D_{1,2} = 0,02\text{mm}$ charakterisiert (vgl. Bild 39). Die höchsten Anlagekräfte (im Bild rot) treten seitlich im Nabenbereich auf. Der an sich durch die Ovalisierung erhabene mittlere Bereich des Kolbenschafts nimmt nur einen geringen Teil der Seitenkraft auf. Dies ist ein Hinweis darauf, daß dieser Bereich durch die geringe Steifigkeit des Kohlenstoffs elastisch stark verformt wird und ausweicht. Der durch die Kolbennabe verstärkte seitliche Schaftbereich nimmt einen deutlich größeren Anteil der Seitenkraft auf. Die Kräfteinleitung in den Kolben ist punktuell.

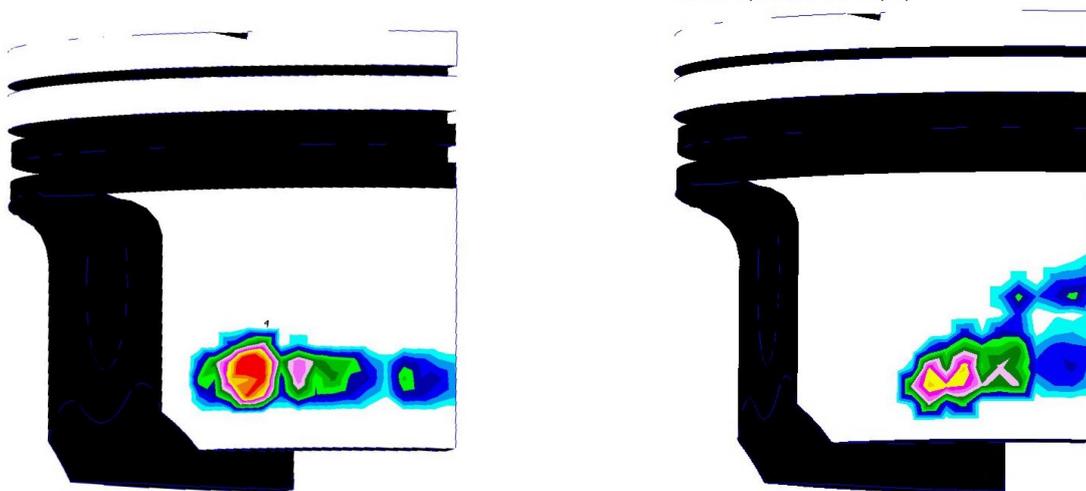


Bild 71: Verteilung der Anlagekräfte am Kolbenhemd des C-Kolbens (Halbmodell)

In vertikaler Richtung ist der tragende Bereich am Kolbenschaft verhältnismäßig schmal. Die Steigung der Laufspielkurve im oberen Bereich des Kolbenhemds ist demnach zu groß ($\Delta D_{1,2}$ zu groß, vgl. Kap. 4.2.5), Der obere Schaftbereich kommt damit nicht zum Anliegen.

Das Ergebnis einer Modifikation der Außenkontur ist in Bild 71 (rechts) zu sehen. Die Ovalität wurde auf $\Delta D_{K1}=0,5\text{mm}$ erhöht, die vertikale Durchmesserdifférenz auf $\Delta D_{1,2}=0\text{mm}$ reduziert (vgl. Bild 71). Deutlich ist zu erkennen, daß sich die horizontale Ausdehnung der tragenden Fläche durch die größere Ovalität verringert. Der quantitative Traganteil im mittleren Schaftbereich nimmt auf Kosten des Traganteils im Nabenbereich zu. Die Verringerung von $\Delta D_{1,2}$ von $0,02\text{mm}$ auf 0 resultiert in einer Vergrößerung des Anlagebereichs in vertikaler Richtung. Insgesamt verteilt sich die wirkende Seitenkraft auf eine größere Fläche. Die auf den Kolbenschaft wirkenden Druckmaxima nehmen betragsmäßig ab, was bei gleicher Farbskalierung an der Farbverteilung der Kolbenhemden erkennbar ist.

6 Diskussion

6.1 Werkstoffcharakterisierung

6.1.1 Problematik der Formgebung

Gesinterte Kolbenrohlinge aus Mesophasenkohlenstoff zeigen erhebliche Inhomogenitäten bezüglich Porenhäufigkeit und -größe in der β -Harz-Matrix (vgl. Kap. 5.1.1). So ist in Bild 42 a) ein sehr dichtes Gefüge zu erkennen, das nur von den Schrumpfungsrissen der Mesophasenkörner durchzogen ist. Das Gefüge in Bild 42 c) hingegen ist vergleichsweise aufgelockert und porös, die Poren sind zahlreicher und größer. Die Bereiche geringer Porosität und damit auch hoher Dichte treten unmittelbar über dem Preßkern auf, der die Kolbeninnenkontur formt (vgl. Bild 17 und Bild 41). Etwa 20mm oberhalb des Preßkerns ist die Porosität deutlich höher, der seitlich über des Preßkerns entnommene Schliff zeigt die höchste Porosität der betrachteten Kolbenbereiche. Zieht man einen Vergleich zwischen der lokalen Gefügeausbildung im gesinterten Kolbenrohling und der simulierten Dichteverteilung eines vergleichbaren Grünkörpers nach dem Pressen (vgl. Bild 18), läßt sich eine gute Korrelation erkennen. Dort, wo im Grünkörper die höchste Dichte auftritt, also direkt über dem Preßkern, findet sich im Rohling ein ausgesprochen dichtes und porenfreies Gefüge. Die weniger stark verdichteten Bereiche seitlich des Kerns zeigen nach dem Sintern einen höheren Porengehalt und vermehrt Schrumpfungsrisse .

Die Ausbildung des Gefüges hängt also unmittelbar von den lokalen Dichten ab, die beim Pressen im Grünkörper eingestellt werden. Da an gesinterten Kolben im Kolbenboden etwas höhere Biegefestigkeiten gemessen werden, als seitlich des Preßkerns in den Kolbennaben /45/, läßt sich schlußfolgern, daß ein erhöhter Porengehalt im Gefüge die Festigkeit des Werkstoffs vermindert. Ziel muß demnach eine ausreichend hohe und möglichst gleichmäßige Verdichtung im gesamten Grünkörper sein. Tritt jedoch eine zu hohe Pulververdichtung auf, haben die während des Sinterns entstehenden Reaktionsgase keine Möglichkeit, aus dem Rohling zu entweichen (vgl. Kap. 2.2.2.3). Es kommt zu einem Aufblähen und Reißen der Struktur. Das Beispiel eines derartigen Bläheeffekts zeigt Bild 45. Nahe einer Kante des Preßkerns befindet sich ein etwa 2,5mm langer Riß, dessen Umfeld ein stark aufgelockertes Gefüge aufweist. Der Blähvorgang macht sich zudem in der Verformung der Bauteilkontur in Rißbereich bemerkbar (vgl. Kap. 5.1.1.2). Im Vergleich der Lage des Risses mit der Preßsimulation läßt sich eine Korrelation zwischen der Gefügeausbildung am gesinterten Rohling und einer überhöhten Grünkörperdichte feststellen (vgl. Bild 18).

Wie die Ergebnisse der Preßsimulation zeigen (vgl. Kap. 2.2.2.2), ist es nicht möglich, mit der zur Kolbenherstellung verwendeten Preßmimik (vgl. Bild 17) eine gleichmäßige Dichteverteilung im Grünkörper zu erzeugen. Diese Einschränkung kommt zustande, weil die Preßwege, mit denen das Pulver aus den verschiedenen Richtungen verdichtet wird, unterschiedlich groß sind. Der größte Verdichtungsweg wird in axialer Richtung zurückgelegt (vgl. Endkontur in Bild 18 mit violetter Ausgangsgeometrie), der radiale Preßweg ist wesentlich geringer. Aus der Richtung des Preßkerns und der Bodenplatte findet keine Pulververdichtung statt. Die Reibung im

Pulver selbst und an den Formwänden hat die beschriebenen Dichteinhomogenitäten zur Folge.

Unter dieser Einschränkung besteht die Anforderung an den Preßvorgang in der beschriebenen Konfiguration zum einen darin, im ganzen Kolben eine so hohe Verdichtung zu erzielen, daß eine ausreichend gute Festigkeit in den belasteten Bereichen erzielt wird. Das gilt neben dem Kolbenboden vor allem für die Kolbennaben. Zum anderen muß eine Überverdichtung des Pulvers vermieden werden, wie sie vor allem an den Preßkernkanten auftritt. Die Wahl des letztendlichen axialen Preßdrucks ist also von entscheidender Bedeutung für die Qualität des Endproduktes.

Eine Möglichkeit, den Grad der Inhomogenität zu verringern, ist eine geeignete Gestaltung der Kolbeninnenkontur und somit des Preßkerns. Die Simulation des Preßvorgangs hat gezeigt, daß zwischen der Ausführung der Radien an den oberen Preßkernkanten und dem Grad der Überverdichtung an dieser Stelle ein Zusammenhang besteht. Je größer die Radien gestaltet werden, desto geringer ist die Dichteüberhöhung im Vergleich zur Dichte im Rest des Grünkörpers /45/. Eine Vergrößerung dieser Radien erzielt als Nebeneffekt eine Verstärkung des Übergangsbereichs vom Kolbenboden auf die Naben durch die Zugabe von Material. Die großen Radien sorgen zudem für eine gute Einleitung der auf den Kolbenboden wirkenden Kräfte in die Naben während des Betriebs. Die Bereiche, in denen hohe Dichtegradienten vorliegen, können so unter Betriebsbedingungen mechanisch entlastet werden.

Verbesserungspotential liegt offensichtlich auch in der Gestaltung der Preßanordnung selbst. Eine Simulation des Preßvorgangs mit unterschiedlichen Elastomer-matrizen hatte als Ergebnis, daß durch eine Vereinheitlichung der Preßwege in radialer und axialer Richtung der Dichteunterschied zwischen Kolbenboden- und Kolbennabenbereich erheblich reduziert wird /45/. Ein derartig verpreßter Grünkörper sollte nach dem Sintern nur geringe Festigkeitsunterschiede zwischen Kolbenboden und Nabe aufweisen. Ein Ergebnis der Simulation war jedoch auch, daß bei einer derartigen Modifikation der Elastomer-matrize Reibungseffekte beim Entlasten der Preßform hohe Kräfte auf den Grünkörper ausüben und ihn so zerstören können. Um dies zu vermeiden, ist eine Umgestaltung der gesamten Preßanordnung erforderlich.

Soll aus Kostengründen an der endkonturnahen Formgebung des Kolbengrünkörpers festgehalten werden, bleibt aufgrund des Preßkerns die Einschränkung einer inhomogenen Dichteverteilung in dessen Umgebung immer bestehen. Auch eine Vorbelastung des Kolbens aufgrund ungleicher Sinterschrumpfungen ist unter gegebenen Umständen kaum zu vermeiden. Eine gute Qualität des Endprodukts kann nur durch eine feinfühligte Auslegung von Preßform, Elastomer-matrize und Preßdruck einerseits und eine geeignete Gestaltung des Kolbens selbst andererseits erzielt werden. Von großer Bedeutung ist dabei die Gestaltung der Radien an den oberen Kanten der Preßkerns. Im fertigen Kolben entsprechen diese Radien den Übergängen vom Kolbenboden zu den Naben und zum Kolbenhemd. Es sollte darauf geachtet werden, daß die Betriebsspannungsbelastung dieser Übergangsbereiche möglichst gering gehalten wird. Eine Überlagerung dieser Spannungen mit den herstellungsbedingten Eigenspannungen in diesem Bereich der Kolbengeometrie könnte zum frühzeitigen Versagen dieser Kolbenpartien führen.

6.1.2 Weibullverteilung und Defektcharakterisierung

Betrachtet man die Weibullverteilung in Bild 50, fällt auf, daß sich die Probenfestigkeiten in Gruppen einteilen lassen. Drei der Proben versagten sehr früh, bei Biegespannungen zwischen 71 und 100N/mm². Ein größere Anzahl von 11 Proben liegt in einem sehr engen Bereich zwischen 110 und 120N/mm², eine einzige Probe weicht nach oben ab und zeigt eine Bruchfestigkeit von 132N/mm². Diese Aufteilung der Festigkeiten deutet darauf hin, daß für das Versagensverhalten der Probengruppen verschiedene Fehlerarten verantwortlich waren /88/, wobei die geringen Festigkeiten bei drei Proben vermutlich auf größere Einzeldefekte im Werkstoffverbund zurückzuführen sind. Ein ähnliches Verhalten wurde von Mittermeier /52/ bei Bruchversuchen an Al₂O₃-Keramiken beschrieben. Dort konnte eine eindeutige Zuordnung von Proben geringer Festigkeit zu bruchauslösenden Defekten getroffen werden, die durch die Formgebungsverfahren in die Probekörper eingebracht worden waren.

Die Auswertung der Biegeversuche mit 15 Proben nach DIN 15110, Teil 3 /50/ ergibt einen Weibullmodul von 10,5 (vgl. Kap. 5.1.3). Dieser Wert liegt für die technische Anwendung von keramischen Werkstoffen an der unteren Grenze. Für den Einsatz von Kohlenstoff als Kolbenwerkstoff gibt /5/ einen Mindestwert von 20 für den Weibullmodul an. Mit Blick auf das Weibulldiagramm sollte man jedoch in Betracht ziehen, daß vor allem die drei Proben niedriger Festigkeit einen höheren Weibullmodul verhindern. Ließe man diese Proben bei der statistischen Auswertung außer acht, würde sich ein um 50% höherer Weibullmodul von 15,3 ergeben. Der Werkstoff besitzt demnach in der gegebenen Konfiguration erhebliches Verbesserungspotential bezüglich seiner Zuverlässigkeit, sofern Defekte, die zu frühzeitigem Versagen führen, identifiziert und vermieden werden können.

Eine Betrachtung der Bruchflächen dieser drei Proben unter dem Rasterelektronenmikroskop (REM) ergab keine eindeutigen Hinweise auf offensichtliche Defekte, die zum Versagen der Proben geführt hatten. Auch im Vergleich der Bruchflächen dieser drei Proben mit den Bruchflächen der Proben mit höheren Festigkeiten konnten keine nennenswerten Unterschiede festgestellt werden. Das Vorhandensein von versagenskritischen Fremdeinschlüssen konnte durch eine Analyse der Elementverteilung ebenfalls weitgehend ausgeschlossen werden (vgl. Kap. 5.1.3). Die Bruchflächenanalyse mittels REM und EDAX stellt für den betrachteten Kohlenstoff also offensichtlich kein geeignetes Mittel zur Detektion von Defekten dar, die für das Versagen der einzelnen Proben verantwortlichen waren. Auch in der Literatur finden sich Hinweise darauf, daß die Bruchmechanismen in Kohlenstoffwerkstoffen bisher nicht letztlich geklärt sind und deutlich weniger Hinweise auf die Versagensursache geben, als es bei metallischen Werkstoffen der Fall ist /87/. Eine direkte Zuordnung von Einzeldefekten zu einer verminderten Biegefestigkeit bei einzelnen Proben konnte bei der betrachteten Versuchsserie nicht getroffen werden.

Jedoch lassen sich bei Mesophasenkohlenstoff eine Reihe von potentiell bruchauslösenden Defekten bei der lichtmikroskopischen Untersuchung von Schliffen detektieren. Diese Fehlstellen lassen sich in zwei Kategorien einteilen: Fehler, deren Entstehung in der Aufbereitung des Mesophasenpulvers begründet ist, und Fehler, die durch die Formgebung hervorgerufen werden. Zur ersten Kategorie zählt die Exis-

tenz von übergroßen Mesophasenkörnern, deren Ausdehnung von bis zu $50\mu\text{m}$ die mittlere Korngröße um einen Faktor 5 übersteigt (vgl. Kap. 5.1.1). Die Schrumpfrisse, die sich während des Sinterns durch diese Körner oder im Interfacebereich zur Matrix bilden, erreichen eine Länge, die sie als potentielle Bruchauslöser deklarieren. Als kritisch ist vor allem anzusehen, wenn es zu einer Ansammlung von größeren Mesophasenpartikeln ohne dazwischenliegende Matrix kommt. Die Schrumpfrisse addieren sich und können Ausgangspunkte für Makrorisse bilden (vgl. Bild 52). Ebenso kann die Existenz von scharfkantigen Fremdeinschlüssen im Gefüge die Bildung von Makrorissen initiieren. Der in Bild 46 zu erkennende Fremdkörper liegt dabei nach den Sintern noch im Gefüge vor. Bild 47 zeigt eine Fehlstelle, die möglicherweise durch einen in den Grünkörper eingeschlossenen und beim Sintern ausgebrannten Fremdkörper verursacht wurde. Die gleichmäßige und dichte Gefügestruktur im Umfeld dieser Fehlstelle schließt Bläheeffekte als Entstehungsursache weitgehend aus.

Bei der Pulveraufbereitung sollte durch geeignete Prozesse das Auftreten von Fremdpartikeln und Mesophasenkörnern größer $30\mu\text{m}$ minimiert werden. Eine Beschränkung liegt hier sicher in der Kostenintensität der erforderlichen Pulverkonditionierungsprozesse, weshalb eine sorgfältige Abwägung zwischen Kostenaufwand und angestrebter Pulverqualität erforderlich ist. Ähnliches gilt für eine ausreichend gute Durchmischung des Pulvers. Kann diese gewährleistet werden, üben die Mesophasenpartikel eine Verstärkungsfunktion im gesinterten Gefügeverbund aus. Durch eine feine Verteilung der anisotropen Körner und ihre wahllose Orientierung werden Risse gezwungen, die Körner zu umlaufen (vgl. Bild 52). Der durch Schrumpfrisse oft vorgeschädigte Interfacebereich zwischen Körnern und Matrix scheint dabei das schwächste Element im Werkstoffverband zu sein. Durch die Umlenkung können die rißöffnenden Spannungskomponenten ihre Wirkung verlieren und der Rißfortgang wird gestoppt. Fehlen, wie in den untersuchten Schlifflinien beobachtet, aufgrund ungenügender Pulveraufbereitung in größeren Bereichen die verstärkenden Mesophasenkörner (vgl. Bild 44), können an sich unkritische Risse ungehindert weiterlaufen und zum frühzeitigen Versagen führen. Für die Bildung derartiger Matrixnester kann neben der Pulverkonditionierung auch eine ungeeignete Temperaturführung während des Sinterns ursächlich sein (vgl. Kap. 2.2.2.3).

Neben der Pulveraufbereitung spielt die Formgebung eine große Rolle für die Vermeidung von Defekten. Einerseits können durch lokale Überpressungen hervorgerufene Blährisse als bruchauslösende Gefügefehler agieren. Andererseits führt eine zu geringe Verdichtung des Pulvers nach dem Sintern zur Ausbildung von porösem Gefüge, was wiederum mit einer Festigkeitsreduzierung verbunden ist (vgl. Kap. 6.1.1). Es gilt also auch vom Gesichtspunkt einer Zuverlässigkeitssteigerung des Werkstoffs aus, die Dichteverteilung im Grünkörper möglichst homogen zu gestalten. Die diesbezüglichen Einschränkungen wurden bereits diskutiert (vgl. Kap. 6.1.1).

6.1.3 Festigkeit und Versagenshypothese

Das Festigkeitspotential des Werkstoffs in der untersuchten Konfiguration entspricht mit $114,3\text{N/mm}^2$ grundsätzlich den Anforderungen, die an einen Kolbenwerkstoff gestellt werden müssen (vgl. auch /5/). Al-Si-Kolbenlegierungen weisen bei Raumtemperatur Streckgrenzen bis 340N/mm^2 und Zugfestigkeiten bis 370N/mm^2 auf. Bei ho-

hen Temperaturen von 250°C, wie sie an modernen Kolben auftreten, sinkt die Streckgrenze allerdings auf Werte um die 100N/mm² ab, die Zugfestigkeit liegt bei höchstens 160N/mm². Diese Werte beziehen sich auf den Werkstoff in geschmiedetem Zustand, bei Al-Si-Gußlegierungen liegen die Festigkeitswerte niedriger (vgl. Kap. 2.1.5.2). Ab einer Temperatur von knapp über 200°C ist der Kohlenstoff bezüglich seiner Festigkeit gleichwertig zu den Aluminium-Kolbenlegierungen, mit weiter zunehmenden Temperaturen ihnen überlegen, da bis etwa 400°C kein Festigkeitsabfall des Werkstoffs festgestellt werden kann (vgl. Kap. 2.1.5.2). Ein reiner Vergleich der Werkstofffestigkeiten von Mesophasenkohlenstoff und den verschiedenen metallischen Werkstoffen ist allerdings deshalb nicht zulässig, weil das statistische Versagensverhalten des keramischen Kohlenstoffs in Betracht gezogen werden muß. Für den Betrieb von Verbrennungsmotorkolben ist die Bauteilzuverlässigkeit von entscheidender Bedeutung. Aus diesem Grund ist eine Aussage über die Eignung des Werkstoffs für diesen spezifischen technischen Einsatz nur durch eine detaillierte Spannungsanalyse unter Berücksichtigung der Werkstoffzuverlässigkeit möglich, wie sie in Kapitel 4.2.4 beschrieben ist.

Im Bereich der Kolbennaben und des 90° dazu verdrehten Kolbenhemds wurden laut /45/ um 5-10% geringere Biegefestigkeitswerte gemessen, als im Kolbenboden. Dieser Festigkeitsabfall ist die Folge einer geringeren Verdichtung dieser Bereiche während der endkonturnahen Formgebung, die wiederum zu einem höheren Porenanteil im gesinterten Gefüge führt (vgl. Kap. 6.1.1). Bei der Kolbenauslegung muß die verminderte Festigkeit dieser Geometriebereiche berücksichtigt werden. Es zeigt sich also, daß die Formgebung auch erheblichen Einfluß auf die mechanischen Eigenschaften des Kohlenstoffkolbens hat. Neben der reinen Festigkeitsverminderung im Naben- und Hemdbereich des Kolbens erschwert die inhomogene Festigkeitsverteilung die strukturelle Auslegung von derartig hergestellten Kohlenstoffkolben beträchtlich. Für verschiedene Geometriebereiche müssen entsprechende Werkstofffestigkeiten als Beurteilungsbasis herangezogen werden, wobei eine klare Trennung dieser Bereiche nicht möglich ist.

Während der Werkstoff im Biegeversuch bis zum Bruch ein linear-elastisches Spannungs-Dehnungs-Verhalten besitzt, fällt im Druckversuch ab einer Dehnung von 1% ein degressiver Verlauf der Kurve auf, eine plastische Verformung konnte nicht beobachtet werden. Dieser Effekt ähnelt einem Verhalten, das bei Eisen-Graphit-Werkstoffen (z.B. Grauguß) zu beobachten ist /28/. Im Biegeversuch konnte dieser Effekt nicht beobachtet werden, da die Proben bereits bei Dehnungen versagten, die geringer sind, als die Dehnung, ab der im Druckversuch dieses Verhalten einsetzt. Üblicherweise weisen keramische Materialien eine Druckfestigkeit auf, die ihre Zug- bzw. Biegefestigkeit um einen Faktor 5 - 30 übersteigt (vgl. Kap. 5.1.4). Aufgrund dieser spezifischen Werkstoffeigenschaften wird in der Regel eine keramikgerechte Konstruktion angestrebt, die versucht, durch geeignete, gestaltgebende Maßnahmen die Zugspannungsbelastung des Bauteils in Druckspannungen umzuwandeln. Zur Auslegung von keramischen Bauteilen wird zudem meist die Hauptspannungshypothese herangezogen (vgl. Kap. 2.2.3.2). Dabei nimmt man an, daß die Druckfestigkeit des Werkstoffs die Zugfestigkeit soweit übersteigt, daß immer die maximale Hauptspannung, also die größte auftretende Zugspannung zum Bauteilversagen führt. Die Druckfestigkeit wird somit nicht berücksichtigt.

Kohlenstoff-Strukturwerkstoffe werden in der Literatur als nichtoxidische Keramiken eingestuft. Bei einer Druckfestigkeit von 250N/mm^2 und einer Biegefestigkeit von $114,3\text{N/mm}^2$ (vgl. Kap. 5.1) ergibt sich für Mesophasenkohlenstoff jedoch nur ein Festigkeitsverhältnis von wenig mehr als 2. Dieser Faktor wird für verschiedene Kohlenstoffstrukturwerkstoffe auch in der Literatur mit Werten zwischen 2 und 2,5 bestätigt /82/, /83/. Auch bei mehrachsigen Spannungszuständen, bei denen ein Druckspannungsanteil beteiligt ist, tritt das Bauteilversagen somit früher ein, als bei klassischen Keramiken mit vergleichbarer Zug- aber deutlich höherer Druckfestigkeit.

Bei der Auslegung von Kolben aus Mesophasenkohlenstoff muß deshalb die Anwendung der Hauptspannungshypothese in Frage gestellt werden. Die Druckfestigkeit ist im Vergleich zur Zugfestigkeit nicht hoch genug, um ein Druckversagen weitgehend ausschließen zu können, zumal eine auch hier sinnvolle keramikgerechte Gestaltung den Druckspannungsanteil im Gesamtspannungszustand erhöht. Es konnte zudem eine ausgeprägte Neigung des Werkstoffs nachgewiesen werden, unter mehrachsiger Belastung früher zu versagen, als unter einachsiger Beanspruchung (vgl. Kap. 5.1.5). Zur Auslegung von Bauteilen aus Mesophasenkohlenstoff empfiehlt es sich daher, eine mehrachsige Versagenshypothese anzuwenden. Diese sollte zum einen die verschiedenen Festigkeiten auf Zug- und Druckbeanspruchung und zum anderen das Versagensverhalten unter mehrachsiger Beanspruchung berücksichtigen. Obwohl reale Bauteile meist komplex belastet sind, finden sich in vielen Fällen näherungsweise zweiachsige Spannungszustände in den unterschiedlichen Bauteilpartien. Ist diese Tatsache durch die Anwendung von Mehrachsigkeitskriterien belegbar, können als Näherungsansatz auch zweiachsige Versagenshypothesen zum Einsatz kommen. Diese Vorgehensweise ist vor allem deshalb erstrebenswert, weil sich die experimentelle Ermittlung von Festigkeitswerten unter dreiachsigen Beanspruchungszuständen als ausgesprochen schwierig und aufwendig darstellt.

Die in Kap. 5.1.5 für zweiachsige Spannungszustände erarbeitete Versagenshypothese von Mesophasenkohlenstoff stellt nur eine Näherung für eine gänzlich charakterisierende Hypothese dar. Dazu wäre es erforderlich, eine erheblich größere Zahl von Bruchversuchen mit variierenden Überlagerungsverhältnissen von Spannungen für die jeweiligen Quadranten des Versagensdiagramms durchzuführen. Hierfür standen nicht die Einrichtungen zur Verfügung. Die erarbeitete Näherung stellt jedoch, entsprechend der für die Arbeit getroffenen Zielsetzung eine gute Basis für die Auslegung von C-Kolben dar.

6.1.4 Elastische Eigenschaften

Bei der Ermittlung der elastischen Eigenschaften von Mesophasenkohlenstoff fiel auf, daß sich in Zug- und Druckversuch unterschiedliche Werte für den Elastizitätsmodul ergaben (vgl. Kap. 5.1.2.2). Zudem wiesen die 3 Proben im Druckversuch annähernd gleiche E-Moduln auf, während bei 5 Probekörpern im Biegeversuch eine Streuung von $14900 - 16000\text{N/mm}^2$ zu beobachten war. Diese Tatsache ist nicht etwa in der Charakteristik der beiden Versuche begründet, sondern kann, ebenso wie der beschriebene Festigkeitsgradient im Kolben, auf den unterschiedlichen Porengehalt der verwendeten Proben zurückgeführt werden. Die elastischen Konstanten von keramischen Werkstoffen hängen von ihrer Dichte bzw. Porosität ab. Dieser Zusammenhang wird z.B. von Knudsen /89/ für Al_2O_3 und Phani und Niyogi /90/ für

Si_3N_4 beschrieben. Mit steigender Porosität nimmt demnach der Elastizitätsmodul deutlich ab. Neben dem Porenvolumen ist auch die Form der Poren von Bedeutung für die elastischen Kennwerte /46/. Eine Abhängigkeit von anderen Parametern, wie etwa der Korngröße besteht hingegen nicht /52/.

Die Proben für den Druckversuch waren unter Laborbedingungen hergestellt worden und wiesen somit identische Porengehalte und -verteilungen auf. Eine Tatsache, die in den nahezu identischen Elastizitätsmoduln der Proben im Druckversuch resultiert. Die Biegeproben waren hingegen aus dem Bodenbereich von gesinterten Kolbenrohlingen entnommen worden. Die Rohlinge besitzen aufgrund der endkonturnahen Formgebung Inhomogenitäten bezüglich ihrer Porenverteilung. Die seitlich des Preßkerns befindlichen Bereiche wurden etwas geringer verdichtet und zeigen deshalb einen höheren Porenanteil, als die unmittelbar über dem Kern liegenden Bereiche (vgl. Kap. 6.1.1). Diese Inhomogenität spiegelt sich in den unterschiedlichen gemessenen E-Moduln der Biegeproben wieder.

Wie auch die Biegefestigkeit, besitzt der Elastizitätsmodul aufgrund der Formgebung über das Gesamtbauteil hinweg keinen konstanten Wert. Aufgrund von Meßergebnissen kann man von einer Schwankungsbreite von etwa 10% zwischen den weniger und den höher verdichteten Bereichen der Kolbengeometrie ausgehen /45/. Der geringste Elastizitätsmodul befindet sich entsprechend der simulierten Preßdichteverteilung im Bereich des Kolbenschafts und der Naben, der höchste in der Mitte des Kolbenbodens. Der Elastizitätsmodul des Kolbenwerkstoffs ist von erheblicher Bedeutung für das Verformungs- und Tragverhalten des Kolbens im motorischen Betrieb (vgl. Kap. 5.2.4). Es ist deshalb erforderlich, auch die unterschiedlichen Werkstoffsteifigkeiten der Kolbengeometrie bei der Auslegung des Kolbens zu berücksichtigen.

6.2 Simulation

6.2.1 Kolbentemperatur im Motorbetrieb

Moderne Simulationsmethoden, wie die Finite Elemente Analyse, stellen Hilfsmittel dar, die die Berechnung der Temperaturverteilung an Verbrennungsmotorkolben ermöglichen. Voraussetzung für realitätsnahe Simulationsergebnisse sind allerdings eine fachgerechte Modellerstellung und die genaue Beschreibung und Abbildung von Randbedingungen und Lasten (vgl. Kap. 2.3.2). Bei der in Kap. 4.2.2 beschriebenen Berechnung der Kolbentemperatur ergeben sich Einschränkungen bezüglich der erzielten Ergebnisse. Für Randbedingungen und thermische Belastung standen keine experimentellen Ergebnisse zur Verfügung, so daß die Simulation auf Literaturangaben gestützt wurde (vgl. Kap. 4.2.2.2). Auch eine vergleichende Betrachtung des Simulationsergebnisses mit einer experimentellen Bestimmung von Kolbentemperaturen im Motorversuch konnte nicht durchgeführt werden. Die errechneten Kolbentemperaturen stellen daher nur eine Abschätzung dar. Unter der Annahme von ähnlichen Randbedingungen für die beiden Werkstoffvarianten Mesophasenkohlenstoff und Al-Si-Legierung kann jedoch eine vergleichende Betrachtung der Kolbentemperaturen durchgeführt werden.

Aufgrund der geringen thermischen Leitfähigkeit des Kohlenstoffs (vgl. Kap. 4.2.2.2) stellt sich im Motorbetrieb in Kolben aus diesem Werkstoff eine vergleichsweise hohe Spitzentemperatur ein. Diese bildet sich in der Mitte des Kolbenbodens aus und liegt z.B. beim betrachteten 4-Takt-Otto-Kolben mit 380°C um knapp 100°C höher als bei dem vergleichbaren Al-Si-Kolben unter gleichen Betriebsbedingungen (vgl. Bild 57). Durch die geringe Wärmeleitfähigkeit nimmt die Temperatur in radialer Richtung rasch ab und liegt am Rand des Kolbens etwa auf dem Niveau des Al-Si-Kolbens. Da der Kolbenboden eine der Begrenzungsflächen des Brennraums ist, wirkt sich die höhere Kolbentemperatur direkt auf den Verbrennungsprozeß aus. Hinzu kommt, daß durch die schlechte Wärmeleitfähigkeit des Kohlenstoffs einer der Hauptwärmefuhrströme aus dem Brennraum deutlich behindert ist (vgl. Kap. 2.1.4.4), so daß sich ein insgesamt höheres Temperaturniveau im Brennraum einstellt.

Abgasseitig wirken sich die höheren Wandtemperaturen beim Ottomotor vor allem auf die Entstehung von Kohlenwasserstoffen (HC) aus. Diese entstehen größtenteils dadurch, daß die Verbrennungsflamme an der Brennraumwand erlischt, wodurch es zu einer unvollständigen Verbrennung des Kraftstoffs und somit zum Ausstoß von unverbrannten Kohlenwasserstoffen kommt. Eine erhöhte Brennraumtemperatur, wie sie durch den Einsatz von Kohlenstoffkolben entsteht (vgl. Kap. 5.2.1), vermindert die Dicke der Grenzschicht an der Brennraumwand und somit den HC-Anteil im Abgas /91/. Dies konnte in einem Forschungsprojekt anhand eines 4-Takt-4-Zylinder-Ottomotor mit 2000cm³ Hubraum nachgewiesen werden /92/. Bei diesem Aggregat konnte durch die Substitution der Standard-Al-Si-Kolben mit C-Kolben der Anteil von unverbrannten Kohlenwasserstoffen im Abgas um annähernd 50% verringert werden. Die umfassendere Verbrennung infolge der erhöhten Wandtemperaturen geht naturgemäß auch mit einer Kraftstoffeinsparung einher (vgl. Bild 72).

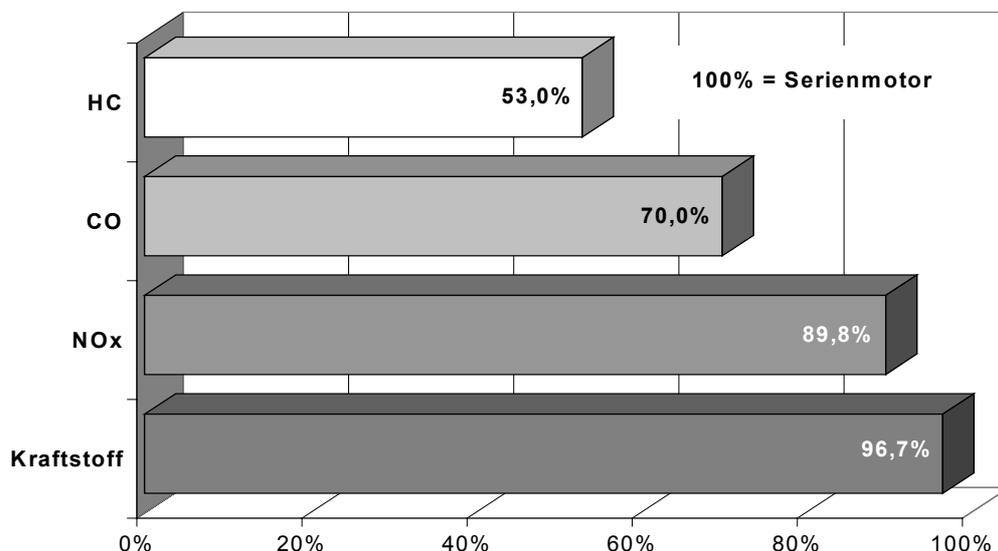


Bild 72: Nachgewiesene Einsparpotentiale beim Einsatz von Kohlenstoffkolben, nach /92/

Die Konzentration von Kohlenmonoxid CO im Abgas ist in erster Linie vom Luftverhältnis λ des Verbrennungsvorgangs abhängig /91/. Die aus Bild 72 hervorgehende Reduzierung des CO-Anteils im Abgas kann deshalb nicht unmittelbar auf die durch den Kohlenstoffkolben erhöhten Brennraumtemperaturen zurückgeführt werden.

Ähnliches gilt für den No_x -Gehalt im Abgas. Eine Absenkung der No_x -Emissionen kann laut Woschni /91/ eher durch eine Absenkung der Verbrennungstemperatur erreicht werden, als durch eine Anhebung.

Negativ wirkt sich die hohe Kolbentemperatur auf die Klopfneigung des Motors aus. Lokale Heißstellen, wie sie in der Mitte des Kohlenstoffkolbens auftreten (vgl. Bild 57), können zu einer klopfenden Verbrennung des Kraftstoff-Luft-Gemisches im Brennraum führen /24/. Dabei wird durch eine lokale Frühzündung der noch nicht verbrannte Gemischanteil so stark verdichtet, daß es zu einer schlagartigen Zündung des gesamten Restgemisches kommt. Im Brennraum entstehen hochfrequente Druckwellen, deren Auftreffen auf die Brennraumwände ein metallisches, klingelndes Geräusch hervorrufen. Klopfende Verbrennung führt zu einer starken Überlastung der mechanischen Komponenten des Motors /91/ und sollte deshalb unter allen Umständen vermieden werden. Als Gegenmaßnahmen bieten sich die Verringerung der Zylinderkompression, die Verschiebung des Zündzeitpunkts oder die Verwendung von hochoktanigem und damit klopffestem Kraftstoff an, wobei sich die ersten beiden Maßnahmen negativ auf Wirkungsgrad und Leistung des Motors auswirken. Die grundlegend veränderten thermischen Verhältnisse im Brennraum machen in diesem Zusammenhang eine grundsätzlich neue Abstimmung des Aggregats in Motorversuchen ohnedies unerläßlich.

Während sich die Kolbentemperaturen im Bereich des Kolbenhemds am C-Kolben kaum von denen eines Al-Si-Kolbens unterscheiden, liegen die Temperaturen an der Innenseite des Kolbenbodens mit ca. 350°C am C-Kolben erheblich über denen eines Al-Si-Kolbens ($\sim 250^\circ\text{C}$, vgl. Bild 57). Dieser Bereich der Kolben wird zur Kühlung über Spritzdüsen mit Öl beaufschlagt. Modernes Motorenöl besitzt eine Temperaturbeständigkeit bis ca. 200°C . Auch die Frage, inwieweit das Öl den hohen thermischen Belastungen standhält, kann nur im Versuch überprüft werden.

6.2.2 Analyse der Belastungssituation und Folgerungen für die strukturelle Kolbengestaltung

Um die mechanischen Eigenschaften des Kohlenstoffs den Anforderungen an einen Kolbenwerkstoff gegenüberstellen zu können, ist die Kenntnis der Spannungsbelastung im Kolben im Motorbetrieb erforderlich. Eine analytische Berechnung der Spannungen in Kolben scheitert zum einen an der komplizierten Bauteilgeometrie, zum anderen am komplexen Lastkollektiv. Dieses setzt sich aus Gaskräften, Massenkäften und thermischen Spannungen zusammen und verändert sich in Abhängigkeit von Kurbelwellenstellung und Betriebszustand (vgl. Kap. 2.1.4).

Auch bei der Simulation von Spannungs- und Verformungszuständen in Bauteilen gilt, daß die Güte der angenommenen Randbedingungen und Lasten über die Genauigkeit des Simulationsergebnisses entscheidet (vgl. Kap. 2.3.2). Die errechnete Kolbentemperatur diene als Randbedingung für die Berechnung der strukturellen Kolbenbelastung. Da ihre Bestimmung nicht auf Versuchsergebnissen, sondern ausschließlich auf Literaturangaben beruht (vgl. Kap. 6.2.1), ergeben sich diesbezügliche Einschränkungen. Aufgrund der spezifischen Werkstoffeigenschaften von Kohlenstoff wirken sich Fehler in der Abschätzung der Kolbentemperatur jedoch weniger stark auf die Berechnung von Verformungen und Spannungen aus, als dies bei

Leichtmetallkolben der Fall ist. Die Dehnung ε im Bauteil aufgrund thermischer Belastung errechnet sich nach dem linearen Zusammenhang.

$$\varepsilon = \alpha \cdot \Delta T \quad (\text{Gl. 45})$$

α beschreibt den thermischen Ausdehnungskoeffizienten und ΔT die örtliche Temperaturdifferenz. Mesophasenkohlenstoff besitzt einen etwa vierfach geringeren Ausdehnungskoeffizienten als Al-Si-Legierungen. Fehler in der Abschätzung der Temperaturverteilung machen sich bei der Berechnung der thermischen Verformung demnach mit einem vierfach geringeren Absolutbetrag bemerkbar. Die thermischen Spannungen berechnen sich nach Gleichung (Gl. 46).

$$\sigma = \alpha \cdot E \cdot \Delta T \quad (\text{Gl. 46})$$

aus der örtlichen Temperaturdifferenz ΔT . Dabei kommt zum vierfach geringeren Ausdehnungskoeffizienten des Kohlenstoffs ein im Vergleich zu Al-Si-Legierungen fünfmal niedrigeres Elastizitätsmodul E (vgl. Kap. 2.1.5.2), das ebenfalls linear in (Gl. 46) eingeht. Der aus einer ungenauen Temperaturabschätzung beim C-Kolben resultierende Fehler in der berechneten thermischen Spannungsverteilung ist somit um einen Faktor zwanzig geringer als bei einem vergleichbaren Al-Si-Kolben.

Grundsätzlich läßt sich aus (Gl. 46) schlußfolgern, daß die thermischen Spannungen in Kohlenstoffkolben aufgrund der geringen Werte für Wärmedehnung und E-Modul erheblich geringer sind, als in Leichtmetallkolben. Obwohl im C-Kolben aufgrund der geringen Wärmeleitfähigkeit des Werkstoffs größere Temperaturdifferenzen auftreten (vgl. Bild 57), erreichen die maximalen Hauptspannungen infolge Temperaturbelastung am betrachteten 4-Takt-Otto-Kolben aus Kohlenstoff nur 10N/mm^2 . Hauptsächlich belastet ist der Steg zwischen den beiden ersten Ringnuten. Im vergleichbaren Al-Si-Kolben stellt sich im gleichen Geometriebereich mit 95N/mm^2 ein Spannungsmaximum von annähernd zehnfachem Wert ein (vgl. Bild 73).

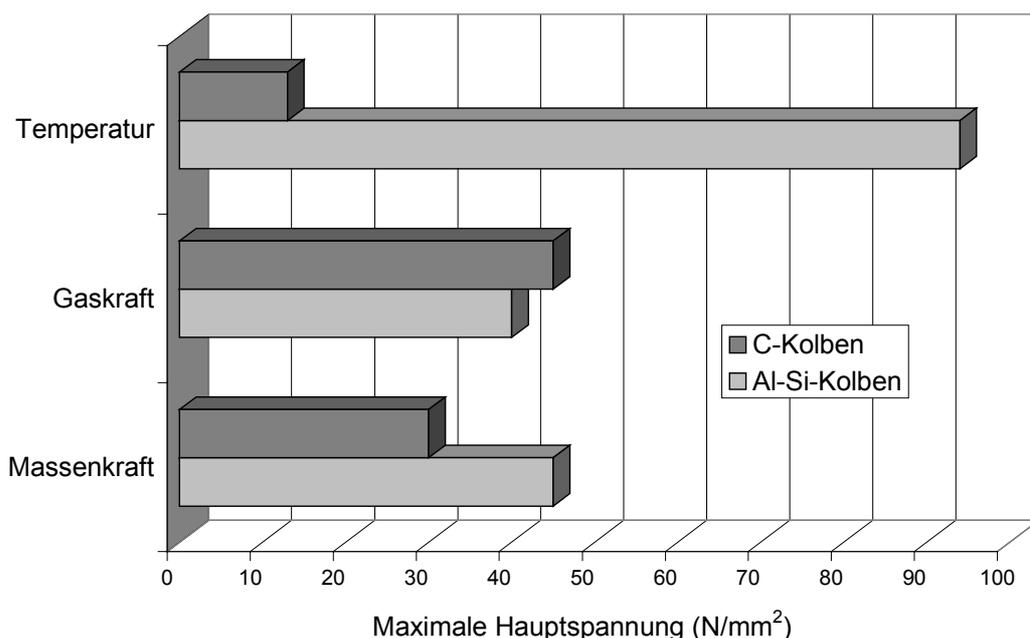


Bild 73: Spannungen aus Temperatur, Gas- und Massenkraft

Für den C-Kolben beträgt das Verhältnis zwischen Spannungsbelastung aus Gaskraft und thermischer Spannungsbelastung etwa 4,5 zu 1. Thermospannungen spielen bei Kolben aus Kohlenstoffwerkstoffen für Festigkeit und strukturelle Auslegung demnach nur eine untergeordnete Rolle. Am Al-Si-Kolben beläuft sich dieses Verhältnis auf etwa 1 zu 2,5, wobei hier die thermischen Spannungen den höchsten Anteil darstellen.

Ebenso, wie die thermischen Spannungen, lassen sich auch die Spannungen aufgrund Gaskraft und Trägheit weitgehend isoliert betrachten, da sie unter verschiedenen Kurbelwellenstellungen und so auch in verschiedenen Bereichen der Kolbengeometrie auftreten. Die maximalen Spannungen infolge der Gaskraft treten bei 372° Kurbelwinkel im oberen Bereich der Auflagen des Kolbens auf dem Bolzen auf (vgl. Kap. 5.2.3.1). Sie sind trotz identischer Kolbengeometrie und gleichem Spitzendruck am Kohlenstoffkolben höher, als an einem Al-Si-Kolben gleicher Geometrie. Die höheren Spannungen im C-Kolben sind auf die geringere Steifigkeit des Werkstoffs zurückzuführen, wodurch sich stärkeres Kantentragen und somit eine deutliche Spannungsspitze an der inneren Kante der Kolbennabe einstellen (vgl. Bild 74).

Um diesen für Mesophasenkohlenstoff spezifischen Effekt zu kompensieren und die Spannungsspitze am C-Kolben zu mindern, bieten sich mehrere Abhilfemaßnahmen an. Der Einfluß verschiedener Fasen und Radien an der inneren Nabenkante wurde am Parametermodell untersucht (vgl. Kap. 4.2.3). Die erzielbare Spannungsreduktion beträgt bis zu 30%, wobei innerhalb der untersuchten Varianten kein signifikanter Unterschied festgestellt werden konnte. Vom Gesichtspunkt einer keramikgerechten Gestaltung aus ist die Anbringung eines Radius zu bevorzugen, da so potentielle

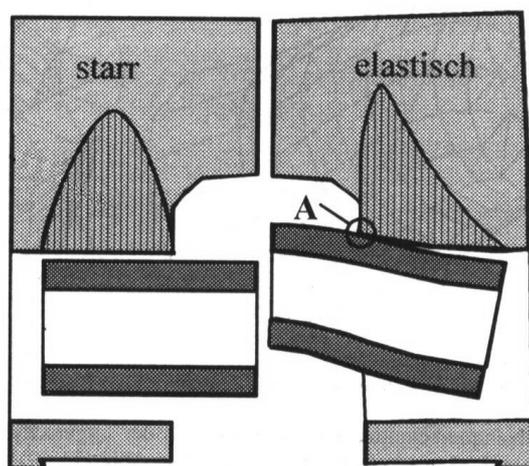


Bild 74: Kantentragen in der Kolbennabe /93/

Kantenausbrüche und damit Rißausgangspunkte vermieden werden können. Eine Vergrößerung des Bolzendurchmessers erbrachte am Parametermodell eine Spannungsverminderung von etwa 20%. Dieser Effekt ist zum einen durch die vergrößerte Auflagefläche des Kolbens auf dem Bolzen zu erklären. Zum anderen verhindert die gleichzeitig erzielte Versteifung des Bolzens sein elastisches Nachgeben und vergrößert damit die

Einleitungsfläche der Kolbenkräfte in den Bolzen. Sowohl eine entsprechende Vergrößerung des Bolzendurchmessers (20 → 22mm), als auch die Anbringung eines Radius $R=2,5\text{mm}$ an der Nabeninnenkante wurden bei der Gestaltung des größeren 4-Takt-Otto-Kolbens umgesetzt. Zudem wurde die Kolbenauflage durch eine Verbreiterung der Kolbennabe und die Verwendung eines trapezförmigen Pleuels weiter vergrößert.

Als weitere spannungsreduzierende Maßnahmen bei C-Kolben im Auflagebereich wurden von Veshagh und Chen die Verwendung einer konischen Formbohrung und die Anbringung von Entlastungstaschen im Bolzenloch vorgeschlagen /77/. Für einen Kolben ähnlicher Dimensionen konnte durch die Entlastungstaschen nur eine marginale Verringerung des Spannungsniveaus festgestellt werden. Für die Umsetzung einer konischen Formbohrung, deren innerer Durchmesser den äußeren um $50\mu\text{m}$ übersteigt, wird eine Spannungsreduktion von 6% angegeben. Aufgrund des erheblichen Fertigungsaufwands, wurde diese Maßnahme nicht umgesetzt.

Wie in Kap. 6.1.1 diskutiert, ist aufgrund herstellungsbedingter Einschränkungen ein möglichst geringes Spannungsniveau im Bereich der Übergänge vom Kolbenboden auf die Nabenbereiche anzustreben. Zur Reduzierung der Spannungen, die in diesen Kolbenpartien auftreten, wurde die Kolbenbodendicke des 4-Takt-C-Kolbens im Vergleich zur zugrundeliegenden Geometrie eines Al-Si-Kolbens von 5 auf 7 mm erhöht. Zudem wurden die Übergangsradien so groß wie möglich gestaltet (vgl. Kap. 6.1.1). Die in Kap. 5.1.5 definierte Vergleichsspannung σ_V übersteigt bei maximaler Gaskraft einen Wert von 60N/mm^2 nicht (vgl. Bild 67) und bleibt damit deutlich unter dem ermittelten Wert für die mittlere Biegefestigkeit $\sigma_0=114,3\text{N/mm}^2$ zurück (vgl. 5.1.3).

Ebenfalls vergleichsweise gering sind die Spannungen, die aus der maximal auf den Kolben wirkenden Trägheitsbelastung entstehen. Die maximale Hauptspannung im unteren Bereich der Kolbennabe beträgt ebenso, wie die Vergleichsspannung σ_V etwa 30N/mm^2 (vgl. Bild 65). Da die Kolbenmasse laut (Gl. 2) linear in die Berechnung der Trägheitskraft eingeht, wirkt sich die geringe Dichte des Kohlenstoffs unmittelbar in einer Verminderung der entstehenden Spannungen im Vergleich zum Al-Si-Kolben aus. Ausgehend von der Gestaltung von Al-Si-Kolben kann aus diesem Grund eine Minderdimensionierung von C-Kolben im unteren Bereich der Kolbennabe erfolgen. Der Gestaltung des 4-Takt-C-Kolbens besitzt in diesem Bereich der Geometrie Optimierungspotential bezüglich tragender Querschnitte und Kolbenmasse.

6.2.3 Einbauspiele und Kolbenaußenkontur

Grundsätzlich wird bei der Auslegung von Verbrennungsmotorkolben ein möglichst geringes Einbauspiel in die Zylinderbohrung angestrebt. Hinter dieser Zielsetzung stehen vor allem akustische Überlegungen, aber auch auf das Abgasverhalten des Triebwerks kann dadurch verbessert werden. Kolben aus Al-Si-Legierungen werden heute mit einem Einbauspiel von $10 - 15\mu\text{m}$ am Nenndurchmesser D_1 in Kurbelgehäuse mit Aluminiumlauflächen eingesetzt (vgl. Bild 8) /20/. Bei Grauguß(GG)-Lauflächen beträgt das erforderliche Einbauspiel bei Raumtemperatur aufgrund der größeren Ausdehnungsdifferenz zwischen Kolben und Laufläche etwa $30 - 40\mu\text{m}$. Diese Werte sind Anhaltswerte und variieren abhängig von den spezifischen Anforderungen verschiedener Aggregate. Bei beiden Lauflächenkonzepten ist das Mindesteinbauspiel des Kolbens durch die Anforderung charakterisiert, daß ein Klemmen des Kolbens bei hohen Temperaturen verhindert werden muß. Bei GG-Lauflächen ist dieser Effekt aufgrund des Unterschieds im Ausdehnungsverhalten naturgemäß stärker ausgeprägt.

Der Wärmeausdehnungskoeffizient von Mesophasenkohlenstoff liegt mit $5 \cdot 10^{-6} 1/\text{K}$ deutlich unter dem von Grauguß ($\sim 10 \cdot 10^{-6} 1/\text{K}$) und um einen Faktor 4 unter dem von

Aluminiumlegierungen (legierungsabhängig: $19 - 22 \cdot 10^{-6} 1/K$). Ein Kolben aus diesem Kohlenstoff dehnt sich bei Temperaturerhöhung immer weniger stark aus, als die metallischen Zylinderlaufbahnen, ein Klemmen des Kolbens bei hohen Betriebstemperaturen ist somit ausgeschlossen. Vielmehr muß sich das Einbauspiel für den C-Kolben am kältest möglichen Zustand des Motors orientieren, da sich die Lauffläche bei einer relativen Temperaturabnahme stärker kontrahiert, als der Kolben. Ein derartiger Zustand liegt z.B. beim Kaltstart des Motors bei tiefen Außentemperaturen vor. Geht man von einer gleichförmigen Temperaturverteilung der Motorkomponenten im kalten Zustand des Motors aus, läßt sich mit einer überschlägigen Rechnung nach (Gl. 47) das Mindesteinbauspiel abschätzen. Für den betrachteten 4-Takt-Ottokolben ($\varnothing 84\text{mm}$) ergibt sich ein Mindesteinbauspiel bei Raumtemperatur von $30\mu\text{m}$, um bei einer Temperatur von -30°C ein Restspiel von $5 - 10\mu\text{m}$ zu erhalten.

$$\Delta l = \alpha \cdot l \cdot \Delta T \quad (\text{Gl. 47})$$

Negativ wirkt sich das geringe Ausdehnungsverhalten des Kohlenstoffs bei hohen Betriebstemperaturen aus. Vor allem bei Aluminiumlaufflächen bewirkt die große Ausdehnungsdifferenz der beiden Komponenten dann eine Vergrößerung des Laufspiels zwischen Kolben und Lauffläche. Mögliche Konsequenzen sind eine Verschlechterung des Abgasverhaltens infolge erhöhter Blow-By-Raten /20/ oder akustische Effekte, wie etwa ein Klappern des Kolbens. Inwieweit die möglichen akustischen Nachteile durch die guten Dämpfungseigenschaften des Kohlenstoffs kompensiert werden, kann nur in Prüfstands- und Fahrzeugtestläufen untersucht werden. Gut abgesicherte Erkenntnisse über das Abgasverhalten von derartigen Motoren können auch nur in der motorischen Erprobung gewonnen werden. Da vor allem festigkeitsspezifische und werkstoffgerechte Auslegung des Kolbens im Mittelpunkt dieser Arbeit stehen, sollen diese Gesichtspunkte nicht weiter vertieft werden.

Das Gesamtlaufspiel des Kolbens wird zusätzlich zum Einbauspiel durch Laufspielkurve und Ovalitäten am Kolbenhemd sowie durch die Gestaltung der Kolbenringpartie beschrieben (vgl. Kap. 2.1.3). Auch bei der Auslegung der so charakterisierten Kolbenaußenkontur kommt die sehr geringe thermische Ausdehnung des Kohlenstoffwerkstoffs zum tragen. Bei einem Pkw-Otto-4-Takt-Kolben aus einer Aluminiumlegierung mit $\varnothing 84\text{mm}$ ist zwischen den Durchmessern D_1 und D_2 eine Differenz von $0,1 - 0,15\text{mm}$ erforderlich, um die thermische Verformung des Kolbens zu kompensieren und in vertikaler Richtung ein mittiges Tragen des Kolbens zu gewährleisten. Die Laufspielkurve ist dabei in der Regel ballig ausgeführt (vgl. Bild 8).

Beim betrachteten 4-Takt-C-Kolben beträgt der Ausdehnungsunterschied zwischen den Durchmessern D_1 und D_2 bei maximaler Kolbentemperatur weniger als $0,01\text{mm}$ (vgl. Bild 59). Die Laufspielkurve am Kolbenhemd kann deshalb ideal gerade gestaltet werden (vgl. Bild 8), eine Balligkeit des Kolbenhemds ist beim C-Kolben nicht erforderlich. Das so erzielte Anlageverhalten zeigt eine gleichmäßige Verteilung in vertikaler Richtung (vgl. Bild 71, rechts). Um die Ausbildung eines hydrodynamischen Schmierfilms an der Lauffläche zu unterstützen, ist das Kolbenhemd von D_1 an abwärts mit einem Radius versehen. Um das Montieren des Kolbens zu erleichtern, ist eine Fase an der Unterkante des Kolbenhemds erforderlich (vgl. Bild 39).

Für die Ausbildung des horizontalen Kolbentragens sind vor allem Ovalisierung und Steifigkeit des Kolbenhemds verantwortlich. Die Steifigkeit wird zum einen durch den Elastizitätsmodul des Kolbenwerkstoffs und zum anderen durch die konstruktive Ausführung des Kolbens bestimmt. Aufgrund der geringen Steifigkeit von Mesophasenkohlenstoff (vgl. Kap. 5.1.2.2) gibt das Kolbenhemd bei maximaler Seitenkraft in der Mitte nach und es kommen die durch die Kolbennaben verstärkten Außenbereiche zum Tragen. Es entsteht eine Klemmneigung des Kolbens in der Zylinderlaufbahn. Die Gegenkraft zur auf die Zylinderwand wirkenden Seitenkraft S wirkt dann nicht mittig und flächig verteilt auf das Kolbenhemd (vgl. Bild 6), sondern aufgeteilt in Kraftkomponenten seitlich auf die Nabenbereiche. Dadurch entsteht ein Keileffekt, der durch lokal überhöhte Anpreßkräfte (vgl. Bild 71) zum einen die Reibung erhöht und zum anderen die Ausbildung des tragenden hydrodynamischen Schmierfilms behindert und somit das Gleitverhalten des Kolbens verschlechtert.

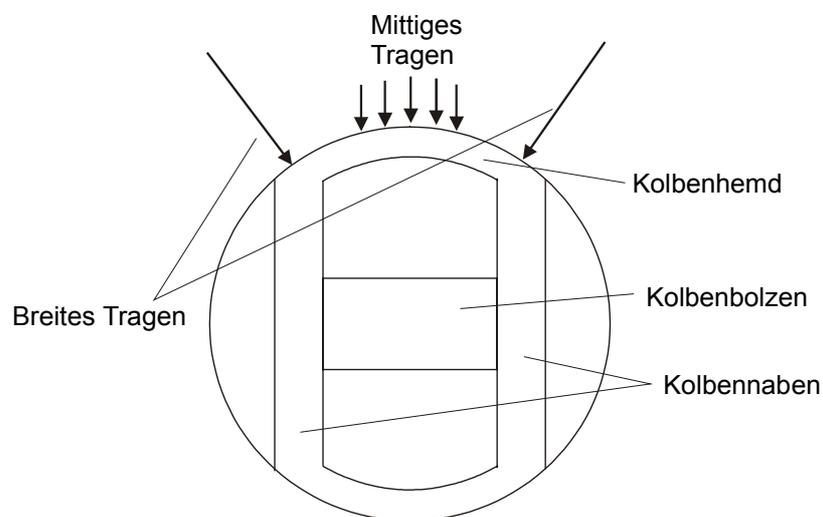


Bild 75: Klemmneigung des Kolbens bei zu breitem Tragen (Ansicht von unten auf den Kolben)

Um zu breites Anliegen des C-Kolbens zu verhindern, bieten sich zwei Maßnahmen an. Zur Erhöhung der HemdstEIFigkeit wurde beim untersuchten 4-Takt-C-Kolben die Hemdwanddicke auf 5mm verstärkt, im Vergleich zu 2,5mm beim zugrundeliegenden Al-Si-Kolben. Die durchgeführten Berechnungen (vgl. Kap. 5.2.4) zeigen, daß zusätzlich zur massiveren Gestaltung zumindest eine einfache Ovalisierung des Kolbenhemdbereichs von 0,5mm erforderlich ist. Alternativ dazu ist auch eine doppelte Ovalisierung des Kolbenhemds denkbar (vgl. Kap. 2.1.3), diese wurde nicht untersucht. Aufgrund des geringen E-Moduls besteht demnach die Optimierungsaufgabe für den C-Kolben darin, den Hemdbereich genügend steif zu gestalten, um zu breites Tragen des Kolbens zu verhindern, gleichzeitig sollte der erzielbare Gewichtsvorteil im Vergleich zu Al-Si-Kolben nicht durch eine zu massive Gestaltung verloren gehen.

Im Ringbereich läßt die geringe thermische Ausdehnung des C-Kolbens eine sehr einfache Form zu. Zur Kompensation der thermischen Dehnung in Druck- und Gegendruckrichtung am Feuersteg (vgl. Bild 59) kann der Ringnutbereich konisch und ohne Ovalisierung ausgeführt werden. Als Einzug zum Nenndurchmesser D_1 wurde bei D_3 ein Wert von 0,11mm gewählt, an der Oberkante der zweiten Kolbenringnut ein Wert von 0,08mm (vgl. Bild 39). Wie die Simulation zeigt, kann so verhindert werden, daß der Ringnutbereich des Kolbens die Zylinderlauffläche bei maximaler

Seitenkraft berührt (vgl. Bild 71). Die Kolbenführung geschieht ausschließlich durch das Kolbenhemd. Bei vergleichbaren Al-Si-Kolben ist bei D_3 ein Laufspiel von 0,8 – 0,9mm erforderlich, um die Anlage der Kolbenoberkante zu verhindern. Dies hat zur Folge, daß bei kaltem Aggregat ein großer Spalt am Feuersteg zwischen Kolben und Lauffläche besteht. Das Kraftstoff-Luftgemisch wird in diesem Spalt nur ungenügend verbrannt und es kommt zu vergleichsweise hohen Kohlenwasserstoff(HC)-Emissionen. Erst bei betriebswarmem Motor verringert sich durch die thermische Ausdehnung des Al-Si-Kolbens das Laufspiel am Feuersteg. Da der C-Kolben nur geringe Durchmessererzünge am Feuersteg erfordert, ist der Spalt bei kaltem Aggregat klein, die Schadstoffemissionen sind demnach vergleichsweise gering. Wie für das Einbauspiel gilt auch hier, daß sich diese Situation mit steigender Betriebstemperatur verschlechtert, da durch das stärkere Ausdehnen der Zylinderlauffläche die Laufspiele des C-Kolbens größer werden.

Bei der Auslegung des Bolzenspiels für den Kohlenstoffkolben gelten umgekehrte Randbedingungen. Der Bolzen aus Stahl verringert bei steigenden Temperaturen das Kalteinbauspiel im Kolben, im schlimmsten Fall droht er den Kolben zu sprengen. Der heißest mögliche Zustand von Kolben und Bolzen gibt demnach das Mindesteinbauspiel vor. Aus der Simulation ergibt sich für den Kolbenbolzen eine maximale radiale Ausdehnung von 0,04mm, der Bohrungsdurchmesser des Bolzenlochs im Kolben vergrößert sich bei maximaler Temperatur um 0,01mm (vgl. Kap. 5.2.1). Das Mindesteinbauspiel bei Raumtemperatur beträgt demnach 0,03 – 0,035mm. Das Einbauspiel des Bolzens in einem vergleichbaren Al-Si-Kolben wird üblicherweise mit maximal 0,02mm gewählt, um negative akustische Effekte aufgrund großen Spiels zu vermeiden. Da sich das Spiel beim C-Kolben jedoch mit steigender Betriebstemperatur verringert, sind negative akustische Auswirkungen eines großen Bolzenspiels nur für den kalten Zustand des Motors zu erwarten.

Alle Überlegungen bezüglich Einbauspielen und Außenkonturgestaltung können nur Anhaltspunkte sein (vgl. Kap. 2.1.3). Eine endgültige Auslegung kann nur durch eine umfassende motorische Erprobung erfolgen.

6.2.4 Versagenswahrscheinlichkeit und Lebensdauer: Folgerungen für Werkstoffentwicklung und Kolbengestaltung

Wie die Berechnungen zeigen, liegt für den Pkw-Kolben die spontane Versagenswahrscheinlichkeit F beim Lastfall maximalen Gasdrucks ($\varphi_K = 372^\circ$) bei 0,18% (vgl. Kap. 5.2.3.2). Anschaulicher dargestellt wird für 2 von 1000 Kolben im Vollastbetrieb bei 5500U/min spontanes Versagen des Bauteils vorausgesagt. Dieser Wert erscheint klein, rechnet man ihn auf die Produktionszahlen großer Automobilunternehmen hoch, ergeben sich erhebliche Ausschußzahlen. Bei einer Jahresproduktion von ca. 1,2 Millionen Motoren (Beispiel AUDI), einer Mindestanzahl von 4 Kolben pro Motor und dem ausschließlichen Einsatz von C-Kolben würden demnach annähernd 9000 der Motoren beim ersten Eintreten des untersuchten Betriebszustandes durch Kolbenschäden zerstört. Der C-Kolben in der beschriebenen Gestaltung erscheint mit den ermittelten Werkstoffeigenschaften (vgl. Kap. 5.1) derzeit nicht für den Einsatz in Motoren mit hohem Produktionsvolumen geeignet, solange nicht eine Prüfung der Kolben vor dem Verbau erfolgt.

Eine derartige Prüfmöglichkeit wird durch das Überlastverfahren (auch Proof-Load-Verfahren genannt) beschrieben. Es werden alle gefertigten Bauteile mit einer Spannung σ_p belastet, die größer ist, als die maximal im Bauteil auftretende Spannung. Alle Bauteile mit einer Festigkeit $\sigma_c < \sigma_p$ brechen während des Tests. Wird die Spannung σ_p nie überschritten, dann ist nicht mit einem Versagen während des Betriebs zu rechnen. Tritt unterkritisches Rißwachstum auf, kann auch nach einer Überlastprüfung noch Versagen im Betrieb eintreten. Dieser Effekt muß im Überlastverfahren berücksichtigt werden. Schwierigkeiten bereiten bei dieser Methode der hohe Prüfaufwand und die Nachbildung von komplexen Betriebslasten im Test, vor allem bei der Überlagerung von mechanischen und thermischen Beanspruchungen /46/, wie sie in Verbrennungsmotorkolben auftreten.

Um auf derartige Prüfmethoden verzichten zu können, ist eine Optimierung des Versagensverhaltens des Kolbens erforderlich. Dafür sind vor allem drei Einflußfaktoren maßgebend: das Spannungsniveau im Kolben und die beiden Weibullparameter σ_0 und m , die die mittlere Biegefestigkeit und die Zuverlässigkeit des Werkstoffs beschreiben (vgl. Kap. 2.2.3.1). Die Parameterbetrachtung in Bild 69 zeigt die Auswirkung von Variationen der drei Faktoren auf die Versagenswahrscheinlichkeit des Kohlenstoffkolbens im beschriebenen Lastpunkt.

Den größten Einfluß besitzen offensichtlich das auf den Kolben wirkende Lastkollektiv und die aufgrund des linear-elastischen Materialverhaltens dazu proportionalen Spannungen im Kolben (vgl. Bild 67). Im Diagramm ist die Reduktion der Last in positiver x -Richtung aufgetragen, um einen Vergleich mit den beiden anderen Faktoren ziehen zu können. Aus der Kurve geht hervor, daß z.B. eine Verringerung der Spannungsbelastung um 20% die Versagenswahrscheinlichkeit um einen Faktor 10 auf 0,02% verringern kann. Da diese Lasten durch die Randbedingungen im Motorbetrieb bestimmt sind, besteht diesbezüglich kaum Variationsspielraum, eine Verringerung der Spannungen kann jedoch durch eine Verstärkung der Kolbengeometrie in den kritischen Bereichen erfolgen. Eine derartige Maßnahme geht allerdings zu Lasten der Kolbenmasse, womit einer der Hauptvorteile des leichten Werkstoffs Mesophasenkohlenstoff aufgezehrt würde.

Erheblich mehr Potential liegt somit in der Weiterentwicklung des Werkstoffs. Mit einer Erhöhung jedes der beiden Parameter m und σ_0 um 20% kann jeweils eine Reduzierung der Versagenswahrscheinlichkeit von derzeit 0,18% auf 0,03% erzielt werden. Ab Werten größer 20% ist die Verbesserung des Weibullmoduls gewinnbringender, als die Erhöhung der mittleren Biegefestigkeit. Aus technischer Sicht besteht für beide Werkstoffkennwerte erhebliches Entwicklungspotential.

Wie in Kap. 5.1.3 diskutiert sind mit hoher Wahrscheinlichkeit größere Einzeldefekte im Werkstoffgefüge dafür verantwortlich, daß der ermittelte Weibullmodul m nicht höher als 10,5 liegt. Allein durch die Vermeidung dieser Defekte durch geeignete Maßnahmen in Pulveraufbereitung und Formgebung (vgl. Kap. 6.1.1), ist eine Steigerung von m um 50% auf 15 möglich. Die Versagenswahrscheinlichkeit des Kolbens im betrachteten Lastzustand könnte so um einen Faktor 100 von 0,18% auf 0,002% verringert werden. Ein Weibullmodul $m \geq 15$ muß bei gleichbleibender mittlerer Biegefestigkeit $\sigma_0 = 114,3 \text{ N/mm}^2$ demnach als Mindestanforderung an den Werkstoff gelten, um technisch akzeptable Werte für die Versagenswahrscheinlichkeit erzielen

zu können. Um eine ähnliche Verringerung der Versagenswahrscheinlichkeit über die Erhöhung der mittleren Biegefestigkeit σ_0 zu erzielen, müßte diese um deutlich mehr als 50% verbessert werden.

Potential um die mittlere Biegefestigkeit σ_0 zu erhöhen, liegt vor allem im Formgebungsverfahren für die Kolbengrünkörper. In Laborversuchen am Institut für Chemische Technik der Universität Karlsruhe konnte gezeigt werden, daß mit homogen verpreßtem Mesophasenkohlenstoffpulver Formkörper mit Biegefestigkeiten von mehr als 200N/mm^2 hergestellt werden können /94/. Zur Erhöhung der Festigkeit im betrachteten Kolben, müßten beim Pressen der Rohlinge höhere axiale Preßdrücke verwendet werden. Durch die verwendete Preßanordnung mit starrem Kern würden sich dann allerdings hohe lokale Überpressungen und Dichtegradienten einstellen. Diese führen wiederum zu Blährissen und durch die Ausbildung von Eigenspannungen zur Vorbelastung oder Zerstörung der Kolben beim Sintern (vgl. Kap. 6.1.1). Kann die Preßanordnung so optimiert werden, daß eine gleichmäßigere Dichteverteilung erzielt wird, läßt sich im Zuge dessen der Preßdruck erhöhen, ohne diese Effekte hervorzurufen. Die im hier beschriebenen Herstellungsverfahren erzielbare Festigkeit ist jedoch immer dadurch begrenzt, daß eine vollkommen homogene Dichteverteilung in der endkonturnahen Preßmimik nicht erreicht werden kann (vgl. Kap. 6.1.1). Als Konsequenz daraus werden bestimmte Bereiche der Kolbengeometrie stets eine geringere als die theoretisch mögliche Festigkeit aufweisen, andere Partien können diese annähernd erreichen. Da eine Festigkeitserhöhung direkt die Versagenswahrscheinlichkeit reduziert, kommt der Homogenisierung des Preßverfahrens vom Gesichtspunkt der Zuverlässigkeitssteigerung des Kolbens aus eine erhebliche Bedeutung zu. Eine Erhöhung der mittleren Biegefestigkeit σ_0 von 50% und mehr erscheint in der untersuchten Werkstoffkonfiguration kaum erzielbar.

Als Zielkonflikt ist in diesem Zusammenhang das wünschenswerte Festhalten am kostengünstigen endkonturnahen Preßverfahren bei einer gleichzeitig möglichst guten Homogenisierung der Dichteverteilung im Grünkörper anzusehen. Die Simulation der Dichteverteilung während des Pressens der Kolbengrünkörper /45/ und die in dieser Arbeit vorgestellten Methoden zur Abschätzung von Versagenswahrscheinlichkeit und Lebensdauer stellen ein wichtiges Hilfsmittel zur Erarbeitung einer Kompromißlösung dar, die beiden Zielvorstellungen bestmöglich gerecht werden kann.

Eine wichtige Schlußfolgerung für die Kolbenherstellung läßt sich aus Bild 69 auch aus dem Bereich ablesen, der links der gemessenen Werte für σ_0 , m und der anliegenden äußeren Last liegt. Der Verlauf der drei Kurven in Richtung der negativen x-Achse (= Abnahme von m und σ_0 , bzw. Erhöhung des Last-/Spannungsniveaus) zeigt, daß aufgrund der exponentiellen Abhängigkeiten auch kleinere Veränderungen einen erheblichen Anstieg der Versagenswahrscheinlichkeit mit sich ziehen. Bei allen drei Faktoren läßt eine so gerichtete Änderung des Werts von 20% die Versagenswahrscheinlichkeit auf nicht akzeptabel hohe Werte zwischen 1% und 2% ansteigen. So können Schwankungen in den Prozeßparametern der Kolbenherstellung, wie z.B. ungenügende Pulveraufbereitung oder Verschleiß an der Gummimatriz der Grünkörper-Preßanordnung die Werte von σ_0 und m verschlechtern und damit die Versagenswahrscheinlichkeit des Kolbens erheblich erhöhen. Um die Sicherheit der Kolben im Betrieb gewährleisten zu können, muß die Prozeßsicherheit in der Kol-

benherstellung demnach auf sehr hohen Niveau liegen. Darüber hinaus muß darauf geachtet werden, daß für die Auslegung des Kolbens die maximal auftretenden Betriebsbelastungen herangezogen werden. Zu niedrig angenommene Werte oder die Vernachlässigung von möglicherweise auftretenden Belastungsspitzen zugunsten einer Mittelwertbetrachtung können dazu führen, daß der Kolben bezüglich seiner Versagenswahrscheinlichkeit nur ungenügend dimensioniert ist.

Eine ähnliche Rolle für Werkstoffentwicklung und Kolbenauslegung spielt den Ergebnissen aus Kap. 5.2.3.3 zufolge die Betrachtung der Kolbenlebensdauer unter zyklisch wiederkehrender Last. Die Abschätzung der Lebensdauer bei 5500U/min und Vollast ergab einen praktisch nicht relevanten Wert von $9 \cdot 10^5$ Stunden.

An dieser Stelle soll nochmals angemerkt werden, daß die Parameter unterkritischen Rißwachstums A und n_R nicht für den untersuchten Werkstoff bestimmt, sondern der Literatur entnommen wurden (vgl. Kap. 4.2.4.7). Der Einfluß dieser beiden Werkstoffkennwerte auf die errechnete Lebensdauer ist erheblich, es ist somit die Möglichkeit für einen größeren Fehler in der Berechnung der Lebensdauer gegeben. Grundsätzlich jedoch wird den verschiedenen Arten von Kohlenstoffwerkstoffen sehr hohe Beständigkeit gegen Ermüdungsbelastungen zugesagt /82/, /95/, die Abhängigkeiten der Lebensdauer von verschiedenen Parametern kann unabhängig von der exakten Berechnung des Absolutwerts gezeigt werden.

Auch bezüglich der Lebensdauer machen sich die exponentiellen Abhängigkeiten der drei betrachteten Faktoren bemerkbar. Vor allem Änderungen von Lastniveau und mittlerer Biegefestigkeit bewirken extreme Änderungen in der errechneten Lebensdauer. Eine Erhöhung der Last und damit der Spannungen im Kolben verringert die Lebensdauer bereits auf ungenügende 900 Stunden, ähnliches gilt für einen Abfall der Biegefestigkeit um denselben prozentualen Betrag. Diese Zusammenhänge sind typisch für Lebensdaueraussagen. Lastniveau und Festigkeit müssen sehr gut bekannt sein, damit sinnvolle Lebensdauervoraussagen getroffen werden können. Für Kolbenherstellung und –auslegung können ähnliche Schlussfolgerungen gezogen werden, wie aus der Betrachtung der Versagenswahrscheinlichkeit (vgl. Kap. 6.2.4). Lediglich Änderungen des Weibullmoduls zeigen eine geringere Auswirkung. Dieser spielt demnach für die Lebensdauerauslegung eine untergeordnete Rolle.

6.3 Vergleich des Anforderungsprofils an Kolbenwerkstoffe mit dem Eigenschaftsprofil von Mesophasenkohlenstoff

Um den sicheren Betrieb von Kohlenstoffkolben gewährleisten zu können, muß das Anforderungsprofil an den Werkstoff mit dem von Mesophasenkohlenstoff verglichen werden /96/. Wie bereits beschrieben, konnte in mehreren Forschungsvorhaben nachgewiesen werden, daß pyrolytisch hergestellte Struktur-Kohlenstoffe grundsätzlich als Kolbenwerkstoffe für den Einsatz in Verbrennungsmotoren geeignet sind (vgl. Kap. 1). Dabei konnte neben einer teilweise deutlichen Verringerung der Schadstoffemissionen auch eine Verbrauchsreduktion festgestellt werden (vgl. Kap. 6.2.1).

Die geringe Dichte des Materials ermöglicht eine Reduzierung der Kolbenmasse im Vergleich zu Al-Si-Legierungen (vgl. Kap. 2.1.5.2) und damit eine Verringerung der im Triebwerk auftretenden Massenkräfte. Daraus resultieren geringere mechanische

Belastungen für alle Triebwerkskomponenten, die vor allem dadurch begrenzte Maximaldrehzahl des Motors erhöht sich. Weiterhin sprechen gute Thermoschockbeständigkeit /4/, /82/, hohe Ermüdungsbeständigkeit /82/, /95/ und hervorragende tribologische Eigenschaften /6/, /97/ für den Einsatz von Mesophase als Kolbenwerkstoff. Die guten Reibeigenschaften resultieren dabei aus dem graphitischen Aufbau der Mesophasensphärolite (vgl. Bild 15). Zusätzlich nimmt die offene Porosität in der Außenkontur des Kolbens Öl auf und sorgt so für die Ausbildung eines guten hydrodynamischen Schmierfilms zwischen Kolben und Laufbahn. Eine Oxidationsneigung des Werkstoffs im motorischen Betrieb konnte in Ottomotoren bisher nicht festgestellt werden. Zur Vermeidung von Oberflächenoxidation in Dieselmotoren wird über verschiedene Beschichtungstechniken für den mit der Verbrennung in direktem Kontakt stehenden Kolbenboden nachgedacht /97/.

Im Vergleich zu den heute gängigen Werkstoffen für Zylinderlaufflächen beträgt der thermische Ausdehnungskoeffizient des Kohlenstoffs nur 50% zu Grauguß GG bzw. 25% zu den verschiedenen Aluminiumlegierungen. Bezüglich des realisierbaren Minimallaufspiels sind damit Grenzen gesetzt, da sich die Laufflächen bei hohen Betriebstemperaturen vom Kolben wegdehnen (vgl. Kap. 6.2.3). Für das akustische Verhalten und evtl. auch für die Schadstoffemissionen des Motors sind somit vor allem bei Aluminiumlaufflächen Einschränkungen zu erwarten. Durch eine reine Substitution von Al-Si- durch Kohlenstoffkolben kann deren Potential demnach nicht voll ausgeschöpft werden. Hierzu sind auch Änderungen im Umfeld des Kolbens erforderlich, wie zum Beispiel durch veränderte Zylinderlaufbahnen. Eine erhebliche Verringerung der Ausdehnungsdifferenzen ist etwa mit der Entwicklung einer diesbezüglich zum C-Kolben passenden Lauffläche möglich, die z.B. ebenfalls aus einem keramischen Werkstoff bestehen könnte. Derartige Bestrebungen sind zwar bekannt, eine in Großserie umsetzbare Lösung ist jedoch nicht in Sicht /98/. Als Hauptproblem stellt sich die schlechte Wärmeleitfähigkeit der meisten in Frage kommenden Werkstoffe dar. Zudem erweist sich die Anbindung von keramischen Laufflächen an die sich verbreitenden Zylinderkurbelgehäuse aus Leichtmetall schwierig. Auch hier bedeuten die Unterschiede in der thermischen Ausdehnung die größte Hürde. Da aufgrund der Ausdehnungsunterschiede zwischen Kolbenbolzen und C-Kolben verhältnismäßig große Einbauspiele erforderlich sind (vgl. Kap. 5.2.1), ist es ratsam, bei der Verwendung von C-Kolben auch über alternative Bolzenwerkstoffe nachzudenken.

Die geringe Wärmeleitfähigkeit des Kohlenstoffs steht der Anforderung gegenüber, für einen guten Abtransport der Wärme aus dem Brennraum zu sorgen. Es ergeben sich hohe Wandtemperaturen am Kolbenboden und im Kolbeninneren (vgl. Kap. 5.2.1). Diese führen zu einer Verringerung der HC-Emissionen und zu einer geringfügigen Verbesserung des Wirkungsgrads, die mit einer Verbrauchsreduktion einhergeht (vgl. Kap. 6.2.1). Andererseits wird die thermische Belastung der mechanischen Komponenten Kolbenbolzen, Kolbenring und Pleuel deutlich erhöht. Auch das den Kolben innen kühlende Motoröl ist stark betroffen. Die derzeit besten Schmierstoffe weisen ein Dauertemperaturbeständigkeit von etwa 180 - 200°C auf, die errechneten Temperaturen im Kolbeninneren betragen über 300°C. Eine Untersuchung der Auswirkungen auf das Öl ist erforderlich. Auch die Klopfneigung des Motors wird durch die hohen Temperaturen am Kolbenboden erhöht (vgl. Kap. 6.2.1).

Auf die mechanische Belastung des Kolbens haben die hohen Bauteiltemperaturen kaum Einfluß, da die thermischen Spannungen durch die kleinen Werte für thermische Dehnung und Elastizitätsmodul gering sind (vgl. Kap. 6.2.2). Mechanisch hochbelastet sind vor allem die Kolbennaben und der Auflagebereich des Kolbens auf dem Bolzen. Durch eine geeignete Gestaltung dieser Partien konnten die größten auftretenden Spannungen im 4-Takt-Kolben auf 56N/mm^2 reduziert werden. Sie betragen damit auch bei maximaler motorischer Last nicht mehr als 50% der Festigkeit des Kohlenstoffs. Dieser erfüllt damit die Festigkeitsanforderungen mit einem Sicherheitsfaktor 2, wobei Festigkeit und damit Sicherheitsfaktor im gesamten Betriebstemperaturbereich gleichbleibend hoch sind (vgl. Kap. 2.1.5.2).

Als wesentlich kritischer ist die Anforderung an die Zuverlässigkeit des Kolbens anzusehen. Mit einem ermittelten Weibullmodul von $m=10,5$ weist der Mesophasenkohlenstoff in der untersuchten Form eine ungenügende Zuverlässigkeit auf (vgl. Kap. 6.2.4). So kann nicht ausgeschlossen werden, daß ein Kolben beim Erreichen der maximalen Betriebslasten versagt, auch wenn die dabei auftretenden Spannungen weit unter der Festigkeit des Werkstoffs liegen.

Bei einer Weiterentwicklung des Werkstoffs sollte das Hauptaugenmerk deshalb auf die Steigerung der Zuverlässigkeit gerichtet werden. Diese kann durch eine Verbesserung der Prozeßführung und eine Erhöhung der Prozeßsicherheit bei Pulvergewinnung und -aufbereitung erzielt werden. Auch eine Homogenisierung des Formgebungsverfahrens kann dazu einen Beitrag liefern. Diese Homogenisierung steht jedoch immer im Zielkonflikt mit einer endkonturnahen und damit kostengünstigen Herstellung der Kolben (vgl. Kap. 6.1.1).

7 Zusammenfassung

Der untersuchte Mesophasenkohlenstoff besitzt Eigenschaften, die ihn gegenüber den klassischen Aluminiumlegierungen für den Einsatz als Kolbenwerkstoff in Verbrennungsmotoren prädestinieren. Dazu zählen vor allem geringere Dichte, Festigkeit bei hohen Temperaturen, Thermoschockbeständigkeit und hervorragendes tribologisches Verhalten.

Grundsätzlich nachteilig für die strukturelle Integrität des C-Kolbens sind die aus der kostenreduzierenden, endkonturnahe Formgebung resultierenden Dichtegradienten im Sintergrünkörper. Es konnte nachgewiesen werden, daß so erhebliche Gefügeinhomogenitäten im gesinterten Kolben erzeugt werden, die sich in reduzierten Werten von Festigkeit und Elastizitätsmodul in Kolbennabe und –hemd ausdrücken. Für die strukturelle Auslegung von C-Kolben wurden diese Effekte berücksichtigt.

Aus den verschiedenen Bruchversuchen geht hervor, daß die Druckfestigkeit des Werkstoffs, unüblich für keramische Werkstoffe, nur um einen Faktor zwei größer als seine Biegefestigkeit ist. Zudem konnte nachgewiesen werden, daß der Kohlenstoff unter zweiachsiger Last bei wesentlich geringeren Spannungen versagt, als unter uniaxialer Belastung. Beiden Effekten wurde durch die Erarbeitung einer zweiachsigen Versagenshypothese Rechnung getragen. Eine davon abgeleitete Vergleichsspannung diente als Beurteilungsbasis für die durchgeführten Finite Elemente Simulationen. Die Zulässigkeit der Vereinfachung eines räumlichen auf einen zweiachsigen Spannungszustand wurde über Mehrachsigenkriterien untersucht.

Mit Hilfe der Finite Elemente Methode konnte die komplexe Belastungssituation an Kolben im motorischen Betrieb analysiert werden. Es wurde nachgewiesen, daß die Festigkeit des Kohlenstoffs grundsätzlich ausreichend hoch ist, sofern einige Gesichtspunkte bei der Kolbengestaltung berücksichtigt werden. So konnte der hochbelastete Nabenbereich konstruktiv deutlich entlastet werden. Um im Zuge einer keramikgerechten Gestaltung Zugspannungen im Kolbenboden zu vermeiden, wurde zudem eine stark ausgerundete Gestaltung der Innenkontur angestrebt.

Als unzureichend erwies sich die Zuverlässigkeit der untersuchten Werkstoffcharge mit einem Weibullmodul von $m=10$. Die Auswertung der Lastfälle mit den höchsten Betriebslasten ergab nicht akzeptabel hohe Versagenswahrscheinlichkeiten F von maximal 0,18%. Da in die Berechnung von F auch Spannungsniveau und mittlere Biegefestigkeit eingehen, könnten auch diese beiden Faktoren als Ansatzpunkte zur Reduzierung der Versagenswahrscheinlichkeit dienen. Eine weitere Absenkung des Spannungsniveaus im Kolben erscheint allerdings kaum erzielbar, ohne den Gewichtsvorteil aufzuzehren, der durch die geringe Dichte des Kohlenstoffs entsteht. Eine Steigerung der im Kolbenboden gemessenen mittleren Biegefestigkeit $\sigma_0=114,3\text{N/mm}^2$ ist vor allem durch das in der untersuchten Konfiguration sehr inhomogene Formgebungsverfahren begrenzt.

Bei gleicher Festigkeit und gleichem Spannungsniveau muß der Simulation zufolge ein Weibullmodul von mindestens $m=15$ gefordert werden, um die Versagenswahrscheinlichkeit auf einen technisch vertretbaren Wert von $F=0,002\%$ zu reduzieren. Die Gefügeuntersuchungen zeigen, daß der Kohlenstoff durchaus das erforderliche

Potential besitzt. Es konnten mehrere potentiell bruchauslösende Defekte in der Mikrostruktur identifiziert werden, eine direkte Zuordnung von Defekten zu Proben geringer Festigkeit gelang aufgrund des speziellen Bruchverhaltens der Mesophase jedoch nicht. Entscheidend für die Vermeidung von Defekten ist vor allem die Konditionierung des Ausgangspulvers. Hier muß durch geeignete Verfahren sichergestellt werden, daß weder Fremdpartikel noch übergroße Mesophasenkörner in den Grünkörpern verpreßt werden. Potentiell bruchauslösende Defekte konnten allerdings auch als Folge des Formgebungsverfahrens dokumentiert werden. Dazu beschreibt /45/ Möglichkeiten zur Homogenisierung der Dichteverteilung im Grünkörper.

Parameterbetrachtungen zu Versagenswahrscheinlichkeit und Kolbenlebensdauer zeigen, daß das System empfindlich auf Veränderung der untersuchten Parameter Biegefestigkeit, Weibullmodul und Spannungsniveau reagiert. So führen z.B. Spitzenlasten, die nicht in der strukturellen Auslegung berücksichtigt wurden, aufgrund exponentieller Abhängigkeiten zu einer schnellen Zunahme der Versagenswahrscheinlichkeit und gleichzeitig zu einer ebenso raschen Abnahme der Lebensdauer. Der Kolbenauslegung muß demnach eine sehr genaue Definition der Randbedingungen zugrunde liegen. Ähnlich reagiert das System auf reduzierte Werte von Biegefestigkeit und Weibullmodul, wie sie etwa durch Prozeßschwankungen in der Kolbenherstellung entstehen können.

Die rechnerische Abschätzung der Betriebstemperaturen zeigt, daß C-Kolben aufgrund der geringen Wärmeleitfähigkeit des Werkstoffs erheblich heißer werden, als vergleichbare Al-Si-Kolben. Zudem wird die Wärmeabfuhr aus dem Brennraum durch den isolierenden Kolben behindert. Das Temperaturniveau im Brennraum liegt insgesamt höher. Dies wirkt sich einerseits positiv auf Kraftstoffverbrauch und Emissionen aus, andererseits steigt die thermische Belastung des Schmierstoffs und der umgebenden Bauteile wie Zylinderlaufbahn, Kolbenbolzen und Pleuel deutlich an. Für die Betriebsspannungsbelastung des Kolbens selbst spielen die hohen Temperaturen und Temperaturgradienten kaum eine Rolle, da thermische Dehnung und Elastizitätsmodul des Werkstoffs gering sind.

Die durchgeführten Untersuchungen zu Ausdehnungs- und Verformungsverhalten zeigen, daß auch hier ein erheblicher Unterschied zu Al-Si-Kolben besteht. Durch den geringen Wärmeausdehnungskoeffizienten des Kohlenstoffs entwickeln die C-Kolben vor allem in Leichtmetall-Zylinderlaufflächen relativ große Laufspiele bei hohen Betriebstemperaturen. Daraus dürften nachteilige Effekte für Akustik und Emissionsverhalten des Aggregats in bestimmten Betriebszuständen resultieren. Darüberhinaus zeichnet sich ab, daß auch die erforderlichen großen Kalteinbauspiele für Stahl-Kolbenbolzen akustisch problematisch sind. In einem Umfeld von metallischen Motorkomponenten kann der C-Kolben folglich sein Potential aufgrund der erforderlichen Zugeständnisse in der Gestaltung der Einbauspiele nicht voll ausschöpfen. Da die aktuelle Tendenz in der Entwicklung von Zylinderkurbelgehäusen eindeutig in die Richtung von Aluminiumlaufflächen geht, zeichnet sich hier ein Zielkonflikt ab.

Geringe Werte für Werkstoffsteifigkeit und thermische Ausdehnung verändern auch das Anlageverhalten des C-Kolbens an der Zylinderwand grundlegend. Zur Kompensation wurde eine Verstärkung der Wandstärke am Kolbenhemd und eine angepaßte Gestaltung der Kolbenaußenkontur vorgeschlagen.

8 Literatur

- /1/ Röhrle, M. D.: Kolben für Verbrennungsmotoren. Mahle GmbH, 1994
- /2/ Schmitt-Thomas, Kh. G.: Integrierte Schadenanalyse. Springer Verlag, 1999
- /3/ Faltblatt: Mesophasen-Kohlenstoff – Die Herausforderung eines außergewöhnlichen Werkstoffes. Sintec Keramik GmbH, 1998
- /4/ Faltblatt: Mesophasen-Kohlenstoff – Physikalische Daten. Sintec Keramik GmbH, 1998
- /5/ Die Entwicklung einer Technologie für die konturnahe Herstellung von Kolben für Verbrennungsmotoren aus hochfesten Feinstkornkohlenstoffen. In: Bundesministerium für Bildung, Wissenschaft, Forschung und Technologie: Neue Materialien, Jahresbericht 1996/97, S. 345 - 352
- /6/ Demonstration of New Carbon Piston Design Reducing HC-Emissions, Final Report 1996 European Community APAS-PROD Programme, Contract No TRPO-CT 92-0008, 1996
- /7/ Brinkmann J.: Graphitkolben bringt Vorteile für Portemonnaie und Umwelt. In: Informationsdienst Wissenschaft. Internet-URL: http://www.idw.tu-clausthal.de/public/pmid=1177/zeige_pm.html, 1997
- /8/ Der Große Duden: Bd. 7 Etymologie. Bibliographisches Institut, 1963
- /9/ Grohe, H.: Otto- und Dieselmotoren. Vogel Buchverlag, 1995
- /10/ Matchoss, C.: Die Entwicklung der Dampfmaschine, 2. Band. Jul. Springer, 1908
- /11/ Farey, J.: A Treatise on the Steam Engine. Longman, Rees, Orme, Brown and Green, 1827
- /12/ NN: Verbesserungen an den Kolben der Dampfmaschinen und Locomotiven, von Hrn. Rambottom zu Manchester. In: Polytechnisches Journal, Jahrgang 1855, 135. Band. J.G. Cotta'sche Buchhandlung, 1855; S. 166 - 170
- /13/ Zima, S.: Kurbeltriebe. Vieweg Verlag, 1998
- /14/ Krüger, R.: Leichtmetallkolben. R. C. Schmidt, 1937
- /15/ Rauck, H.: Niederschrift. Deutsches Museum
- /16/ Schildberger, F.: Chronik Mercedes-Benz-Fahrzeuge und Motoren, 5. Auflage. Daimler-Benz AG, 1972/73
- /17/ Automotive Industries (1985) 5
- /18/ Gilles, J. A.: Flugmotoren 1910 – 1918. Mittler, 1971
- /19/ Schmitt-Thomas, Kh. G.: Metallkunde für das Maschinenwesen, Band 2, Springer Verlag, 1989
- /20/ Köhler, E.: Verbrennungsmotoren. Vieweg Verlag, 1998

- /21/ Kolbenschmidt AG: KS-Handbuch, Technisches Handbuch der Kolbenschmidt AG. Kolbenschmidt AG, 1987
- /22/ Mahle GmbH: Mahle Kolbenkunde, Technisches Handbuch. Mahle GmbH, 1985
- /23/ Leichtbauschutz der ersten Ringnut. In: Kolbenschmidt Motorweb. Internet-URL: http://www.engineweb.com/media/PDF/lb_d.pdf , 1999
- /24/ Brennstoff-Direkteinspritzung. In: Kolbenschmidt Motorweb. Internet-URL: http://www.engineweb.com/media/PDF/kob_d.pdf , 1999
- /25/ Kolben für Motoren hoher Leistungsdichte. In: Kolbenschmidt Motorweb. Internet-URL: http://www.engineweb.com/media/PDF/di_d.pdf , 1999
- /26/ Langfaserverstärkte Magnesiumwerkstoffe. In: Bundesministerium für Bildung, Wissenschaft, Forschung und Technologie: Neue Materialien, Jahresbericht 1996/97, S. 530 - 536
- /27/ Kuchling, H.: Taschenbuch der Physik. Fachbuchverlag Leipzig, 1996
- /28/ Beitz, W.; Grote K.-H.: Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau. Springer Verlag, 1997
- /29/ Hoffmann, W. R.: Über das Sintern von Polyaromaten-Mesophase zur Herstellung von hochfesten Feinstkornkohlenstoffen. Dissertationsschrift Technische Universität Karlsruhe, 1991
- /30/ Gschwindt, A.: Synthese von sinterfähigen Pulvern aus Polyaromaten-Mesophase für die Herstellung von Feinstkornkohlenstoff. Dissertationsschrift Technische Universität Karlsruhe, 1993
- /31/ Braun, M.: Untersuchungen zur Herstellung von Kohlenstoff-Strukturwerkstoffen durch Sintern von Pulvern aus katalytisch hergestellter Polyaromaten-Mesophase. Dissertationsschrift Technische Universität Karlsruhe, 1996
- /32/ Trendelenburg, T.: Zur Bildung hochkohlenstoffhaltiger Mesophase aus Pechinhaltsstoffen und Pechfraktionen. Dissertationsschrift Technische Universität Karlsruhe, 1984
- /33/ Mayer, M.: Strukturuntersuchungen an Vorstufen von Kohlenstoffasern aus Mesophasenpech und Polyacrylnitril. Dissertationsschrift Philipps-Universität Marburg, 1991
- /34/ Schmitt-Thomas, Kh. G.; Malke, R.; Schuller, K.; Wollenweber U.: Entwicklung eines thermisch leitfähigen hochfesten Compositwerkstoffes zur Substitution einer Leichtmetalllegierung. In: Tagungsband zum Symposium „Neue Werkstoffe in Bayern“, Erlangen (18./19.04.1994), S. 231 - 245
- /35/ Schmitt-Thomas, Kh. G.; Malke, R.: Development of a thermal and electrical conductiv composite material with a polymeric matrix. In: ICCM-10, Vol. IV (1995), S. 449 – 456

- /36/ Wang, J.: Kinetik der thermischen Polymerisation von flüssigen Kohlenwasserstoffgemischen zu Polyaromaten-Mesophase und Eigenschaften der Produkte: Vergleich von diskontinuierlich und kontinuierlich betriebenen Rührkesselreaktor. Dissertationsschrift Technische Universität Karlsruhe, 1991
- /37/ Liedtke, V.: Vergleichende Untersuchungen zur Verwendung von mesogenen Pechen und Mesophasenpechen als Matrixausgangsstoff für kohlenstoffaserverstärkten Kohlenstoff mit Druckstabilisierung der Pechmatrix. Dissertationsschrift Technische Universität Karlsruhe, 1996
- /38/ Christ, K.: Untersuchungen zur Herstellung von kohlenstoffaserverstärktem Kohlenstoff mit mesophasenhaltigen Pechen als Ausgangsmaterialien der Kohlenstoffmatrix. Dissertationsschrift Technische Universität Karlsruhe, 1992
- /39/ Vincon, A.: Untersuchungen zur Verwendung von Mesophasenpech als Matrixausgangsstoff für kohlenstoffgebundene Magnesiasteine. Dissertationsschrift Technische Universität Karlsruhe, 1994
- /40/ Bernhauer, M.: Synthesen von Polyaromaten-Mesophase in reaktiven Atmosphären und mit Katalysatoren. Dissertationsschrift Technische Universität Karlsruhe, 1994
- /41/ Brooks, J.D.; Taylor, G.H.: Chemistry and Physics of Carbon, Vol. 4. Marcel Deller, 1968
- /42/ Sommer, H.: Technische Keramik-Herstellung-keramikgerechte Konstruktion-Verbindungstechnik-Anwendungen. In: Tagungsband „Technische Keramik“, Hahn&Kolb Werkzeugmaschinen, 14./15.11.1989, S. 1-43
- /43/ Hülsenberg, D.; Krüger, H.-G.; Steiner, W.: Keramikformgebung. Springer Verlag, 1989
- /44/ Guth, H.: Experimentelle Bestimmung der Werkstoffparameter für die numerische Simulation des Pulverpressens von Mesophasenkohlenstoff. Diplomarbeit, TU München, 1999
- /45/ Entwicklung eines neuartigen Feinkornkohlenstoffes als Material für Kohlenstoffkolben zur Reduzierung von Verbrauch und Schadstoffemissionen bei Verbrennungsmotoren. Abschlußbericht Bayerische Forschungstiftung, 1999
- /46/ Munz, D.; Fett, T.: Mechanisches Verhalten keramischer Werkstoffe. Springer Verlag, 1989
- /47/ Sähn, S.; Göldner, H.: Bruch- und Beurteilungskriterien in der Festigkeitslehre. Fachbuchverlag Leipzig, 1993
- /48/ DIN 51110, Teile 1 + 2
- /49/ Fischer, K.-F.: Konstruktionskeramik. Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, 1992
- /50/ DIN 51110, Teil 3
- /51/ Schnell, G.; Gross, D.; Hauger, W.: Technische Mechanik, Band 2. Springer Verlag, 1989

- /52/ Mittermeier, J.: Werkstoffkundliche Untersuchungen und Finite Elemente Analyse von vollkeramischen Zahnklebebrücken. Dissertationsschrift TU München, 1998
- /53/ Fett, T.: Lebensdauervorhersage an keramischen Werkstoffen mit dem Mitteln der Bruchmechanik bei elastischem und viskoelastischem Materialverhalten. Dissertationsschrift Universität Karlsruhe, 1983
- /54/ Schmitt, R.: Untersuchung zum Wachstum mikroskopischer und makroskopischer Risse unter zyklischer Belastung in Zirkonoxid. Dissertationsschrift Universität Karlsruhe, 1994
- /55/ Kobayashi, H.; Arai, Y.; Nakamura, H.; Araki, T.; Oku, T.: Evaluation of Fracture Mechanics Characteristics of High Strength Graphites IG-11. In: Mechanical Behaviour of Materials VI. Vol. 4 (1991), S. 117 – 122
- /56/ Müller, G., Groth, C.: FEM für Praktiker. Expert Verlag, 1999
- /57/ Zienkiewicz, O.C.: Methode der finiten Elemente. Carl Hanser Verlag, 1984
- /58/ Fröhlich, P.: FEM-Leitfaden. Springer Verlag, 1995
- /59/ Kolbenschmidt AG: Expertenwissen für die Kunden. In: KS Messereport zur IAA Frankfurt, 1997
- /60/ Mayerhofer, K.: Neue Dentalkeramik aus Al_2O_3 , eine Transmissionselektronenmikroskopiestudie. Diplomarbeit TU München, 1996
- /61/ Keil, S.: Beanspruchungsermittlung mit Dehnungsmeßstreifen. Cuneus-Verlag, 1995
- /62/ Hoffmann, K.: Eine Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmeßstreife. Hottinger Baldwin Meßtechnik GmbH, 1987
- /63/ DIN 52292
- /64/ Wright, P.J.F.: Comments on an indirect tensile test on concrete cylinders. In: Magazine of Concrete Research 7 (1955), S. 87 – 96
- /65/ Shaw, M.C.; Braiden P.M.; De Salvo, G.J.: The disk test for brittle materials. In: Journal of Basic Engineering and Industry (1975), S. 77 – 87
- /66/ DIN 51109
- /67/ Bäuml, F.; Malke, R.; Mittermeier, J.; Hiermer, T.: Simulation of Mechanical and Thermal Properties of Different Materials. In: Overview of Research Projects on the Cray Y-MP. Leibnitz-Rechenzentrum München, 1996
- /68/ Leichtl, L.: Temperatur- und Spannungsanalyse eines Verbrennungsmotorenkolbens aus Mesophasenkohlenstoff mit Hilfe der Finiten Elemente. Diplomarbeit TU München, 1997
- /69/ Ebel, B.: Beitrag zur Anwendung der Finiten Elemente im Motorenbau, Dissertationsschrift TU Hannover, 1989
- /70/ Klaus, B.: Untersuchung des Wärmetransports vom Kolben über die Ringe und die Zylinderbuchse zum Kühlmittel. Dissertationsschrift TU München, 1996

- /71/ Eichelseder, H.: Wärmeübergang und Bauteilbeanspruchung bei Zweitakt-Ottomotoren. Dissertationsschrift TU Graz, 1989
- /72/ Lackner, J.: Strukturerstellung und Durchführung von Temperaturfeldberechnungen an Zylinder und Zylinderkopf eines 2-Takt Otto-Motors mit Hilfe der Finiten Elemente. Diplomarbeit TU Graz, 1990
- /73/ Woschni, G.; Fieger, J.: Experimentelle Bestimmung des örtlich gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten im Ottomotor. In: MTZ 42 (1981) 6, S. 229 – 234
- /74/ Woschni, G.; Fieger, J.: Auswertung gemessener Temperaturfelder zur Bestimmung örtlicher Wärmeübergangskoeffizienten am Kolben eines schnelllaufenden Dieselmotors. In: MTZ 40 (1979) 4, S 153 – 158
- /75/ Pflaum, W.; Mollenhauer, K.: Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine. Springer Verlag, 1977
- /76/ Röhrle, M.: Kolbentemperaturen in Ottomotoren – einige Einflußfaktoren. In: MTZ 37 (1976) 4, S. 133 – 138
- /77/ Veshagh, A.; Chen C.: Stress Analysis and Design Optimisation of Carbon Piston. In: SAE Technical Paper Series, International Congress and Exposition, Detroit Michigan, 1995
- /78/ MARC Analysis Research Corporation: Enhanced Contact Analysis Using Adaptive Techniques. Kursunterlagen der MARC Analysis Research Corporation, Palo Alto, 1998
- /79/ McNeal-Schwendler Corporation: MSC/NASTRAN Quick Reference Guide. McNeal-Schwendler Corporation (MSC), Los Angeles, 1995
- /80/ McNeal-Schwendler Corporation: MSC/Patran Online-Dokumentation. McNeal-Schwendler Corporation (MSC), Los Angeles, 1998
- /81/ Koch, F.: Untersuchung zur Deformation von Zylinderrohren in Verbrennungsmotoren mit einem neuen Meßverfahren. Dissertationsschrift RWTH Aachen, 1995
- /82/ Hüttner, W.: Sonderkeramik Kohlenstoff. In: Technische Keramik. Vulkan Verlag Essen, 1990
- /83/ Ishiyama, S.; Oku, T.; Eto, M.: Fatigue Failure and Fracture Mechanics of Graphites for High Temperature Engineering Testing Reactor. In: Journal of Nuclear Science and Technology, 25(5) (May 1991), S. 472 – 483
- /84/ Ritchie, R.O.; Dauskardt, R.H.; Gerberich, W.W.; Strojny, A.; Lilleodden, E.: Fracture, Fatigue and Indentation Behaviour of Pyrolytic Carbon for Biomedical Applications. In: Mechanical Behaviour of diamond and other forms of carbon, Symposium 17.-21. April 1995 San Francisco, S. 229 – 254
- /85/ Ma, L.; Sines, G.H.; Gilpin, C.B.: Treshold crack size in a pyrolytic carbon for no growth under cyclic stress. In: Mechanical Behaviour of diamond and other forms of carbon, Symposium 17.-21. April 1995 San Francisco, S. 273 – 279

- /86/ Ma, L.; Sines, G.H.: Treshold size for cyclic fatigue crack propagation in a pyrolytic carbon. In: Material Letters 17 (1993), S. 49 – 53
- /87/ Ritchie, R.O.; Dauskardt, R.H.; Pennisi, F.J.: On the fractography of overload, stress corrosion, and cyclic fatigue failures in pyrolytic carbon materials used in prosthetic heart-valve devices. In: Journal of Biomedical Materials Research, Vol. 26 (1992), S. 69 – 76
- /88/ Wolf, M.: Untersuchungen zum Einfluß künstlicher Defektverteilungen auf das Festigkeitsverhalten und die Bruchstatistik von Zugproben aus einem hochreinen Aluminiumoxid. Dissertationsschrift, Universität Stuttgart, 1992
- /89/ Knudsen, F.P.: Dependence of Mechanical Strength of Brittle Polycrystalline Specimens on Porosity and Grain Size. In: J. American Ceramic Soc. 42 (1959), S. 376 – 387
- /90/ Phani, K.H.; Niyogi, S.K.: Elastic – modulus – porosity relationship for Si_3N_4 , Journal of Materials Science Letters 6 (1987), S. 511 – 515
- /91/ Woschni, G.: Verbrennungsmotoren. Skriptum zur Vorlesung, Lehrstuhl und Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeuge der Technische Universität München, 1988
- /92/ BMB+F: Neue Materialien – MaTech. Programm, 1987
- /93/ Lang, J.: Kolben-Zylinder-Dynamik. Dissertationsschrift RWTH Aachen, 1997
- /94/ Entwicklung eines neuartigen Feinkornkohlenstoffes als Material für Kohlenstoffkolben zur Reduzierung von Verbrauch und Schadstoffemissionen bei Verbrennungsmotoren, Förderantrag Bayerische Forschungstiftung, 1996
- /95/ Hetherington, V.J.; Lord, Ch.E.; Brown, S.B.: Mechanical and Histological Fixation of Hydroxylapatite-Coated Pyrolytic Carbon and Titanium Alloy Implants. In: Journal of Applied Biomaterials Vol. 6 (1995), S. 243 –148
- /96/ Schmitt-Thomas, Kh. G.: Metallkunde für das Maschinenwesen, Band 1, Springer Verlag, 1990
- /97/ Kempen, T.: Untersuchung zur Herstellung von dünnen SiC-Schichten auf Kohlenstoffsubstraten durch Plasma aktivierte Gasphasenabscheidung eines siliziumorganischen Precursors. Diplomarbeit FU Berlin, 1997
- /98/ Dudenhausen, W.: Entwicklung einer Zylinderbüchse für ein kolbenringloses keramisches Motoraggregat. Dissertationsschrift Institut für Bauweisen- und Konstruktionsforschung Stuttgart, 1996

9 Objective and Summary

In previous research projects it could be proved, that the use of carbon pistons in combustion engines can result in improved emission behaviour and fuel consumption compared to state of the art aluminium alloy pistons. Furthermore, component mass is reduced due to the low density of carbon.

The aim of this paper was to investigate, whether a particular form of pyrolytic carbon, called mesophase carbon, is capable of being used as piston material. Also examined was how stresses in the structure can be reduced and material quality be improved.

Different fracture tests were used to measure the materials fracture strength at different loading conditions. The results of the particular fracture tests were used to formulate an equivalent strain increment. In addition the Weibull Modulus was determined in a four point bending test. Light and scanning electron microscopy were used to locate potential fracture origins in the microstructure.

Three dimensional finite element analysis was used to determine the stress distribution in carbon pistons during engine operation. Failure probability and life time for a given piston design were assessed.

It was found that the strength of mesophase carbon is high enough to withstand the applied mechanical loads during engine testing. Thermal stresses are not relevant for piston failure, as Youngs Modulus and thermal expansion of the material are low. For the use of mesophase carbon as piston material a minimum Weibull Modulus of 15 was determined, which is higher than the materials measured value of 10.3 in its current condition. Therefore an improvement of the material must be addressed or a 100% proof test has to be established.

A clear influence of the moulding method for the carbon powder on the formation of defects could be shown. Additionally the conditioning of the powder has effects on fracture and reliability behaviour.

Based on finite element analysis a design for carbon pistons was proposed, that is appropriate for the material involved.

10 Anhang

10.1 Mesophasenkohlenstoff – Prüfbericht nach DIN 51110, Teil 3

PRÜFBERICHT

Über die Vertrauensbereiche der Weibull-Parameter, die nach der Maximum-Likelihood-Methode geschätzt wurden

Material: Mesophasenkohlenstoff
Merkmale: a) Parameter σ_0
b) Parameter m
Prüfverfahren: 4-Punkt-Biegeversuch nach DIN 51 110 Teil 1/ oder Teil 2/
Einheiten: Probekörper aus Kolben
Anzahl der gültigen Beobachtungswerte n : $n=15$

Maximum-Likelihood-Schätzwerte σ_0 ", m "

zu a) σ_0 " = 114.3 MPa

zu b) m " = 10.49

Korrektur des Maximum-Likelihood-Schätzwertes für m :

zu b) m "(korr.) = m " \cdot b

Tabellenwert für b siehe Tabelle B.1 in Anhang B: $b=0.908$

zu b) m "(korr.) = $10.49 \cdot 0.908 = 9.52$

Zweiseitige Abgrenzung der Vertrauensbereiche für die Parameter σ_0 und m :

gewähltes Vertrauensniveau: $1-\alpha = 90\%$

Konstanten (Tabellenwerte siehe Tabellen B.2 und B.3 im Anhang B):

zu a) Verhältnis $t1[n,\alpha/2]$ = -0.509

Verhältnis $t2[n,\alpha/2]$ = 0.499

zu b) Verhältnis $l1[n,\alpha/2]$ = 0.770

Verhältnis $l2[n,\alpha/2]$ = 1.564

Berechnungen:

zu a) $A = \sigma_0$ " \cdot $\exp(-t2/m$ "") = $114.3 \text{ MPa} \cdot \exp(0.499/10.49) = 109.0 \text{ MPa}$

$B = \sigma_0$ " \cdot $\exp(-t1/m$ "") = $114.3 \text{ MPa} \cdot \exp(-0.509/10.49) = 119.9 \text{ MPa}$

zu b) $C = m$ "/ $l2$ = $10.49/1.564 = 6.71$

$D = m$ "/ $l1$ = $10.49/0.770 = 13.62$

Ermittlung des Vertrauensbereiches:

zu a: $A \leq \sigma_0 \leq B$

zu b: $C \leq m \leq D$

Das Ergebnis lautet:

zu a) $109.0 \text{ MPa} \leq 114.3 \text{ MPa} \leq 119.9 \text{ MPa}$

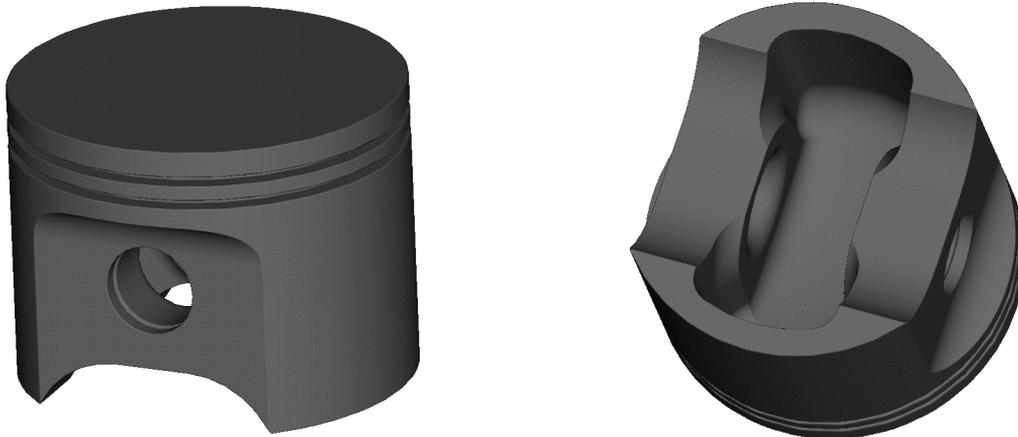
Der Parameter σ_0 liegt auf dem Vertrauensniveau $1-\alpha = 90 \%$ zwischen 109.0 MPa und 119.9 MPa

zu b) $6.71 \leq 10.49 \leq 13.62$

Der Parameter m liegt auf dem Vertrauensniveau $1-\alpha = 90 \%$ zwischen 6.71 und 13.62

10.2 3D – Darstellungen der untersuchten Kolben

10.2.1 2-Takt-Motorsägenkolben



10.2.2 4-Takt-Pkw-Kolben

