

**Entwicklung einer Methodik zur Lebensdauerabschätzung
von Aluminiumgusszylinderköpfen unter transienter
Thermomechanik mit überlagerter hochfrequenter
Druckpulsation**

Zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)

von der Fakultät für Maschinenbau des
Karlsruher Instituts für Technologie
angenommene

Dissertation

von

Dipl.-Ing. Matthias Hammerschmidt
aus Hamburg

Tag der mündlichen Prüfung: 11. September 2017

Hauptreferent: Prof. Dr. rer. nat. A. Wanner

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. A. Esderts



Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons Namensnennung -
Weitergabe unter gleichen Bedingungen 4.0 International Lizenz (CC BY-SA 4.0):
<https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/deed.de>

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand bei der Volkswagen Aktiengesellschaft in der Abteilung für Betriebsfestigkeit in Wolfsburg. Ergebnisse, Meinungen und Schlüsse dieser Dissertation sind nicht notwendigerweise die der Volkswagen Aktiengesellschaft.

Herrn Prof. Dr. rer. nat. Alexander Wanner, meinem Doktorvater, von dem Karlsruher Institut für Technologie danke ich sehr, für seine wohlwollende Förderung und wissenschaftliche Betreuung, die mir diese Arbeit ermöglicht haben.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Alfons Esderts von der Technischen Universität Clausthal danke ich für die Übernahme des Korreferats und aller damit verbundenen Mühen.

Bei Herrn Dr.-Ing. Karl-Heinz Lang bedanke ich mich sehr für die tatkräftige Unterstützung bei den am Schwingfestigkeitslaboratorium des Instituts für Angewandte Materialien – Werkstoffkunde des Karlsruher Instituts für Technologie durchgeführten Arbeiten, die zahlreichen Anregungen und produktiven Diskussionen, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Mein Dank gilt auch den weiteren Mitarbeitern des Instituts und vor allem Herrn Dr.-Ing. Ansgar Harnischmacher sowie den Mitarbeitern der Abteilung für Betriebsfestigkeit und Systemverhalten des Instituts für Maschinelle Anlagentechnik und Betriebsfestigkeit der Technischen Universität Clausthal, die mich bei der Planung und sorgfältigen Durchführung der Werkstoffuntersuchungen unterstützt haben.

Ganz besonders bedanke ich mich bei Herrn Dr.-Ing. Sven Hollunder für die zahlreichen, konstruktiven Diskussionen, seine fürsorgliche Unterstützung in seiner Funktion als fachlicher Betreuer seitens der Volkswagen Aktiengesellschaft und die intensive Zusammenarbeit, die entscheidend in mein Thema eingeflossen ist.

Meinen Kollegen bei der Volkswagen Aktiengesellschaft in der Abteilung für Betriebsfestigkeit, der Dieselmotorenberechnung, der Forschung im Bereich metallischer Werkstoffe und der Qualitätssicherung, besonders Herrn Dipl.-Ing. Alejandro Javier Guirao Blank, Herrn Dipl.-Ing. Ralf Hauss und Herrn Jens Krol, danke ich für ihre fortwährende Unterstützung auf ihren jeweiligen Fachgebieten.

Mein besonders herzlicher Dank gilt meinen Eltern, die mir stets einen festen Rückhalt bieten und mir jederzeit zur Seite stehen.

Meiner Frau Vanessa gilt mein größter Dank für ihre unermüdliche Art mich zu motivieren, zu unterstützen und ihr großes Verständnis, das sie mir während dieser Zeit und darüber hinaus entgegenbringt.

Inhaltsverzeichnis

1. Motivation und Zielsetzung	1
2. Zylinderkopf	5
2.1. Aufbau, Funktionen und Anforderungen	5
2.2. Aluminiumlegierungen	6
2.3. Herstellungsprozess	9
2.4. Belastungen und Schadensmechanismen	11
3. Kenntnisstand	13
3.1. Konzepte zur Lebensdauerabschätzung von Zylinderköpfen	13
3.1.1. Bereich: Flammdeck/Ventilstern	14
3.1.2. Bereich: Wassermantel und Gaskanäle	16
3.2. Klassierverfahren	17
3.3. Schadensakkumulation	19
3.3.1. Palmgren-Miner-Regel	19
3.3.2. Modifikationen der Palmgren-Miner-Regel	21
3.3.3. Relative Palmgren-Miner-Regel	22
3.4. Einflussfaktoren auf die Schwingfestigkeit von Aluminiumlegierungen	23
3.4.1. Mittelspannung	23
3.4.2. Kollektivform	26
3.4.3. Spannungsgradient	27
3.4.4. Mehrachsigkeit	31
3.4.5. Weitere Einflussfaktoren	35
3.5. Auslegungsphilosophie	40
4. Experimentelle Untersuchungen	43
4.1. Versuchseinrichtungen	43
4.2. Probenwerkstoff	47
4.3. Probengeometrien	49
4.4. Zug- und Druckversuche	50
4.5. Laststeigerungsversuche	53
4.6. HCF-Versuche	56
4.6.1. Haigh-Diagramm	62
4.6.2. Einfluss des Spannungsgradienten	63
4.7. LCF/HCF-Versuche	67
4.7.1. Einfluss hoher wechselnder Mittelspannungen	69
4.7.2. Berücksichtigung der Kollektivform	71

5. Methodik der Lastannahme an einem Zylinderkopf	73
5.1. Messtechnisch ermittelte Lastgrößen	73
5.2. Bestehender Simulationsprozess	75
5.3. Modifikation mit transienten Lastgrößen	78
6. Betriebsfeste Lebensdauerabschätzung anhand eines Beispiels	81
6.1. Werkstoffmodell	82
6.2. Lastannahme	83
6.2.1. Statischer Verspannungszustand	86
6.2.2. Beanspruchungen im motorischen Betrieb	87
6.2.3. Zug-Schub-Zyklus	93
6.2.4. Simulationsmodell mit transienten Lastgrößen	101
6.3. Auslegungskriterium	103
6.4. Anwendungsbereich	107
6.5. Festigkeitshypothese	109
6.6. Ergebnisse der Lebensdauerabschätzung	113
7. Schlussfolgerungen und Ausblick	119
8. Zusammenfassung	123
Literaturverzeichnis	127
Symbolverzeichnis	135
Abkürzungsverzeichnis	141
Abbildungsverzeichnis	143
Tabellenverzeichnis	149
A. Anhang	151
A.1. Werkstoffparameter	151
A.2. Laststeigerungsversuche	155
A.3. HCF-Versuchsreihen	158
A.4. LCF / HCF-Versuchsreihe	163
A.5. Beispiel eines applizierten Zylinderkopfes	164
A.6. Analyse eines Zylinderkopfes nach Dauerlauf	170

1. Motivation und Zielsetzung

Die Neu- und Weiterentwicklung von Verbrennungsmotoren bringt neue Konzepte und Technologien mit sich. Hierbei steht die kontinuierliche Verbrauchsoptimierung und Abgasreduzierung bei gleichzeitiger Leistungssteigerung im Vordergrund. Dieser Trend führt zu einer stetigen Erhöhung der thermischen und mechanischen Belastung der Motorkomponenten. Des Weiteren erfordern Leichtbauaspekte dünnwandige Bauteilstrukturen in Kombination mit einer hohen Materialauslastung. Eine genaue Kenntnis über die im Fahrbetrieb auftretenden Belastungen und die Bauteilbelastbarkeit der einzelnen Bauteile ist Grundvoraussetzung, um diese Komponenten hinsichtlich der Festigkeit zu beurteilen. Für eine detaillierte Lebensdauerbetrachtung sind somit komplexe Methoden notwendig, von denen einige in dieser Arbeit vorgestellt werden.

Der Zylinderkopf als zentrale Motorkomponente ist aufgrund seines komplexen Aufbaus und der vielseitigen Funktionsweisen eines der hoch belasteten Bauteile des Verbrennungsmotors. Die Höhe dieser Belastungen und ihr Belastungsverhältnis sind lebensdauerlimitierende Faktoren, die unterschiedliche Ursachen haben [LBU 11]:

- Eigenspannungen aufgrund des Herstellungsprozesses (Gießen, Wärmebehandlung, spanende Bearbeitung)
- Statische Vorlasten aus dem Einbringen der Ventilsitzringe und -führungen
- Statische Vorlasten aus der Spannkraft von Zylinderkopfschrauben, Injektoren und Glüh- bzw. Zündkerzen
- Mechanische, hochzyklische Belastungen aus dem Verbrennungsdruck
- Thermomechanische, niederzyklische Belastungen aufgrund von unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten von Zylinderkopf-Grundmaterial und Einpress- bzw. Anbauteilen
- Thermomechanische, niederzyklische Belastungen aufgrund von Temperaturgradienten und Dehnungsbehinderung infolge von wechselnden Betriebszuständen (Zug-Schub-Wechsel, Start-Stopp-Zyklen etc.)

Durch diese Belastungskomponenten können sich lokale Beanspruchungszustände an Bereichen des Zylinderkopfes einstellen, die unter verschärften Prüfbedingungen oder bei Überlastversuchen zu Bauteilversagen in Form von Rissen führen können.

Schadensbild im Bereich des Flammdecks bzw. Ventilsterns



Abbildung 1.1.: Typisches Schadensbild durch thermomechanische Beanspruchung im Bereich des Ventilsterns aus [HGH⁺ 15]

Im Bereich des Flammdecks, der Wandung des Zylinderkopfes, die den Brennraum nach oben hin abschließt, entstehen im motorischen Betrieb hohe Bauteiltemperaturen, die sich durch Alterungseffekte signifikant auf die Festigkeitseigenschaften der Aluminiumgusslegierung auswirken. Wechselnde Betriebszustände, wie der Start-Stopp-Zyklus oder der Vollast-Schub-Wechsel sowie die Wärmeabfuhr über das Kühlsystem und den Gaswechsel führen an Querschnittsänderungen zu Temperaturgradienten und resultieren in einem transienten Temperaturfeld. Durch geometrisch bedingte Dehnungsbehinderung werden thermomechanische Spannungen induziert, die in den dünnwandigen Stegbereichen des Zylinderkopfes bei Überlasten zu einer thermomechanischen Ermüdung führen können, siehe Abbildung 1.1.

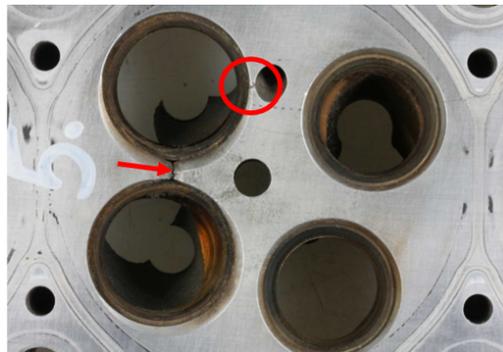


Abbildung 1.2.: Dauerlaufergebnis auf Komponentenprüfstand aus [HGH⁺ 15]

Diese Belastung kann in Überlastversuchen auf einem Komponentenprüfstand nachgestellt werden, sodass die Gesamtleistung des Bauteils im Vergleich zum motorischen Dauerbetrieb schnell erreicht wird und kritische Bereiche aufgedeckt werden können, siehe Abbildung 1.2. Der resultierende Beanspruchungszustand kann über ein viskoplastisches Materialmodell in Verbindung mit einem angepassten Schädigungsparameter bewertet und dem Versuchsergebnis gegenübergestellt werden [HG 10, AFR 10, Tha 09].

Schadensbild im Bereich des Wassermantels und in den Gaskanälen



Abbildung 1.3.: Anriss aufgrund von Schwingbeanspruchung (links) und für die Analyse aufgebrochene Rissfläche (rechts) im Einlassgaskanal nach überlastetem Motorbetrieb aus [HGH⁺ 15]

Im Bereich des Wassermantels und der Gaskanäle wirken hohe Kräfte infolge des Verbrennungsdruckes, die an Querschnittsänderungen und Kerben zu hohen mechanischen Spannungen führen können. Obwohl an diesen dünnwandigen Bereichen moderate Bauteiltemperaturen auftreten, wirken sich die thermomechanischen Spannungen aus dem transienten Temperaturfeld hier aus und resultieren in einer niederzyklischen Mittellast. Diese Spannungen werden im motorischen Betrieb mit den hochzyklischen Lastanteilen aus dem Verbrennungsprozess überlagert und können bei Überlasten im Komponentenversuch zu Anrissen führen, siehe Abbildung 1.3.

Stand der Technik ist, dass Zylinderköpfe über eine dauerfeste Auslegung bewertet werden. Nach dieser Vorgehensweise wird ein Wertepaar bestehend aus Mittellast und Spannungsamplitude definiert, welches die maximale Belastung im motorischen Betrieb beschreiben soll und dauerhaft ertragen werden muss. Die beschriebene komplexe Bauteilbelastung, bestehend aus der Überlagerung von nieder- und hochfrequenten Lastanteile, lässt sich nur über eine starke Vereinfachung der thermomechanischen Komponente mit einem einzigen Wertepaar beschreiben. Diese Vereinfachung sieht vor, dass das transiente Temperaturfeld auf einen quasistationären Zustand, dem Vollastbetrieb des Motors, reduziert wird. Dies hat zur Folge, dass hoch beanspruchte Bereiche im Wassermantel und in den Gaskanälen, siehe Abbildung 1.3, nicht oder nur bedingt aufgedeckt werden können.

Zielsetzung

Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung einer Methodik zur Lebensdauerabschätzung, die die Thermomechanik für die Bereiche des Wassermantels und der Gaskanäle, als eine transiente Belastung berücksichtigt und nicht wie mit der aktuellen dauerfesten Auslegung, vereinfacht und auf einen quasistationären Zustand reduziert.

1. Motivation und Zielsetzung

Hierfür ist die Ermittlung von relevanten statischen und dynamische Festigkeitskennwerten anhand von Probenversuchen notwendig. Über eine Recherche zu anwendbaren oder anpassbaren Werkstoffmodellen sollen lebensdauerlimitierende Einflussfaktoren im Hinblick auf eine transiente Bauteilbeanspruchung berücksichtigt werden.

Des Weiteren soll über experimentelle und rechnerische Methoden eine Lastannahme erarbeitet werden, die auf den bestehenden Simulationsprozess aufsetzt. In diesem Simulationsmodell müssen die thermomechanischen sowie die rein mechanischen Beanspruchungskomponenten realitätsnah abgebildet werden, sodass die entwickelte Lastannahme als Auslegungskollektiv herangezogen werden kann.

Die Anwendbarkeit der Methodik muss sichergestellt sein, sodass das methodische Vorgehen sowie die Validierung der Lastannahme anhand eines Beispiels durchgeführt werden soll. Anschließend müssen in der Lebensdauerabschätzung alle relevanten Einflussfaktoren berücksichtigt und ein Abgleich mit Ergebnissen aus dem motorischen Betrieb geführt werden.

2. Zylinderkopf

Der Zylinderkopf ist eine zentrale Motorkomponente und hinsichtlich der Konstruktion das anspruchsvollste Bauteil des Verbrennungsmotors. Durch seinen komplexen Aufbau und der Vielzahl an Funktionen werden hohe Anforderungen an den Herstellungsprozess und die verwendeten Materialien im motorischen Betrieb gestellt. Für Zylinderköpfe im Pkw-Bereich kommen heutzutage nahezu ausschließlich Aluminiumlegierungen im Kokillengussverfahren zum Einsatz. Zu dem Herstellungsprozess zählen neben dem aufwändigen Gießprozess noch die Wärmebehandlung und die mechanische Bearbeitung des Zylinderkopfes. Der komplexe Aufbau und die Vielzahl an Funktionen des Zylinderkopfes bringen ebenso komplexe und vielfältige Belastungen und daraus resultierende Beanspruchungen der Struktur mit sich.

2.1. Aufbau, Funktionen und Anforderungen

Der Zylinderkopf ist über die Zylinderkopfschrauben zusammen mit der Zylinderkopfdichtung auf dem Zylinderkurbelgehäuse montiert und bildet über die Brennraumkalotte den Abschluss des Brennraumes. In Verbindung mit dem Kolben und dem Kurbelgehäuse ist der Zylinderkopf maßgebend für die geometrische Form des Brennraumes.

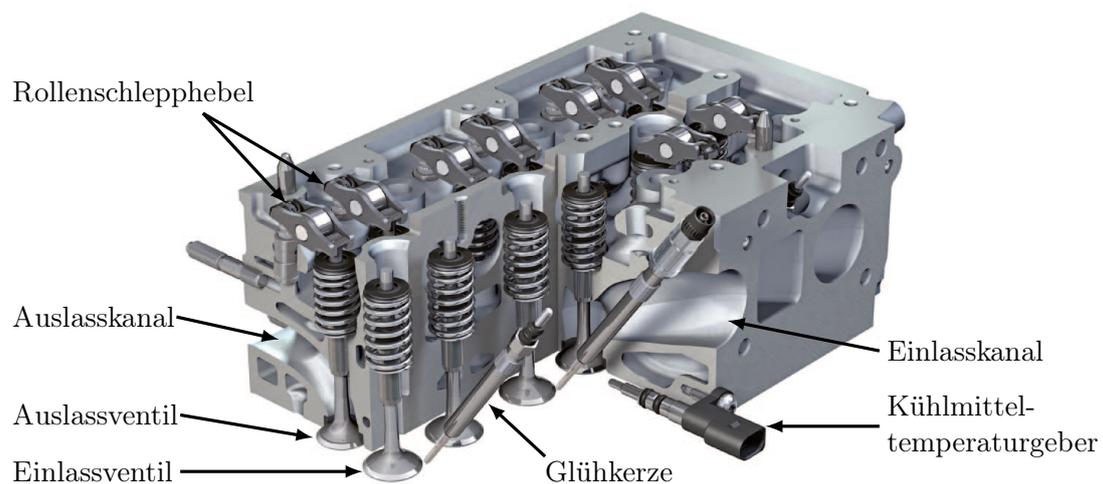


Abbildung 2.1.: Schnitt durch den Zylinderkopf des 1,4l-3-Zylinder-TDI-Motors der Baureihe EA288 [Aud 15]

Im Inneren des Zylinderkopfes verlaufen die gasführenden Ein- und Auslasskanäle für den Ladungswechsel von den seitlichen Flanschflächen zu den Brennräumen, siehe Abbildung 2.1. Im Mündungsbereich sind die Ventilsitzringe eingepresst, die die Aufnahme für die Ein- und Auslassventile darstellen und der Abdichtung des Brennraumes dienen. Um eine effiziente Wärmeabfuhr aus dem Verbrennungsprozess zu gewährleisten, ist der Zylinderkopf von einem Kühlkanalsystem, dem Wassermantel, durchzogen. Dieser trägt maßgeblich zur Kühlung des Brennraumes bei. Im inneren Kanalbereich oberhalb der Ventilsitzringe durchstoßen die Ventilschäfte die Gaskanäle und bieten die Aufnahme für die Ventile. Oberhalb des Wassermantels liegt der Ölraum, der mit den Rollenschlepphebeln, die von den Nockenwellen betätigt werden und deren Lagerung die Ventilsteuerung darstellt. Über den Ventiltrieb wird der Ladungswechsel gesteuert und in Verbindung mit der eingespritzten Kraftstoffmenge das Motordrehmoment reguliert [BS 10, KF 11].

Die vielfältige Funktionalität des Zylinderkopfes stellt hohe Anforderungen an den Herstellungsprozess, siehe Kapitel 2.3. Dennoch muss bei dessen Entwicklung auf Wirtschaftlichkeit und recyclingfähige Materialien geachtet werden. Durch die Querdurchströmung, Ein- und Auslasskanäle befinden sich im Gegensatz zum gegendurchströmten Zylinderkopf auf gegenüberliegenden Seitenflächen des Bauteils, siehe Abbildung 2.1, wird eine kompakte Bauweise realisiert, die eine effiziente Verbrennung ermöglicht. Gleichzeitig wird bezogen auf den Fahrkomfort eine gute Akustik bzw. eine geringe Geräuschemission durch die periodische Anregung aus dem Verbrennungsprozess über den gesamten Drehzahlbereich gefordert. Im Sinne des Leichtbaus werden immer geringere Wandstärken gefordert. Diese müssen zum einen eine ausreichend hohe Gestaltfestigkeit aufweisen, um Verformungen bei der Montage oder im motorischen Betrieb für die nötige Dichtheit des Schraubverbandes gering zu halten, und zum anderen eine hohe Steifigkeit bieten, um die entstehenden Kräfte übertragen zu können. Diese stetig steigenden Anforderungen führen zu einer immer höheren Auslastung der verwendeten Werkstoffe und zu einem komplexer werdenden Aufbau des Zylinderkopfes [BS 10, KF 11, KKB⁺ 10, NT 12].

2.2. Aluminiumlegierungen

Aluminium wird aufgrund geringer Festigkeitswerte in der Praxis nicht ohne Legierungselemente für die Herstellung von Bauteilen eingesetzt. Durch das Hinzulegieren von entsprechenden Elementen lassen sich die Eigenschaften von Aluminium-Gusslegierungen sehr präzise auf ihr jeweiliges Anforderungsprofil einstellen. Insbesondere Festigkeitswerte lassen sich in Verbindung mit den Hauptlegierungselementen Silicium (Si), Magnesium (Mg), Kupfer (Cu), Mangan (Mn) und Zink (Zn) beeinflussen [Ost 07, FHH⁺ 03]. Aluminiumgusslegierungen haben aufgrund der guten Gießbarkeit, des günstigen Formfüllungsverhaltens und dem Fließvermögen ein hohes Potential für Leichtbaukonstruktionen. Zusätzlich wirkt sich die Gushaut positiv auf die Korrosionsbeständigkeit aus [FHH⁺ 03, KF 11].

Aufgrund des positiven Gießverhaltens, der hohen spezifischen Steifigkeit, dem geringen spezifischen Gewicht und der guten Wärmeleiteigenschaften kommen bei Komponenten von Pkw-Motoren heutzutage beinahe ausschließlich Aluminium-Silizium-Legierungen zum Einsatz. Für Zylinderköpfe werden warmmaushärtbare Legierungen mit einem erhöhten Magnesium-Gehalt sowie Legierungen mit einem größeren Kupfer-Anteil, die nur spannungsarmgeglüht werden, eingesetzt [Ost 07]. In dieser Arbeit werden Zylinderköpfe der AlSi10Mg(Cu)-Legierung untersucht und folgend näher beschrieben.

AlSi10Mg(Cu)-Gusslegierung

AlSiMg-Gusslegierungen sind warmmaushärtbare Legierungen, die durch eine T6-Wärmebehandlung höhere Festigkeitseigenschaften gegenüber dem Gusszustand erhalten. Für den Einsatz von AlSiMg-Gusslegierungen werden folgende Eigenschaften gefordert, die sich zum Teil gegenseitig beeinflussen [KF 11, FHH⁺ 03]:

- ausreichende Resthärte auch bei langer Laufzeit
- ausreichend hohe Warmstreckgrenze und Kriechbeständigkeit
- gute dynamische Festigkeitswerte bei Betriebstemperaturen
- hohe Duktilität und Elastizität bei hoher Thermoschockbeständigkeit
- gute Wärmeleitfähigkeit

Tabelle 2.1.: Eigenschaften von AlSi10Mg(Cu) [DIN 13, DIN 10]

Physikalische Eigenschaften	
Dichte	$\rho = 2,7 \text{ kg/dm}^3$
Elastizitätsmodul	$E = 74 \text{ GPa}$
Mittlerer Wärmeausdehnungskoeffizient	$\alpha = 21 \cdot 10^{-6} / \text{K}$
Mittlere spez. Wärmekapazität	$c = 0,9 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$
Querkontraktionszahl	$\mu = 0,35$
Schmelztemperatur	$T_S = 530 - 600 \text{ }^\circ\text{C}$
Wärmeleitfähigkeit	$\lambda = 130 - 170 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$
Mechanisch-technologische Eigenschaften	
Zugfestigkeit	$R_m = 240 \text{ MPa}$
0,2%-Dehngrenze	$R_{p,0,2\%} = 200 \text{ MPa}$
Bruchdehnung	$A = 1 \%$
Härte	$HB = 80$
Dauerfestigkeit	
Zug-Druck-Wechselfestigkeit	$\sigma_{aD, R=-1} = 70 \text{ MPa}$
Zug-Schwell-Festigkeit	$\sigma_{aD, R=0} = 55 \text{ MPa}$
Biegewechselfestigkeit	$\sigma_{a,bD, R=-1} = 105 \text{ MPa}$
Torsions-Wechselfestigkeit	$\tau_{t, R=-1} = 80 \text{ MPa}$
Schub-Wechselfestigkeit	$\tau_{s, R=-1} = 55 \text{ MPa}$

2. Zylinderkopf

In Tabelle 2.1 sind die wichtigsten Eigenschaften der AlSi10Mg(Cu)-Legierung im wärmebehandelten Zustand T6, siehe Abbildung 2.3, dargestellt. Die angegebenen Werte stellen Mindestwerte bei Raumtemperatur (RT) für getrennt gegossene Probenstäbe im Kokillenguss dar und sind den Normen DIN EN 1706 [DIN 13] und DIN EN 1676 [DIN 10] entnommen.

Legierungselemente

In Tabelle 2.2 ist die chemische Zusammensetzung mit den wichtigsten Legierungselementen gezeigt, die einen Einfluss auf die mechanischen, physikalischen und gießtechnischen Eigenschaften der AlSi10Mg(Cu)-Legierung haben.

Tabelle 2.2.: Chemische Zusammensetzung von AlSi10Mg(Cu) [DIN 13]

Element	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Ni	Zn
[<i>Ma</i> – %]	9,0 - 11,0	≤ 0,65	≤ 0,35	≤ 0,55	0,20 - 0,45	≤ 0,15	≤ 0,35
	Pb	Ti	Andere	Al			
	≤ 0,10	≤ 0,20	≤ 0,15	Rest			

Silizium (Si) ist das wichtigste Legierungselement in Aluminiumgusslegierungen, das wesentlich die Gießbarkeit begünstigt. Silizium wirkt der Volumenkontraktion von unlegiertem Aluminium im Übergang in den festen Aggregatzustand entgegen und bewirkt in Verbindung mit Magnesium eine gute Aushärtbarkeit. Aluminiumgusslegierungen können zwischen 3% und 20% Si-Gehalt enthalten, wobei die eutektische Zusammensetzung im binären System bei ca. 12,5% liegt. In Verbindung mit geringen Mengen an Magnesium lassen sich AlSiMg-Zylinderkopfwerkstoffen warm-aushärten und werden mit einem untereutektischen Si-Gehalt bis 10% eingesetzt [Ost 07, RM 11, Ale 11].

Magnesium (Mg) in Mengen von 0,2% bis 0,5% verbessert in hohem Maße die Festigkeitseigenschaften von AlSiMg-Legierungen. Die Zugfestigkeit und die Härte steigen mit höherem Mg-Gehalt, wohingegen die Bruchdehnung abnimmt. Magnesium begünstigt die Korrosionsbeständigkeit und erhöht durch Oxidation die Wasserstoffabsorption [Ost 07, RM 11, Ale 11].

Kupfer (Cu) erhöht die Festigkeitseigenschaften bei Warmaushärtung und beeinträchtigt die chemische Beständigkeit. Des Weiteren wird die mechanische Bearbeitbarkeit verbessert. Cu-Gehalte von über 0,4% wirken sich stark negativ auf die Porosität, Duktilität und Korrosionsbeständigkeit aus [Ye 03, FHH⁺ 03, Ost 07].

Mangan (Mn) wirkt sich ebenfalls positiv auf Festigkeitseigenschaften aus und erhöht die Rekristallisationstemperatur [RM 11].

Eisen (Fe) wird üblicherweise als Verunreinigung angesehen, das als Begleitelement aus dem Herstellungsprozess vorkommt. Eisen bildet mit Silizium nadelförmige Ausscheidungen, die sich nachteilig auf die Festigkeit und Duktilität auswirken. Durch den Zusatz von Mangan entsteht ein Vierstoffsystem mit globulitischer Form, das weniger störend ist [Ost 07, RM 11].

Nickel (Ni) verbessert in Verbindung mit Kupfer die Festigkeit und die Härte bei höheren Temperaturen [Ye 03].

2.3. Herstellungsprozess

Zur Herstellung von Aluminiumgusszylinderköpfen ist der Schwerkraft-Kokillenguss weit verbreitet. Hierbei wird zwischen dem stationären Kokillengießen mit Kopf- und Bodenlage des Anschnittsystems, dem Kippkokillengießen zwischen 0° und $< 90^\circ$ sowie dem Rotacast-Kippkokillengießverfahren um 180° unterschieden.

Für eine turbulenzfreie und oxidarme Formfüllung wird das Kippkokillengießverfahren unter 45° eingesetzt. Hierbei wird die Schmelze in die metallische Dauerform (Kokille) gegossen. Der Prozess erfolgt ausschließlich unter Einwirkung der Schwerkraft. Für die Abbildung der inneren Geometrie (z.B. Ölraum, Gas-, Öl- und Wasserkanäle) kommen verlorene Sandkerne zum Einsatz, die nach dem Abguss zerstört und der Sand durch Vibration aus dem Gussteil entfernt werden. Die aus einem Quarzsand-Binder-Gemisch bestehenden Kerne sind in der Kokille gelagert und werden vor der Formfüllung eingelegt. Die Erstarrung der Schmelze läuft von der Brennraumplatte in Richtung Ölraum gerichtet ab, um an den hoch beanspruchten Stegbereichen eine feinkörnige Struktur auszubilden. Hierzu wird die Kokille in diesen Bereichen zusätzlich gekühlt [KKB⁺ 10, BS 10].

Der Erstarrungsprozess bestimmt maßgeblich den Aufbau des Gefüges und somit die Bauteileigenschaften. Mit Unterschreiten der Liquidustemperatur und zunehmender Unterkühlung der Schmelze beginnt die Keimbildung und das Keimwachstum in dendritischer Form, siehe Abbildung 2.2. Dieser Vorgang läuft so lange ab, bis das gesamte Volumen der Schmelze von sich ausbreitenden Keimen ausgefüllt ist, die Kristalle aneinander stoßen und somit die Korngrenzen bilden. Die Erstarrungsgeschwindigkeit ist verantwortlich für den Dendritenarmabstand (DAS). Je geringer der DAS-Wert, desto höher sind die mechanischen Eigenschaften, wie die Duktilität und die Zähigkeit des Gussteils [Ost 07, KKB⁺ 10].

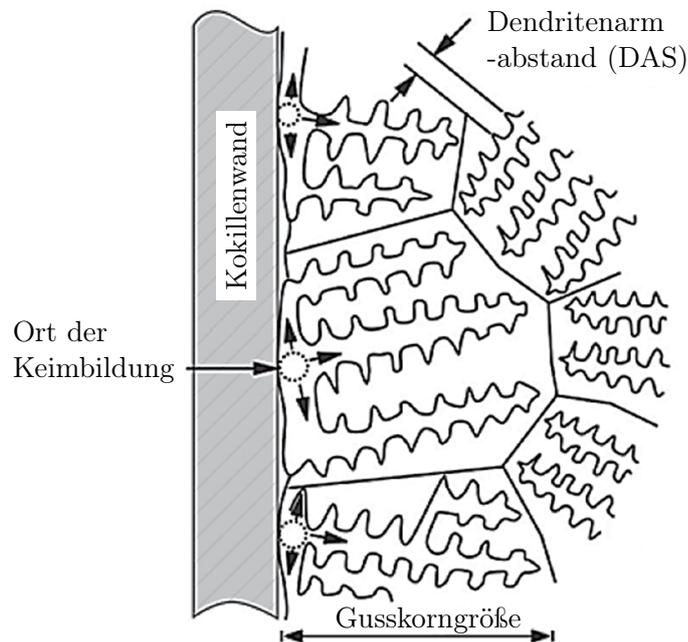


Abbildung 2.2.: Zusammenhang zwischen Dendriten, Gusskorn und Dendritenarmabstand [Ost 07]

Im Gießprozess können Erstarrungsfehler auftreten, die sich negativ auf die mechanischen Eigenschaften des Gussteils auswirken. Das durch Kontraktion der Schmelze beim Erstarrungsprozess verursachte Volumendefizit wird durch das Nachspeisen von flüssigem Material kompensiert. Der Vorgang muss so konzipiert sein, dass der Speiser der Bereich des Gussteils ist, der als letztes erstarrt. Zudem wird der Gehalt an gelöstem Wasserstoff mittels Impeller reduziert, um die Bildung innerer Poren gering zu halten [PL 09].

Im Anschluss an den Gießprozess werden die Rohlinge der Kokille entnommen, durch Rütteln von den Sandkernen befreit und kontrolliert an der Luft abgekühlt. Bevor die Gussrohlinge wärmebehandelt werden, findet eine mechanische Vorbearbeitung statt, bei der unter Anderem der Anguss und die Speiser abgetrennt werden.

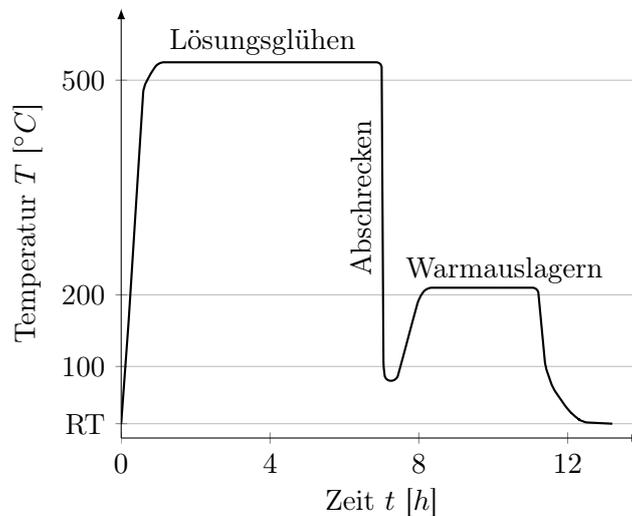


Abbildung 2.3.: Schritte der T6 Wärmebehandlung für AlSi10Mg(Cu)

Aluminiumgusszylinderköpfe werden einer T6-Wärmebehandlung zur Steigerung der Festigkeitseigenschaften unterzogen. Hierzu wird das Bauteil zunächst kurz unterhalb der Solidustemperatur der Legierung lösungsgeglüht, in einem Wasserbad abgeschreckt und anschließend warmausgelagert, siehe Abbildung 2.3. Eine Wärmebehandlung mit abschließender Warmauslagerung ist erforderlich, um Eigenspannungen aus dem Gießprozess und dem Abschreckvorgang abzubauen und die hohen Toleranzanforderungen bei der maschinellen Bearbeitung zu gewährleisten [Ost 07].

Abschließend werden die passgenauen Elemente des Zylinderkopfes (z.B. Ventilsitze, Bohrungen für die Zylinderkopfschrauben und Injektoren etc.) endbearbeitet, bevor das Bauteil der Montage übergeben wird.

2.4. Belastungen und Schadensmechanismen

Der Zylinderkopf ist durch seinen komplexen Aufbau und die unterschiedlichen Funktionen, die er im Motor erfüllt, einer ebenso komplexen Belastung ausgesetzt. Diese kann unterschiedliche Ursachen haben. In der Lebensdauerabschätzung sind für das Bauteil vor allem der maximale Zylinderinnendruck sowie die thermische Belastung durch wechselnde Betriebszustände relevante Kenngrößen.

Durch den Gießprozess und das Lösungsglühen mit anschließender Abschreckung im Wasserbad entstehen Eigenspannungen aufgrund von einer ungleichmäßigen Abkühlung des Bauteils. Diese Eigenspannungen werden während der Warmauslagerung größtenteils wieder abgebaut. Die anschließende mechanische Bearbeitung des Bauteils bewirkt ebenfalls eine Veränderung des statischen Spannungszustandes [SSK⁺ 10].

2. Zylinderkopf

Weitere statische Vorspannungen erfährt der Zylinderkopf durch das Einpressen der Ventilsitzringe und Ventilführungen, sowie durch das Einsetzen der Injektoren und Zündkerzen. Einen großen Anteil an der statischen Vorspannung hat das Anziehen der Zylinderkopfschrauben. Des Weiteren wirken Schraubenkräfte weiterer Nebenaggregate (z.B. Wasser- und Ölpumpe) und Halter auf den Zylinderkopf.

Durch den Verbrennungsprozess entstehen Zünddrücke, die hohe dynamische Kräfte in die Struktur des Zylinderkopfes einleiten und bei Volllast ihr Maximum erreichen. Diese Kräfte führen zu hohen, mechanischen Amplitudenspannungen (HCF - High Cycle Fatigue) an Kerbstellen bzw. Steifigkeitssprüngen und treten mit einer vergleichsweise hohen Frequenz auf. Folgen dieser HCF-Beanspruchung können Schwingrisse in den Gaskanälen oder im Wassermantel des Zylinderkopfes sein [GLM 11].

Durch An- und Abfahrvorgänge, sowie durch ständig wechselnde Betriebszustände treten Temperaturänderungen an der Bauteiloberfläche und im Bauteilvolumen auf, sodass sich ein inhomogenes und instationäres Temperaturfeld einstellt. Infolge von Temperaturänderungen entstehen thermische Dehnungen, die durch äußere Kräfte (z.B. Verschraubung) oder innere Zwänge (verursacht durch Querschnittsänderungen oder Kerben) behindert werden können. Aufgrund dieser Dehnungsbehinderung werden mechanische Spannungen im Bauteil induziert und können in einer niederzyklischen (LCF - Low Cycle Fatigue) bzw. thermomechanischen Ermüdung (TMF - Thermo-Mechanical Fatigue) resultieren [LBU 11, BMN 11].

Unter Anderem können hohe Spannungsamplituden als Folge von TMF-Beanspruchung im Bereich des Brennraumes an den Ventilstegen oder im Bereich der Injektoren auftreten, da hier aufgrund von dünnwandigen Strukturen und hohen Temperaturdifferenzen die höchsten Spannungsgradienten entstehen [GLM 11].

Des Weiteren können durch die Erwärmung des Motors und durch unterschiedliche Ausdehnungskoeffizienten der verbauten Werkstoffe verschiedener Komponenten Spannungen im Zusammenbau entstehen und in einer niederzyklischen Belastung (LCF) resultieren [LBU 11].

Diese Schadensmechanismen können in verschiedenen Bereichen am Zylinderkopf unterschiedlich stark wirken und unter verschärften Prüfbedingungen oder bei Überlasten zu Schäden bis hin zum Funktionsverlust des Bauteils führen [HGH⁺ 15].

Aluminiumgusslegierungen reagieren unter bestimmten Bedingungen mit korrosiven Medien. Das Korrosionsverhalten von Aluminium und einigen Aluminiumlegierungen ist in [Ost 07] detailliert ausgeführt. Stolze [Sto 07] führt Untersuchungen zur kühlwassermantelseitigen Rissbildung an Aluminiumgusszylinderköpfen durch, woraus hervorgeht, dass durch die Wahl von geeigneten Kühlmittelzusammensetzungen und konstruktiven Maßnahmen Schäden durch Korrosion vermieden werden können.

3. Kenntnisstand

3.1. Konzepte zur Lebensdauerabschätzung von Zylinderköpfen

Bei der rechnerischen Lebensdauerabschätzung werden grundsätzlich die Beanspruchungen, die hinsichtlich der Bauteilfestigkeit relevant sind, der Beanspruchbarkeit der betrachteten Komponente gegenübergestellt. Die Bewertung hinsichtlich der Lebensdauer ist abhängig von der Beanspruchungsursache. In der Literatur bestehen eine Vielzahl von Berechnungsmethoden zur Bewertung von Beanspruchungszuständen, denen empirische, schädigungsmechanische, werkstoffphysikalische und bruchmechanische Ansätze zugrunde liegen [FKM 13].

Bruchmechanische Ansätze finden zur Beschreibung der Lebensdauer von Zylinderköpfen heutzutage noch keine Anwendung, da in ihrer Auslegung der technische Anriss das Versagenskriterium ist und so die Restlebensdauer von angerissenen Bauteilen keine Berücksichtigung finden. Die Bewertung von angerissenen Bauteilen und die Betrachtung des Rissverlaufes in Lebensdauermodellen, um eine zu konservative Auslegung zu vermeiden, sind aktuell Gegenstand der Forschung.

In der Literatur lassen sich häufig Modellansätze finden, die, angelehnt an das Modell von Basquin [Bas 10], einen Exponentialansatz zur Beschreibung des Zusammenhangs zwischen Beanspruchungsgröße und Lebensdauer nutzen.

$$P = A_w \cdot N^{-B_w} \quad (3.1)$$

Hierbei stellen P die Beanspruchungsgröße (Spannung, Dehnung, Energie, Schädigungsparameter etc.) und N die Lebensdauer dar. Der Koeffizient A_w sowie der Exponent B_w sind werkstoffabhängige Parameter.

Die Lebensdauerkonzepte lassen sich nach [BMN 11] den Schädigungsmechanismen nach in den Bereich der niederzyklischen Ermüdung (LCF) unter isothermen Bedingungen, sowie thermomechanische Ermüdung (TMF) unter transienten thermischen Bedingungen und in den Bereich hochzyklischer Ermüdung (HCF) unterteilen. Im Bereich LCF und TMF sind vorwiegend hohe Totaldehnungsamplituden und somit plastische Dehnungsanteile in vergleichsweise geringer Anzahl für die Materialermüdung verantwortlich, wohingegen bei HCF nahezu ausschließlich makroskopisch elastische Dehnungsamplituden mit einer hohen Häufigkeit wirken.

Der Zylinderkopf lässt sich ebenso in Bereiche aufteilen, an denen entweder niederzyklische, hohe Totaldehnungsamplituden mit größeren plastischen Anteilen oder hochzyklische, elastische Dehnungsamplituden schädigungsrelevant sind.

Im Bereich des Brennraumes (sog. Flammdeck-Seite) nahe der Ventil-, Injektor- und Glühkerzenbohrungen (sog. Ventilstern) treten die höchsten Materialtemperaturen und somit vorwiegend TMF-Belastung auf [GLM 11]. Für diesen Bereich muss das in der Lebensdauerberechnung zugrunde liegende Materialmodell in der Lage sein, die TMF-Beanspruchungssituation und daraus resultierende plastische Dehnungsanteile sowie zeitabhängige Effekte (Verfestigung, Materialalterung etc.) abzubilden [HGH⁺ 15].

Abseits des Brennraumes (Gaskanäle, Wassermantel, Injektorschacht etc.) verursachen die Druckschläge aus dem Verbrennungsprozess HCF-Spannungsamplituden, die insbesondere an Steifigkeitssprüngen und Übergangsradien hohe Materialbeanspruchungen induzieren [GLM 11]. Bei der Bewertung dieser Bereiche kommen Einflüsse auf die Schwingfestigkeit des Grundmaterials stärker zum Tragen, sodass eine Materialmodellierung, sowie ein Lebensdauerkonzept die relevanten Einflussfaktoren abdecken muss.

3.1.1. Bereich: Flammdeck/Ventilstern

Bei niedrigen Bruchzyklenzahlen treten hohe Totaldehnungen bzw. Dehnungen mit einem hohen plastischen Anteil auf. Diese Dehnungen können aus reinen mechanischen Spannungen resultieren (LCF) oder durch Temperaturänderungen, die an Querschnittsübergängen oder in Folge von inhomogenen Temperatureinwirkungen zu Temperaturgradienten führen und durch Behinderung der thermischen Ausdehnung thermomechanische Spannungen induzieren (TMF), hervorgerufen werden. Bei dieser Beanspruchung können überlagerte Alterungsvorgänge einen Einfluss auf die Lebensdauer haben [BMN 11].

Manson [Man 54] und Coffin [Cof 54] schlagen einen Ansatz zur Beschreibung der Lebensdauer in Abhängigkeit von der plastischen Dehnungsamplitude vor, der von Morrow [Mor 65] mit der elastischen Dehnungsamplitude von Basquin [Bas 10] überlagert wird und eine gute Näherung für isotherme Belastungen darstellt [Hai 06].

$$\varepsilon_{a,t} = \varepsilon_{a,e} + \varepsilon_{a,p} = \frac{\sigma'_f}{E} \cdot (2N)^b + \varepsilon'_f \cdot (2N)^c \quad (3.2)$$

Hierbei stehen σ'_f , ε'_f , b und c für werkstoffabhängige Parameter, die aus der ermittelten Dehnungswöhlerlinie entnommen werden können, siehe Abbildung 3.1. Des Weiteren steht N für die Anzahl von Lastwechseln, sodass $2N$ die Anzahl von Schwingspielen bzw. Lastzyklen ergibt.

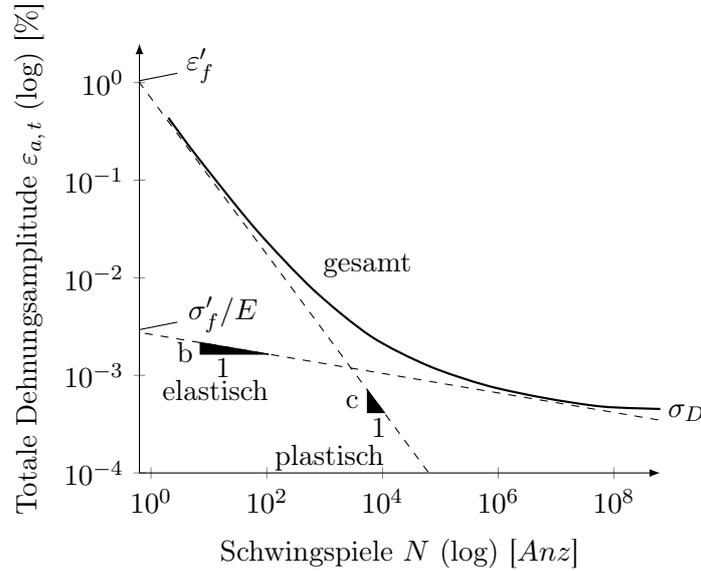


Abbildung 3.1.: Beispiel einer Dehnungswöhlerlinie nach [Hai 06]

Beim Örtlichen Konzept werden Hysteresen aus dem Spannungs-Dehnungsverlauf am versagenskritischen Ort des Bauteils ermittelt und mit einem geeigneten Schädigungsparameter, beispielsweise nach Smith, Watson und Topper [SWT 70], als energiebasierte Ansätze angewendet [See 96].

$$P_{SWT} = \sqrt{(\sigma_a + \sigma_m) \cdot \varepsilon_{a,t} \cdot E} \quad (3.3)$$

Eingangsdaten für eine Lebensdauerabschätzung mittels Schadensakkumulation, siehe Kapitel 3.3, sind die Bauteilgeometrie, die Beanspruchungszeitfunktion sowie das zyklische Werkstoffverhalten und eine Dehnungs- bzw. Schädigungsparameterwöhlerlinie.

Riedler [Rie 05] verwendet einen Ansatz, der die Lebensdauer unter LCF-Beanspruchung in Abhängigkeit von der dissipierten Energie pro Zyklus ΔW_p abbildet.

$$\Delta W_p = \int_{\text{Zyklus}} \sigma \dot{\varepsilon} dt \quad (3.4)$$

Dieser Ansatz wird um einen Faktor erweitert, um TMF-Versuche zu prognostizieren. Auf Basis dieses Ansatzes werden in [Har 13] und [TFK⁺ 08] gute Übereinstimmungen zwischen Simulation und Versuch mit einer AlSi-Legierung in verschiedenen Wärmebehandlungszuständen erzielt.

Neu und Sehitoglu [NS 89a, NS 89b] stellen ein sehr detailliertes Schädigungsmodell vor, dass die reine Ermüdungs- D_{fat} , die Oxidations- D_{ox} und die Kriechschädigung D_{creep} linear überlagert.

$$D_{total} = D_{fat} + D_{ox} + D_{creep} \quad (3.5)$$

In dieses Modell fließen eine Vielzahl an Parametern ein, die in diversen Werkstoffversuchen ermittelt werden müssen, sodass dessen Anwendung aufwändig ist.

Heitmann [Hei 83] erarbeitete einen bruchmechanischen Schädigungsparameter, der Riss-schließeffekte berücksichtigt. Dieser Ansatz wurde von Seifert und Riedel [MNS⁺ 13] um die zyklische 0,2%-Dehngrenze σ_{cy} und einen Faktor $F(t, T)$ erweitert, um Kriech- und Relaxationseffekte zu berücksichtigen.

$$D_{TMF} = \left(1,45 \cdot \frac{\Delta\sigma_{I,eff}^2}{\sigma_{cy} \cdot E} + \frac{2,4}{\sqrt{1+3 \cdot n^t}} \cdot \frac{\Delta\sigma \cdot \Delta\varepsilon_e^p}{\sigma_{cy} \cdot \Delta\sigma_e} \right) \cdot F(t, T) \quad (3.6)$$

mit

$$F(t, T) = \left(1 + \alpha \int_t^{\sigma(t)} \sigma_{cy}^{m-2} |\sigma(t) - \sigma_0| \cdot \exp \left[\frac{Q}{R} \left(\frac{1}{\Theta_0} - \frac{1}{\Theta} \right) \right] dt \right)^{1/m} \quad (3.7)$$

Dieser Faktor beinhaltet den Norton'schen Kriechexponenten m und die Temperatur Θ . Eine Abschätzung der Lebensdauer erfolgt nach einem Exponentialansatz.

$$N_B = A_w \cdot (D_{TMF})^{-B_w} \quad (3.8)$$

In der Literatur bestehen eine Vielzahl von Konzepten und Modellanpassungen zur Beschreibung der Lebensdauer unter thermomechanischen Beanspruchungen. Ein allgemein gültiges Verfahren hat sich noch nicht etabliert [MRE 05].

3.1.2. Bereich: Wassermantel und Gaskanäle

Bei der Bewertung der Bereiche, die nicht vorwiegend einer TMF- oder LCF-Belastung, sondern durch eine hohe Zyklenzahl an hochfrequenten Spannungsamplituden mit sehr geringem plastischen Anteil aus der Druckpulsation bei relativ niedrigen Maximaltemperaturen belastet werden, sind überlagerte zeitabhängige Vorgänge wie Alterung oder Kriecheffekte vernachlässigbar [BMN 11]. Aus diesem Grund findet die Lebensdauerabschätzung auf Basis eines rein elastischen Werkstoffmodells statt, welches die Einflussfaktoren auf die Schwingfestigkeit von Aluminiumgusslegierungen hinreichend genau abbildet.

Ein weit verbreitetes Lebensdauermodell ist das Nennspannungskonzept [FKM 12], welches eine fiktive Kraft bezogen auf einen effektiven Bauteilquerschnitt verwendet. Diese fiktive Spannung ist nicht in der Lage, den örtlichen Beanspruchungszustand im kritischen Bereich zu beschreiben. Des Weiteren besteht bei einem Bauteil dieser Komplexität keine Möglichkeit einen Nennquerschnitt zu definieren, sodass das Nennspannungskonzept hier keine Anwendung finden kann [Eic 03].

Für die Bewertung von geometrisch komplexen Strukturen unter moderaten mechanischen Beanspruchungen mittels FE-Simulation hat sich das Verfahren des Ermüdungsfestigkeitsnachweises mit örtlichen Beanspruchungen etabliert. Die lokalen Beanspruchungen werden hierbei der lokalen Beanspruchbarkeit gegenübergestellt. Hierfür wird eine Bauteil-Wöhlerlinie benötigt, die unter betriebsnahen Beanspruchungsbedingungen zu ermitteln ist. Aus dem Beanspruchungszeitverlauf wird mittels Klassierung, siehe Kapitel 3.2, unter Berücksichtigung der Mittelspannung ein Beanspruchungskollektiv ermittelt. Über eine Schadensakkumulation, siehe Kapitel 3.3, kann daraufhin eine Schadenssumme bestimmt und interpretiert werden.

Die Bewertung der einzelnen Einflussfaktoren auf die Schwingfestigkeit ist Gegenstand aktueller Forschungsarbeiten. Ein weit verbreiteter Zusammentrag vieler Einflussfaktoren ist die FKM-Richtlinie [FKM 12]. Hier werden Spannungs-, Werkstoff- und Konstruktionskennwerte in Form von Faktoren zusammengetragen und so die örtlichen Beanspruchungen und Beanspruchbarkeiten bestimmt. In der Literatur lassen sich weitere Ansätze zu einzelnen Einflussfaktoren finden, die speziell für Aluminiumgusslegierungen angepasst werden, siehe Kapitel 3.4.

3.2. Klassierverfahren

Für die Lebensdauerberechnung schwingend beanspruchter Bauteile sind in erster Linie die Höhe der Beanspruchungsamplituden mit entsprechender Mittellast und deren Häufigkeit aus der Beanspruchungs-Zeit-Funktion (BZF) relevant. Mittels Klassierverfahren können die in der BZF enthaltenen Informationen reduziert und in eine für die Lebensdauerrechnung geeignete Form gebracht werden. Grundsätzlich werden ein- und zweiparametrische Klassierverfahren unterschieden [Hai 06, RV 07].

Einparametrische Zählverfahren wie die Klassengrenzenüberschreitungs-zählung (KGÜZ), die Spannen- oder Bereichszählung (BZ) oder das Sampling- bzw. Verweildauerverfahren eignen sich nicht für eine anschließende Lebensdauerrechnung, da schädigungsrelevante Informationen wie Beanspruchungsamplituden mit zugehörigen Mittellasten und deren Häufigkeit nicht oder nur fehlerhaft erfasst werden. Die Spannenpaar- bzw. Bereichspaarzählung (BPZ) ist für die Lebensdauerberechnung verwendbar, jedoch geht die Information über die Mittellast verloren, sodass der Mittellasteneinfluss nicht beachtet wird [KJP⁺ 12].

Rainflowzählung

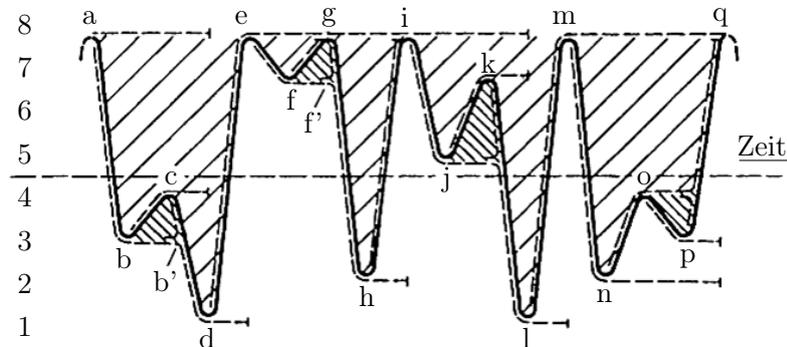


Abbildung 3.2.: Beanspruchungs-Zeit-Funktion mit Rainflow-Zählung nach [KJP+ 12]

Die Rainflowzählung stellt ein zweiparametrisches Klassierverfahren dar. Hier werden geschlossene Spannungs-Dehnungs-Hysteresen betrachtet, siehe Abbildung 3.2, die maßgebend für die Werkstoffschädigung sind und somit den Schädigungsinhalt einer BZF erfassen [KJP+ 12].

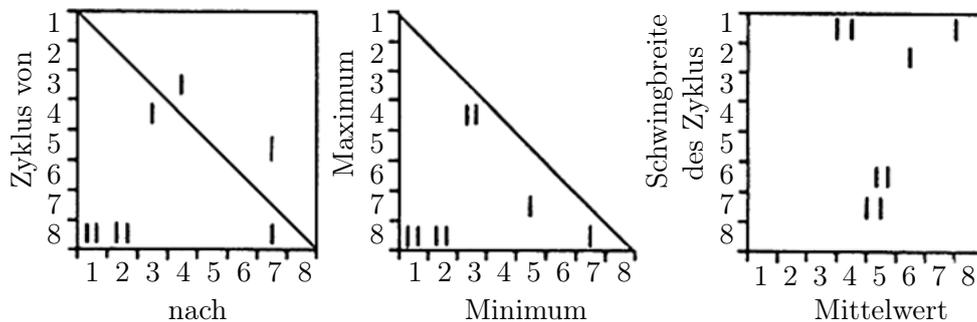


Abbildung 3.3.: Zählergebnis Rainflow, drei verschiedene Matrizendarstellungen nach [KJP+ 12]

Abbildung 3.3 zeigt das Ergebnis einer Rainflowzählung. Die Rainflow-Matrizen sind dazu geeignet, Manipulationen, wie die Unterdrückung von nicht schädigungsrelevanten Amplituden (Omission), durchzuführen. Des Weiteren lassen sich die BPZ, die KGÜZ und der Unregelmäßigkeitsfaktor der BZF aus den Rainflow-Matrizen ableiten. Mittels Amplitudentransformation, siehe Kapitel 3.4.1, können die abgelegten Hysteresen in ein schädigungsäquivalentes Amplitudenkollektiv überführt werden. In der Literatur gilt die Rainflow-Zählung im Allgemeinen für die Lebensdauerberechnung als gut geeignet [KJP+ 12, RV 07, CS 85].

Als weitere Beispiele für zweiparametrische Klassierverfahren lassen sich die Bereichs-Mittelwert-Zählung (BMZ), das Klassieren in eine Übergangsmatrix (ÜM) und das zweiparametrische Sampling-Verfahren nennen. Diese Klassierverfahren weisen gegenüber der Rainflowzählung deutliche Nachteile hinsichtlich der Lebensdauerberechnung auf [KJP⁺ 12].

3.3. Schadensakkumulation

Die Verfahren der Lebensdauerabschätzung können in die folgenden drei Gruppen eingeteilt werden. Die werkstoffmechanische Betrachtung basiert auf einfachen Geometrien und Lastverläufen, sodass diese Methode nur stark eingeschränkt auf komplexe Geometrien und Betriebslasten übertragen werden kann. Datenbasierte Verfahren benötigen eine große Datenbasis und arbeiten über die Anpassung eines mathematischen Modells mittels Regressionsverfahren, das den Zusammenhang zwischen Einflussparametern und Versuchslebensdauern herstellt. Eine weit verbreitete Methode ist die Palmgren-Miner-Regel, die einen phänomenologischen Ansatz darstellt.

3.3.1. Palmgren-Miner-Regel

In der Lebensdauerberechnung ist die lineare Schadensakkumulation nach Palmgren, Langer und Miner [Pal 24, Lan 37, Min 45] weit verbreitet. Als Eingangsgrößen dienen die örtliche Belastbarkeit in Form einer lokalen Wöhlerlinie und das entsprechende Beanspruchungskollektiv.

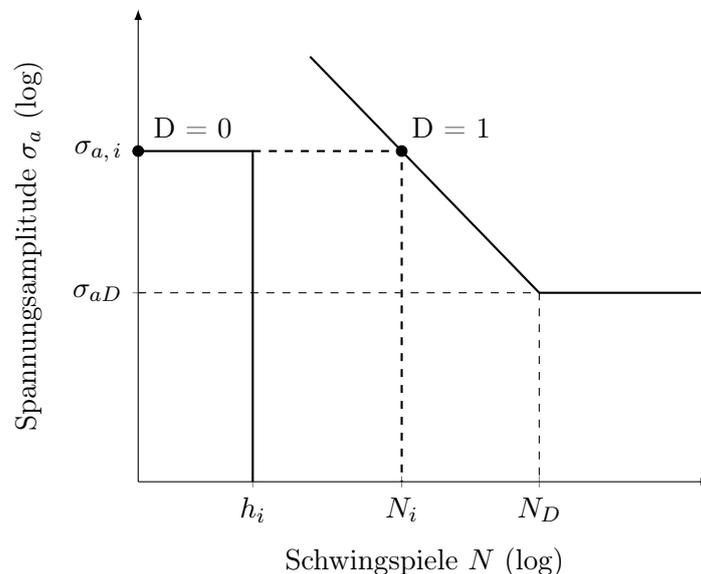


Abbildung 3.4.: Skizze einer Wöhlerlinie mit Einstufenbelastung zur Veranschaulichung der Palmgren-Miner-Regel nach [KJP⁺ 12]

3. Kenntnisstand

Zu jedem Amplitudenhorizont $\sigma_{a,i}$ des Beanspruchungskollektives wird eine ertragbare Schwingenspielzahl N_i ermittelt, siehe Abbildung 3.4. Für die Schädigung pro Schwingenspiel d_i gilt:

$$d_i = \frac{1}{N_i} \quad (3.9)$$

Die Einzelschädigung d_i multipliziert mit der auftretenden Summenhäufigkeit h_i ergibt die Teilschädigung für den jeweiligen Amplitudenhorizont D_i .

$$D_i = h_i \cdot d_i \quad (3.10)$$

Die Gesamtschädigung für das Beanspruchungskollektiv ergibt sich durch das Aufsummieren der Teilschädigungen.

$$D_{ges} = \sum_{i=1}^j D_i \quad (3.11)$$

Bei der Palmgren-Miner-Regel ist mit einer Schädigung von $D = 1$ das Bauteilversagen definiert. Für Beanspruchungskollektive mit einer Gesamtschädigung $D_{ges} < 1$ ergibt sich die Wiederholbarkeit z zu:

$$z = \frac{D}{D_{ges}} = \frac{1}{D_{ges}} \quad (3.12)$$

Mit dem Kollektivumfang H_0 berechnet sich die ertragbare Schwingenspielzahl \hat{N} zu:

$$\hat{N} = z \cdot H_0 \quad (3.13)$$

In der originalen Form der Palmgren-Miner-Regel wird davon ausgegangen, dass Beanspruchungshorizonte unterhalb der Dauerfestigkeit σ_{aD} keinen schädigenden Anteil haben. Bei dieser Form gilt somit für Wöhlerlinien mit der Neigung k , der Dauerfestigkeit σ_{aD} und der Schwingenspielzahl N_D am Abknickpunkt der Wöhlerlinie, siehe Abbildung 3.4:

$$\sigma_a \geq \sigma_{aD} : N = N_D \cdot \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_{aD}} \right)^{-k} \quad (3.14)$$

$$\sigma_a < \sigma_{aD} : N \rightarrow \infty \quad (3.15)$$

In [Min 45] werden folgende Einschränkungen für die Anwendbarkeit dieser Methode definiert:

- sinusförmige Schwingungen
- keine Ent- und Verfestigung
- keine Druckmittelspannungen
- Rechnung bis zum technischen Anriss
- keine Beanspruchungen unterhalb der Dauerfestigkeit

Da diese Restriktionen in der Praxis nur bedingt umsetzbar sind, wurde die Palmgren-Miner-Regel für diverse Anwendungsgebiete modifiziert.

3.3.2. Modifikationen der Palmgren-Miner-Regel

In [Gud 99] ist gezeigt, dass Beanspruchungsamplituden unterhalb der Dauerfestigkeit bei der Lebensdauerberechnung nicht vernachlässigt werden dürfen, sodass verschiedene Modifikationen für die Palmgren-Miner-Regel eingeführt werden. Diese Modifikationen berücksichtigen auf unterschiedliche Weise den Beitrag kleiner Amplituden zur Gesamtschädigung. In der Abbildung 3.5 sind die gebräuchlichsten Modifikationen der Palmgren-Miner-Regel dargestellt.

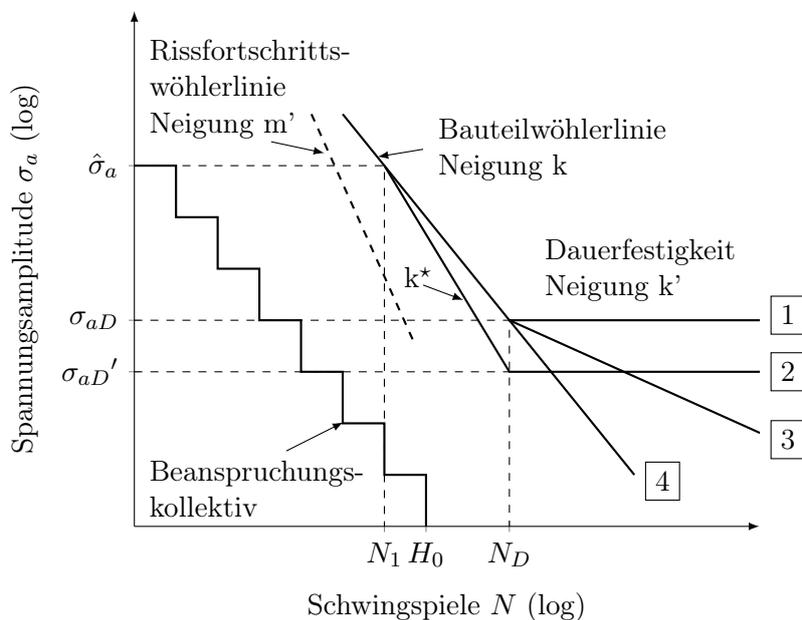


Abbildung 3.5.: Modifikationen der Palmgren-Miner-Regel nach [KJP⁺ 12]

Die ursprüngliche Variante ist mit 1, die Modifikation nach Liu und Zenner mit 2, die Modifikation nach Haibach mit 3 und Miner-elementar mit 4 bezeichnet. Bei der Modifikation nach Haibach [Hai 70] knickt die Wöhlerlinie bei Erreichen der Eckschwingspielzahl N_D ab.

$$k' = 2 \cdot k - 1 \quad (3.16)$$

Die Modifikation nach Liu und Zenner [LZ 92] lässt die Wöhlerlinie in Höhe des Kollektivhöchstwertes mit dem Mittelwert der Neigung der Zeitfestigkeitsgeraden k und der Neigung der Rissfortschrittswöhlerlinie m abknicken. Die Dauerfestigkeit wird hierbei auf 50 % abgesenkt.

$$k^* = \frac{k + m'}{2} \quad (3.17)$$

mit

$$\sigma_{aD}' = \frac{\sigma_{aD}}{2} \quad (3.18)$$

Bei der Palmgren-Miner-Regel elementar wird die Zeitfestigkeitsgerade über N_D hinaus verlängert:

$$N = N_D \cdot \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_{aD}} \right)^{-k} \quad (3.19)$$

Dieser Ansatz ignoriert die verminderte Schädigung von Schwingspielen unterhalb der Dauerfestigkeit, sodass dieser Ansatz als konservativ galt [Hai 06]. Eulitz, Döcke, Kotte, Liu und Zenner [EDK⁺ 97] zeigen, dass die beschriebenen Verfahren Schadenssummen deutlich unterhalb von eins ausweisen und damit auf der unsicheren Seite liegen. Die Modifikation nach *Miner elementar* weist jedoch die vergleichsweise geringste Streuung auf.

Des Weiteren bestehen Ansätze, die mittels Absenkung der Dauerfestigkeit mit fortschreitender Schädigung Reihenfolgeeffekte berücksichtigen sollen [Hai 06, Fra 85, Rep 86]. Da bei der Auslegung des Zylinderkopfes der technische Anriss das Versagenskriterium darstellt, ist die Reihenfolge der auftretenden Beanspruchungsamplituden hier nicht relevant. Des Weiteren beschreibt [EDK⁺ 97] keine Steigerung der Treffsicherheit dieser Verfahren gegenüber den übrigen Modifikationen.

3.3.3. Relative Palmgren-Miner-Regel

Diverse Untersuchungen zeigen, dass die Lebensdauerabschätzung von Betriebsbeanspruchungen mit der linearen Schadensakkumulation zu einer geringen Treffsicherheit führt [EEK⁺ 94, EDK⁺ 97, Poe 00].

Liegen jedoch Erfahrungen aus Betriebsversuchen vor, so kann eine Korrektur der Berechnung vorgenommen werden. Abweichend von der theoretischen Schadenssumme von $D = 1$, kann somit eine effektive Schadenssumme $D_{eff} \leq 1$ angesetzt werden. In [Sch 72] wird ausgeführt, dass eine Anpassung der Schadenssumme eine höhere Treffsicherheit der Schadensakkumulation erzielt. Die effektive Schadenssumme ist abhängig von der Kollektivform bzw. dem Völligkeitsmaß und der zugrunde liegenden Wöhlerlinienneigung, siehe Kapitel 3.4.2.

In [FKM 12] wird eine Untergrenze für die effektive Schadenssumme (Miner-Summe) für Aluminiumlegierungen mit $D_{eff,min} = 0,3$ angegeben. Hier wird darauf hingewiesen, dass die effektive Schadenssumme beispielsweise bei hohen Mittellastschwankungen auch niedriger liegen kann.

3.4. Einflussfaktoren auf die Schwingfestigkeit von Aluminiumlegierungen

3.4.1. Mittelspannung

Die Beanspruchungen am Zylinderkopf setzen sich aus statischen und dynamischen Anteilen zusammen, siehe Kapitel 2.4. Diese Anteile bilden einen transienten Beanspruchungsverlauf, der eine Vielzahl von Amplituden mit zugehörigen, wechselnden Mittellasten enthält.

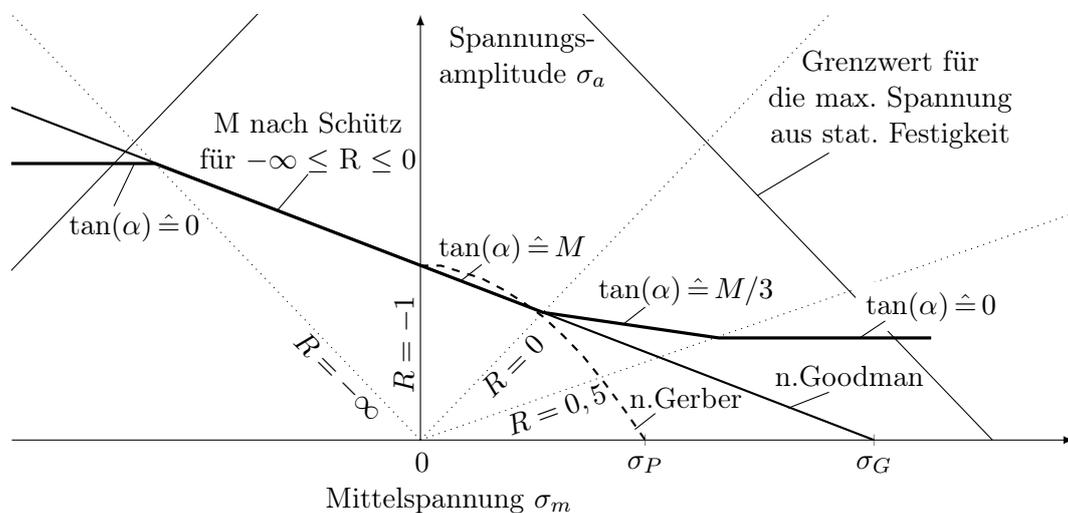


Abbildung 3.6.: Haigh-Diagramm mit Mittelspannungsempfindlichkeiten nach [Hai 06]

Der Einfluss der Mittelspannung auf die ertragbaren Spannungsamplituden kann im Haigh-Diagramm, Abbildung 3.6, veranschaulicht werden. Konstante Beanspruchungsverhältnisse ergeben in dieser Darstellung durch den Ursprung verlaufende Geraden.

3. Kenntnisstand

Generell gilt, dass mit zunehmender Zugmittelspannung geringere Amplituden und mit zunehmenden Druckmittelspannungen höhere Amplituden ertragen werden können. Für das Haigh-Diagramm bestehen verschiedene Varianten, die sich hinsichtlich der Grenzen aus der statischen Festigkeit unterscheiden. Am gebräuchlichsten für diese Grenze ist die Auftragung mit der Streckgrenze [Hai 06].

Das Beanspruchungsverhältnis (hier: Spannungsverhältnis) R gibt das Verhältnis von minimaler Spannung σ_u zu maximaler Spannung σ_o an:

$$R = \frac{\sigma_u}{\sigma_o} \quad (3.20)$$

Nach Schütz [Sch 65] lässt sich der Einfluss der Mittelspannung (oder: Mittelspannungsempfindlichkeit) als Neigung zwischen der ertragbaren Spannungsamplitude bei $R = -1$ und $R = 0$ bei konstanter Schwingspielzahl beschreiben.

$$M = \frac{\sigma_{aD, R=-1}}{\sigma_{aD, R=0}} - 1 \quad (3.21)$$

Nach [FKM 12] kann die Mittelspannungsempfindlichkeit mit den Werkstoffkonstanten $a_M = 1,0$ und $b_M = 0,2$ für Aluminiumgusslegierungen und der Zugfestigkeit R_m abgeschätzt werden.

$$M = a_M \cdot 10^{-3} \cdot \frac{R_m}{MPa} + b_M \quad (3.22)$$

Die *Goodman*-Gerade verwendet die Mittelspannungsempfindlichkeit M als konsequente Neigung im Haigh-Diagramm.

$$\sigma_a(\sigma_m) = \sigma_{a, R=-1} \cdot \left[1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_G} \right] \quad (3.23)$$

Weniger gebräuchlich ist die *Gerber*-Parabel.

$$\sigma_a(\sigma_m) = \sigma_{a, R=-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_P} \right)^2 \right] \quad (3.24)$$

Diese Abschätzungen sind nach [Hai 06] eher konservativ. Besser geeignet ist der Ansatz nach der FKM-Richtlinie [FKM 12]. Für die Beschreibung des Mittelspannungseinflusses wird hier ein dreifach abknickender Geradenzug, siehe Abbildung 3.6, mit folgenden Bereichen, die abhängig vom Spannungsverhältnis R sind, verwendet.

Für $1 \leq R \leq \infty$:

$$\sigma_a(R) = \sigma_a(R = -1) \cdot \frac{1}{1 - M} \quad (3.25)$$

Für $-\infty \leq R \leq 0$:

$$\sigma_a(R) = \sigma_a(R = -1) \cdot \frac{1}{1 + M \cdot (1 + R)/(1 - R)} \quad (3.26)$$

Für $0 \leq R \leq 0,5$:

$$\sigma_a(R) = \sigma_a(R = -1) \cdot \frac{(1 + M/3)/(1 + M)}{1 + (M/3) \cdot (1 + R)/(1 - R)} \quad (3.27)$$

Für $0,5 \leq R \leq 1$:

$$\sigma_a(R) = \sigma_a(R = -1) \cdot \frac{1 + M/3}{(1 + M)^2} \quad (3.28)$$

Amplitudentransformation

Das Haigh Diagramm, siehe Abbildung 3.6, wird als Grundlage für die Amplitudentransformation herangezogen. Der Grundgedanke der Amplitudentransformation ist, dass sich schädigungsäquivalente Schwingspiele mit unterschiedlichen Kombinationen aus Mittelspannung und Spannungsamplitude definieren lassen. Hierbei wird die Annahme getroffen, dass sich die Mittelspannungsempfindlichkeit auf die Zeitfestigkeit übertragen lässt [Hai 06].

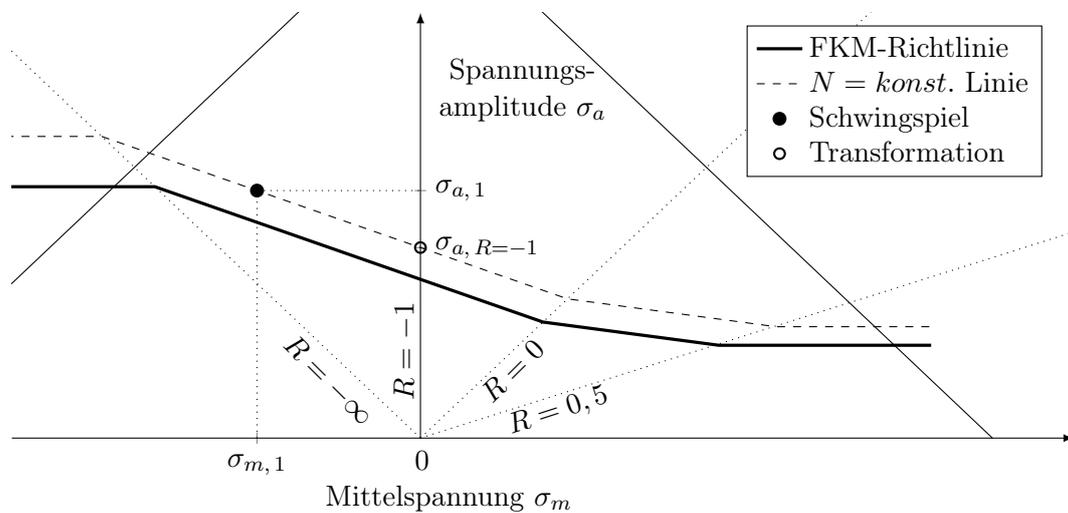


Abbildung 3.7.: Prinzip der Amplitudentransformation anhand des Haigh-Diagramms

In der Praxis bedeutet dies, dass für ein Schwingenspiel mit einer Paarung aus Mittelspannung $\sigma_{m,1}$ und Spannungsamplitude $\sigma_{a,1}$ eine schädigungsgleiche Spannungsamplitude mit vorgegebbarer Mittelspannung ermittelt werden kann. Beispielsweise kann für den Ansatz nach der FKM-Richtlinie das transformierte Schwingenspiel bei einem Belastungsverhältnis von $R = -1$ auf der $N = konst.$ Linie abgelesen werden, die eine Parallelverschiebung der Teilabschnitte des Polygonzuges darstellt.

Eine typische Anwendung der spannungsbasierten Amplitudentransformation ist die Ableitung eines schädigungsäquivalenten Amplitudenkollektivs mit $\sigma_m = 0$ bzw. $R = -1$ aus einer Rainflow-Matrix, siehe Kapitel 3.2. Hierfür werden die Formeln 3.25 bis 3.28 nach $\sigma_a(R = -1)$ aufgelöst. Somit wird eine lineare Schadensakkumulation mit einer Wöhlerlinie mit gleichem Spannungsverhältnis ermöglicht, siehe Kapitel 3.3.

3.4.2. Kollektivform

Die Schadensakkumulation nimmt eine zentrale Funktion in der Lebensdauerabschätzung ein. Nach statistischen Auswertungen liegen die ermittelten Schadenssummen für Aluminiumlegierungen jedoch auf der unsicheren Seite. Durch Verwendung von effektiven Schadenssummen, siehe Kapitel 3.3.3, kann die Lebensdauerabschätzung korrigiert und die Treffsicherheit gesteigert werden [HEZ 10, Eul 99].

Eine solche Korrektur kann z.B. mit dem Völligkeitsmaß eines Beanspruchungskollektivs erfolgen, das wie folgt definiert ist [FKM 12] und Werte $\nu \leq 1$ (Rechteckkollektiv), beispielsweise 0,22 (Geradlinienkollektiv), annehmen kann.

$$\nu = \left(\frac{\sum_{i=1}^n h_i \cdot \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_a} \right)}{H_0} \right)^{1/k} \quad (3.29)$$

In [Hin 12] werden Korrekturfunktionen zur Verbesserung der Lebensdauerabschätzung untersucht und anhand umfangreicher Versuchsdaten statistisch bewertet. Die IMAB-Methode berücksichtigt das Völligkeitsmaß des Beanspruchungskollektivs, die Neigung der Wöhlerlinie und stellt sicher, dass bei Belastung mit einem Rechteckkollektiv die rechnerische Gaßnerlinie mit der Wöhlerlinie zusammen fällt.

$$D_{eff, IMAB} = \min \left[1; K_0 \cdot \left(\frac{\hat{N}_{calc}}{N_{exp}} \right)^{K_{IMAB}-1} \right] \quad (3.30)$$

Hierbei wird ein bilinearer Ansatz mit einem Lebensdauerkorrektorexponenten K_{IMAB} und einem Parameter K_0 definiert, mit dem sich für beliebige Lebensdauervielfache \hat{N}_{calc}/N_{exp} effektive Schadenssummen bestimmen lassen. Des Weiteren ist durch die Minimalfunktion sichergestellt, dass keine effektiven Schadenssummen $D_{eff} \geq 1$ berechnet werden können. Die Parameter werden mit einer Regressionsrechnung anhand der Versuchsdaten zu Tabelle 3.1 ermittelt.

Tabelle 3.1.: Lebensdauerkorrekturparameter der IMAB-Methode für verschiedene Palmgren-Miner-Modifikationen nach [HEZ 10]

	elementar	original	Haibach	Liu/Zenner
K_o, eff	2,9	2,3	2,1	2,8
$K_{IMAB, eff}$	0,71	0,66	0,72	0,77

In der FKM-Richtlinie [FKM 12] ist dieser Ansatz integriert und wird in Abhängigkeit von dem Abstand zwischen der Gaßner- und der Wöhlerlinie A_1 angegeben.

$$D_{eff} = \frac{2}{\sqrt[4]{A_1}} \quad (3.31)$$

mit

$$A_1 = \frac{1}{\nu^k} \quad (3.32)$$

Für $D_{eff} > 1$ wird $D_{eff} = 1$ gesetzt. Des Weiteren ist in [FKM 12] eine werkstoffabhängige Untergrenze angegeben, die für Aluminium und Aluminiumlegierungen $D_{eff} = 0,3$ beträgt.

3.4.3. Spannungsgradient

Bauteile weisen durch konstruktiv bedingte Kerben, wie Querschnittsänderungen, mechanisch bearbeitete Flächen oder innere Kerne und Kanalsysteme, eine ungleichmäßige Spannungsverteilung auf. Abbildung 3.8 zeigt den ungleichmäßigen Spannungsverlauf an einer Kerbe, die axial belastet wird. Das Spannungsmaximum befindet sich an der Bauteiloberfläche und fällt normal zum Kerbgrund ab [LEF 06].

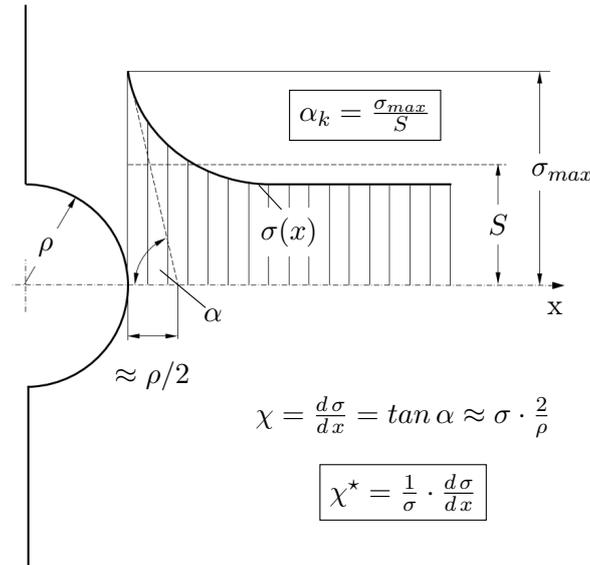


Abbildung 3.8.: Unregelmäßige Spannungsverteilung an einer Kerbe [Hai 06]

Aufgrund der geometrischen Komplexität des Zylinderkopfes und der daraus resultierenden unregelmäßigen Spannungsverteilung ist die Definition eines Nennquerschnitts und somit der Spannungskonzentrationsfaktoren K_t nach [Neu 36] oder Kerbwirkungszahlen K_f nicht möglich. Mit Hilfe der Finite Elemente Berechnung lässt sich jedoch der relative oder bezogene Spannungsgradient χ^* für die Stelle $\sigma = \sigma_{max}$ (mit Koordinate x normal zum Kerbgrund) als Maß für Spannungskonzentration und die Belastungsart bestimmen [RV 07, Eic 03].

$$\chi^* = \frac{1}{\sigma_{max}} \frac{d\sigma(x)}{dx} \quad (3.33)$$

Aus Versuchsdaten ist bekannt, dass die lokal ertragbare Beanspruchung σ_D bei einer biegebelasteten, glatten Probe sowie einer axial belasteten, gekerbten Probe höher liegt als die einer ungekerbten Probe. Dieses Phänomen ist auf die Stützwirkung des Materials zurückzuführen. Für die Berechnung der Stützziffer n_χ finden analytische Verfahren Anwendung [LEF 06, Hai 06, RV 07].

$$\sigma_D = \sigma_{zdw} \cdot n_\chi \quad (3.34)$$

Siebel und Stieler [SS 55] schlagen eine empirische Näherungsformel vor, die für die Abschätzung der lokalen Dauerfestigkeit σ_D gute Übereinstimmung mit Versuchsergebnissen zeigt. Die Stützziffer n_χ kann in Abhängigkeit des werkstoffabhängigen Parameters K aus Abbildung 3.9 abgelesen werden.

$$n_\chi = 1 + \sqrt{K \cdot \chi^*} \quad (3.35)$$

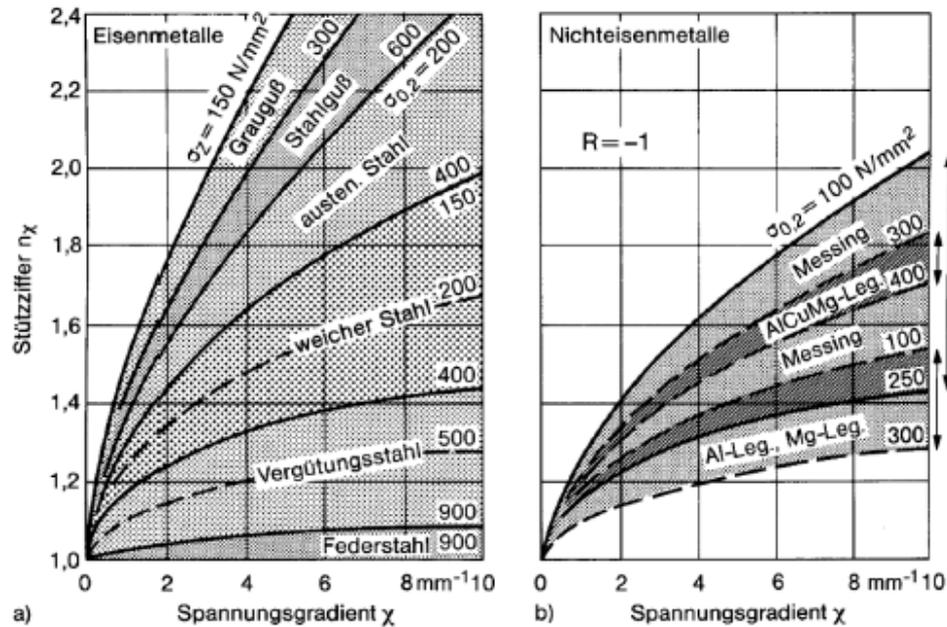


Abbildung 3.9.: Stützziffer für a) Eisenmetalle und b) Nichteisenmetalle nach Siebel und Stieler aus [RV 07]

Des Weiteren kann nach TGL 19340 [TGL 83] die Stützziffer aus dem relativen Spannungsgradienten χ^* und der Werkstofffließgrenze $R_{p,0,2}$ abgeschätzt werden.

$$n_\chi = 1 + \sqrt{\chi^* \text{ mm}} \cdot 10^{-\left(0,33 + \frac{R_{p,0,2}}{712 \text{ N/mm}^2}\right)} \quad (3.36)$$

Ein weiteres Spannungsgradientenmodell von Eichseder [Eic 02, Eic 03] beschreibt die lokal ertragbare Beanspruchung σ_D in Abhängigkeit der Schwingfestigkeiten bei Zug-Druck- σ_{zdw} und Biegebelastung σ_{bw} des betrachteten Werkstoffs und dem relativen Spannungsgradienten χ^* an der betrachteten Stelle.

$$n_\chi = 1 + \left(\frac{\sigma_{bw}}{\sigma_{zdw}} - 1\right) \cdot \left(\frac{\chi^*}{2/b_{probe}}\right)^{K_D} \quad (3.37)$$

Hierbei ist b_{probe} die Probendicke bzw. der Probendurchmesser der biegebelasteten Probe und K_D ein werkstoffabhängiger Exponent. Für eine Aluminiumdruckgusslegierungen wird in [Zha 05] dieser Parameter zu $K_D = 0,4$ bestimmt.

Für die in der Lebensdauerberechnung betrachtete lokale Wöhlerlinie sind neben der dauerhaft ertragbaren Beanspruchung zudem die Eckschwingspielzahl N_D und die Neigung der Zeitfestigkeitsgeraden k erforderlich. Allgemein lässt sich sagen, dass mit zunehmender Kerbung die Neigung der Wöhlerlinie steiler wird und die Eckschwingspielzahl abnimmt. Eichseder beschreibt die zwei Parameter mit einem Exponentialansatz, der für Versuchsdaten einer Aluminiumdruckgusslegierung ermittelt wurde [Eic 03, LEF 06, FDE 11, Wit 12].

$$\log(N_D) = \log(N_{D,min}) + \frac{\log(N_{D,max}) - \log(N_{D,min})}{n_\chi^{K_n}} \quad (3.38)$$

$$k = k_{min} + \frac{k_{max} - k_{min}}{n_\chi^{K_k}} \quad (3.39)$$

In [Fem 09] wird der Einflussfaktor des Spannungsgradienten auf die Neigung der lokalen Wöhlerlinie mit folgendem Ansatz beschrieben.

$$f_{GR,N} = 1 + \frac{1,8 \cdot \chi^{*1,2}}{n_\chi} \quad (3.40)$$

$$k = \frac{(k_p - AK2)}{f_{GR,N}^{AK3}} + AK2 \quad (3.41)$$

Hier entsprechen $k_p = k_{max}$ bzw. der Neigung der Werkstoffwöhlerlinie bei wechselnder Belastung $R = -1$ und $AK2 = k_{min}$ bzw. der Anrisswöhlerlinie, welcher in [Fem 09] mit $AK2 = 3$ angegeben ist. $AK3$ stellt einen werkstoffgruppenabhängigen Exponenten dar und wird für Aluminium mit 0,6 angegeben. Des Weiteren gilt folgender Exponentialansatz für den Gradienteneinfluss auf die Eckschwingspielzahl N_D .

$$f_{GR,E} = \frac{10^{(6,4 - \frac{2,5}{k})}}{10^{(6,4 - \frac{2,5}{k_p})}} \quad (3.42)$$

Darüber hinaus bestehen volumetrische Ansätze, die davon ausgehen, dass mit steigender Kerbung das beanspruchte Volumen abnimmt. Kuguel veröffentlicht erstmals einen volumetrischen Ansatz, bei dem das höchstbeanspruchte, zusammenhängende Volumen $V_{95\%}$ betrachtet wird. Mit den werkstoffabhängigen Parametern B und a wird folgender Zusammenhang dargestellt [Kug 61].

$$\sigma_D = B \cdot V_{95\%}^{-a} \quad (3.43)$$

Sonsino veröffentlicht einen volumetrischen Ansatz, der den Zusammenhang zwischen ertragbarer Spannungsamplitude und höchst beanspruchtem Volumen beschreibt.

$$\frac{\sigma_{D,1}}{\sigma_{D,2}} = \left(\frac{V_{90\%,2}}{V_{90\%,1}} \right)^\nu \quad (3.44)$$

Hierbei beschreibt ν einen werkstoffabhängigen Parameter und $V_{90\%}$ das zusammenhängende, höchstbeanspruchte Volumen, welches durch mindestens 90 % der Maximalspannung beansprucht wird. Sonsino hat für diesen Ansatz ein werkstoffabhängiges oberes Grenzvolumen definiert, ab welchem die ertragbare Spannungsamplitude nicht weiter abfällt [Son 93].

Volumetrische Ansätze bieten die Möglichkeit, den Unterschied zwischen Axialbiege- und Umlaufbiegebeanspruchung zu beschreiben. Hierbei kann jedoch die Stützwirkung beispielsweise bei dünnwandigen Gusskomponenten nicht richtig erfasst werden, da das höchstbeanspruchte Volumen mit sinkender Kerbschärfe nicht weiter ansteigen kann. Dies kann zu einer unsicheren Bauteilauslegung führen [FDE 11].

Fröschl et al. haben ein volumenkorrigiertes Spannungsgradientenmodell entwickelt, das die Vorteile beider Ansätze kombiniert. Hierbei wird das Spannungsgradientenmodell von Eichlseder um eine Volumenkorrektur mit dem werkstoffabhängigen Exponenten a erweitert. Dieser Ansatz zeigt für betrachtete Stahlwerkstoffe sehr gute Ergebnisse. Aluminiumlegierungen sind bisher nicht Gegenstand der Forschung [FDE 11].

$$\sigma_D = \sigma_{D,ZD} \left(1 + \left(\frac{\sigma_{D,Biegung}}{\sigma_{D,ZD}} \left(\frac{V_{Biegung}}{V_{ZD}} \right)^a - 1 \right) \left(\frac{\chi^*}{2/d} \right)^{K_D} \right) \quad (3.45)$$

3.4.4. Mehrachsigkeit

Maßgebend für die Lebensdauerberechnung ist der Spannungszustand an der höchstbeanspruchten Stelle im Bauteil. Im allgemeinen Fall liegen hier mehrachsige und zeitlich veränderliche Beanspruchungen vor. Modellhaft wird hierfür ein infinitesimaler Quader mit drei senkrecht aufeinander stehenden Schnittebenen und den Kantenlängen dx , dy und dz betrachtet, siehe Abbildung 3.10.

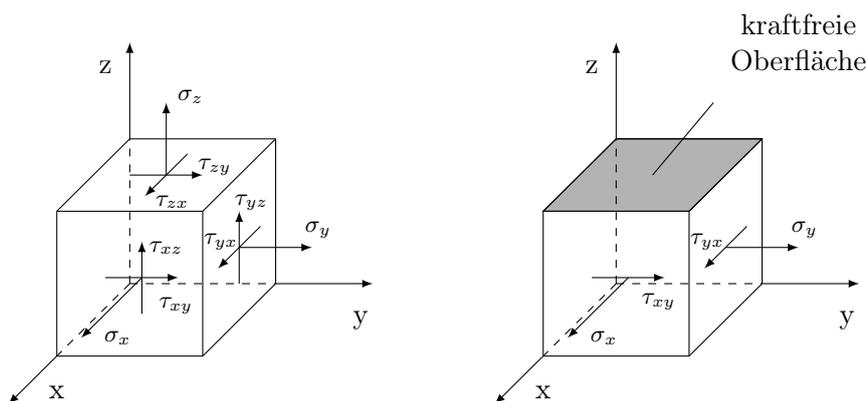


Abbildung 3.10.: Mehrachsiger Spannungszustand nach [GHS 07]

3. Kenntnisstand

In den Schnittebenen wirken die Schubspannungen und senkrecht dazu die Normalspannungen. Dieser Beanspruchungszustand wird in der allgemeinen Form als ein Spannungstensor mit sechs voneinander unabhängigen Komponenten beschrieben. Zudem gilt, dass senkrecht aufeinander stehende Schubspannungen aufgrund des Momentengleichgewichts gleich groß sind, sodass $\tau_{xy} = \tau_{yx}$, $\tau_{xz} = \tau_{zx}$ und $\tau_{yz} = \tau_{zy}$ gilt [LZ 93].

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{pmatrix} \quad (3.46)$$

Überlagerte Beanspruchungen verursachen einen mehrachsigen Spannungszustand. Einzelne Belastungen können durch Torsion oder Verformungsbehinderung im Kerbgrund ebenfalls eine mehrachsige Beanspruchung hervorrufen.

Ermüdungsrisse gehen in der Regel von der Oberfläche des Bauteils aus, sodass sich der Spannungstensor zu einem zweiachsigen (ebenen) Spannungszustand vereinfacht.

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} \\ \tau_{xy} & \sigma_y \end{pmatrix} \quad (3.47)$$

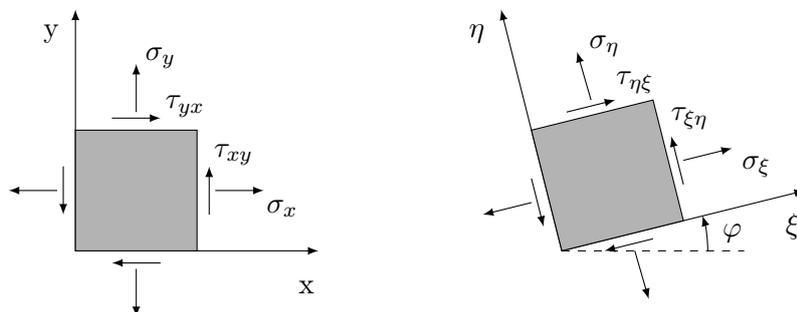


Abbildung 3.11.: Ebener Spannungszustand nach [GHS 07]

Mit Hilfe der Transformationsgleichungen können die Spannungen σ_x , σ_y und τ_{xy} in ein beliebiges Koordinatensystem mit σ_ξ , σ_η und $\tau_{\xi\eta}$ überführt werden [Lae 08].

$$\sigma_\xi = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\varphi + \tau_{xy} \sin 2\varphi \quad (3.48)$$

$$\sigma_\eta = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\varphi - \tau_{xy} \sin 2\varphi \quad (3.49)$$

$$\tau_{\xi\eta} = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\varphi + \tau_{xy} \cos 2\varphi \quad (3.50)$$

Wird der Winkel φ so gewählt, dass σ_ξ und σ_η Extremwerte annehmen, so ergeben sich die Hauptnormalspannungen σ_1 und σ_2 . Der zugehörige Hauptnormalspannungswinkel wird mit φ_0 bezeichnet. Definitionsgemäß gilt $\sigma_1 > \sigma_2$ und $\tau_{\xi\eta} = 0$ [Lae 08].

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (3.51)$$

$$\varphi_0 = \frac{1}{2} \arctan \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \quad (3.52)$$

Festigkeithypothesen

Festigkeithypothesen ordnen jedem mehrachsigen Spannungszustand einen schädigungsäquivalenten einachsigen Spannungszustand zu. Die somit berechnete Vergleichsspannung σ_v wird dem Festigkeitskriterium bei einachsiger Beanspruchung gegenübergestellt [RV 07].

Grundsätzlich lassen sich die existierenden Festigkeithypothesen in Abhängigkeit des Versagenskriteriums in Hypothesen der kritischen Schnittebene und Hypothesen der integralen Anstrengung unterteilen [Hai 06]. Bei den Methoden der integralen Anstrengung werden Beanspruchungen in sämtlichen Schnittebenen aufsummiert und als schädigungsrelevant betrachtet. Eine weit verbreitete Methode ist die Schubspannungsintensitätshypothese (SIH) von Zenner et al. [ZR 77], die nach dem Ansatz von Novozhilov [Nov 61] auf dem Mises-Kriterium basiert. Bei den Festigkeithypothesen der kritischen Schnittebene werden Beanspruchungsgrößen in der Schnittebene als schädigungsrelevant betrachtet, in welcher das Maximum der Vergleichsspannung auftritt. An den hoch beanspruchten Stellen des Bauteils werden die Spannungskomponenten verschiedener Schnittebenen unter Variation des Winkels φ hinsichtlich der Lebensdauer betrachtet, um die kritische Schnittebene zu ermitteln. Hierzu zählt unter anderen die Hypothese der kritischen Normalspannung (NH) [SG 87].

Des Weiteren lassen sich die Festigkeithypothesen auch nach Art des betrachteten Werkstoffs unterscheiden. Liu und Zenner schlagen die Klassifizierung nach fehlerfreien und fehlerbehafteten Werkstoffen vor. Die fehlerfreien Werkstoffe, z.B. Stähle, zeichnen sich durch Ermüdungsrisse aufgrund von irreversiblen plastischen Gleitbewegungen aus. Für die Rissentstehung sind hierbei die Orientierung der Gleitebenen und die darin wirkenden Schubspannungsamplituden ausschlaggebend. Bei fehlerbehafteten Werkstoffen, wie z.B. Gusswerkstoffen, gehen Risse von bereits vorhandenen werkstoff- und fertigungsbedingten Fehlstellen aus. Für die Festigkeit entscheidend sind hierbei die Dichte und die Geometrie der Fehlstellen sowie die Normalspannungen. Dementsprechend kann die Schubspannungsintensitätshypothese als Basis für fehlerfreie und die Normalspannungshypothese als Festigkeithypothese für fehlerbehaftete Werkstoffe verstanden werden [ZR 77].

3. Kenntnisstand

In [FKM 13] werden ausgewählte Festigkeitshypothesen hinsichtlich ihrer Treffsicherheit untersucht. Unter anderem werden hier Proben einer wärmebehandelten Aluminiumgusslegierung mit einachsiger und mehrachsiger Beanspruchung durch Biegung und Torsion sowohl mit konstanter als auch mit variabler Amplitude beaufschlagt und ausgewertet. Zusammenfassend lässt sich sagen, dass aktuell kein allgemeingültiges Berechnungsverfahren für die Bewertung einer mehrachsigen Beanspruchungssituation besteht [Hai 06].

Um für die vorliegende Beanspruchungssituation die geeignete Festigkeitshypothese auszuwählen wird in der FKM-Richtlinie der Mehrachsigsigkeitsgrad h vorgeschlagen, der das Verhältnis aus dem hydrostatischen Spannungszustand σ_H und der Vergleichsspannung nach von Mises $\sigma_{V,GEH}$ darstellt [FKM 12].

$$h = \frac{\sigma_H}{\sigma_{V,GEH}} \quad (3.53)$$

Dieser Parameter ist auf die Charakterisierung von statischen Beanspruchungszuständen beschränkt und kann somit für zeitlich veränderliche Signalverläufe nicht herangezogen werden.

In [FKM 13] werden der Interquartilsabstand des Hauptspannungswinkels IQR_σ und das 50 %-Quantil des biaxialen Verhältnisses $Q_{.5BiAx}$ als Nichtproportionalitätsfaktoren vorgeschlagen, womit eine geeignete Auswahl der Festigkeitshypothese getroffen werden kann.

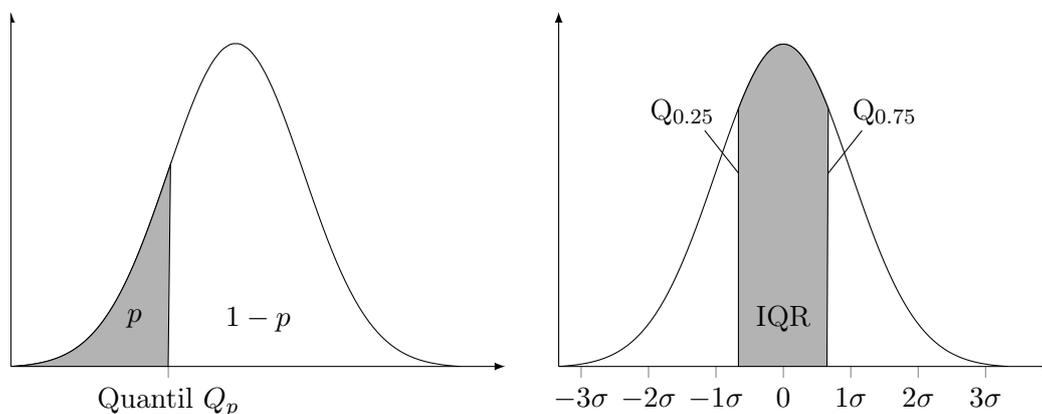


Abbildung 3.12.: Interquartilsabstand, nach [FHK⁺ 16]

Der Interquartilsabstand IQR_σ und das biaxiale Verhältnis $Q_{.5BiAx}$ werden mit folgenden Formeln berechnet:

$$IQR_\sigma = Q_{\sigma,0.75} - Q_{\sigma,0.25} \quad (3.54)$$

$$Q.5_{BiAx} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{\sigma_{2,i}}{\sigma_{1,i}} \right) \quad (3.55)$$

Folgende Wertebereiche werden in [FKM 13] vorgeschlagen:

- Schubspannungsdominiert: $Q.5_{BiAx} < -0,8$ und IQR_{σ} beliebig
- Normalspannungsdominiert: $Q.5_{BiAx} \geq -0,8$ und $IQR_{\sigma} < 5^{\circ}$
- Geringe Nichtproportionalität: $Q.5_{BiAx} \geq -0,8$ und $5^{\circ} \leq IQR_{\sigma} < 30^{\circ}$
- Hohe Nichtproportionalität: $Q.5_{BiAx} \geq -0,8$ und $30^{\circ} \leq IQR_{\sigma} \leq 90^{\circ}$

3.4.5. Weitere Einflussfaktoren

Frequenz

Die mechanischen Eigenschaften aus dem quasi-statischen Zugversuch können sich bei Aluminiumgusslegierungen im Vergleich zu Versuchen mit hohen Dehngeschwindigkeiten $d\epsilon/dt \geq 1 \text{ s}^{-1}$ (bspw. beim Crash oder bei der spanenden Bearbeitung) stark unterscheiden. Die Fließspannung nimmt beispielsweise mit zunehmender Formänderungsgeschwindigkeit zu, während verschiedene Aluminiumlegierungen bei Dehnratenänderungen unterschiedliche Reaktionen in der Bruchdehnung und der Duktilität zeigen [Ost 07].

In dieser Arbeit werden Versuche mit den typischen Frequenzen aus dem Motorbetrieb durchgeführt, sodass eine Betrachtung des Einflusses der Dehngeschwindigkeit auf die Lebensdauer nicht relevant ist.

Oberflächenrauigkeit

Statische Festigkeitskennwerte sind unabhängig von der Oberflächentopographie. Im Gegensatz hierzu hat eine schwingende Beanspruchung, insbesondere unter Biege- und Torsionsbelastungen unter Betrachtung der Oberflächenrauigkeit Auswirkungen auf die Festigkeit des Werkstoffes, da hier die Spannungsmaxima an der Oberfläche auftreten. Die Oberflächentopographie eines Bauteils wird als Ansammlung von Mikrokerben verstanden, wobei die Spannungsspitzen im Kerbgrund auftreten. Dieser Umstand begünstigt die Entstehung von Mikrorissen an der Bauteiloberfläche [Hai 06].

3. Kenntnisstand

Der Einfluss der Oberflächenrauigkeit wird in der Lebensdauerberechnung über eine Korrektur mit dem Oberflächenfaktor $K_{R,\sigma}$ der Schwingfestigkeitswerte berücksichtigt. Die ertragbaren Spannungsamplituden $\sigma_{a,R}$ unter Berücksichtigung der Oberflächenrauigkeit werden wie folgt berechnet:

$$\sigma_{a,R} = K_{R,\sigma} \cdot \sigma_{a,\text{poliert}} \quad (3.56)$$

Als Referenz dienen Festigkeitswerte, die an polierten Proben mit einer gemittelten Rauhtiefe von $R_Z = 1 \mu\text{m}$ ermittelt werden. Für polierte Proben nimmt der Oberflächenfaktor den Wert $K_{R,\sigma} = 1$ an. Nach der FKM-Richtlinie [FKM 12] wird der Oberflächenfaktor mit der gemittelten Rauhtiefe R_Z und der Zugfestigkeit R_m für Normalspannungen erfasst.

$$K_{R,\sigma} = 1 - a_{R,\sigma} \cdot \lg\left(\frac{R_Z}{\mu\text{m}}\right) \cdot \lg\left(\frac{2 \cdot R_m}{R_{m,N,\min}}\right) \quad (3.57)$$

Hierbei stellen $R_{m,N,\min}$ die minimale Zugfestigkeit in der Werkstoffgruppe und $a_{R,\sigma}$ werkstoffabhängige Parameter dar, die der FKM-Richtlinie entnommen werden können, siehe Tabelle 3.2.

Tabelle 3.2.: Konstanten $a_{R,\sigma}$ und minimale Zugfestigkeit in der Werkstoffgruppe $R_{m,N,\min}$ [FKM 12]

Werkstoffgruppe	Stahl	GS	GJS	GJM	GJL	Alu.-Knetleg.	Alu.-Gussleg.
$a_{R,\sigma}[-]$	0,22	0,20	0,16	0,12	0,06	0,22	0,20
$R_{m,N,\min}$ [MPa]	400	400	400	350	100	133	133

Temperatur

In [Ber 95] wird das quasistatische Verformungsverhalten einer AlSi10Mg Legierung im Wärmebehandlungszustand T6 für Prüftemperaturen zwischen RT und 350°C untersucht. Bei Erhöhung der Prüftemperatur nehmen die Zugfestigkeit R_m und die plastische Dehngrenze $R_{p,0,2\%}$ ab, die Bruchdehnung nimmt hingegen zu, siehe Abbildung 3.13.

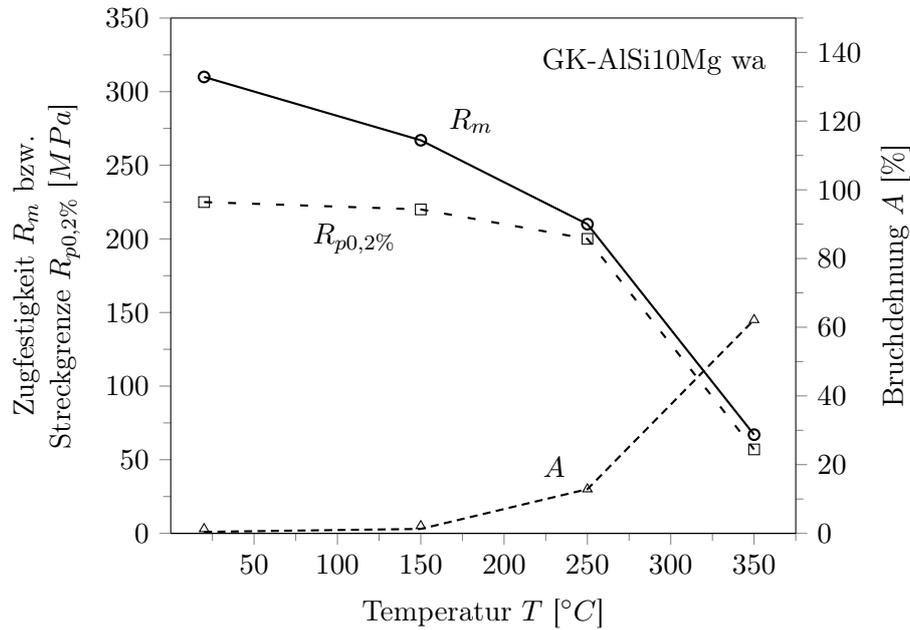


Abbildung 3.13.: Festigkeitskennwerte in Abhängigkeit der Prüftemperatur einer AlSi10Mg Legierung im Zustand T6 nach [Ber 95]

Bei Aluminiumlegierungen finden thermisch aktivierte Versetzungsbewegungen ab ca. $T \approx 100^\circ\text{C}$ statt [RV 07]. Der Einsatz ab dieser Temperatur unterliegt somit zeitabhängigen Verformungsprozessen, sodass sich Festigkeitskennwerte in relevantem Maße beeinflusst werden.

Nach der FKM-Richtlinie kann die Temperaturabhängigkeit von Festigkeitskennwerten über Temperaturfaktoren $K_{T,D}$ berücksichtigt werden [FKM 12].

$$\sigma_{w,zd,T} = K_{T,D} \cdot \sigma_{w,zd} \quad (3.58)$$

Hier werden die Prüftemperaturen in *niedrige Temperaturen*, *normale Temperaturen* (für aushärtbare Aluminiumwerkstoffe von -25°C bis 50°C) und *höhere Temperaturen* unterteilt. Für *normale Temperaturen* ist der Temperaturfaktor $K_{T,D} = 1$. Für *höhere Temperaturen* wird $K_{T,D}$ mit folgender Formel abgeschätzt:

$$K_{T,D} = 1 - 1,2 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{T}{^\circ\text{C}} - 50 \right) \quad (3.59)$$

Technologischer Einfluss/Gefüge

Dendriten wachsen normalerweise ausgehend von einem einzelnen Keim, der ein Fremdpartikel oder ein Fragment eines anderen Kornes sein kann. Der Dendritenarmabstand (DAS) wird durch die lokale Abkühlgeschwindigkeit bzw. die Erstarrungszeit beeinflusst. Neben dem DAS haben auch die Größe und die Verteilung von der Poren einen wesentlichen Einfluss auf die Schwingfestigkeit von Aluminiumgusslegierungen [SSB 11, Eic 03].

In der Literatur sind Hinweise zu finden, dass die Porosität und der DAS in einem bestimmten Zusammenhang miteinander stehen. In [Eic 03] wird somit ein kombinierter Parameter vorgeschlagen, der die Wirkung des DAS und der Porosität auf das Schwingfestigkeitsverhalten berücksichtigt. Hier werden Wöhlerversuche mit der Aluminiumgusslegierung AlSi7Mg mit unterschiedlichem DAS analysiert.

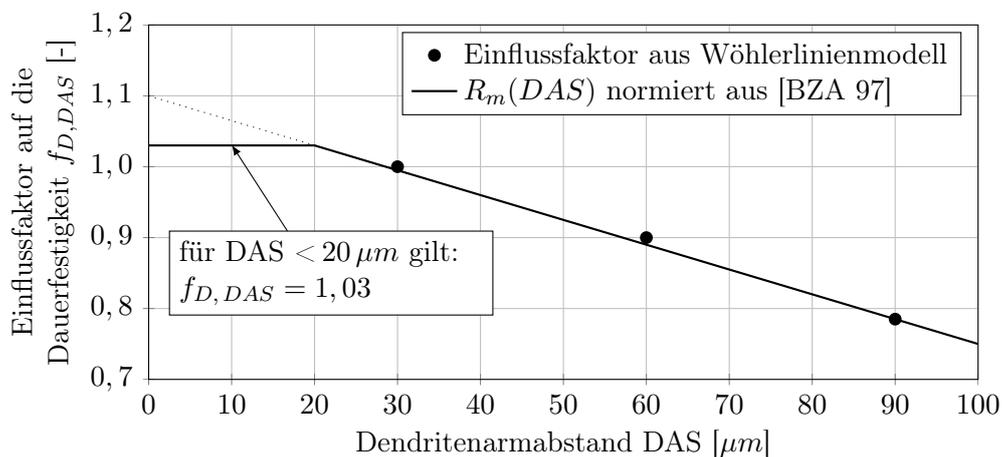


Abbildung 3.14.: Kombiniertes Einflussfaktor für DAS und Porosität auf die Dauerfestigkeit nach [Eic 03]

Abbildung 3.14 zeigt den Einfluss des DAS auf die Schwingfestigkeit bei $N = 10^7$ Schwingspielen, normiert auf einen DAS von $30 \mu\text{m}$. Unterhalb eines DAS von $20 \mu\text{m}$ wird der Einflussfaktor auf einen konstanten Wert gesetzt, da dieser Bereich versuchs-technisch noch nicht belegt ist. Eichseder hat hier ebenfalls die normierte Zugfestigkeit aus [BZA 97] eingetragen, da die Dauerfestigkeit und die Zugfestigkeit häufig korrelieren. Der technologische Einfluss wird mit nachstehender Formel berücksichtigt.

$$\sigma_{D,zd,DAS} = f_{D,DAS} \cdot \sigma_{D,zd,DAS=30\mu\text{m}} \quad (3.60)$$

Werkstoffzustand

Untersuchungen [HB 06, Tha 09, Har 13, FVV 13] zeigen, dass ausgehärtete Aluminiumgusslegierungen und insbesondere die AlSi10Mg(Cu)-Legierung unter anhaltender Temperatureinwirkung zur Alterung neigen, sobald die Temperatur im Bereich oder oberhalb der Auslagerungstemperatur liegt. Der Alterungsprozess und die Mikrostruktur der AlSi10Mg(Cu)-Legierung wird in [LGP⁺ 14] untersucht.

Eine Folge des Alterungsprozesses ist die Entfestigung, die erhebliche Auswirkungen auf die statischen und zyklischen Werkstoffkennwerte der Aluminiumlegierung hat [HB 06, HG 10, HGH⁺ 15]. Die Brinell-Härte H_B korreliert mit der Festigkeit bei unterschiedlichen Auslagerungszuständen und wird in Abhängigkeit der Temperatur und Auslagerungszeit in [Hen 06] untersucht.

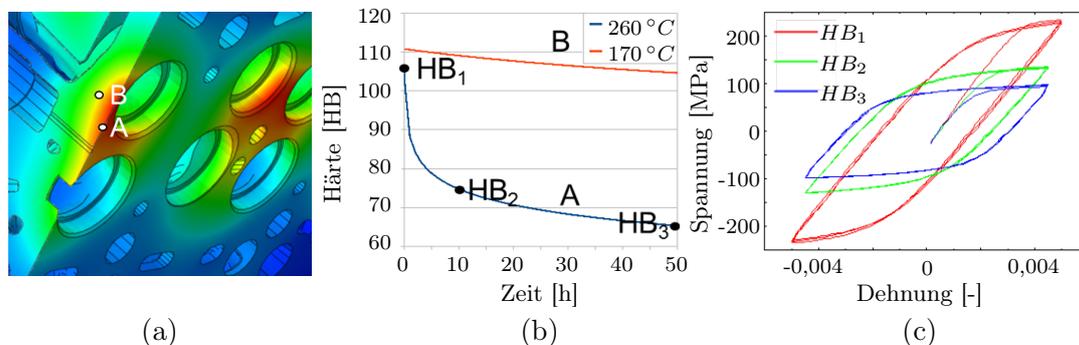


Abbildung 3.15.: Temperaturverteilung zum Vollastzeitpunkt im Zylinderkopf (a). Härteverlauf an zwei Punkten (A, B) über die Betriebsdauer (b). Spannungs-Dehnungshysterese bei konstanter Totaldehnungsamplitude nach unterschiedlichen Betriebsdauern am Punkt A (c) [HGH⁺ 15]

Am Zylinderkopf stellen sich über die Betriebsdauer gesehen unterschiedliche Werkstoffzustände ein, siehe Abbildung 3.15. Im linken Bild ist ein Teilstück des FE-Modells eines Zylinderkopfes unter Einwirkung der Verbrennungstemperatur abgebildet. Markierung A stellt einen Punkt nahe des Brennraumes mit relativ hoher Temperatureinwirkung und Markierung B einen Punkt im Bauteilinneren dar. Das mittlere Diagramm beschreibt den Härteverlauf über die Einwirkzeit der Verbrennungstemperatur und das rechte Diagramm gibt die Spannungs-Dehnungshysterese bei unterschiedlichen Härtegraden bzw. Werkstoffzuständen wider. Hier wird ersichtlich, dass sich über den Querschnitt des Zylinderkopfes im motorischen Betrieb eine stark heterogene Verteilung von Werkstoffzuständen ausbildet [HG 10]. Des Weiteren wird deutlich, dass sich bei gleich gehaltener Totaldehnungsamplitude im LCF- bzw. TMF-Versuch im überalterten Werkstoffzustand niedrigere Spannungswerte als im T6-Zustand einstellen.

Diese Spannungswerte können bei überlagerter HCF-Beanspruchung als Mittelspannung der hochfrequenten HCF-Amplitude gedeutet werden. Diese Mittelspannungsänderung beeinträchtigt die Lebensdauer [HGH⁺ 15], siehe Kapitel 3.4.1.

3.5. Auslegungsphilosophie

Bei der Bauteilauslegung hinsichtlich der Festigkeit werden Beanspruchungen, die im (Kunden-) Betrieb auftreten, der Beanspruchbarkeit gegenüber gestellt. Sowohl die Beanspruchung, durch unter anderem die Fahrweise, die Fahrbahnbeschaffenheit oder Umgebungseinflüsse, als auch die Beanspruchbarkeit, durch beispielsweise Fertigungs- oder Montageteranzen, unterliegen einer gewissen Streuung.

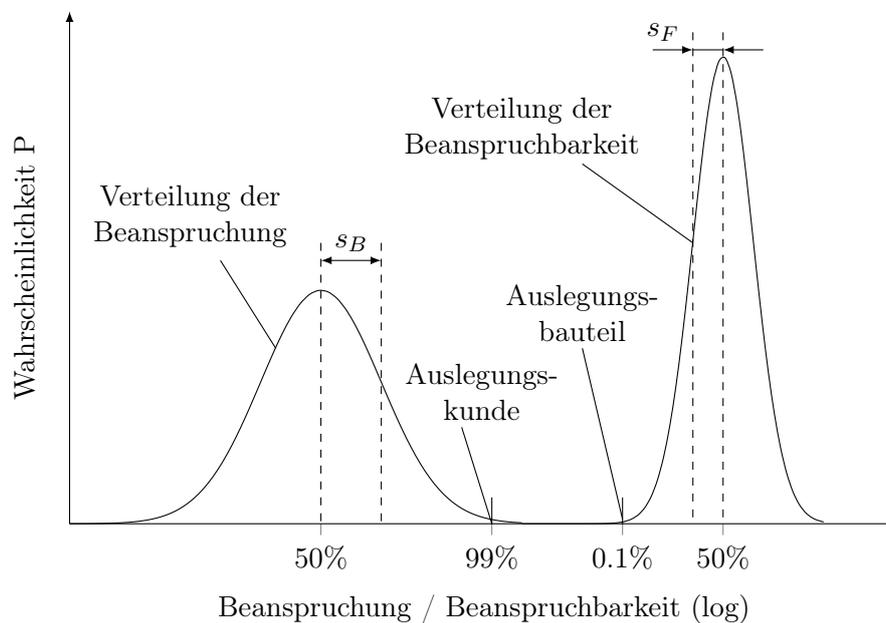


Abbildung 3.16.: Verteilung der Bauteilbeanspruchung gegenüber der Beanspruchbarkeit, nach [Hai 70]

In Abbildung 3.16 ist die Verteilung der Bauteilbeanspruchung der Verteilung der Beanspruchbarkeit exemplarisch gegenübergestellt. Für die Lebensdauerabschätzung wird nicht die 50 %-Wählerlinie (Beanspruchbarkeit) herangezogen, da dies den Ausfall von der Hälfte der Bauteile vor Erreichen der Mindestanforderung bedeutet. Stattdessen dient eine Bemessungswählerlinie der Berechnung, die sich aus einer rechnerischen Ausfallwahrscheinlichkeit P_A ableiten lässt. Demgegenüber steht die Verteilung der Beanspruchung, aus der über eine Eintrittswahrscheinlichkeit P_e ein Auslegungskunde bestimmt werden kann. Mit einer definierten Ziellaufleistung für die auszulegende Komponente ergibt sich ein Mindestabstand dieser Parameter zueinander, um vorzeitige Bauteilschäden zu vermeiden [Son 08, LBU 11].

Die Abbildung 3.16 zeigt beispielsweise ein Auslegungsbauteil, das einer Ausfallwahrscheinlichkeit von $P_A = 0,1\%$ (das schwächste von 1000 Bauteilen bei einer Bauteilstreuung s_F) und ein Auslegungskunde, der einer Eintrittswahrscheinlichkeit von $P_e = 1\%$ ($P_A = 99\%$) entspricht (die härteste von 100 Kundenbeanspruchungen bei einer Streuung der Beanspruchung von s_B). In der Literatur lassen sich Vorschläge für die Ziellaufleistung von 150 000 *km* für Pkw-Motoren und $\geq 600\,000$ *km* für Nfz-Motoren finden [TS 11, MT14]. Für die folgende Auslegung wird beispielhaft eine Laufleistung von 300 000 *km* angesetzt.

4. Experimentelle Untersuchungen

Für die Bewertung der Beanspruchungssituation an einem Zylinderkopf hinsichtlich der Betriebsfestigkeit ist eine detaillierte Kenntnis über die lokalen Werkstoffeigenschaften notwendig. Hierfür werden experimentelle Untersuchungen an einer separat gegossenen Probencharge im T6-Wärmebehandlungszustand durchgeführt. Die Charakterisierung des betrachteten Werkstoffs richtet sich hierbei nach den vorherrschenden Temperaturen und Belastungsniveaus, siehe Kapitel 5.

Zunächst werden die Versuchseinrichtungen vorgestellt mit denen das Versuchsprogramm durchgeführt wird. Die gegossene Probencharge wird anschließend charakterisiert und mit genormten Materialkennwerten abgeglichen, damit die Versuchsergebnisse auf den zu bewertenden Zylinderkopf übertragen werden können.

Folgend werden die statischen Festigkeitskennwerte in Zug- und Druckversuchen sowie das Spannungs-Dehnungs-Verhalten in Laststeigerungsversuchen und die dynamischen Festigkeitskennwerte in hochzyklischen (HCF) Versuchen mit entsprechenden Probengeometrien für das anzuwendende Werkstoffmodell ermittelt. Aus den HCF-Versuchsreihen an glatten und gekerbten Proben lassen sich der Einfluss von mittelspannungsbehafteten Amplituden in Form eines Haigh-Diagramms und der Einfluss von Spannungsgradienten auf die Lebensdauer quantifizieren und im Werkstoffmodell abbilden. Mittels überlagerter LCF/HCF-Versuche (niederzyklische, niederfrequente Belastung mit überlagerter hochzyklischer, hochfrequenter Belastung) lässt sich die komplexe Beanspruchung, die nach Kapitel 5 auf den zu bewertenden Bereich des Zylinderkopfes wirkt, abbilden und somit der Einfluss von Kollektivformen quantifizieren.

Aus den Messungen in Kapitel 6.2.3 wird die Umgebungstemperatur für die zyklischen Probenversuche $T = 150^\circ C$ abgeleitet, damit ein überlagerter Temperatureinfluss ausgeschlossen werden kann.

4.1. Versuchseinrichtungen

Für die Probenversuche kommen eine Versuchseinrichtung I des Instituts für Angewandte Materialien (IAM) des Karlsruher Instituts für Technologie und eine Versuchseinrichtung II des Instituts für Maschinelle Anlagentechnik und Betriebsfestigkeit (IMAB) der Technischen Universität Clausthal für die axiale Belastungsrichtung und eine Versuchseinrichtung III des IAM für die Umlaufbiegebelastung zum Einsatz.

Versuchseinrichtung I

Bei der Versuchseinrichtung I der Bauart Schenck kann eine maximale Prüflast von 100 kN über einen servohydraulischen Prüfzylinder eingeleitet werden. Über einen Prüfstandsrechner wird die Prüfmaschine bedient und die Messdaten erfasst. Mitgemessene Prüfparameter sind die Prüfkraft über eine 100 kN -Kraftmessdose, die Totaldehnung über einen kapazitiven Hochtemperaturansatzdehnungsaufnehmer sowie die Temperatur mithilfe eines Bandthermoelements des Typs K. Für die Zug- und Druckversuche wird die Probe mit Widerstandsheizungen in den Probenfassungen sowie einem Strahlungssofen mit einer Leistung von 4 kW beheizt. Für die übrigen Versuche wird die Probe induktiv beheizt und die Induktionsspulen mit einem 5 kW Hochfrequenzgenerator betrieben, siehe Abbildung 4.1. Hierbei wird die Temperatur separat geregelt.

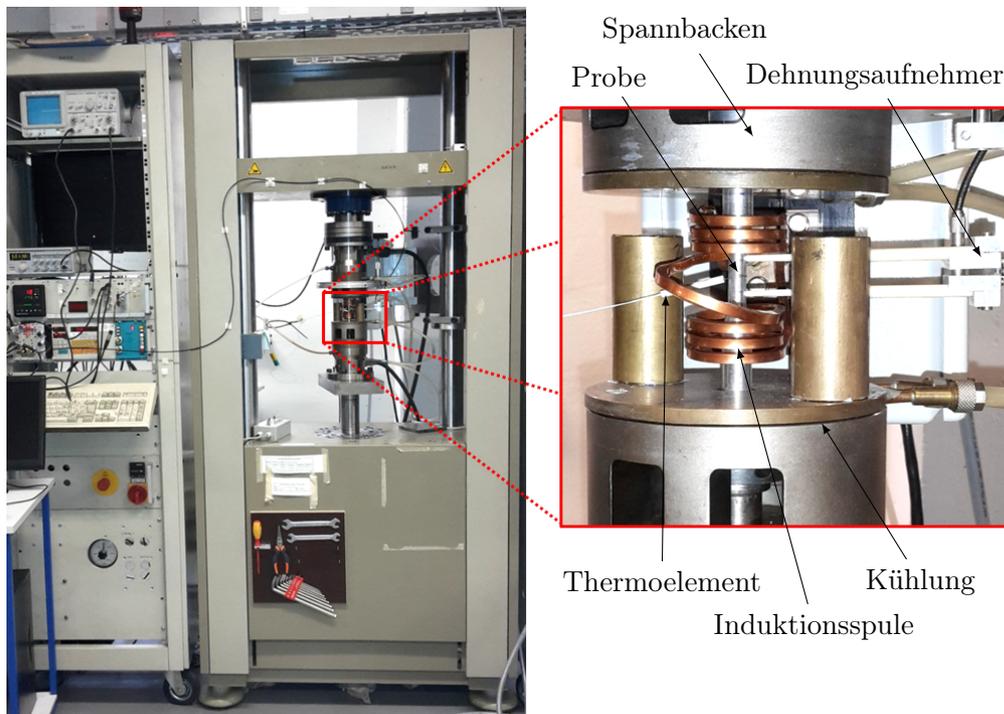


Abbildung 4.1.: Versuchseinrichtung I des IAM

Versuchseinrichtung II

Die Versuchseinrichtung II ist ein elektromagnetisch angeregter Resonanzprüfstand der Firma Roell-Amsler, siehe Abbildung 4.2. Der Prüfstand kann eine maximale Prüfkraft von 10 kN aufbringen. Die Prüfkraft wird über eine 20 kN -Kraftmessdose gemessen und über einen externen Prüfstandsrechner geregelt. Die Umgebungstemperatur des Probenversuchs wird mittels eines Strahlungs-Röhrenofens des Typs Hotspring der Firma EIDItec mit einer Genauigkeit von $\pm 1^\circ\text{C}$ geregelt. Für die Messung der Temperatur an der Probenoberfläche wird ein Thermoelement des Typs K mit Teflonband an der Probenmitte und bei gekerbten Proben in unmittelbarer Nähe zum Kerbgrund angebracht. Der Aufbau ist in Abbildung 4.2 rechts skizziert und die Position des Thermoelements in grün angedeutet.

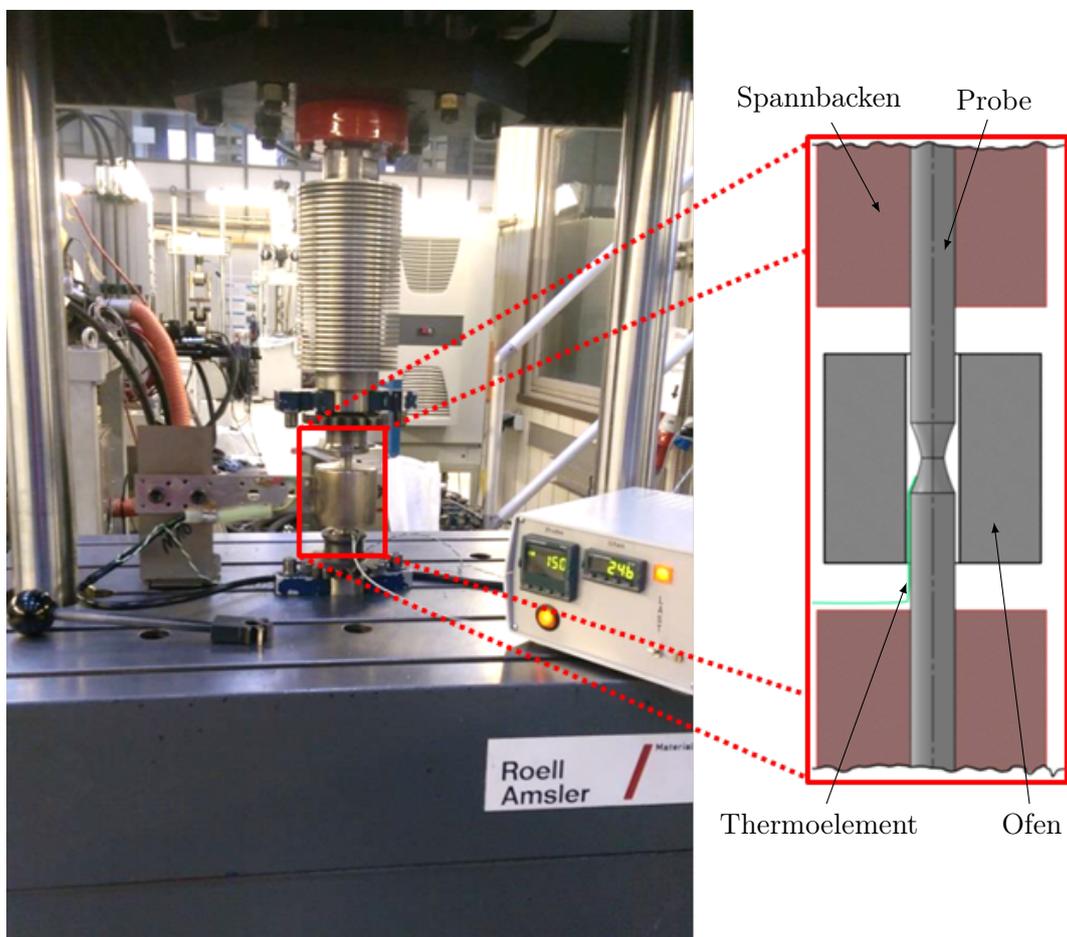


Abbildung 4.2.: Versuchseinrichtung II des IMAB

Versuchseinrichtung III

Die Versuchseinrichtung III ist eine Umlaufbiegeprüfmaschine der Firma SincoTec Test and Engineering GmbH, siehe Abbildung 4.3. Die Prüfmaschine bringt mittels separat geregelter Federbelastung ein Biegemoment von bis zu 100 Nm auf. Über einen Elektromotor mit einer maximalen Leistung von $1,1\text{ kW}$ können Frequenzen von bis zu 100 Hz gefahren werden. Über einen Heizlüfter und ein Thermoelement wird der Ofen und somit die Probe geregelt temperiert.

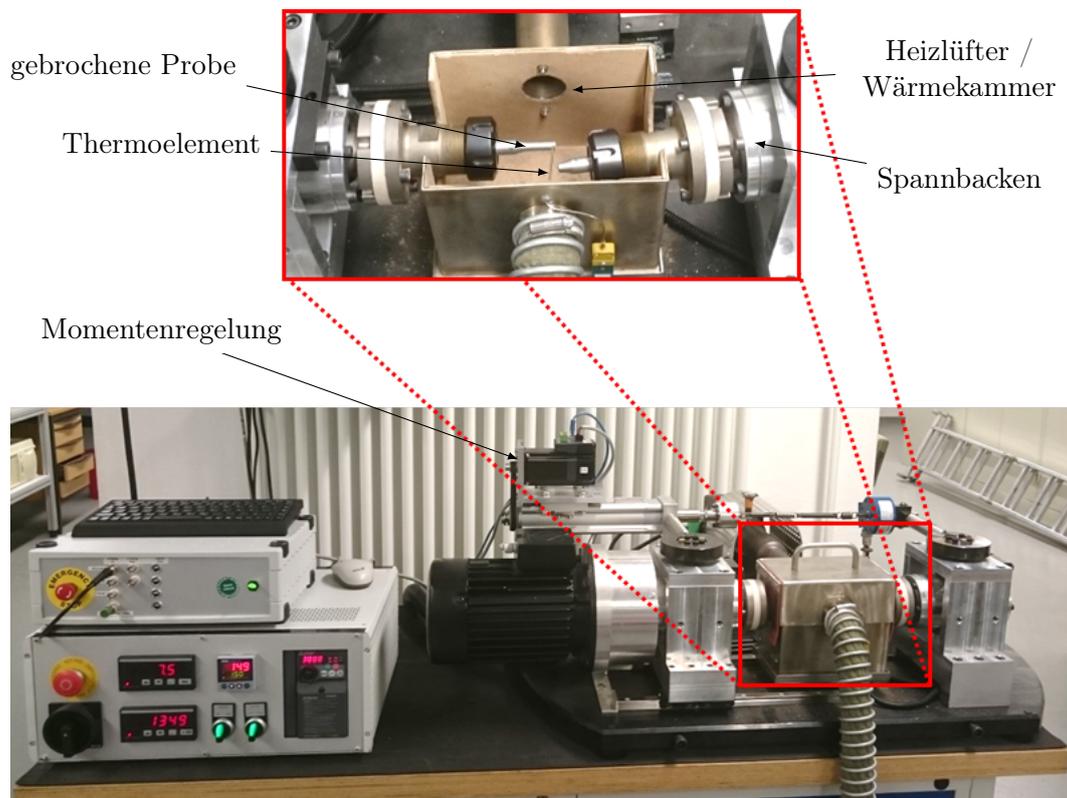


Abbildung 4.3.: Versuchseinrichtung III des IAM

4.2. Probenwerkstoff

Der untersuchte Werkstoff AlSi10Mg(Cu) hat die Werkstoffnummer EN AC-43200 und entspricht der Norm DIN EN 1706 [DIN 13]. Die Probenrohlinge werden in einer speziellen Zugstabskille hergestellt, siehe Abbildung 4.4. Der Rohling hat im Probenentnahmebereich einen Durchmesser von ca. 22 mm, damit oberflächennahe Gussfehler keinen Einfluss auf die Versuchsergebnisse haben.

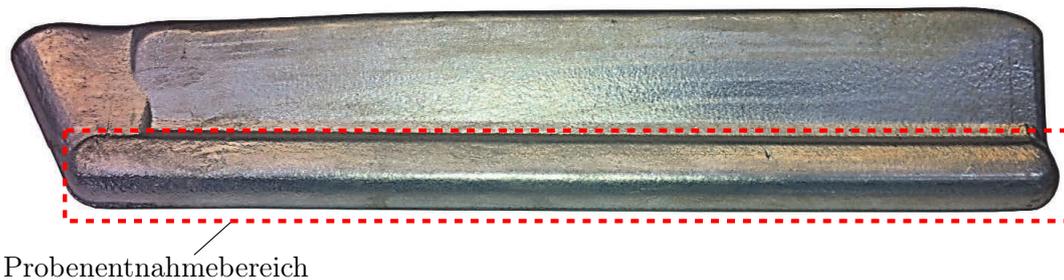


Abbildung 4.4.: Gussrohling

Die chemische Zusammensetzung wird mittels Spektralanalyse in sieben Einzelmessungen zu folgenden gemittelten Konzentrationen bestimmt. Die Mittelwerte der Spektralanalyse sind in Tabelle 4.1 und die Einzelwerte im Anhang A.1 dokumentiert.

Tabelle 4.1.: Gemessene, gemittelte Elementkonzentration der untersuchten Probencharge AlSi10Mg(Cu)

Element	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Ni	Zn	Pb	Ti	Al
[Ma – %]	10,1	0,475	0,206	0,434	0,44	0,014	0,114	0,006	0,092	88,0

Die Probenrohlinge werden nach dem Gießprozess kontrolliert an Luft abgekühlt. Folgend wird die Probencharge einer T6-Wärmebehandlung mit nachstehenden Parametern unterzogen, siehe Kapitel 2.3.

Lösungsglühen: $525^{\circ}\text{C} - 535^{\circ}\text{C}$, 6 h
 Abschreckbad: Wasser ($80^{\circ}\text{C} - 90^{\circ}\text{C}$)
 Warmauslagern: $240^{\circ}\text{C} - 270^{\circ}\text{C}$, 3 h

Im Anschluss an die Wärmebehandlung werden je zwei Proben aus einem Probenrohling entnommen und auf die entsprechende Probengeometrie mechanisch endbearbeitet.

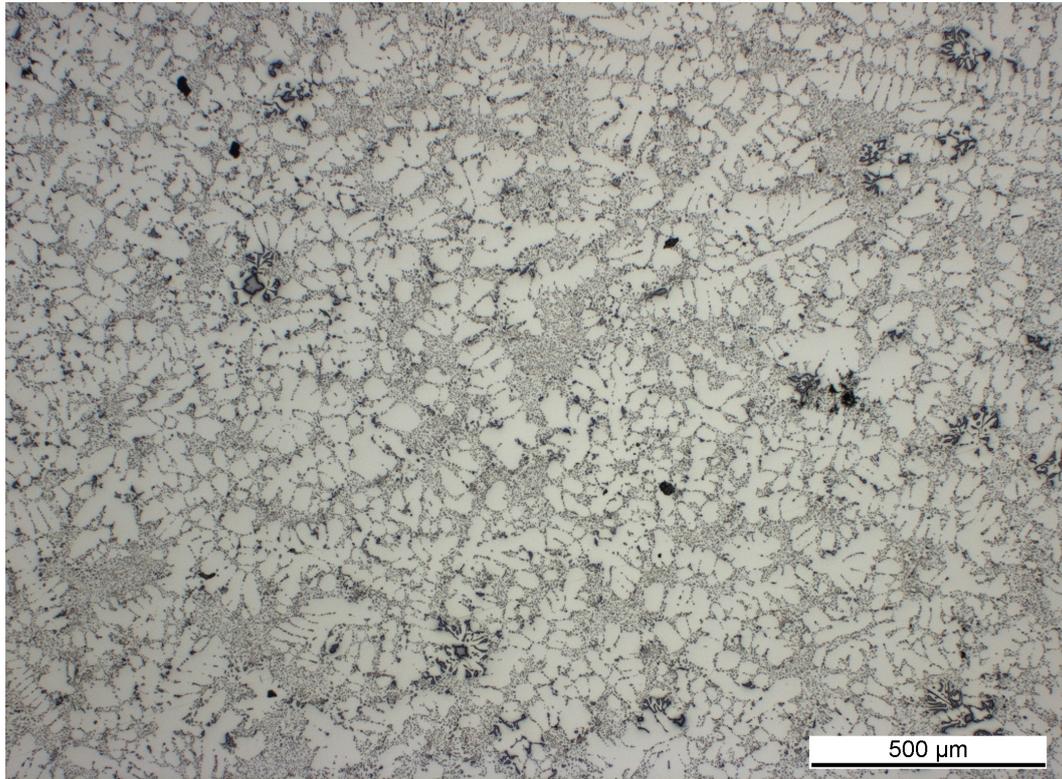


Abbildung 4.5.: Gefüge der untersuchten Legierung AlSi10Mg nach Wärmebehandlung im Werkstoffzustand T6

Von der Probencharge werden stichprobenartig metallografische Untersuchungen durchgeführt, siehe beispielhaft Abbildung 4.5. Alle Proben zeigen ein dendritisch erstarrtes Gefüge mit einem mittleren Dendritenarmabstand (DAS) von $20\ \mu\text{m}$. Die Ermittlung des mittleren DAS ist im Anhang A.1 dokumentiert. Der ermittelte DAS ist mit Werten des Zylinderkopfes nahe des Brennraumes vergleichbar, siehe Anhang A.6.

Des Weiteren werden von der Probencharge über das Archimedische Prinzip die mittlere Dichte zu $\rho_{\text{Probe}} = 2,68\ \text{g}/\text{cm}^3$ und nach dem Brinell-Verfahren die mittlere Härte zu $HB = 109$ bestimmt, siehe Anhang A.1. Somit erfüllt die Probencharge den genormten Mindest-Härte von $HB_{\text{min}} = 75$ für AlSi10Mg(Cu) im T6-Zustand [DIN 13] und entspricht dem Gefüge und der Härte nach einem Bereich nahe des Brennraumes.

4.3. Probengeometrien

Für die Untersuchungen kommen unterschiedliche Probengeometrien zum Einsatz. Die quasistatischen Zugversuche sowie die Laststeigerungsversuche werden an der genormten Probengeometrie Form C nach DIN 50125 [DIN 09] mit einem Probendurchmesser von 5 mm durchgeführt, siehe Abbildung 4.6. Für die Druckversuche kommen zylindrische Kleinproben mit einer Länge von 20 mm und einem Durchmesser von 10 mm zum Einsatz, siehe Abbildung 4.7. Die hochzyklischen Versuche auf der Versuchseinrichtung I sowie die Umlaufbiegeversuche auf Versuchseinrichtung III werden mit einer glatte Probengeometrie ($K_t = 1$) gefahren, siehe Abbildung 4.8. Für die Untersuchungen auf der Versuchseinrichtung II kommen eine glatte ($K_t = 1$), siehe Abbildung 4.9, und eine gekerbte Probengeometrie, siehe Abbildung 4.10, mit einem Kerbradius von $r = 3\text{ mm}$ und einer Formzahl von $K_t = 1,47$ zum Einsatz.

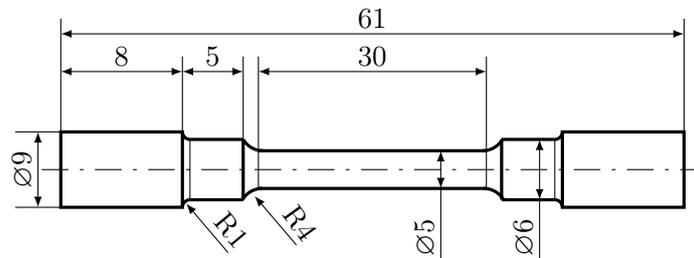


Abbildung 4.6.: Zugprobe (Form C) nach DIN 50125 [DIN 09], Angaben in mm

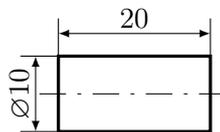


Abbildung 4.7.: Probe für Druckversuche, Angaben in mm

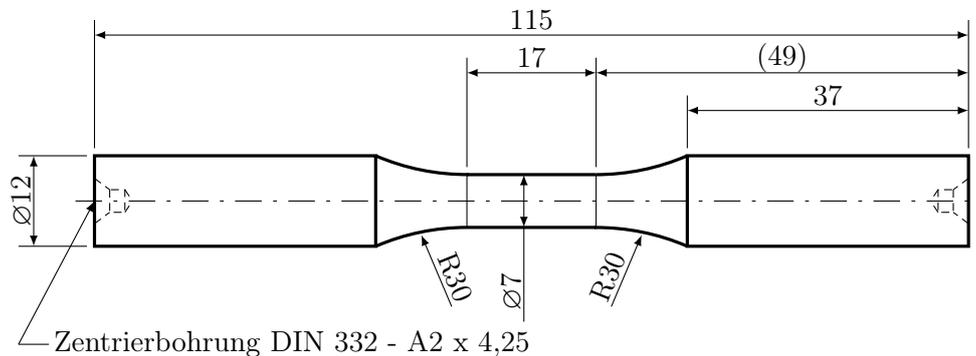


Abbildung 4.8.: Probengeometrie A, glatt, $K_t = 1$, Angaben in mm

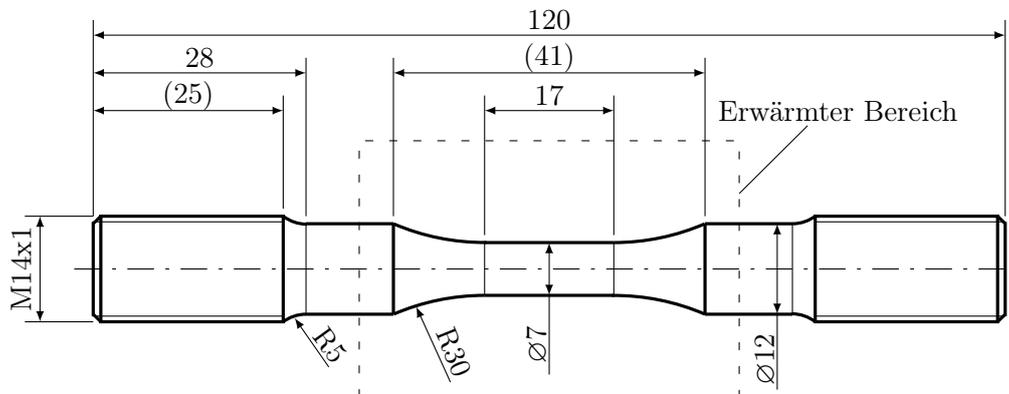


Abbildung 4.9.: Probengeometrie B, glatt, $K_t = 1$, Angaben in mm

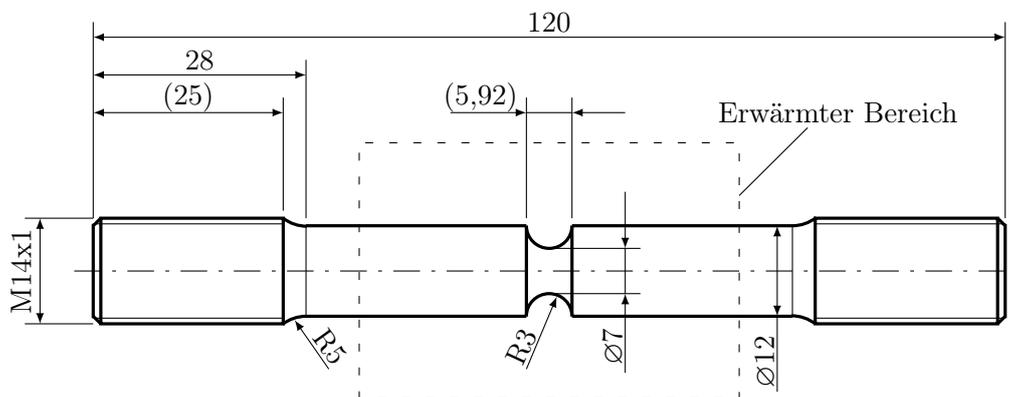


Abbildung 4.10.: Probengeometrie C, gekerbt, $K_t = 1,4$, Angaben in mm

4.4. Zug- und Druckversuche

Die quasistatischen Versuche werden bei Raumtemperatur (RT), 150°C , 175°C und 200°C auf der Versuchseinrichtung I durchgeführt. Die Temperaturniveaus werden entsprechend den statischen Festigkeitskennwerten für den im Zug-Schub-Zyklus auftretenden Temperaturbereich gewählt, siehe Kapitel 6.2.3. Die Proben werden zunächst mit 150 N vorbelastet und auf die entsprechende Prüftemperatur aufgeheizt. Um das Temperaturfeld zu homogenisieren, wird dieser Zustand mehrere Minuten konstant gehalten und der Versuch anschließend mit einer konstanten Dehnrates von $\dot{\epsilon} = 1,8 \cdot 10^{-4} 1/s$ durchgeführt. Zu jedem Temperaturniveau werden je drei Zug- und Druckversuche durchgeführt.

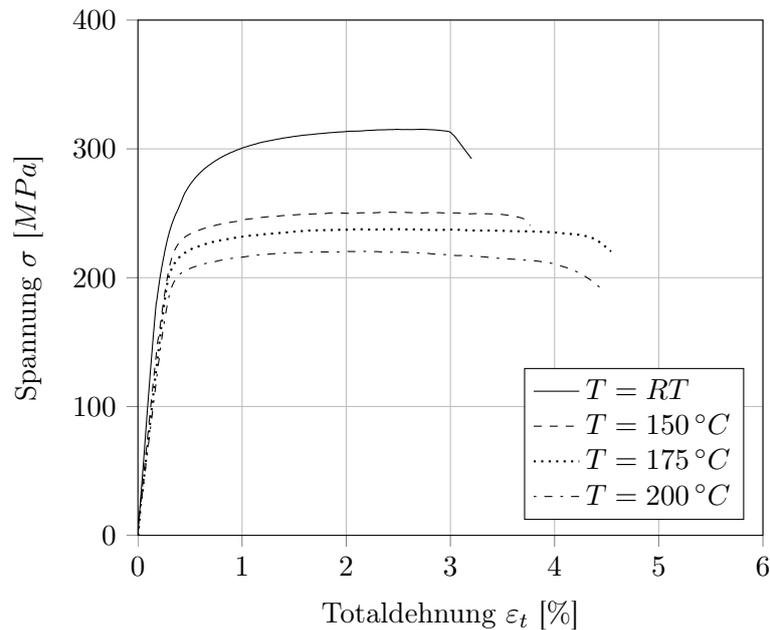


Abbildung 4.11.: Zugversuche bei unterschiedlichen Temperaturen mit genormten AlSi10Mg(Cu)-Proben im T6-Zustand

In Abbildung 4.11 sind die gemittelten Spannungs-Dehnungs-Verläufe aus den Zugversuchen dargestellt. Die Versuche zeigen mit steigender Temperatur eine Abnahme der Zugfestigkeit bei gleichzeitiger Zunahme der Bruchdehnung, siehe Auswertung Tabelle 4.2. Der Elastizitätsmodul (E-Modul) sinkt mit Erhöhung der Temperatur.

Tabelle 4.2.: Ermittelte Kennwerte aus den Zugversuchen

Temperatur T	RT	150 °C	175 °C	200 °C
Zugfestigkeit R_m	315 MPa	250 MPa	237 MPa	220 MPa
0,2%-Dehngrenze $R_{p,0,2\%}$	278 MPa	235 MPa	215 MPa	207 MPa
Bruchdehnung A	3,03 %	3,75 %	4,54 %	4,43 %
E-Modul E	77,1 GPa	73,7 GPa	71,3 GPa	69 GPa

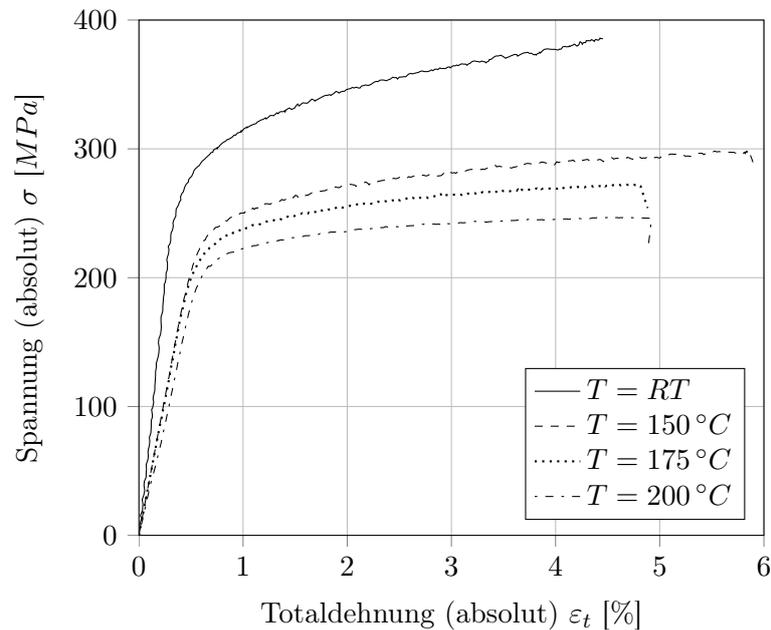


Abbildung 4.12.: Druckversuche bei unterschiedlichen Temperaturen mit zylindrischen AlSi10Mg(Cu)-Proben im T6-Zustand

Abbildung 4.12 zeigt das über drei Versuche je Temperaturniveau gemittelte Spannungs-Dehnungs-Verhalten der AlSi10Mg(Cu) im T6-Zustand bei quasistatischer Druckbelastung. Hierbei sind die Absolutwerte der Spannung über der Dehnung aufgetragen. Die Druckversuche werden bis zu einer definierten Stauchung belastet und dann abgebrochen. Die Versuche zeigen eine Abnahme der Stauchgrenze mit zunehmender Prüftemperatur, siehe Tabelle 4.3. Die Druckfestigkeit lässt sich nicht in Form einer maximal auftretenden Druckspannung bestimmen, da die Probe während des Versuchs stark plastifiziert. Der E-Modul bei Druckbelastung kann ebenfalls nicht bestimmt werden, da die auftretende Reibung zwischen Probe und Druckplatte die Verformung beeinträchtigt und den Bezug zwischen Spannung und Dehnung verfälscht.

Tabelle 4.3.: Ermittelte Kennwerte aus den Druckversuchen

Temperatur T	RT	150 °C	175 °C	200 °C
0,2 %-Stauchgrenze $R_{p,-0,2\%}$	267 MPa	238 MPa	224 MPa	209 MPa

Die Probencharge entspricht somit der DIN EN 1706 [DIN 13] und den darin enthaltenen Mindestwerten für die 0,2 %-Dehngrenze $R_{p,0,2\%,min} = 200 \text{ MPa}$, die Zugfestigkeit $R_{m,min} = 240 \text{ MPa}$ und die Bruchdehnung $A_{min} = 1\%$ bei Raumtemperatur. Für den Druckbereich sind in der DIN EN 1706 keine Mindestwerte angegeben.

4.5. Laststeigerungsversuche

Zur Ermittlung des zyklischen Spannungs-Dehnungs-Verhaltens werden Laststeigerungsversuche bei RT und 150°C mit einem Belastungsverhältnis von $R = -1$ und mit konstant gehaltenen Minimal- bzw. Maximalwerten $\varepsilon_{t,min} = 0,4\%$ und $\varepsilon_{t,max} = 0,4\%$ bei 150°C auf der Versuchseinrichtung I mit jeweils zwei Proben durchgeführt. Die schematischen Versuchsabläufe sind in Abbildung 4.13 (a) und (b) beispielhaft dargestellt.

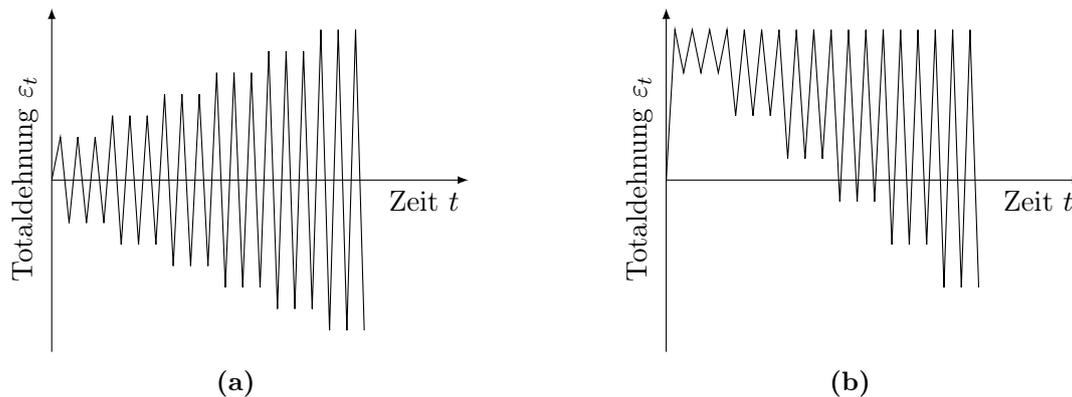


Abbildung 4.13.: Schematische Darstellung der Laststeigerungsversuche mit konstantem Belastungsverhältnis (a) und konstantem Maximalwert (b)

Ausgehend von einer Mindest-Totaldehnungsamplitude von $\varepsilon_{a,t,min} = 0,08\%$ werden 50 Zyklen pro Lasthorizont mit einer Schrittweite von $\Delta\varepsilon_{a,t} = 0,015\%$ gefahren ($\varepsilon_{a,t,1} = 0,095\%$, $\varepsilon_{a,t,2} = 0,11\%$ etc.). Die Dehnrage wird bei $\dot{\varepsilon} = 0,5 \cdot 10^{-4} \text{ 1/s}$ konstant gehalten. Für die Auswertung wird die vorletzte Hysterese eines Lasthorizonts herangezogen, um einen stabilisierten Zustand zu betrachten und Einflüsse von Ver- bzw. Entfestigung zu minimieren.

Die Abbildung 4.14 zeigt das Spannungs-Dehnungs-Verhalten von AlSi10Mg(Cu) im T6-Zustand bei einer Prüftemperatur von 150°C und rein wechselnder Belastung $R = -1$. Für jeden Belastungshorizont ist eine stabilisierte Spannungs-Dehnungs-Hysterese dargestellt. Die Spannungs-Dehnungs-Diagramme der restlichen Versuche sind im Anhang A.2 dokumentiert.

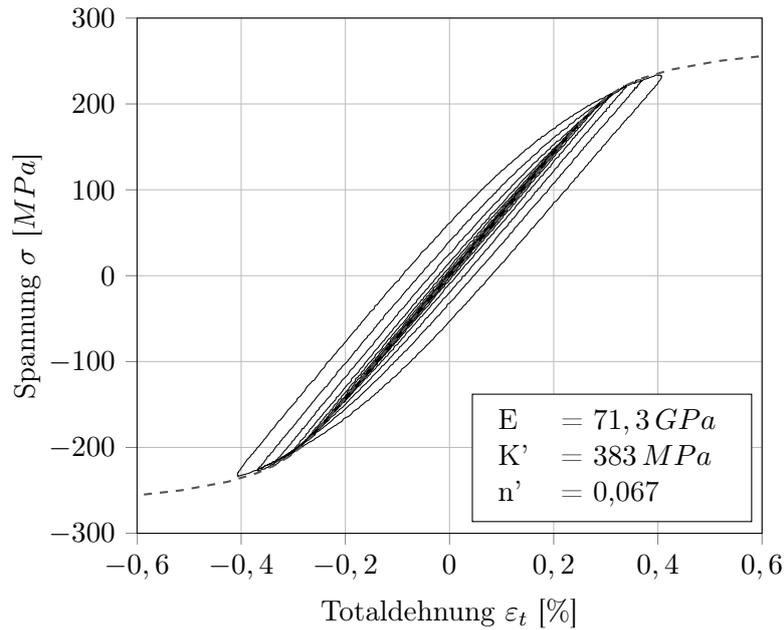


Abbildung 4.14.: Zyklisches Spannungs-Dehnungs-Diagramm AlSi10Mg(Cu) T6, $T = 150\text{ }^{\circ}\text{C}$, $R = -1$

Der Zusammenhang zwischen der plastischen Dehnung und der induzierten Spannung wird über den zyklischen Verfestigungsexponenten n' und den Spannungskoeffizienten K' beschrieben. Der zyklische Verfestigungsexponent wird mittels logarithmischer Interpolation der induzierten Spannung über der plastischen Dehnung berechnet.

$$n' = \frac{\log(\sigma_2/\sigma_1)}{\log(\varepsilon_{pl,2}/\varepsilon_{pl,1})} \quad (4.1)$$

Für die Beschreibung des zyklischen Spannungs-Dehnungs-Verhaltens wird der Dreiparameteransatz nach Ramberg und Osgood [RO 43] verwendet und ist in Abbildung 4.14 als gestrichelte Linie dargestellt.

$$\varepsilon_{a,t} = \varepsilon_{a,el} + \varepsilon_{a,pl} = \frac{\sigma_a}{E} + \left(\frac{\sigma_a}{K'}\right)^{\frac{1}{n'}} \quad (4.2)$$

Der plastische Anteil kann als Potenzgesetz beschrieben werden [RV 07].

$$\sigma_a = K' \cdot (\varepsilon_{a,pl})^{n'} \quad (4.3)$$

Die ermittelten Kennwerte der Laststeigerungsversuche sind in Tabelle 4.4 zusammengefasst. Hier ist erkennbar, dass analog zu den quasistatischen Zug- und Druckversuchen der E-Modul mit steigender Temperatur abnimmt. Ebenfalls nimmt mit steigender Temperatur der Spannungskoeffizient K' ab, wobei der Verfestigungskoeffizient n' annähernd konstant bleibt. Dieses Verhalten zeigt sich sowohl bei rein wechselnder Belastung, als auch bei den Versuchen mit konstanten Minimal- bzw. Maximalwerten.

Tabelle 4.4.: Auswertung der Laststeigerungsversuche

Temperatur T	RT	$150^\circ C$	$150^\circ C$	$150^\circ C$
Belastungsart	$R = -1$	$R = -1$	$\varepsilon_{min} = -0,4\%$	$\varepsilon_{max} = 0,4\%$
E-Modul E	$74,5\text{ GPa}$	$71,3\text{ GPa}$	71 GPa	$70,9\text{ GPa}$
Spannungskoeffizient K'	454 MPa	383 MPa	378 MPa	377 MPa
Verfestigungsexponent n'	0,075	0,067	0,065	0,065

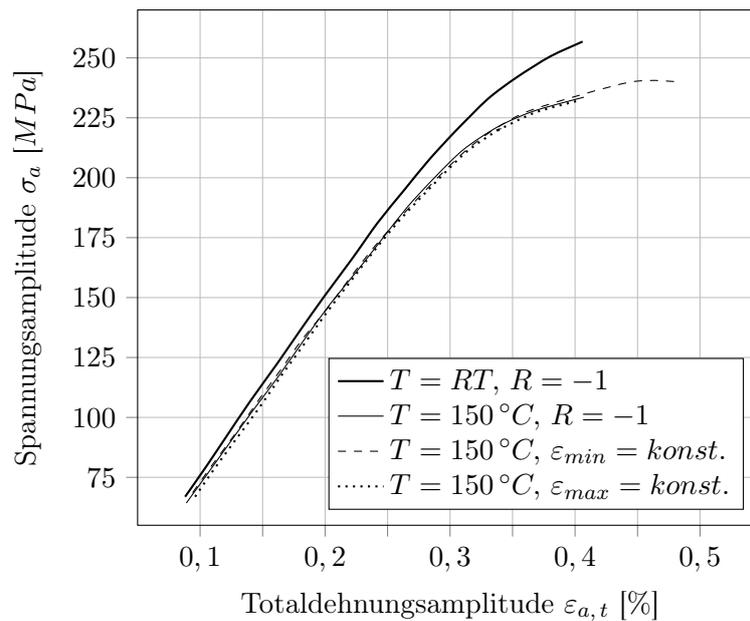


Abbildung 4.15.: Spannungs-Dehnungs-Verläufe der Laststeigerungsversuche

In Abbildung 4.15 sind die Amplituden aller Laststeigerungsversuche, die aus den Maximalwerten eines stabilisierten Zyklus der einzelnen Lasthorizonte gebildet werden, dargestellt. Hier ist erkennbar, dass das Werkstoffverhalten innerhalb der aufgebrachtten Belastungsamplituden in Zug- und Druckrichtung annähernd symmetrisch ist.

Aus dieser Darstellung lässt sich eine zyklische Dehngrenze für RT und $150^\circ C$ abschätzen, die unabhängig von der Lage im Spannungs-Dehnungs-Diagramm ist (gilt für $-0,4\% \leq \varepsilon \leq 0,4\%$). Bei einer Umgebungstemperatur von $T = 150^\circ C$ nimmt dieser Grenzwert im Vergleich zu $T = RT$ ab, siehe Tabelle 4.5.

Tabelle 4.5.: Auswertung der elastischen Dehngrenze für AlSi10Mg(Cu)

Temperatur T	RT	$150^\circ C$
zyklische Dehngrenze $\varepsilon_{a,e,t}$	0,25 %	0,22 %
max. elastische Spannungsamplitude $\sigma_{a,e,t}$	186 MPa	158 MPa

4.6. HCF-Versuche

Die HCF-Versuchsreihen mit axialer Belastungsrichtung werden auf den Versuchseinrichtungen I und II und die HCF-Versuchsreihe mit Biegebelastung auf der Versuchseinrichtung III durchgeführt. Alle HCF-Versuchsreihen werden bei einer Umgebungstemperatur von $150^\circ C$ kraft- bzw. momentengeregelt durchgeführt.

Damit die Versuchsergebnisse, die auf den Versuchseinrichtungen I und II generiert werden, vergleichbar sind, wird eine HCF-Versuchsreihe mit der glatten Probengeometrie A auf der Versuchseinrichtung I und eine HCF-Versuchsreihe mit der glatten Probengeometrie B auf der Versuchseinrichtung II bei rein wechselnder, axialer Belastung $R = -1$ durchgeführt.

Des Weiteren werden HCF-Versuchsreihen mit der Probengeometrie A auf der Versuchseinrichtung I bei zug-schwellender $R = 0$ und druck-schwellender, axialer Belastung $R = -2$ und $R = -\infty$ durchgeführt. Die Versuche werden mit einer Prüffrequenz von $f_{Prüf} = 35 Hz$ bis zum Bruch der Probe gefahren. Eine weitere Versuchsreihe wird mit umlaufender Biegebelastung und einem Belastungsverhältnis von $R = -1$ bei einer Frequenz von $f_{Prüf} = 50 Hz$ gefahren.

Die HCF-Versuchsreihen mit gekerbter Probengeometrie C werden mit Spannungsverhältnissen von zugschwellend $R = 0$, rein wechselnd $R = -1$ und druckschwellend $R = -2$ mit einer Resonanz-Prüffrequenz von $f_{Prüf} \approx 85 Hz$ gefahren. Als Abschaltkriterium wird ein Frequenzabfall von $f = 2 Hz$ gewählt. Da dieser Frequenzabfall bereits zum Bruch einiger Proben geführt hat, wird folgend nicht zwischen den Schwingspielzahlen beider Abschaltkriterien unterschieden.

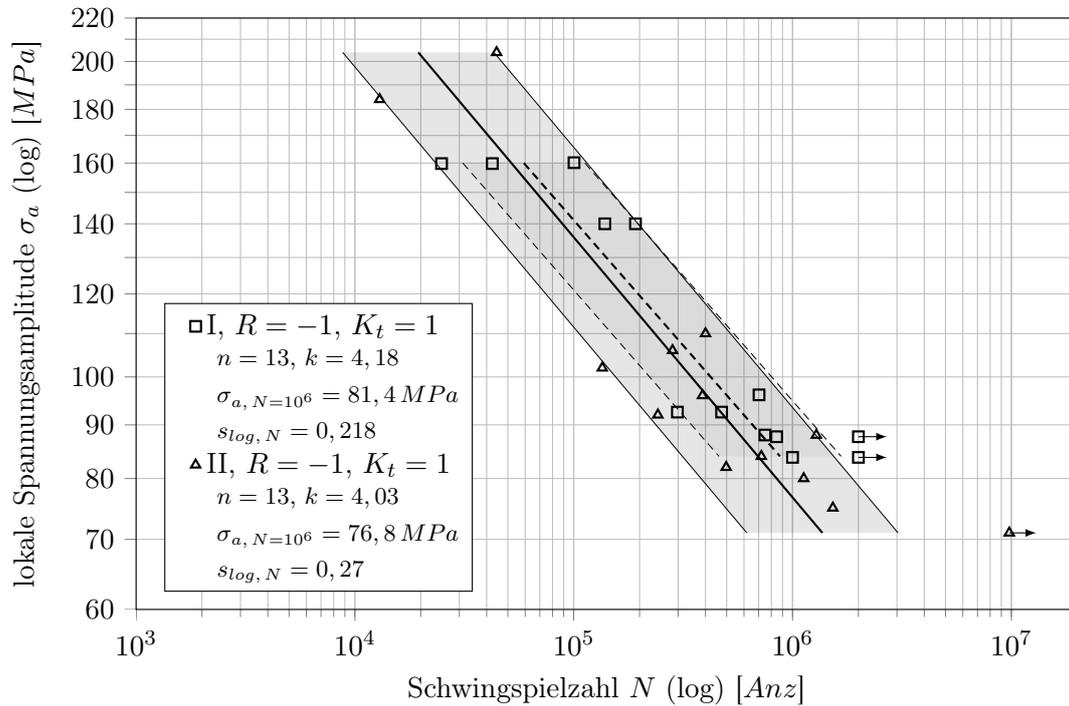


Abbildung 4.16.: Vergleich der Wöhlerlinien bei $R = -1$ mit glatter Probengeometrie auf Versuchseinrichtung I und II

Abbildung 4.16 zeigt ein Wöhlerdiagramm mit den Versuchsergebnissen der HCF-Versuchsreihe mit den glatten Probengeometrien A und B bei rein wechselnder Belastung. Als Grenzwertschwingungszahl wird bei der Versuchseinrichtung I $N_{Grenz, A} = 2 \cdot 10^6$ und bei Versuchseinrichtung II $N_{Grenz, B} = 10^7$ gewählt und die Durchläufer mit einem horizontalen Pfeil gekennzeichnet. Des Weiteren sind die 50%-Wöhlerlinien eingezeichnet, wobei die gestrichelte Linie zu den Ergebnissen der Versuchseinrichtung I und die durchgezogene Linie zu den Ergebnissen der Versuchseinrichtung II gehören.

Zusätzlich sind die Schwingungszahlen der 10%- und der 90%-Überlebenswahrscheinlichkeit eingezeichnet, die sich aus der logarithmischen Standardabweichung in Schwingungszahlrichtung $s_{log, n}$ ergeben. Da sich die Streubänder überdecken und die Neigungen nicht signifikant voneinander abweichen, sind die Ergebnisse der Versuchseinrichtungen I und II vergleichbar. Folgend wird nicht weiter zwischen den Versuchseinrichtungen unterschieden.

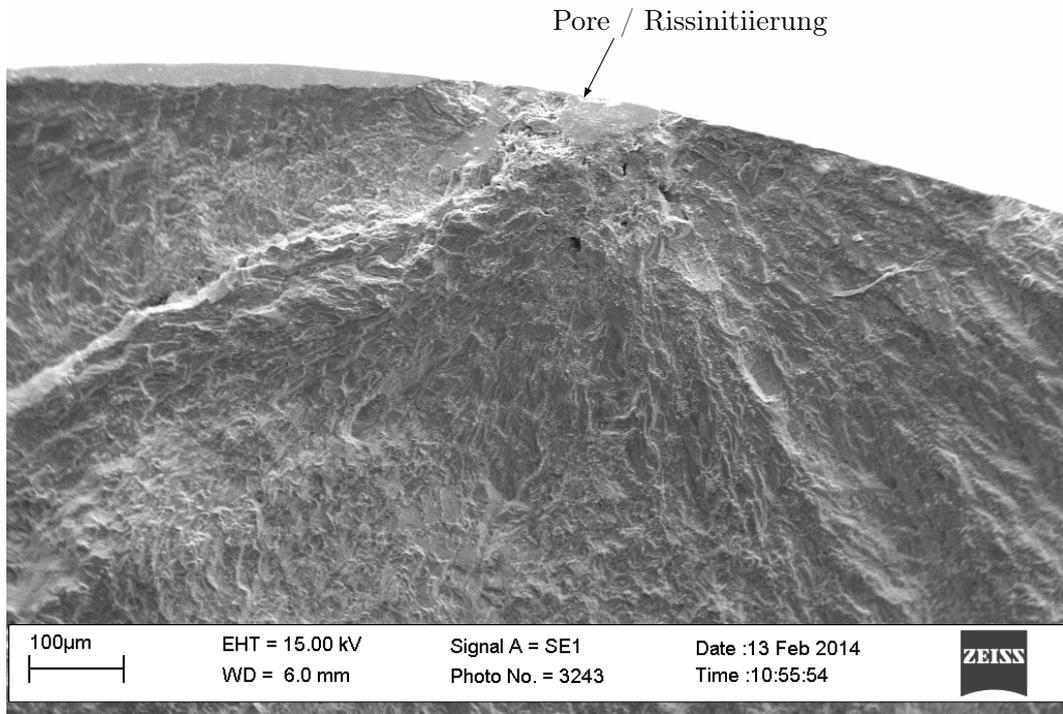


Abbildung 4.17.: Rissfläche einer Probe mit Anriss an einer Pore unter einem Rasterelektronenmikroskop (REM)

Einige der Probenversuche mit der glatten Probengeometrie weisen Anrisse ausgehend von Fehlstellen bzw. Poren auf, beispielhaft in Abbildung 4.17 gezeigt.

Poren beeinträchtigen den Kraftfluss in der Probe, sodass die Spannung über den Querschnitt gradientenbehaftet ist. Die Probenversuche, bei denen die Rissinitiierung von einer Pore ausgeht, werden für das Belastungsverhältnis von $R = -1$ separat ausgewertet. Für diese Probenversuche wird eine Formzahl von $K_t = 2,05$ nach [ZS 04] angesetzt. In [Fag 05] wurde der Kerbfaktor K_t von Poren mittels dreidimensionaler FE-Modelle in Anlehnung an [ZS 04] analysiert. Hierbei wurde eine ungekerbte Flachprobe mit einer kugelförmigen Ausbuchtung mit einem Durchmesser von $d_p = 1\text{mm}$, die einer Porengeometrie entspricht, sowohl axial belastet als auch biegebelastet und die Formzahl von $K_t = 2,05$ bestätigt. Die Probenversuche der übrigen Belastungsverhältnisse, die die Rissinitiierung an einer Pore bzw. Fehlstelle aufweisen, gehen nicht in die Auswertung der Wöhlerlinienparameter ein.

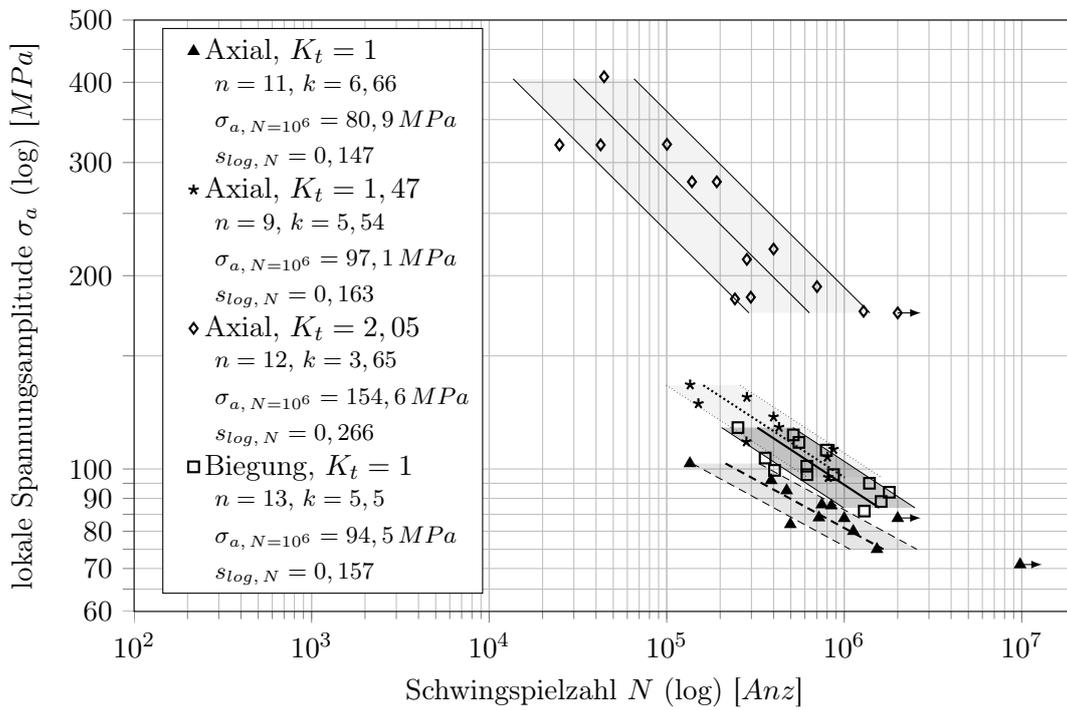


Abbildung 4.18.: Wöhlerlinien bei $R = -1, T = 150 \text{ }^\circ\text{C}$

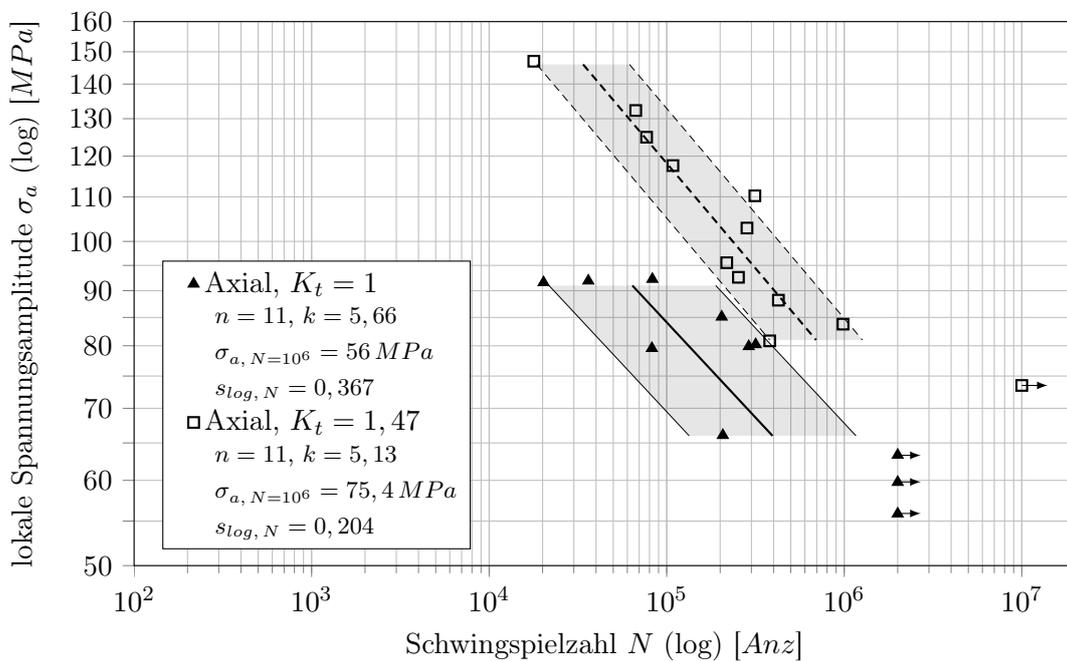


Abbildung 4.19.: Wöhlerlinien bei $R = 0, T = 150 \text{ }^\circ\text{C}$

4. Experimentelle Untersuchungen

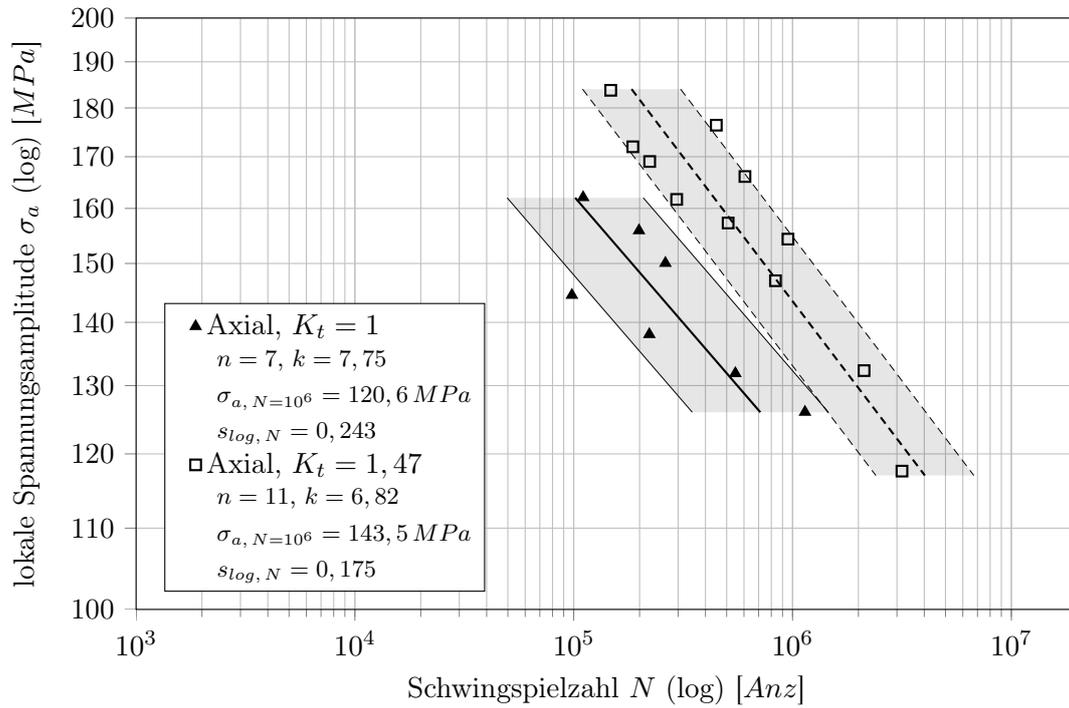


Abbildung 4.20.: Wöhlerlinien bei $R = -2, T = 150 \text{ }^\circ\text{C}$

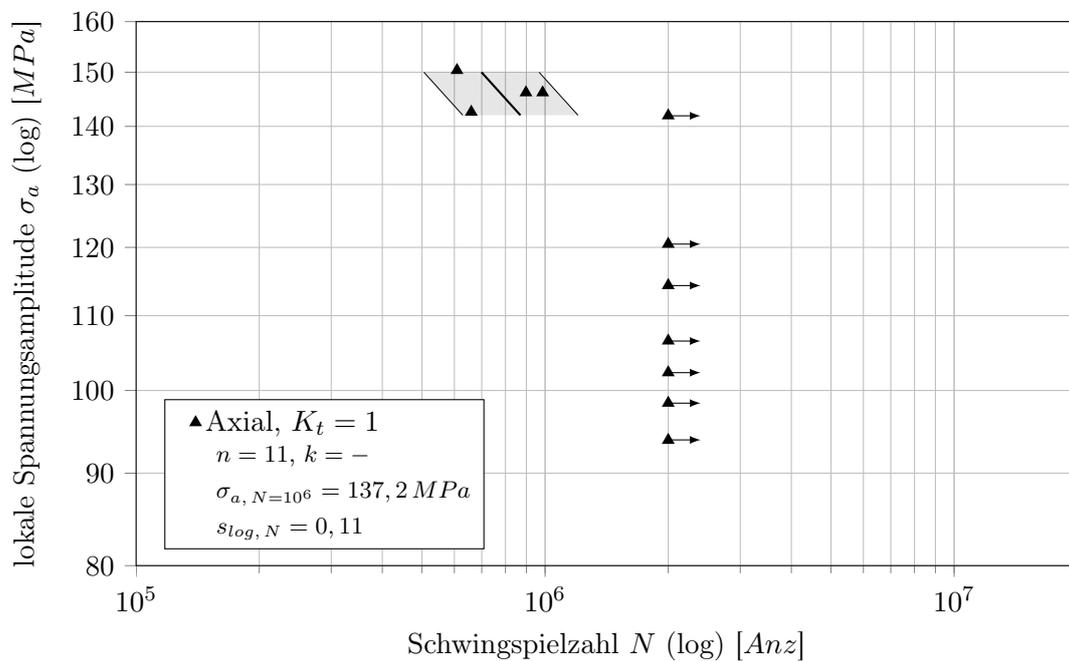


Abbildung 4.21.: Wöhlerlinie bei $R = -\infty, T = 150 \text{ }^\circ\text{C}$

In den Abbildungen 4.18 bis 4.21 sind die Ergebnisse der HCF-Versuche unterteilt in die Belastungsverhältnisse in Wöhlerdiagrammen dargestellt. Für die Wöhlerlinie mit einem Belastungsverhältnis von $R = -\infty$ kann kein Neigungsexponent k bestimmt werden, da der Probenkörper bei Spannungsamplituden oberhalb des Grenzwertes von $\sigma_{a,1E6} = 137,2 \text{ MPa}$ stark plastifiziert. Anhand der Versuchsergebnisse lässt sich sagen, dass die ertragbare Spannungsamplitude $\sigma_{a,1E6}$ und die Wöhlerlinienneigung k ausgehend von einem zugschwellenden ($R = 0$) hin zu einem druckschwellenden Belastungsverhältnis ($R = -2$) zunehmen. Des Weiteren ist zu erkennen, dass die lokale Wöhlerlinie bei steigender Formzahl steiler wird (bzw. der Neigungsexponent kleiner wird), wohingegen die ertragbare, lokale Spannungsamplitude aufgrund der Stützwirkung zunimmt. Die Streuung der Versuchsergebnisse in Schwingspielzahlrichtung schwankt zwischen $s_{\log,N} = 0,11$ und $0,37$ und liegt somit in dem erwarteten Wertebereich (vgl. [Fag 05]). Kraftgeregelte HCF-Versuche mit Al-Gusslegierungen unterliegen einer erhöhten Streuung [Ost 07] und stellen lediglich eine Stichprobe der Grundgesamtheit dar. Somit lassen sich bei einer begrenzten Probenanzahl Aussagen über den Mittelwert und nur eingeschränkt über die Streuung treffen. Die Wöhlerlinienparameter sind in Tabelle 4.6 zusammengefasst und die Ergebnisse der Versuchsreihen im Anhang A.3 dokumentiert.

Tabelle 4.6.: Auswertung der HCF-Versuchsreihen bei $N = 10^6$ Schwingspielen, $T = 150^\circ\text{C}$, Überlebenswahrscheinlichkeit $P_{\ddot{U}} = 50\%$

Proben- geometrie	K_t	Belastungs- art	Proben- anzahl	R	k	$\sigma_{a,N=10^6}$ [MPa]	$s_{\log,N}$
A	1	axial	11	0	5,7	56,0	0,37
A und B	1	axial	14	-1	6,7	80,9	0,15
A	1	axial	7	-2	7,8	120,6	0,24
A	1	axial	11	$-\infty$	-	137,2	0,11
A	1	Umlaufbiegung	13	-1	5,5	94,5	0,15
C	1,47	axial	12	0	5,1	75,4	0,21
C	1,47	axial	9	-1	5,9	100,5	0,27
C	1,47	axial	11	-2	6,8	143,5	0,18
A und B	2,05	axial	13	-1	4,1	159,4	0,30

In der FKM-Richtlinie sind Festigkeitskennwerte bei einer Lebensdauer von $N = 10^6$ Schwingspielen für die Aluminium-Gusslegierung AlSi10Mg(Cu) im wärmebehandelten T6-Zustand für eine Überlebenswahrscheinlichkeit von $P_{\ddot{U}} = 97,5\%$ angegeben. Für den Vergleich mit der FKM-Richtlinie werden die ermittelten Kennwerte mit der logarithmischen Standardabweichung von $s_{\log,N,FKM} = 0,2$ ebenfalls auf die Überlebenswahrscheinlichkeit von $P_{\ddot{U}} = 97,5\%$ umgerechnet.

Die Zug-Druck-Wechselfestigkeit mit $\sigma_{a,bD,R=-1,P_{\dot{v}}=97,5\%} = 70,7 \text{ MPa}$ und die Zug-Schwellfestigkeit mit $\sigma_{aD,R=0,P_{\dot{v}}=97,5\%} = 49 \text{ MPa}$ entsprechen den in [FKM 12] angegebenen Kennwerten von $\sigma_{W,zd,FKM} = 70 \text{ MPa}$ und $\sigma_{Sch,zd,FKM} = 50 \text{ MPa}$. Die Biegewechselfestigkeit liegt mit $\sigma_{aD,R=-1,P_{\dot{v}}=97,5\%} = 82,6 \text{ MPa}$ unterhalb des Kennwertes $\sigma_{W,b,FKM} = 105 \text{ MPa}$. Dieser Unterschied ist auf die Bewertung des Spannungsgradienten zurückzuführen, siehe Kapitel 4.6.2.

4.6.1. Haigh-Diagramm

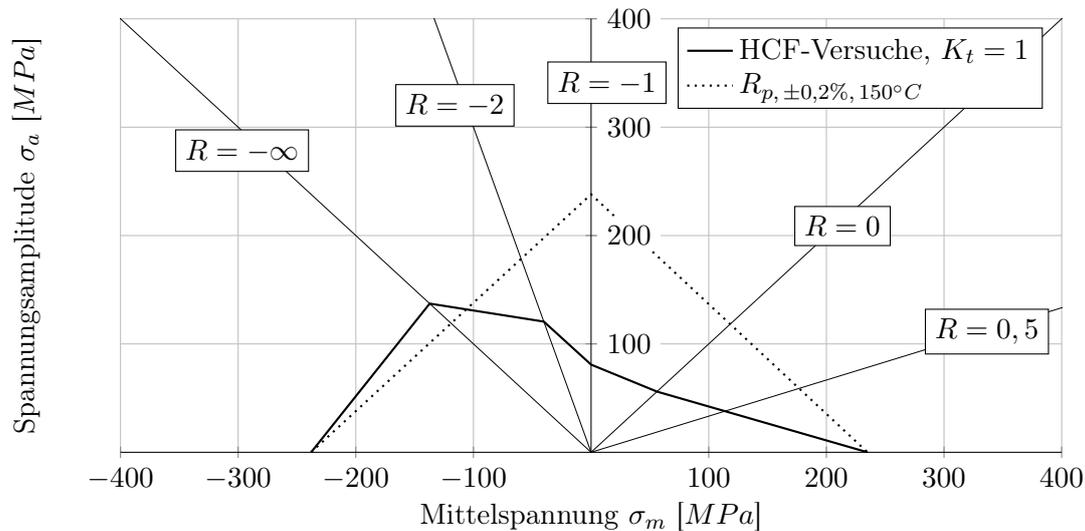


Abbildung 4.22.: Haigh-Diagramm für AlSi10Mg(Cu) mit $T = 150 \text{ }^\circ\text{C}$, $K_t = 1$, $P_{\dot{v}} = 50\%$ und $N = 10^6$ Schwingspiele

Die Versuchsergebnisse der HCF-Versuche mit den glatten Probengeometrien lassen sich in ein Haigh-Diagramm übertragen, siehe Abbildung 4.22. Als statische Begrenzung des Haigh-Diagramms wird die ermittelte 0,2%-Dehngrenze $R_{p,0,2\%,150^\circ\text{C}}$ für positive Mittelspannungen und die 0,2%-Stauchgrenze $R_{p,-0,2\%,150^\circ\text{C}}$ für negative Mittelspannungen angesetzt. Da aufgrund von starker Plastifizierung keine Druckfestigkeit ermittelt werden kann, diese aber aufgrund der erreichten Spannungswerte im Druckversuch aus Kapitel 4.4 höher liegen wird als die Zugfestigkeit, lässt sich hiermit die Lage der Druck-Schwellfestigkeit oberhalb der statischen Festigkeitsbegrenzung erklären.

Des Weiteren wird die Mittelspannungsempfindlichkeit nach Kapitel 3.4.1 zu $M = 0,44$ bestimmt und bestätigt somit den Literaturwert von 0,4 nach [FKM 12].

$$M = \frac{\sigma_{aD,R=-1}}{\sigma_{aD,R=0}} - 1 = \frac{80,9 \text{ MPa}}{56 \text{ MPa}} - 1 = 0,44 \quad (4.4)$$

4.6.2. Einfluss des Spannungsgradienten

Folgend wird das Spannungsgradientenmodell nach Eichlseder, siehe Kapitel 4.6.2, an die Probenversuche angepasst und die entsprechenden Parameter für das Werkstoffmodell ermittelt. Anschließend werden die gekerbten HCF-Versuchsreihen simuliert und den Versuchsergebnissen gegenübergestellt. Zunächst wird der relative Spannungsgradient der gekerbten Probengeometrie C aus Kapitel 4.3 ermittelt, siehe Abbildung 4.23.

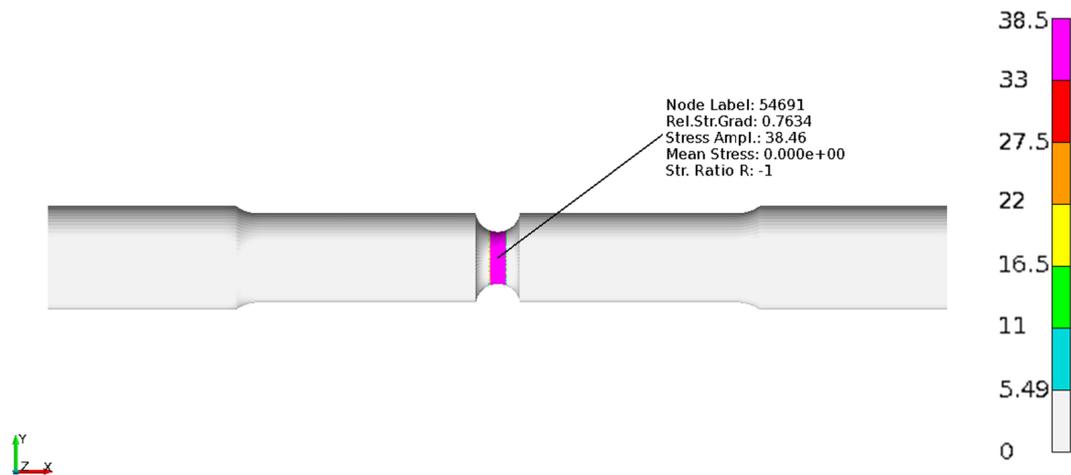


Abbildung 4.23.: Gekerbte Probengeometrie C unter zyklischer, axialer Belastung von $F_a = 1 \text{ kN}$, Angaben zu Spannungswerten in MPa

Für die Berechnung der Formzahl K_t wird das FE-Modell der gekerbten Rundprobe C mit einer Einheitslastamplitude von $F_a = 1 \text{ kN}$ axial belastet und die lokale Spannungsamplitude im Kerbgrund $\sigma_{a, \text{lokal}}$ ermittelt, siehe Abbildung 4.23. Der Spannungsgradient ist im geringsten Querschnitt maximal, sodass die Berechnung auf den mittleren Bereich der Probe reduziert wird. Folgend wird die wirkende Nennspannungsamplitude aus der äußeren Kraft und dem Querschnitt des Kerbgrundes analytisch bestimmt.

$$S_{a, \text{Nenn}} = \frac{F_a}{A} = \frac{1000 \text{ N}}{\pi \cdot (7 \text{ mm}/2)^2} = 25,98 \text{ MPa} \quad (4.5)$$

Anschließend kann die Formzahl K_t aus dem folgenden Zusammenhang bestimmt werden.

$$K_t = \frac{\sigma_{a, \text{lokal}}}{S_{a, \text{Nenn}}} = \frac{38,46 \text{ MPa}}{25,98 \text{ MPa}} = 1,48 \quad (4.6)$$

Nach Kapitel 4.6.2 wird der Einfluss des Spannungsgradienten von Eichlseder auf die lokal ertragbare Spannungsamplitude bei einer definierten Schwingenspielzahl (Schwingenspielzahl bei der die Wechselfestigkeit definiert ist) mit folgendem Exponentialansatz beschrieben.

$$n_\chi = 1 + \left(\frac{\sigma_{bw}}{\sigma_{zdw}} - 1 \right) \cdot \left(\frac{\chi^*}{2/b_{\text{Probe}}} \right)^{K_D} \quad (4.7)$$

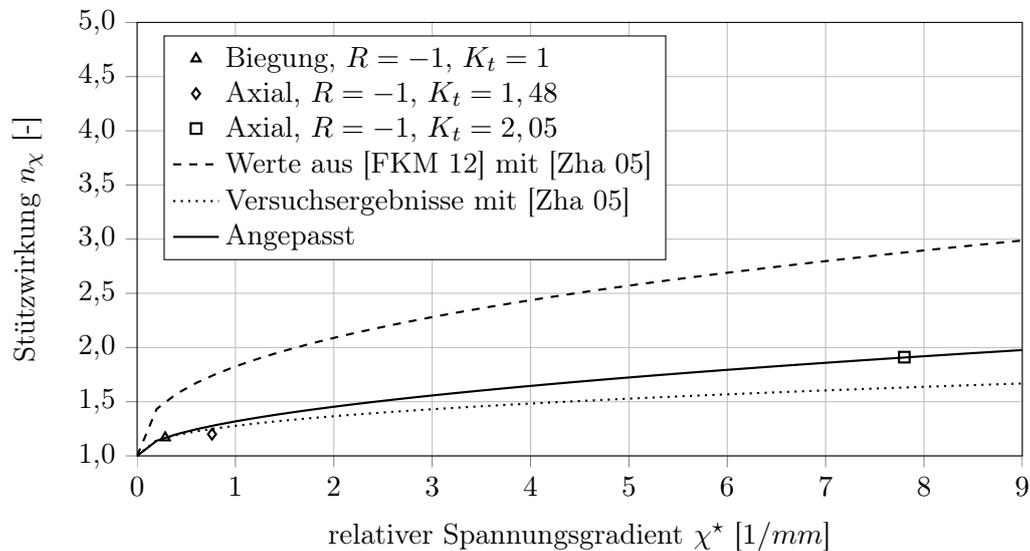


Abbildung 4.24.: Gradienteneinfluss auf die lokale, ertragbare Spannungsamplitude bei $N = 10^6$ Schwingspielen

In der Abbildung 4.24 ist die Stützwirkung n_χ über dem relativen Spannungsgradienten χ^* aufgetragen. Die ermittelten ertragbaren Spannungsamplituden bei der Schwingspielzahl von $N = 10^6$ von glatten Proben $K_t = 1$ können mit den zugehörigen relativen Spannungsgradienten eingetragen werden. Nach Zhang [Zha 05] wird für die Versuchsreihe, bei der die Rissinitiierung an einer Pore stattfand, ein relativer Spannungsgradient von $\chi^* = 7,8$ angesetzt. Des Weiteren stellt der gestrichelte Graph das Werkstoffmodell mit dem Parameter $K_D = 0,4$ aus [Zha 05] in Verbindung mit den zyklischen Festigkeitskennwerten $\sigma_{zd, R=-1} = 80,9 \text{ MPa}$ und $\sigma_{b, R=-1} = 94,5 \text{ MPa}$ für AlSi10Mg(Cu) aus [FKM 12] dar. Mit diesen Modellparametern wird von einer deutlich höheren Stützwirkung der Aluminiumlegierung ausgegangen, sodass der Einfluss des Spannungsgradienten auf die Lebensdauer unterschätzt und eine unsichere Auslegung zur Folge haben wird.

Bei dem gepunkteten Graphen gehen die in Probenversuchen ermittelten Kennwerte $\sigma_{zd, R=-1} = 80,9 \text{ MPa}$ und $\sigma_{b, R=-1} = 94,5 \text{ MPa}$, siehe Kapitel 4.6, in Verbindung mit $K_D = 0,4$ aus [Zha 05] ein. Mit diesen Modellparametern liegt die Abschätzung deutlich näher an den Versuchsergebnissen, jedoch wird der Einfluss des Spannungsgradienten tendenziell überschätzt.

Die durchgezogene Linie zeigt eine hohe Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen und resultiert aus einem angepassten Exponenten K_D von 0,51 in Verbindung mit den zyklischen Festigkeitskennwerten aus den Probenversuchen.

Des Weiteren wird der Einfluss auf die lokale Wöhlerlinienneigung nach Kapitel 4.6.2 durch folgenden Zusammenhang beschrieben.

$$f_{GR,N} = 1 + \frac{1,8 \cdot \chi^{*1,2}}{n_\chi} \quad (4.8)$$

$$k = AK2 + \frac{k_{max} - AK2}{f_{GR,N}^{AK3}} \quad (4.9)$$

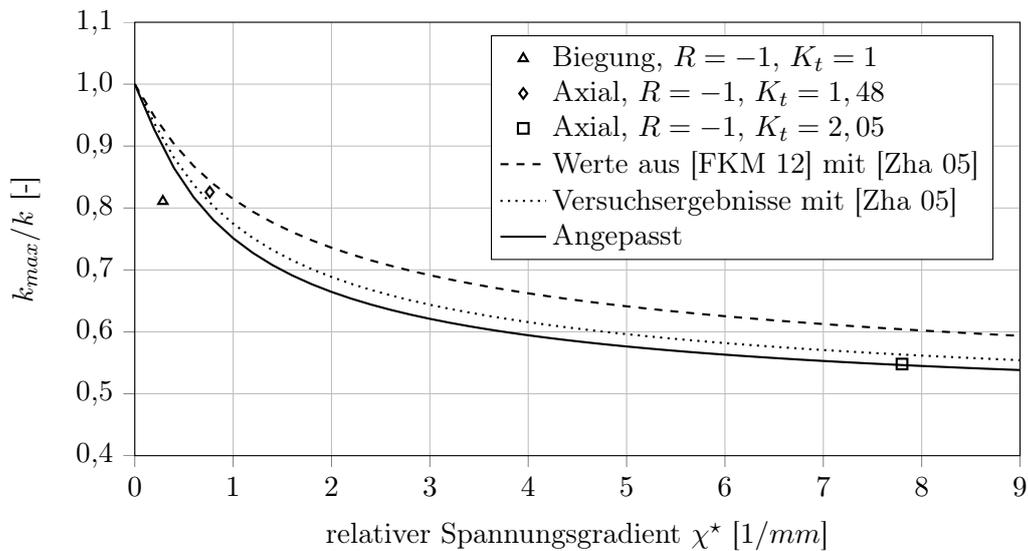


Abbildung 4.25.: Gradienteneinfluss auf die lokale Wöhlerlinienneigung k

In Abbildung 4.25 ist die Neigung der Wöhlerlinie der ungekerbten Probe bei wechselnder axialer Belastung k_{max} bezogen auf die lokale Wöhlerlinienneigung k über dem relativen Spannungsgradienten χ^* aufgetragen. Diese Darstellung zeigt, dass hin zu höheren Spannungsgradienten bzw. schärferen Kerben die Wöhlerlinie steiler wird. Analog zu Abbildung 4.24 sind der gestrichelte und der gepunktete Graphen in Verbindung mit den Modellparametern $AK2 = 3$ und $AK3 = 0,6$ aus [Fem 09] dargestellt. Die durchgezogene Linie wird mit $AK2 = 3$ und $AK3 = 0,7$ an die Versuchsergebnisse angepasst und zeigt eine gute Übereinstimmung.

Der Einfluss des Spannungsgradienten auf die Eckschwingspielzahl wird nach Kapitel 4.6.2 mit nachstehendem Ansatz beschrieben.

$$f_{GR,E} = \frac{10^{(6,4 - \frac{2,5}{k})}}{10^{(6,4 - \frac{2,5}{k_{max}})}} \quad (4.10)$$

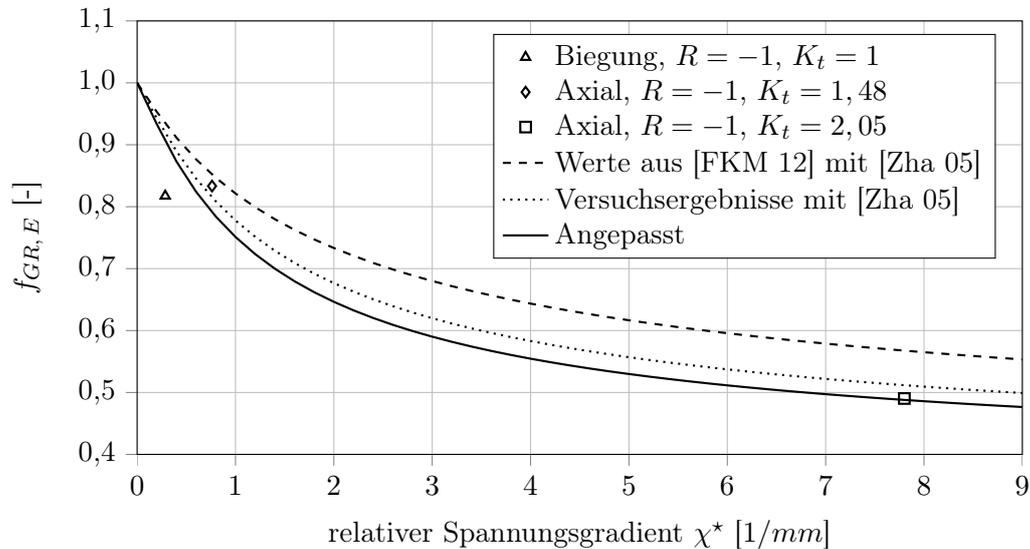


Abbildung 4.26.: Gradienteneinfluss auf die lokale Eckschwingspielzahl

Der Abbildung 4.26 ist zu entnehmen, dass die angepassten Parameter des Werkstoffmodells auch den Einfluss des Spannungsgradienten auf die Eckschwingspielzahl gut beschreiben.

Um das angepasste Werkstoffmodell zu bewerten, wird die berechnete Lebensdauer der im Versuch ermittelten Lebensdauer in Abbildung 4.27 gegenübergestellt. Die Diagonale stellt eine Übereinstimmung zwischen Simulation und Versuch dar. Zusätzlich ist das Streuband mit Faktor zwei in Lebensdauerrichtung abgebildet, welches einer Schadenssumme von $D_{eff} = 0,5$ entspricht. Für die im Versuch ermittelten Lebensdauern werden Schwingspielzahlen der 50 %-Wöhlerlinie herangezogen. Das angepasste Werkstoffmodell zeigt für das Spannungsverhältnis $R = -1$ eine gute Übereinstimmung. Die Versuchsreihe mit $R = 0$ zeigt eine nahezu konstante Abweichung zwischen berechneter und experimentell ermittelter Lebensdauer. Diese Abweichung ist darauf zurückzuführen, dass der Einfluss der Mittelspannung auf die Schwingfestigkeit über das Haigh-Diagramm basierend auf Versuchsergebnissen mit ungekehrter Probengeometrie bewertet wird. Der Einfluss des Spannungsgradienten auf die Schwingfestigkeit ist den Versuchsergebnissen nach ebenfalls von der Mittelspannung abhängig. Die berechneten Lebensdauern der Versuchsreihe mit $R = -2$ weisen zusätzlich eine unterschiedliche Neigung der Wöhlerlinie gegenüber den Versuchsergebnissen auf. Diese Abweichung ist auf den Einfluss des Spannungsgradienten auf die Neigung der Wöhlerlinie bei unterschiedlichen Mittelspannungen zurückzuführen. Im Allgemeinen lässt sich sagen, dass die Simulation und der Versuch nicht signifikant voneinander abweichen und der Einfluss des Spannungsgradienten auf die Schwingfestigkeit auch unter Einfluss von unterschiedlichen Mittelspannungen im untersuchten Bereich durch das Werkstoffmodell abgedeckt wird.

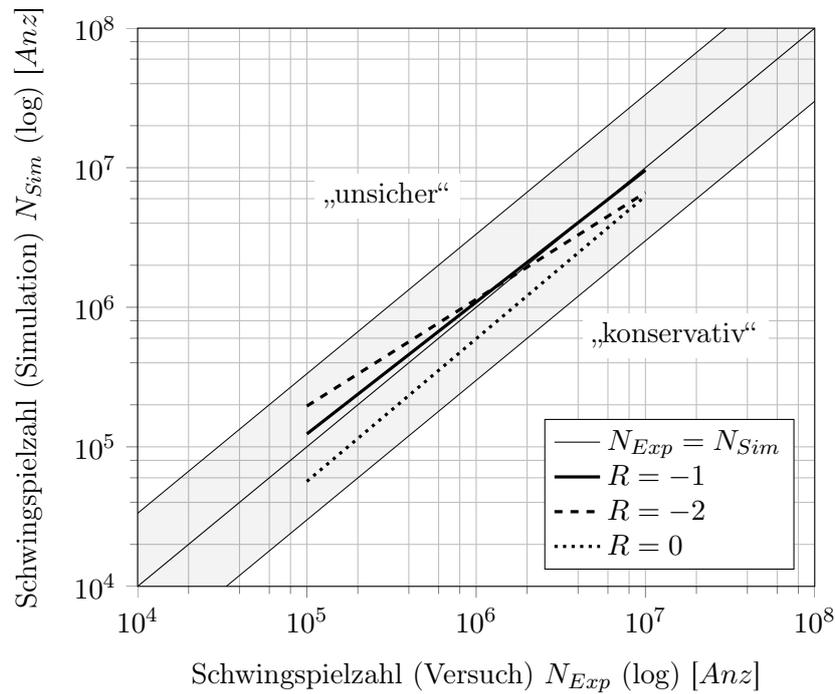


Abbildung 4.27.: Vergleich der berechneten und der im Probenversuch ermittelten Lebensdauer für die gekerbte Probengeometrie C

4.7. LCF/HCF-Versuche

Um den Einfluss hoher wechselnder Mittelspannungen zu quantifizieren, werden LCF-Versuchsreihen mit überlagerter HCF-Amplitude an Proben der glatten Geometrie A bei einer Temperatur von 150°C auf der Versuchseinrichtung I aus Kapitel 4.3 dehnungskontrolliert durchgeführt, siehe Abbildung 4.28.

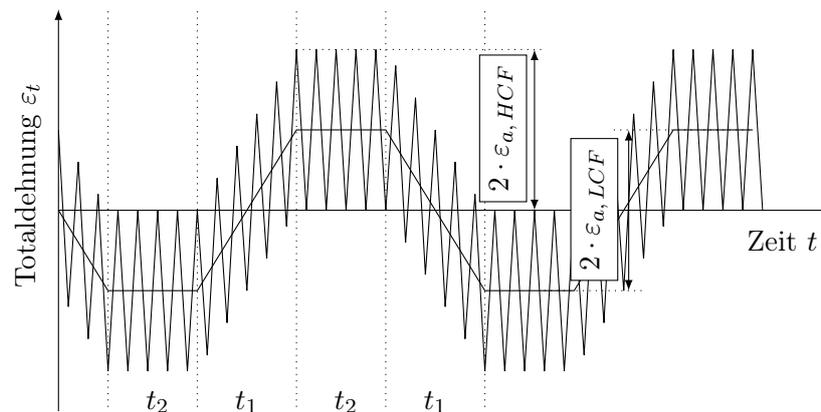


Abbildung 4.28.: Prinzipskizze der LCF/HCF-Versuchsreihen

4. Experimentelle Untersuchungen

Der LCF-Grundzyklus wird aus dem niederfrequenten Signalanteil der gemessenen Spannung am Einlassventilsteg abgeleitet, siehe Kapitel 6.2.2. Insgesamt acht überlagerte LCF/HCF-Versuche werden mit den Parametern aus Tabelle 4.7 bis zu einer maximalen Zyklenzahl von $N_{LCF} = 10^4$ gefahren, sodass sich bei einer Zykluszeit von 60 s und einer überlagerten HCF-Frequenz von 50 Hz eine Grenzschwingspielzahl von $N_{Grenz, HCF} = 3 \cdot 10^7$ ergibt.

Tabelle 4.7.: Parameter der LCF/HCF-Versuchsreihen

LCF-Amplitude:	$\varepsilon_{a, LCF} = 0,1 \%$
HCF-Amplitude:	$\varepsilon_{a, HCF} = 0,02 \% - 0,1 \%$
HCF-Frequenz:	$f_{HCF} = 50 \text{ Hz}$
Rampenzeit:	$t_1 = 10 \text{ s}$
Haltezeit:	$t_2 = 20 \text{ s}$

Die totale Dehnungsamplitude $\varepsilon_{a, tot.}$ wird über der LCF-Zyklenzahl N_{LCF} aufgetragen, siehe Abbildung 4.29.

$$\varepsilon_{a, tot.} = \varepsilon_{a, LCF} + \varepsilon_{a, HCF} \quad (4.11)$$

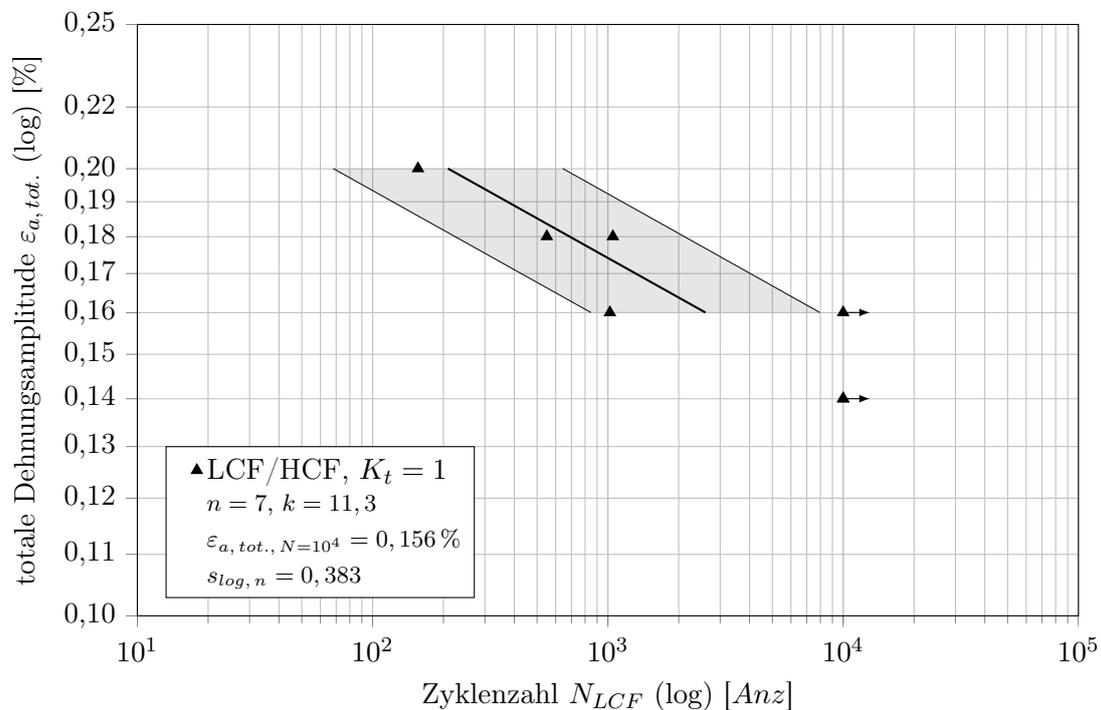


Abbildung 4.29.: Versuchsergebnisse der LCF/HCF-Versuche

Ein Stichprobenumfang von sieben auswertbaren Versuchen stellt aufgrund der umfangreichen Untersuchungen unter einstufiger Belastung eine repräsentative Stichprobengröße dar. Da die Streuung der LCF/HCF-Versuche mit $s_{\log, n} = 0,383$ der ermittelten Streuungen der HCF-Versuche entspricht, kann der Zusammenhang zwischen aufgebrachter LCF/HCF-Belastung und Schwingspielzahl abgeschätzt werden. In der Abbildung 4.29 ist zu erkennen, dass die Lebensdauer mit zunehmender HCF-Amplitude abnimmt, sodass dieser Zusammenhang mit einem Exponentialansatz analog zu den einstufigen HCF-Versuchen mit dem Aufhängepunkt bei N_{LCF} und $\varepsilon_{a, tot., N=10^4}$ und der Neigung k beschrieben werden kann.

$$N_i = N_{LCF} \cdot \left(\frac{\varepsilon_{a, tot., i}}{\varepsilon_{a, tot., N=10^4}} \right)^{-k} \quad (4.12)$$

4.7.1. Einfluss hoher wechselnder Mittelspannungen

Folgend werden die Belastungen der LCF/HCF-Versuche simuliert und der Einfluss der Mittelspannungen der HCF-Amplituden mit Hilfe des Haigh-Diagramms aus Kapitel 4.6.1 bewertet.

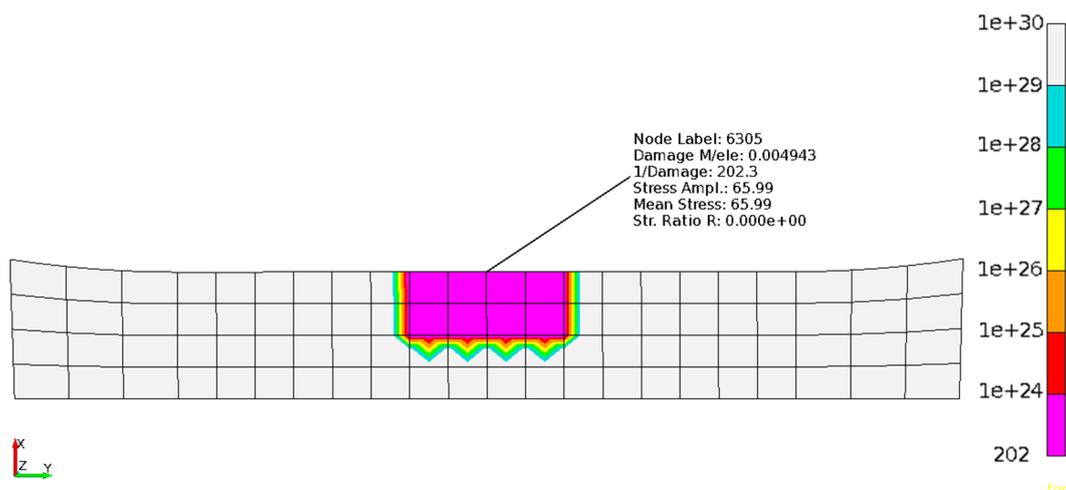


Abbildung 4.30.: Ausschnitt der glatten Probengeometrie A mit Kollektivbelastung, Skala zeigt Wiederholbarkeit des Belastungszyklus

Die Abbildung 4.30 zeigt das Ergebnis für eine niederfrequente Amplitude von $\varepsilon_{a, LCF} = 0,1\%$ und einer überlagerten hochfrequenten Beanspruchung von $\varepsilon_{a, HCF} = 0,1\%$. Für einen Knoten im mittleren Bereich der Probe wird mit Hilfe des in Kapitel 4.6.1 ermittelten Haigh-Diagramms einer Amplitudentransformation, siehe Kapitel 3.4.1, die Wiederholbarkeit des Belastungszyklus zu 202 berechnet.

4. Experimentelle Untersuchungen

Hierbei wird ein Teilausschnitt der glatten Probengeometrie A betrachtet. Aufgrund der Rotationssymmetrie um die Mittelachse und des ungekerbten Querschnitts der Probe ist diese Reduktion zulässig, da die Spannungen über den gesamten Probenquerschnitt homogen sind und identische Berechnungsergebnisse liefern. Um den Rechenaufwand gering zu halten, wird das Modell weiter reduziert. Die Anzahl der betrachteten Elemente wird so gewählt, dass Effekte im oberflächennahen Bereich berücksichtigt werden. Im Randbereich der betrachteten Elemente treten durch diese Vereinfachung numerische Effekte auf, die keinen Einfluss auf das ermittelte Ergebnis haben.

Folgend wird das FE-Modell mit den Beanspruchungen beaufschlagt, die im LCF/HCF-Probenversuch gefahren werden. Anschließend werden die berechneten Lebensdauern den im Versuch ermittelten Lebensdauern gegenübergestellt, siehe Abbildung 4.31. Für die experimentell ermittelte Lebensdauer wird die 50 %-Wöhlerlinie aus Abbildung 4.29 betrachtet.

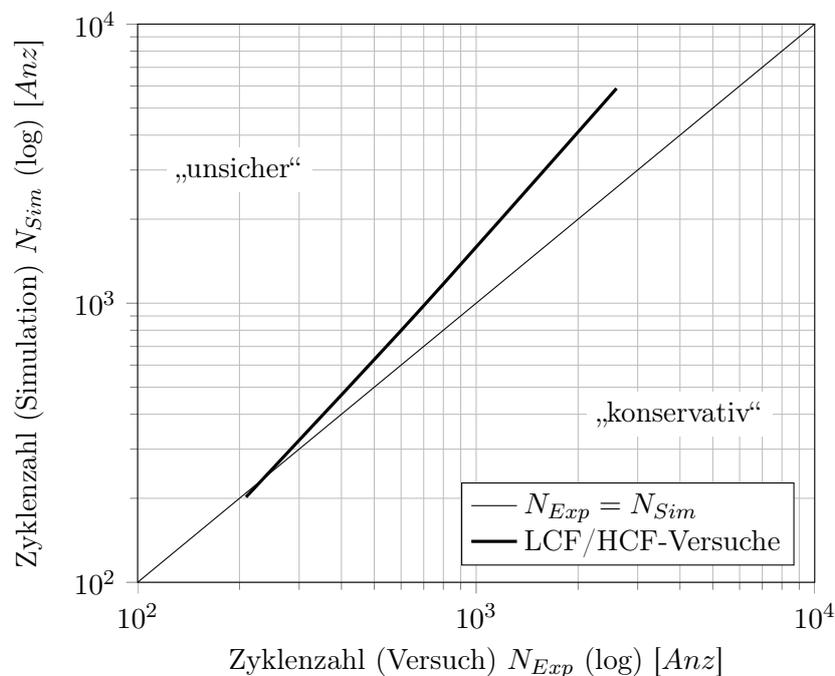


Abbildung 4.31.: Vergleich der berechneten und der im Probenversuch ermittelten Lebensdauern

Hier ist erkennbar, dass bei niedrigen Zyklenzahlen bzw. hohen überlagerten HCF-Amplituden ($\varepsilon_{a,HCF} = 0,1\%$) die berechnete und die im Versuch ermittelte Lebensdauer gut übereinstimmen. Hin zu größeren Zyklenzahlen weichen die Lebensdauern in Richtung der unsicheren Auslegungsseite voneinander ab.

In die Betrachtung gehen die Lebensdauern ein, die mit einer überlagerten HCF-Amplitude von $\varepsilon_{a,HCF} \geq 0,06\%$ ermittelt werden. Unterhalb dieser geringen Überlagerung wird die Grenzzyklenzahl von $N_{LCF} = 10^4$ erreicht und der Versuch vor Rissinitiierung abgebrochen, sodass eine Gegenüberstellung mit dem Simulationsergebnis nicht sinnvoll ist.

4.7.2. Berücksichtigung der Kollektivform

In Abbildung 4.32 ist ein Vergleich zwischen Belastungskollektiven bestehend aus dem LCF-Grundzyklus und unterschiedlichen überlagerten HCF-Amplituden dargestellt. Die Belastungskollektive werden mittels Rainflow-Zählung, siehe Kapitel 3.2, klassiert und die mittelspannungsbehafteten Amplituden über die Amplitudentransformation, siehe Kapitel 3.4.1, mit Hilfe des ermittelten Haigh-Diagramms, in ein Kollektiv mit einem Belastungsverhältnis von $R = -1$ überführt.

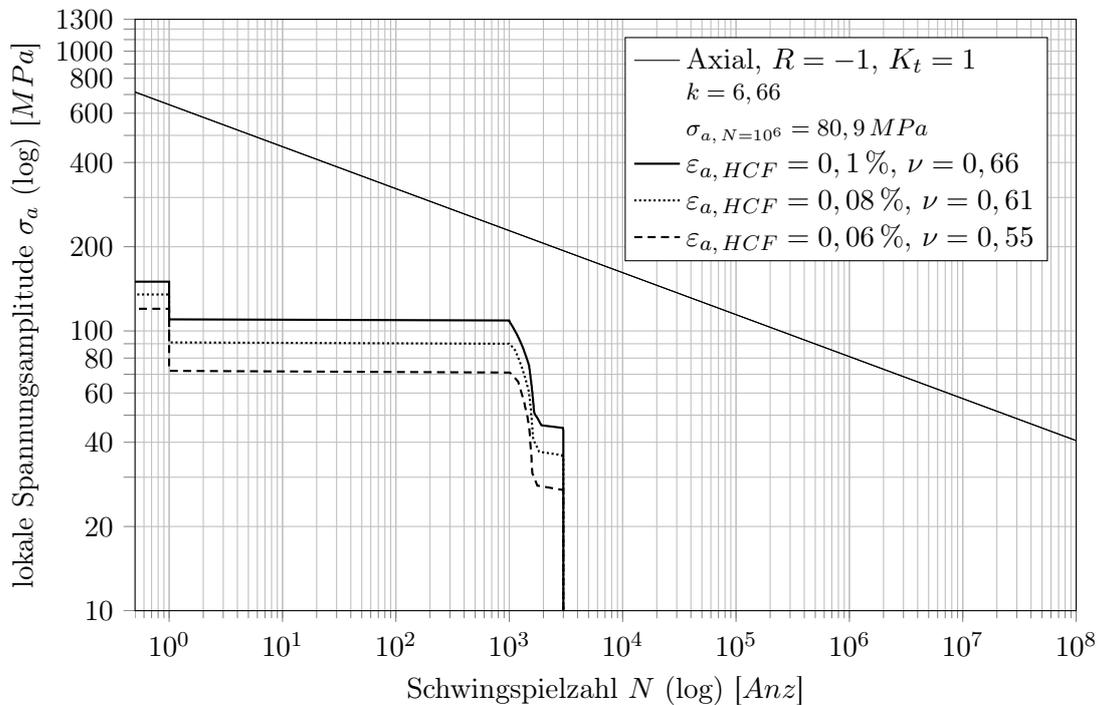


Abbildung 4.32.: Vergleich der Belastungskollektive anhand des Völligkeitsmaßes

Hier wird ersichtlich, dass der Probenversuch mit der höchsten überlagerten HCF-Amplitude das höchste Beanspruchungskollektiv darstellt. Des Weiteren wird für die Belastungskollektive das Völligkeitsmaß ν nach Kapitel 3.4.2 berechnet. Anhand dieser Kennzahl lässt sich feststellen, dass das Völligkeitsmaß bzw. die Völligkeit des Beanspruchungskollektivs hin zu kleinen überlagerten HCF-Amplituden abnimmt.

4. Experimentelle Untersuchungen

Folgend werden die berechneten Lebensdauern um den Einfluss der Kollektivform mit nachstehenden Formeln nach Kapitel 3.4.2 korrigiert.

$$N_{Sim,korr} = \frac{1}{D_{eff}} \cdot N_{Sim} \quad (4.13)$$

mit

$$D_{eff} = \frac{2}{\sqrt[4]{A}} \quad (4.14)$$

$$A = \frac{1}{\nu^k} \quad (4.15)$$

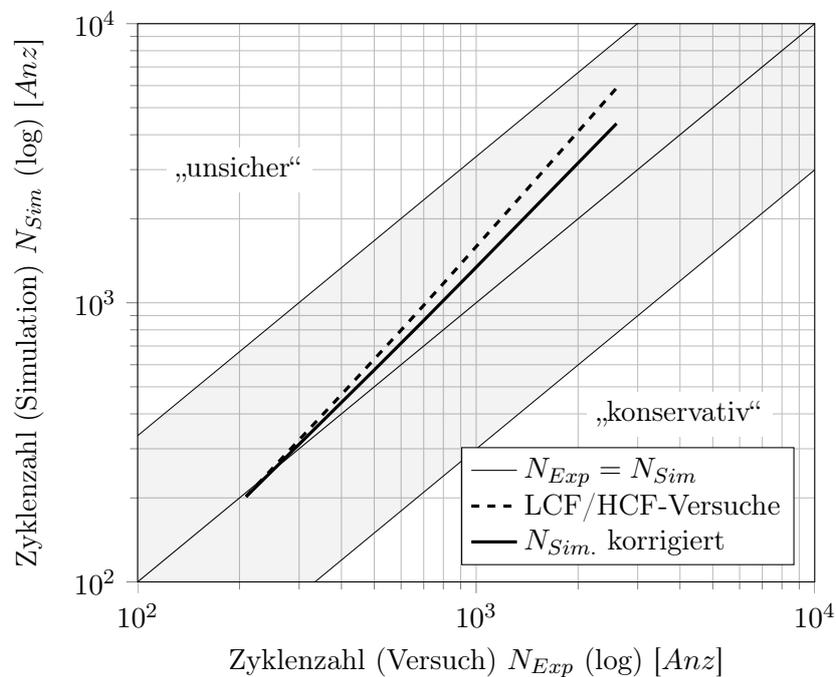


Abbildung 4.33.: Vergleich der berechneten und der im Probenversuch ermittelten Lebensdauern

In Abbildung 4.33 sind die experimentell ermittelten Lebensdauern gegen die mit der zuvor beschriebener Korrektur berechneten Lebensdauern aufgetragen. Hier ist erkennbar, dass hin zu höheren ertragbaren Schwingungszahl, bzw. niedrigeren überlagerten HCF-Amplituden die berechneten Lebensdauern in Richtung konservativer Auslegungsseite korrigiert werden. Um den Aufwand gering zu halten und eine Aussage im Sinne einer konservativen Auslegung zu geben, wird empfohlen eine effektive Schadenssumme von $D_{eff} = 0,3$ (in Abbildung 4.33 mit grau hinterlegtem Bereich gekennzeichnet) als Auslegungskriterium zu wählen.

5. Methodik der Lastannahme an einem Zylinderkopf

Für eine Lebensdauerabschätzung eines Zylinderkopfes ist eine detaillierte Kenntnis über die lokalen Werkstoffeigenschaften sowie über die einwirkenden Belastungen und daraus resultierenden lokalen Beanspruchungszustände notwendig. Die einzelnen Lastgrößen können nicht oder nur vereinfacht in einem Komponentenversuch nachgestellt werden, sodass der Zylinderkopf hinsichtlich der Betriebsfestigkeit über Dauerläufe im motorischen Betrieb bewertet wird.

Die Auslegung des Zylinderkopfes erfolgt mit Hilfe einer numerischen Lastannahme, die über einen Simulationsprozess realisiert wird. Diese Lastannahme muss für eine Lebensdauerabschätzung alle relevanten Belastungen, die auf den Zylinderkopf wirken, abbilden. Die einzelnen Komponenten der numerischen Lastannahme werden mit messtechnisch ermittelten Lastgrößen abgeglichen, um ein aussagekräftiges Simulationsergebnis zu erhalten und gegebenenfalls Optimierungspotentiale abzuleiten.

Folgend wird die messtechnische Ermittlung von Beanspruchungen am Zylinderkopf für den darauffolgenden Abgleich mit Simulationsergebnissen erläutert. Anschließend wird der bestehende Simulationsprozess vorgestellt, der die Belastungen an dem Zylinderkopf in einem quasistationären Zustand abbildet. Dieses Vorgehen hat zur Folge, dass hoch beanspruchte Bereiche, siehe Kapitel 1, nicht oder nur bedingt aufgedeckt werden. Folglich wird der bestehende Simulationsprozess erweitert, sodass die thermomechanischen Beanspruchungen aus dem transienten Temperaturfeld berücksichtigt werden.

5.1. Messtechnisch ermittelte Lastgrößen

Maßgebend für die Lebensdauerabschätzung ist der lokale Dehnungs- bzw. Spannungszustand an den hoch beanspruchten Bereichen des Zylinderkopfes. Um diesen Beanspruchungszustand mit dem Simulationsmodell realitätsnah zu erfassen, werden für einen Abgleich zwischen Messwerten und numerisch ermittelten Werten Dehnungsmessstreifen an hoch beanspruchten Stellen des Zylinderkopfes appliziert. Bei der Applikation müssen grundlegende Voraussetzungen erfüllt werden, die ausführlich in [Hof 87] beschrieben werden.

Für die Randbedingungen der Temperaturfeldberechnung werden diverse Gas- und Fluidtemperaturen, sowie deren Massen- und Volumenströme herangezogen. Diese und weitere Messgrößen (Motordrehzahl, Motormoment, Gaspedalwertgeber etc.) sind Signale aus den Fahrzeugsteuergeräten.

Weitere Temperaturmessstellen, die separat an definierten Positionen in das Bauteilinnere eingebracht werden, dienen dem Abgleich des berechneten Temperaturfeldes. Anhand dieser Temperaturen lassen sich ebenso Randbedingungen für Komponentenversuche ableiten, die darauf abzielen die thermomechanische Ermüdung zu simulieren [AFR 10].

Das Messprogramm wird so ausgelegt, dass die Zustände in dem motorischen Betrieb erfasst werden, die für die Bewertung notwendige und relevante Informationen liefern. Um die statischen Belastungen im Simulationsmodell abzubilden, werden Schritte aus dem Herstellungs- und Montageprozess mitgemessen. Aus Motorhochläufen, die das gesamte Drehzahlband von Leerlaufdrehzahl bis Abregeldrehzahl abdecken, wird die Amplitudenbelastung über der Drehzahl ermittelt. Zum Abgleich mit der Simulation wird der Nennleistungspunkt bei Nenndrehzahl herangezogen, da hier die maximalen, hochfrequenten Belastungsamplituden entstehen. Aus einer Messung unter Vollast bei Nenndrehzahl wird die Belastung aufgrund von Temperatureinwirkung auf den Zylinderkopf ermittelt.

Für die Bewertung von Beanspruchungskollektiven aus Motorprüfstandsläufen werden diese Prüfstandszyklen gemessen und gehen in die Auswertung mit ein. Fahrbetriebsmessungen von auslegungsrelevanten Erprobungsstrecken im Prüfgelände und auf öffentlicher Straße dienen einer Abschätzung des Kundenverhaltens und gehen in die Umsetzung der Auslegungsphilosophie ein.

Für einen präzisen Abgleich zwischen Messung und Simulation ist die exakte Bestimmung der Messstellenposition und Orientierung relevant. Die hoch belasteten Bereiche am Zylinderkopf können hohen Spannungsgradienten an der Oberfläche unterliegen, sodass für die Spannungsauswertung im Simulationsmodell eine präzise Angabe in Form von Positionskoordinaten notwendig ist. Diese Koordinaten lassen sich bedingt durch die nicht gegebene Zugänglichkeit in den meisten Fällen erst nach Abschluss aller notwendigen Messungen bestimmen. Hierfür wird das Messteil zerlegt, sodass die Messstellen für eine 3D-Vermessung freigelegt werden.

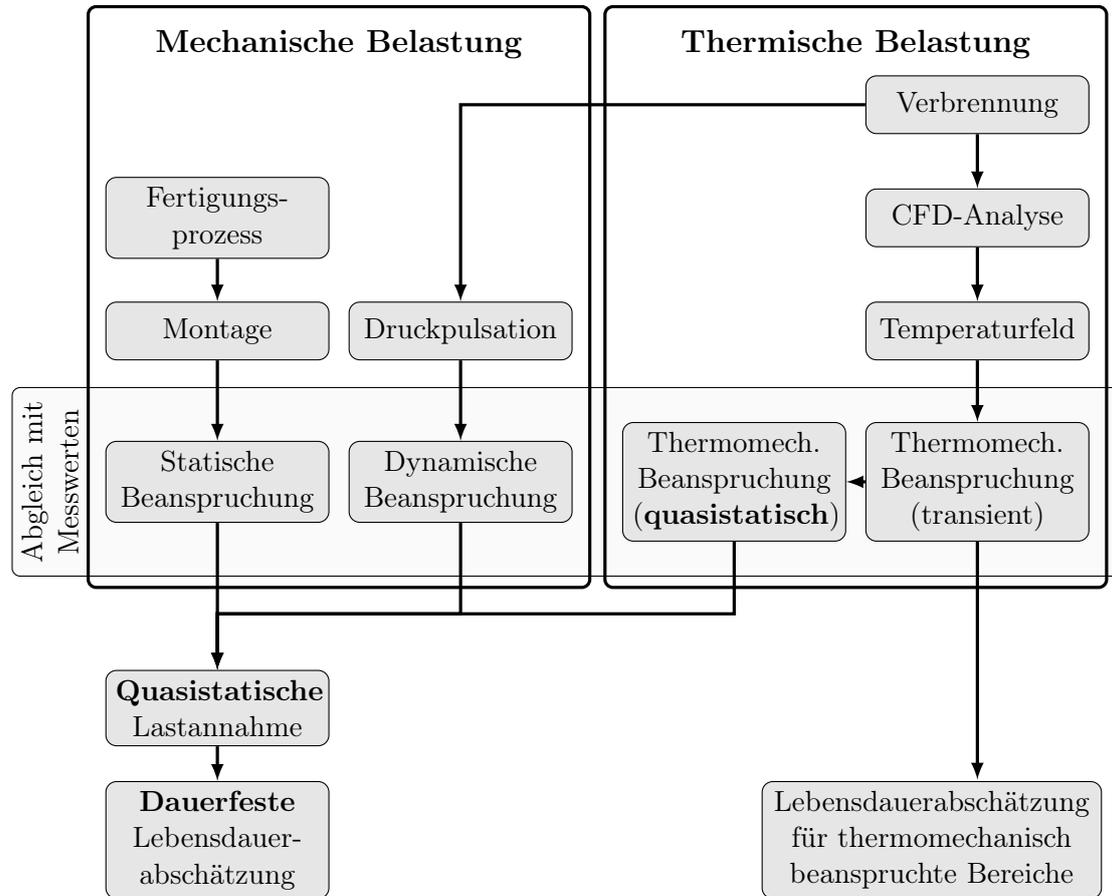


Abbildung 5.2.: Schematischer Ablauf der numerischen Lastannahme nach dem bestehenden Simulationsprozess

Die Abbildung 5.2 zeigt den bestehenden Simulationsprozess als Flussdiagramm. In der Berechnung der statischen mechanischen Beanspruchung werden die Schraubenkräfte sowie die Verspannung durch das Einpressen der Ventilsitzringe im FEM-Modell aufgebracht und gehen als Mittellast in die Bewertung ein. Um den statischen Verspannungszustand ganzheitlich zu erfassen, müssen Beanspruchungen aufgrund des Fertigungsprozesses (z.B. Eigenspannungen aufgrund der Wärmebehandlung und der mechanischen Endbearbeitung des Zylinderkopfes) berücksichtigt werden. Die Quantifizierung dieser Einflussfaktoren ist Gegenstand aktueller Forschungsprojekte und kann hier nicht in die Betrachtung einbezogen werden. Jedoch besteht die Möglichkeit, diese Beanspruchungskomponenten ebenso als statische Mittellast zu berücksichtigen. Die dynamischen Beanspruchungen aus dem Verbrennungsprozess werden über das Aufbringen einer Druckbelastung entsprechend dem maximalen Zünddruck aus der Verbrennung auf die Brennraumkalotte simuliert. Somit ergibt sich eine der Zylinderanzahl entsprechende Menge an Berechnungsergebnissen, die jeweils den Beanspruchungszustand zum Zündzeitpunkt eines Zylinders beinhalten.

Die niederfrequenten Beanspruchungen, die aus dem inhomogenen, transienten Temperaturfeld resultieren, werden über einen separaten Prozess abgebildet. Zunächst wird die Verbrennung mit einem dreidimensionalen Modell beschrieben, dessen Eingangsgrößen der Einspritzzeitpunkt und Einspritzmenge sowie der Gaswechsel und der Zündzeitpunkt sind. Aus der Verbrennungssimulation lässt sich über eine CFD-Analyse (Computational Fluid Dynamics), in der zusätzlich die Wärmeströme von Frisch- und Abgas, Kühlwasser und Öl berücksichtigt werden, der Wärmeeintrag in das Bauteil bestimmen.

Nach diesem Prinzip wird folgend das FEM-Modell iterativ mit der thermischen Belastung beaufschlagt, bis das sich ergebene Temperaturfeld zu einem quasistationären Zustand konvergiert. Die Zeitinkremente der Konvergenzrechnung sind aufgrund der fehlerbasierten Iterationsmethode zu Beginn relativ gering und werden größer, je näher das Ergebnis dem quasistationären Zustand ist. Um das Abkühlen des Motors zu simulieren, wird nach dem gleichen Prinzip, jedoch ohne den Wärmeeintrag durch die Verbrennung, vorgegangen. Aus einer Aufheiz- (Zugphase) und einer Abkühlphase (Schubphase) setzt sich das transiente Temperaturfeld zusammen, das durch strukturell bedingte Behinderung der Wärmeausdehnung in einem thermomechanischen Spannungszustand resultiert.

Die Komponenten der mechanischen und thermomechanischen Beanspruchungszustände werden mit entsprechenden Messwerten aus dem motorischen Betrieb abgeglichen, sodass die Erfassung der Größenordnung der Lasten sichergestellt ist. Des Weiteren können Einflussfaktoren identifiziert werden, die hier noch nicht berücksichtigt werden.

Wenn dieser Abgleich durchgeführt ist, werden für die Bewertung des Bereiches Wassermantel und Gaskanäle die einzelnen Beanspruchungszustände superponiert und bilden ein Wertepaar bestehend aus Mittelspannung und Amplitude $\sigma_{a,R,lokal}$. Mit diesen Lastgrößen kann daraufhin über lokale Beanspruchbarkeiten in Form von Haigh-Diagrammen $\sigma_{a,R,D}$ eine dauerfeste Lebensdauerabschätzung durchgeführt und der Auslastungsgrad a unter Berücksichtigung des Gesamtsicherheitsfaktors j_{ges} angegeben werden [FKM 12].

$$a = \frac{\sigma_{a,R,lokal} \cdot j_{ges}}{\sigma_{a,R,D}} \quad (5.1)$$

Für den Bereich nahe des Brennraumes, an dem vorwiegend die thermomechanische Beanspruchung wirkt, schließt eine Bewertung mittels Schädigungsparameter D_{TMF} an, siehe Kapitel 3.1.1.

5.3. Modifikation mit transienten Lastgrößen

Die Anforderung aus Kapitel 1, dass die niederfrequente Belastung aus wechselnden Betriebszuständen berücksichtigt werden soll, führt dazu, dass der bestehende Simulationsprozess modifiziert werden muss, siehe Abbildung 5.3.

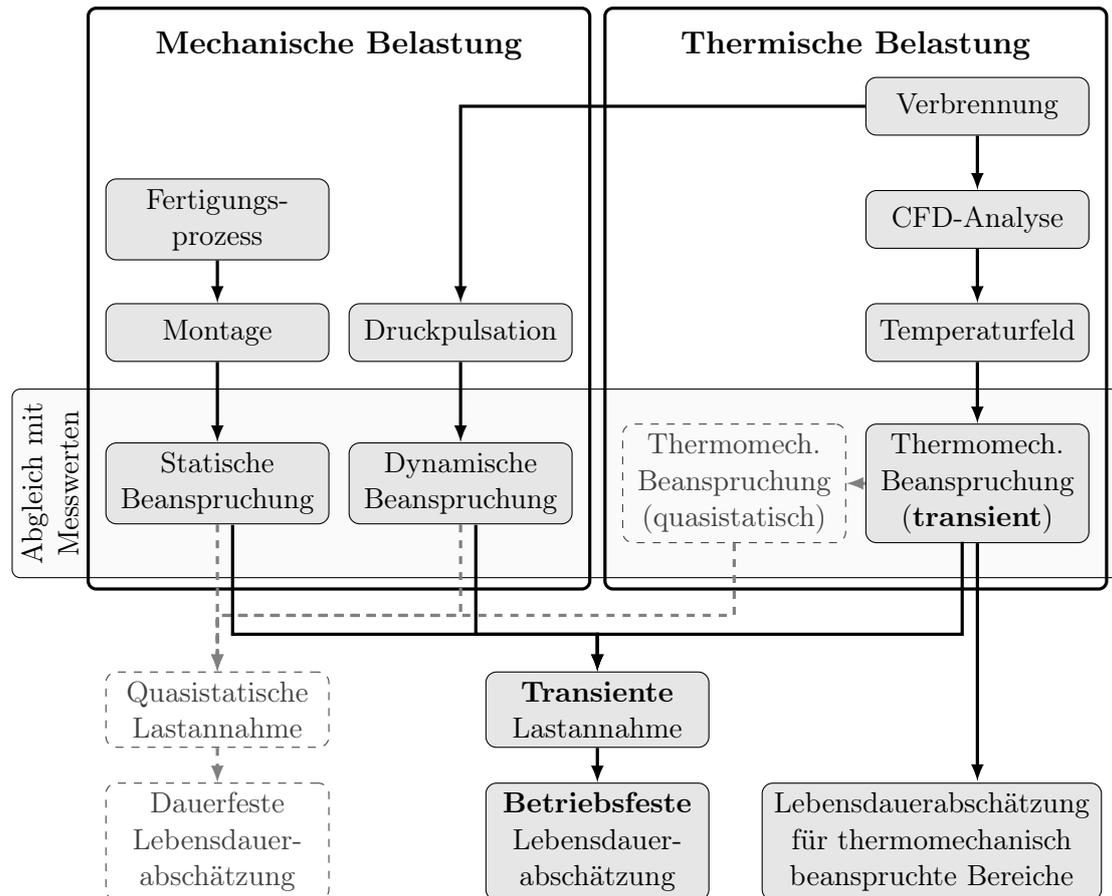


Abbildung 5.3.: Schematischer Ablauf der numerischen Lastannahme mit Berücksichtigung der transienten Thermomechanik

Damit die niederfrequente Thermomechanik aus der thermischen Belastung nicht vereinfachend als quasistationärer Zustand, sondern als transiente Beanspruchung in die Lebensdauerabschätzung für den Bereich abseits des Brennraumes einfließt, wird der transiente Beanspruchungsverlauf für die Lebensdauerbetrachtung auch für den Bereich abseits des Brennraumes herangezogen. Dieser Zeitverlauf wird folgend mit den mechanischen Komponenten überlagert. Hierzu muss aus den Berechnungsergebnissen der mechanischen Belastung ebenfalls ein zeitlicher Verlauf generiert werden, der dem Aufheizen (Vollastphase) und dem Abkühlen des Motors (Schubphase) entspricht.

Die Berechnungsergebnisse der Druckpulsation werden mit der statischen Mittellast beaufschlagt und gemäß der Zündreihenfolge und der Drehzahl des Motors mit einem festen Zeitinkrement aneinandergehängt. Hierbei muss beachtet werden, dass während des Schubbetriebes nur der Kompressionsdruck und nicht der Zünddruck auf den Zylinderkopf wirkt.

Anschließend werden die Beanspruchungsverläufe der reinen Mechanik und der transienten Thermomechanik superponiert. In Kapitel 6.2.3 wird dieser Prozess anhand eines Beispiels detailliert beschrieben.

Der resultierende Beanspruchungszeitverlauf kann folgend über lokale Haigh-Diagramme mittels Amplitudentransformation in ein Beanspruchungskollektiv übertragen werden. Mithilfe lokaler Wöhlerlinien, die alle Einflussfaktoren auf die Schwingfestigkeit möglichst präzise abbilden, schließt hier eine betriebsfeste Lebensdauerabschätzung mit einer Schadensakkumulation an, siehe Kapitel 3.3. Um die Auslegungsphilosophie umzusetzen und eine Zielvorgabe für das ermittelte Kollektiv zu definieren, sind Messungen des Kundenverhaltens notwendig.

Anhand dieser Lebensdauerbetrachtung lassen sich Dauerläufe im motorischen Betrieb bewerten, die den gleichen Belastungszyklus erfahren, der auch in der numerischen Lastannahme abgebildet wird. Mit dieser Methodik können gezielt Bauteile optimiert und neue Baustände zeitnah bewertet werden.

6. Betriebsfeste Lebensdauerabschätzung anhand eines Beispiels

In diesem Kapitel wird die betriebsfeste Lebensdauerabschätzung eines Aluminiumguss-Zylinderkopfes anhand eines 2,0l Reihenvierzylindermotors mit Abgasturbolader exemplarisch durchgeführt. Hierfür wird der modifizierte Simulationsprozess, der in Kapitel 5.3 vorgestellt wird, umgesetzt und eine Lastannahme mit transienten Eingangsgrößen vorgenommen.

Der betrachtete Motor ist ein Produkt der Vorserie in einem frühen Entwicklungsstadium und lässt keine Rückschlüsse auf Serienprodukte zu. Der untersuchte Zylinderkopf soll lediglich als Beispiel für die angewendete Methodik und dessen Validierung dienen.

Zunächst werden für die Lebensdauerabschätzung notwendige Werkstoffkennwerte der AlSi10Mg(Cu)-Legierung, siehe Kapitel 4, zusammengetragen und Parameter für die Bewertung der untersuchten Einflussfaktoren angegeben. Anschließend erfolgt eine Lastannahme nach der in Kapitel 5 beschriebenen Methodik zur Erfassung des transienten thermomechanischen Beanspruchungszustandes. Hierfür wird ein Mess-Zylinderkopf vorgestellt, an dem die messtechnischen Lastgrößen für einen Abgleich der Simulationsergebnisse ermittelt werden. Des Weiteren wird der Zug-Schub-Zyklus als Beanspruchungskollektiv identifiziert, welcher die Belastungen im Kundenbetrieb abdeckt. Mithilfe der Messungen im Kundenbetrieb kann für den Zug-Schub-Zyklus ein Zielumfang gemäß der Auslegungsphilosophie bestimmt werden.

Im nächsten Schritt wird die Superposition der einzelnen Belastungskomponenten zu einem überlagerten Simulationsmodell vorgestellt. Da die Superposition von Beanspruchungszuständen nur quasi elastische Dehnungsanteile zulässt, wird der Anwendungsbereich mit einem Indikator für Wechselplastizitäten eingeführt. Aus der detaillierten Betrachtung des lokalen Beanspruchungszustandes wird folgend eine Betrachtung der Nichtproportionalität von rein mechanischer und thermomechanischer Beanspruchung durchgeführt. Mit dieser Analyse wird die Auswahl der zu verwendenden Festigkeitshypothese unterstützt. Im Anschluss werden die Ergebnisse der Lebensdauerabschätzung nach der modifizierten Methodik vorgestellt und ein qualitativer Vergleich mit dem bestehenden Simulationsprozess geführt. Eine quantitative Bewertung der Methodik kann über einen Abgleich mit Versuchsergebnissen aus dem motorischen Dauerbetrieb gegeben werden.

6.1. Werkstoffmodell

Für die Abbildung in einem Werkstoffmodell werden Werkstoffversuche anhand von Proben im T6-Wärmebehandlungszustand einer aus diesem Zweck gegossenen Probencharge des Werkstoffes AlSi10Mg(Cu) durchgeführt, siehe Kapitel 4. Nach einer Grundcharakterisierung, in der die Zusammensetzung, das Gefüge, die Härte und die Dichte des Grundmaterials analysiert werden, lässt sich die Probencharge mit bestehenden Literaturwerten vergleichen.

In das anzuwendende Werkstoffmodell fließen Festigkeitskennwerte ein, die bei einer Umgebungstemperatur von 150°C ermittelt werden. Dieser Wert richtet sich nach maximal auftretenden Temperaturen im Einlassgaskanal des Zylinderkopfes während des motorischen Betriebs, siehe Kapitel 6.2.3. Hiermit werden am Zylinderkopf lokal überlagerte Temperatureinflüsse konservativ abgeschätzt.

Der Elastizitätsmodul wird in den Laststeigerungsversuchen zu $E_{\text{AlSi10Mg(Cu)}} = 71,3 \text{ GPa}$ bestimmt und der Spannungskoeffizient sowie der Verfestigungsexponent der stabilisierten Spannungs-Dehnungs-Hysterese betragen $K' = 383 \text{ MPa}$ und $n' = 0,067$.

Die statischen Festigkeitsgrenzen werden aus den Zug- und Druckversuchen zu $R_M = 250 \text{ MPa}$ und $R_{p0,2\%} = 235 \text{ MPa}$ bestimmt.

Für die Lebensdauerabschätzung wird in dem Werkstoffmodell die Wechselfestigkeit von $\sigma_{aD,R=-1} = 80,9 \text{ MPa}$ bei einer Schwingspielzahl von $N = 10^6$ mit der Wöhlerlinienneigung $k = 6,7$ aus den HCF-Versuchen hinterlegt. Alle dynamischen Festigkeitskennwerte sind für eine Ausfallwahrscheinlichkeit von $P_A = 50\%$ angegeben.

Damit der Einfluss der inhomogenen Spannungsverteilung in Form von Spannungsgradienten berücksichtigt werden kann, wird die Wechselfestigkeit bei Umlaufbiegebelastung von $\sigma_{a,bD,R=-1} = 94,5 \text{ MPa}$ bei einer Probendicke von $b = 7 \text{ mm}$ und die angepassten Parameter des Spannungsgradientenmodells $K_D = 0,51$, $AK2 = 3$ und $AK3 = 0,7$ in dem Werkstoffmodell hinterlegt.

Bei der Überlagerung von unabhängigen Beanspruchungen ist davon auszugehen, dass die lokalen relativen Spannungsgradienten über den zeitlichen Verlauf variieren. Im weiteren Vorgehen wird konservativ der maximale Spannungsgradient, der im zeitlichen Verlauf auftritt, für die Skalierung der lokalen Wöhlerlinie herangezogen. Eine Modifikation des Modells, sodass diese veränderlichen Spannungsgradienten berücksichtigt werden, kann die Lebensdauerabschätzung weiter optimieren.

Die Berücksichtigung der Mittelspannung erfolgt über eine Parallelverschiebung nach Kapitel 3.4.1 entlang des Polygonzugs des ermittelten Haigh-Diagramms, siehe Abbildung 4.22.

Tabelle 6.1.: Parameter des Haigh-Diagramms bei $N = 10^6$

Belastungsverhältnis	Mittelspannung	Spannungsamplitude
$R = 1$	-250 MPa	0 MPa
$R = -\infty$	$-137,5 \text{ MPa}$	$137,5 \text{ MPa}$
$R = -2$	$-40,2 \text{ MPa}$	$120,6 \text{ MPa}$
$R = -1$	0 MPa	$80,9 \text{ MPa}$
$R = 0$	56 MPa	56 MPa
$R = 1$	250 MPa	0 MPa

Das Haigh-Diagramm wird aus den Werten in Tabelle 6.1 aufgespannt. Hierbei entsprechen die Werte für $R = 1$ auf der linken (Druck) und rechten (Zug) Seite des Haigh-Diagramms der Zugfestigkeit, da die Druckfestigkeit aufgrund hoher plastischer Verformung nicht bestimmt werden kann. Für eine präzisere Bewertung der Mittelspannung sind weitere Stützstellen des Haigh-Diagramms erforderlich (beispielsweise bei $R = 0,5$). Die Treffsicherheit dieser Methode wird in Kapitel 4.7 mit überlagerten LCF/HCF-Versuchen untersucht. Um den Aufwand der Lebensdauerabschätzung gering zu halten und nicht auf der unsicheren Auslegungsseite zu liegen, wird eine effektive Schadenssumme von $D_{eff} = 0,3$ angesetzt. Für eine höhere Zuverlässigkeit der Methodik sind weitere Versuchsreihen mit variierenden Kollektivformen erforderlich.

Für die im motorischen Betrieb gemessenen Beanspruchungen sind die wichtigsten Einflussfaktoren auf die Lebensdauer erarbeitet und lassen sich auf die hoch beanspruchten Bereiche im Wassermantel und in den Gaskanälen anwenden.

6.2. Lastannahme

Für die Lastannahme kommt ein Zylinderkopf zum Einsatz, der mit definierten Temperaturmessstellen (Thermoelemente des Typs K) ausgestattet ist, siehe Anhang A.5. Anhand der gemessenen Temperaturen kann ein Abgleich mit dem transienten Temperaturfeld aus dem Simulationsprozess durchgeführt werden.

Zusätzlich werden Daten aus dem Motorsteuergerät erfasst (Motordrehzahl, inneres Motormoment, Öl- und Kühlwassertemperaturen, Volumen- und Massenströme des Kühlmittels und des Frisch- bzw. Abgases), um Eingangsdaten für die Verbrennungssimulation und die CFD-Analyse zu erhalten und genaue Kenntnis über den Betriebszustand in diversen Fahrbetriebsmessungen zu erlangen. Des Weiteren dienen Schadensanalysen von baugleichen Zylinderköpfen aus Dauerfahrversuchen und Motorprüfstandsläufen als Definition für zusätzliche Dehnungsmessstellen.

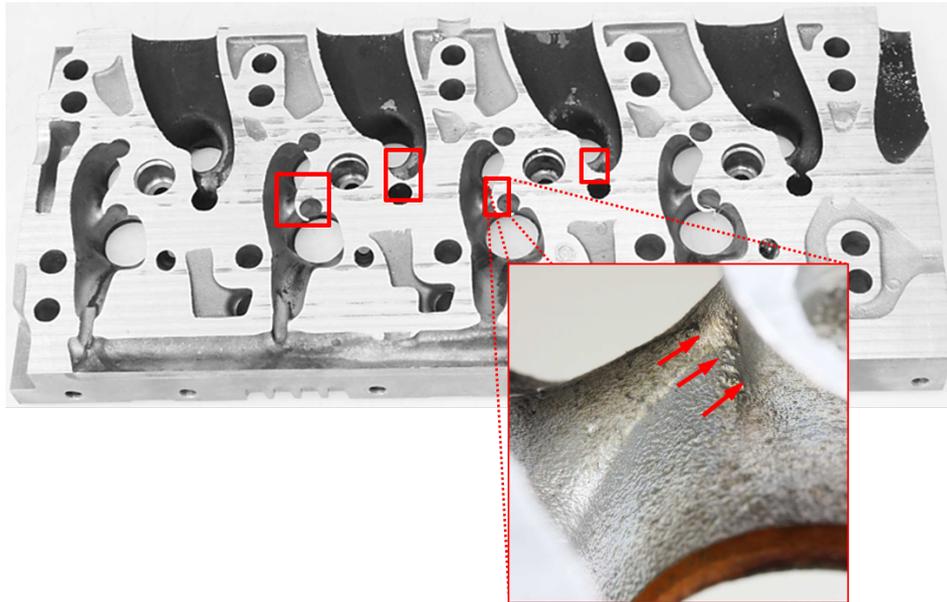


Abbildung 6.1.: Teilstück eines Zylinderkopfes nach dem Zug-Schub-Test auf einem Motorprüfstand mit markierten Anrissorten in den Gaskanälen

In der Abbildung 6.1 ist der brennraumnahe Teil eines Zylinderkopfes als Schnitt dargestellt, der motorisch in einem Überlastversuch (15 000 Zug-Schub-Zyklen) betrieben wurde. In einer Schadensanalyse ergeben sich die mit Rechtecken markierten und in der Vergrößerung mit Pfeilen gekennzeichneten Anrissorte. Der Rissverlauf erstreckt sich quer über den Stegbereich, wobei die Rissinitiierung auf dem Plateau des Steges stattfindet.

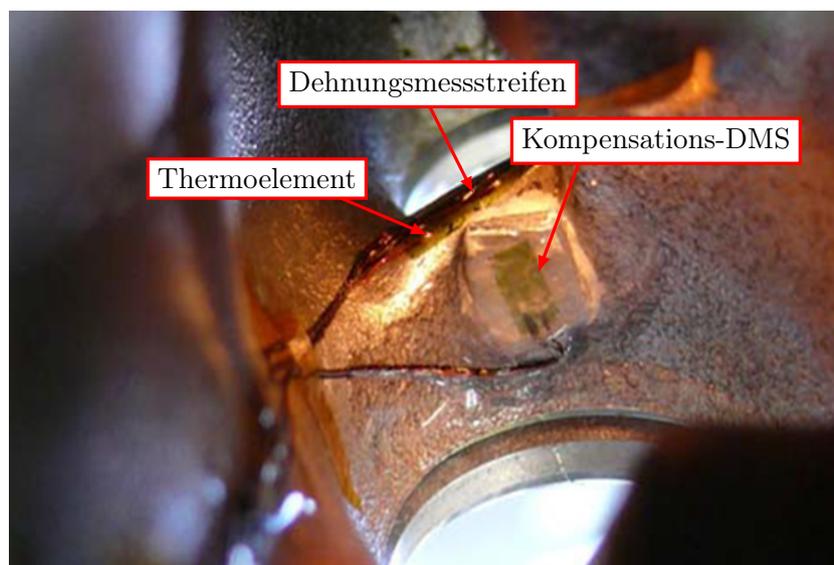


Abbildung 6.2.: DMS-Konfiguration an dem Anrissort im Einlasskanal

Die Abbildung 6.2 zeigt die DMS-Konfiguration im Einlasskanal eines Zylinders. Der DMS wird über der ermittelten Rissinitiierung appliziert und orthogonal zu dem Rissverlauf ausgerichtet. Hierbei werden für das Grundmaterial und die Einsatzparameter Temperatur, erwartete absolute Dehnung und Dehnrate geeignete DMS mit einem Messgitter von $1,1\text{ mm}^2$ ausgewählt.

Die Messstelle wird mit einem Kompensations-DMS und einem zusätzlichen Thermo-Element auf der Materialoberfläche ausgeführt, damit ein fehlerfreies Messsignal erzeugt und der Temperaturgang des DMS kompensiert wird. Eine detaillierte Beschreibung zu dem Umgang mit DMS und deren Applikation sowie die Kompensation von Messfehlern ist in [Hof 87] beschrieben.

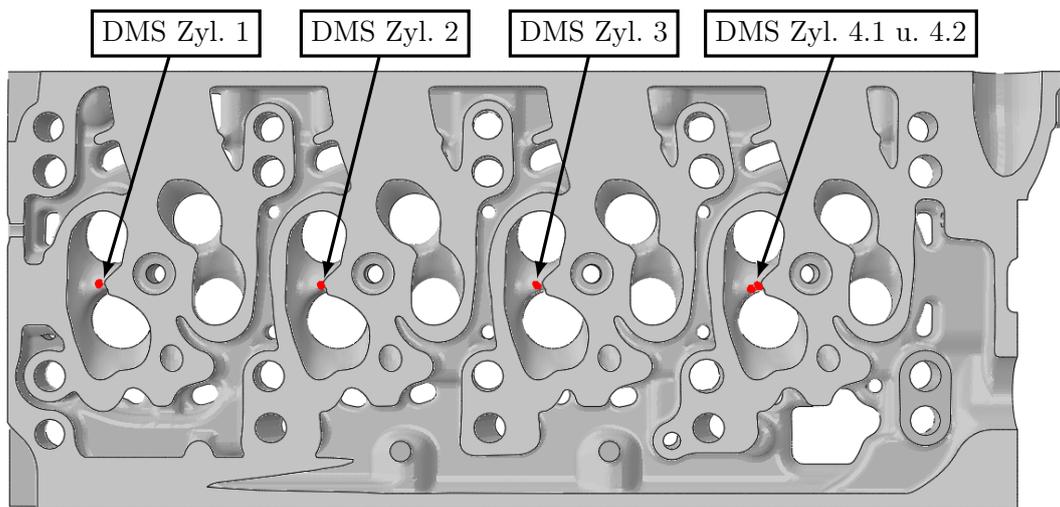


Abbildung 6.3.: Schnitt durch das CAD-Modell des Zylinderkopfes: Ansicht der Wassermantelseite und Positionen der DMS

Der Mess-Zylinderkopf wird mit dieser DMS-Konfiguration an den Stegbereichen der Einlasskanäle bestückt, siehe Abbildung 6.3. An dem vierten Zylinder sind zwei DMS unmittelbar hintereinander appliziert, da der Spannungsverlauf entlang des Steges ebenfalls untersucht wird. Die exakte Position und Ausrichtung der applizierten DMS wird nach Abschluss aller notwendigen Messungen mit einer Koordinatenmessmaschine bestimmt.

Anhand der 3D-Koordinaten kann eine Knotengruppe selektiert werden, die der Fläche des Messgitters des DMS entspricht und somit als virtueller DMS betrachtet werden kann. Für die Ermittlung der simulierten Spannungswerte wird der Mittelwert der größten absolut betrachteten größten Hauptspannungen aus den selektierten Knoten gebildet, damit diese Werte mit den Messwerten abgeglichen werden können, siehe Abbildung 6.4. Die Definition der virtuellen DMS ist im Anhang A.5 dokumentiert.



Abbildung 6.4.: Position des virtuellen DMS im FE-Modell an Zylinder 3

Für den Abgleich zwischen simulierten und messtechnisch ermitteltem Spannungswerten werden exemplarisch die Signale des DMS an dem dritten Zylinder betrachtet.

6.2.1. Statischer Verspannungszustand

Mit dem Mess-Zylinderkopf wird die Montage des Zylinderkopfes in einen funktionsfähigen Motor gemessen. Die Abbildung 6.5 zeigt beispielhaft die Reaktion der Messstelle an dem dritten Zylinder auf die einzelnen Schritte während der Motormontage. Hierbei ist (1) das Anziehen der Zylinderkopfschrauben, (2) die Montage des Nockenwellenmoduls, (3) das Einsetzen der Injektoren, (4) die Montage des Ladeluftkühlers, (5) das Verschrauben des Abgaskrümmers und (6) die Montage des Riementriebes. Das Anziehen der Zylinderkopfschrauben stellt hierbei den größten Einfluss auf den Stegbereich dar. Die übrigen Montageschritte haben vergleichsweise geringe Auswirkungen auf die Messstellen im Bauteilinneren.

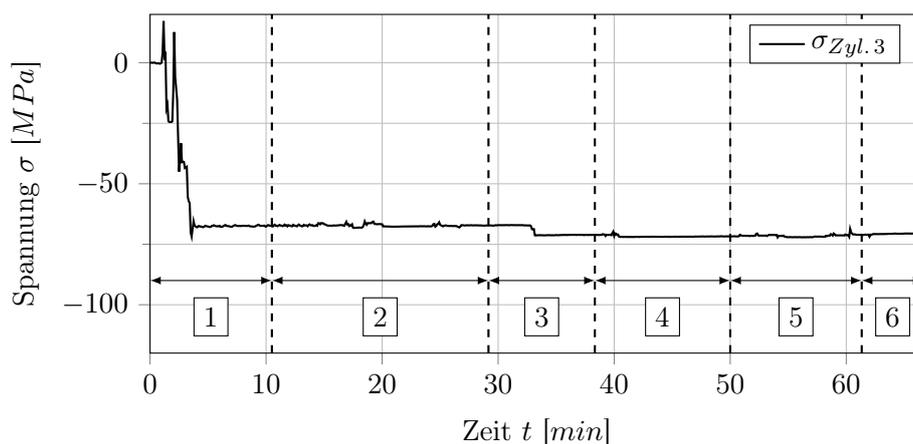


Abbildung 6.5.: Messsignal des Dehnungsmessstreifens an dem dritten Zylinder während des Montageprozesses

Tabelle 6.2.: Gegenüberstellung der simulierten und der gemessenen Spannungswerte beim Anziehen der Zylinderkopfschrauben

Zylinder	1	2	3	4.1	4.2
Simulation σ_{Sim}	$-12 MPa$	$-97 MPa$	$-68 MPa$	$-105 MPa$	$-35 MPa$
Messung σ_{Mess}	defekt	$-85 MPa$	$-71 MPa$	$-88 MPa$	$-44 MPa$
Absolute Abweichung	-	14,1 %	4,2 %	19,3 %	20,5 %

In Tabelle 6.2 sind die gemessenen Spannungen den berechneten Spannungswerten gegenübergestellt. Die Messstelle an dem ersten Zylinder wird hier nicht weiter betrachtet, da die Messstrecke von Beginn an einen Defekt aufweist und die Messstelle unmittelbar nach der Motormontage keine plausiblen Messsignale liefert. Der Abgleich der übrigen Messstellen weist mit einer Abweichung von $< 21\%$ eine gute Übereinstimmung auf. Bei der Betrachtung der Werte muss berücksichtigt werden, dass im Simulationsmodell von einer konstanten Schraubenvorspannkraft von $75 kN$ ausgegangen wird. Die reale Vorspannkraft liegt Erfahrungen zufolge bei $90 - 95 kN$ unmittelbar nach der Motormontage. Diese Vorspannkraft nimmt durch Setzvorgänge des Schraubverbandes über die ersten Stunden im Motorbetrieb bis auf ca. $70 - 80 kN$ ab.

Des Weiteren wird im Simulationsmodell der Einfluss des Einpressens der Ventilsitzringe abgebildet. Dieser Montageschritt hat Auswirkungen auf die betrachteten Messstellen. Aufgrund der guten Übereinstimmung der Spannungswerte von Simulation und Messung beim Anziehen der Zylinderkopfschrauben wird das Einpressen der Ventilsitzringe nicht durch eine Messung belegt. Hier wird vorgeschlagen die Validierung des Simulationsmodells anhand dieses Effektes zu detaillieren.

6.2.2. Beanspruchungen im motorischen Betrieb

Die motorischen Beanspruchungen des Zylinderkopfes werden in spezifischen Fahrmanövern auf einem Rollenprüfstand und in Messungen von auslegungsrelevanten Erprobungsstrecken im Prüfgelände aufgenommen. Des Weiteren wird stichprobenartig das Kundenverhalten durch Messfahrten auf öffentlichen Straßen ermittelt.

Zunächst wird ein Vollasthochlauf auf einem Rollenprüfstand betrachtet. Vor Beginn der Messung wird zur vollständigen Durchwärmung des Motors ein Warmfahrprogramm durchlaufen und anschließend die Messbrücke der DMS abgeglichen, sodass die Messsignale die reine Beanspruchung durch den motorischen Betrieb ohne den statischen Verspannungszustand aus der Montage zeigen. Der Vollasthochlauf beginnt bei Leerlaufdrehzahl des Motors bei eingelegtem mittleren (dritter oder vierter) Gang und wird mit einer konstanten Beschleunigung bis zur Abregeldrehzahl gefahren.

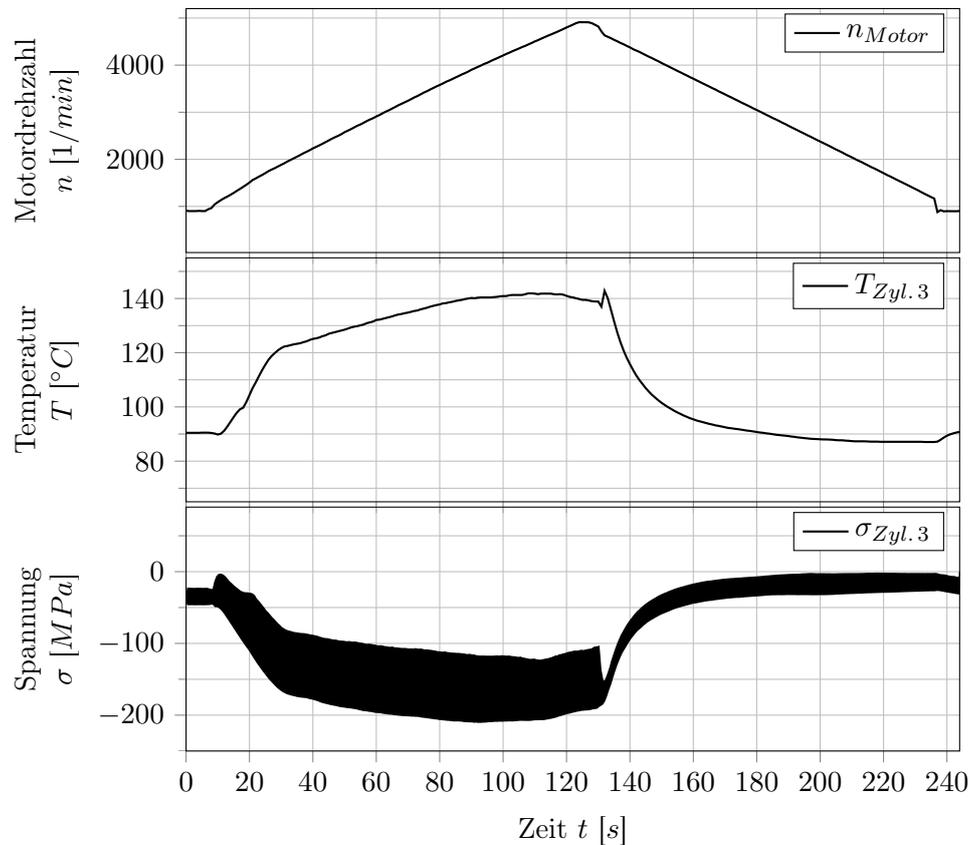


Abbildung 6.6.: Vollasthochlauf: Messsignale an dem dritten Zylinder

In Abbildung 6.6 sind die Messsignale des DMS an dem dritten Zylinder für ausgewählte Messgrößen eines Vollasthochlaufes dargestellt. Der obere Graph zeigt die Motordrehzahl, die mit einer konstanten Beschleunigung von der Leerlaufdrehzahl $n_{Motor} \approx 900 \text{ } 1/min$ bis zu der Abregeldrehzahl von $n_{Motor} \approx 5000 \text{ } 1/min$ gefahren und anschließend im Schubetrieb wieder auf die Leerlaufdrehzahl gebracht wird. Die zweite Kurve zeigt den Verlauf der Bauteiloberflächentemperatur unmittelbar neben dem DMS. Hier ist erkennbar, dass sich das Bauteil mit Einsetzen der Vollastphase bei $t \approx 10 \text{ s}$ erwärmt und bei ca. $n_{Motor} = 4500 \text{ } 1/min$ das Maximum von $T_{Zyl.3} = 143 \text{ } ^{\circ}C$ erreicht. Sobald die Zündungen aussetzen und der Motor in die Schubphase übergeht, kühlt sich das Bauteil wieder ab. Der untere Graph stellt das Messsignal des DMS dar, das von dessen Temperaturgang sowie den Leitungsverlusten bereinigt und in ein Spannungssignal umgerechnet ist.

Anhand des Signalverlaufes wird deutlich, dass den hochfrequenten Spannungsamplituden ein niederfrequenter Verlauf überlagert ist, der mit dem Temperaturverlauf korreliert. Des Weiteren ist zu erkennen, dass während der Vollastphase hohe und im Schubetrieb niedrige Spannungsamplituden überlagert sind.

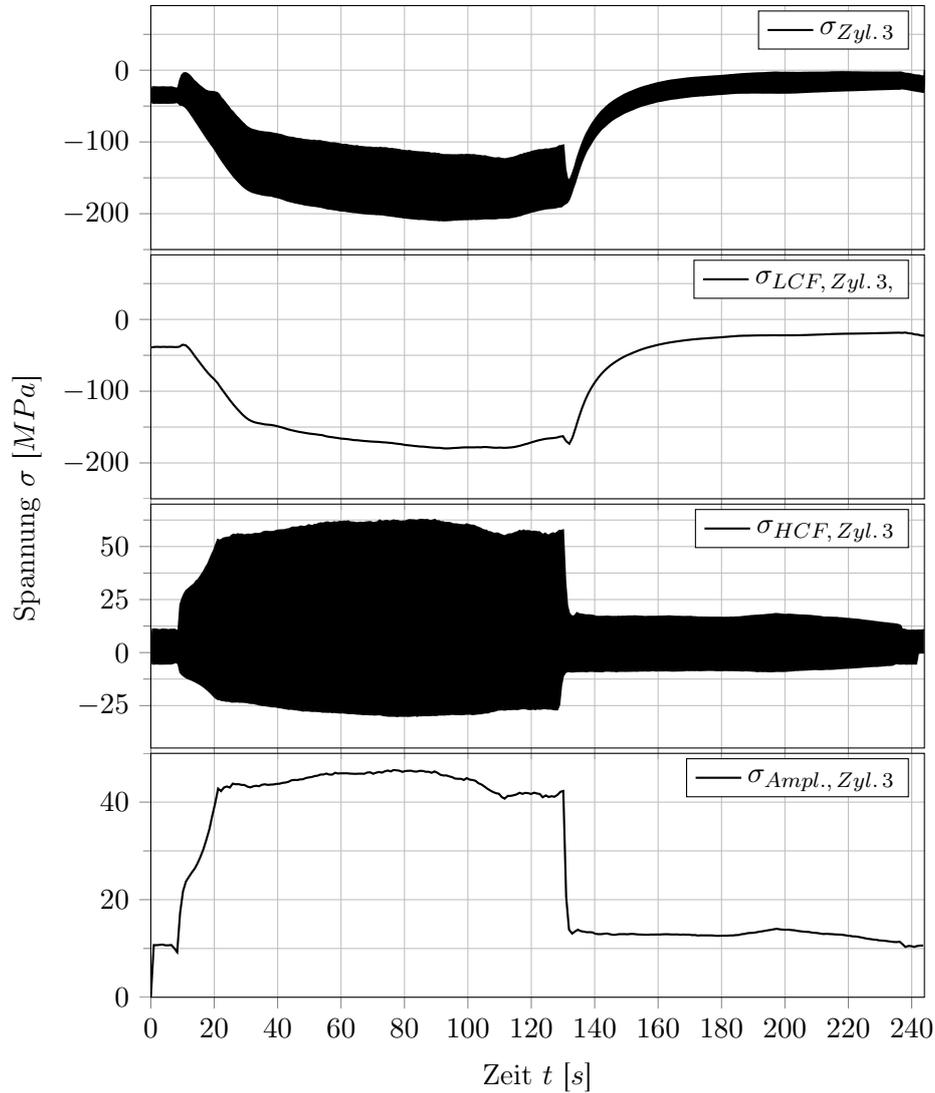


Abbildung 6.7.: Vollasthochlauf: Aufgeteiltes Messsignal an Zylinder 3

Um die Bestandteile des gemessenen Gesamtsignals den ursächlichen Beanspruchungskomponenten zuzuweisen und auszuwerten, werden die Messsignale mittels Hochpass- bzw. Tiefpass-Filterung in den niederfrequenten (zweiter Graph) und den hochfrequenten Signalanteil (dritter Graph) aufgeteilt. Die Ermittlung der Filterfrequenz ist im Anhang A.5 dokumentiert. Die untere Kurve stellt die Amplitude der Druckschwankung dar, die aus der Differenz zwischen der oberen und der unteren Hüllkurve des hochfrequenten Signalverlaufes gebildet wird, siehe Abbildung 6.7.

Der niederfrequente Signalverlauf verhält sich umgekehrt proportional zu der gemessenen Bauteiltemperatur. Dieses Verhalten bestätigt die Annahme aus Kapitel 2.4, dass die dünnwandigen Stegbereiche sich schneller als das massivere Hinterland erwärmen und die Wärmeausdehnung behindert wird, sodass eine thermomechanische Spannung induziert wird. Die Thermomechanik hat bei $t \approx 100\text{ s}$ ein Minimum von $\sigma_{a,LCF,Zyl.3} = -150\text{ MPa}$. Dieser Zustand entspricht der Motorenndrehzahl von $n_{Motor} = 4000\text{ }^1/\text{min}$, siehe Abbildung 6.6. Der Amplitudenverlauf erreicht ab einer Motordrehzahl von $n_{Motor} \approx 1500\text{ }^1/\text{min}$ ein hohes Niveau, das bei Nenndrehzahl mit $\sigma_{a,HCF,Zyl.3} = 49,5\text{ MPa}$ maximal wird. Im Schubetrieb setzt die Zündung aus, sodass ausschließlich der Kompressionsdruck als hochfrequente Belastung wirkt und die Spannungsamplituden gering bleiben.

Für die dauerfeste Lebensdauerabschätzung in dem bestehenden Simulationsprozess wird der Nennleistungspunkt als numerische Lastannahme herangezogen, sodass ein quasistationärer Dauerbetrieb des Motors bei maximaler Motorleistung zugrunde liegt, siehe Kapitel 5.2.

Aus Kapitel 1 geht hervor, dass bei der alleinigen Betrachtung der Vollastphase nicht alle Beanspruchungskomponenten berücksichtigt werden. Im Folgenden wird eine Geradeausfahrt auf freier Straße betrachtet, bei der bis zur Maximalgeschwindigkeit unter Vollast beschleunigt wird, sodass der Motor eine maximale Erwärmung erfährt. Anschließend wird im Schubetrieb herunter geschaltet und der Motor wieder abgekühlt.

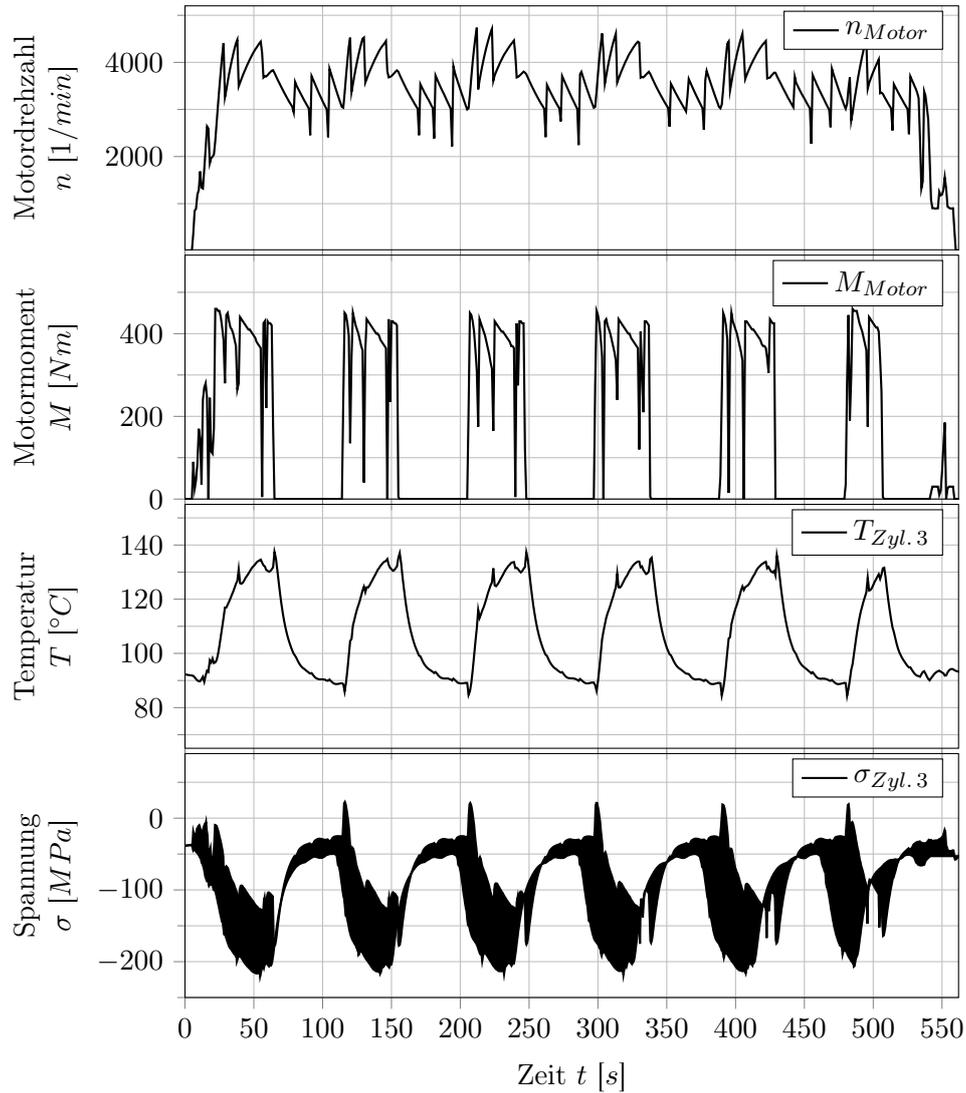


Abbildung 6.8.: Wechsel aus Vollast- und Schubphase bei Geradeausfahrt: Messsignale an Zylinder 3

Die Abbildung 6.8 zeigt die Messsignale der beschriebenen Geradeausfahrt. Aus dem Verlauf des Spannungssignals wird deutlich, dass durch das wiederholte Aufheizen und Abkühlen des Motors eine niederfrequente Spannungsamplitude entsteht, die auf die Thermomechanik zurückzuführen ist. Diese Belastungskomponente wird bei der Betrachtung eines quasistationären Zustand des Motors nicht abgebildet.

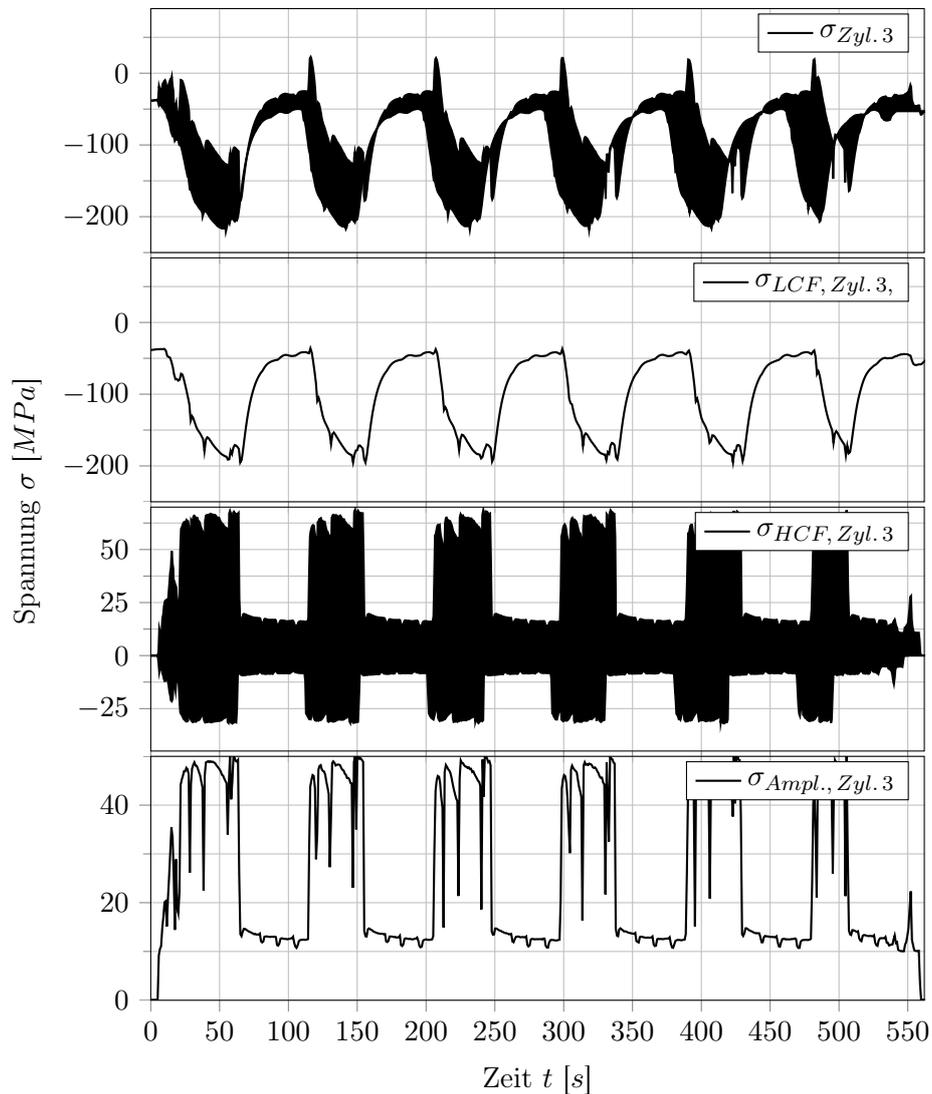


Abbildung 6.9.: Wechsel aus Vollast- und Schubphase bei Geradeausfahrt: Signalanteile an Zylinder 3

In Abbildung 6.9 sind der hoch- und niederfrequente Signalanteil dargestellt. Der niederfrequente Signalanteil reicht von $\sigma_{a,LCF,Zyl. 3} \approx -45 \text{ MPa}$ während der Schubphase bis zu $\sigma_{a,LCF,Zyl. 3} = -190 \text{ MPa}$ während der Vollastphase. Weiterhin werden hochfrequente Amplituden aus der Druckpulsation von $\sigma_{a,HCF,Zyl. 3} = 49,5 \text{ MPa}$ während der Vollastphase erreicht. Diese Veranschaulichung zeigt, dass die niederfrequente, thermomechanische Beanspruchung in der Betrachtung des Nennleistungspunktes unterschätzt wird. Ein reales Fahrmanöver in einem Simulationsmodell abzubilden, ist aufgrund der Vielzahl von Eingangsgrößen und dem daraus resultierenden Rechenaufwand nicht umsetzbar. Aus diesem Grund wird folgend eine numerische Lastannahme hergeleitet, die diese Belastungen dennoch realitätsnah abbildet.

6.2.3. Zug-Schub-Zyklus

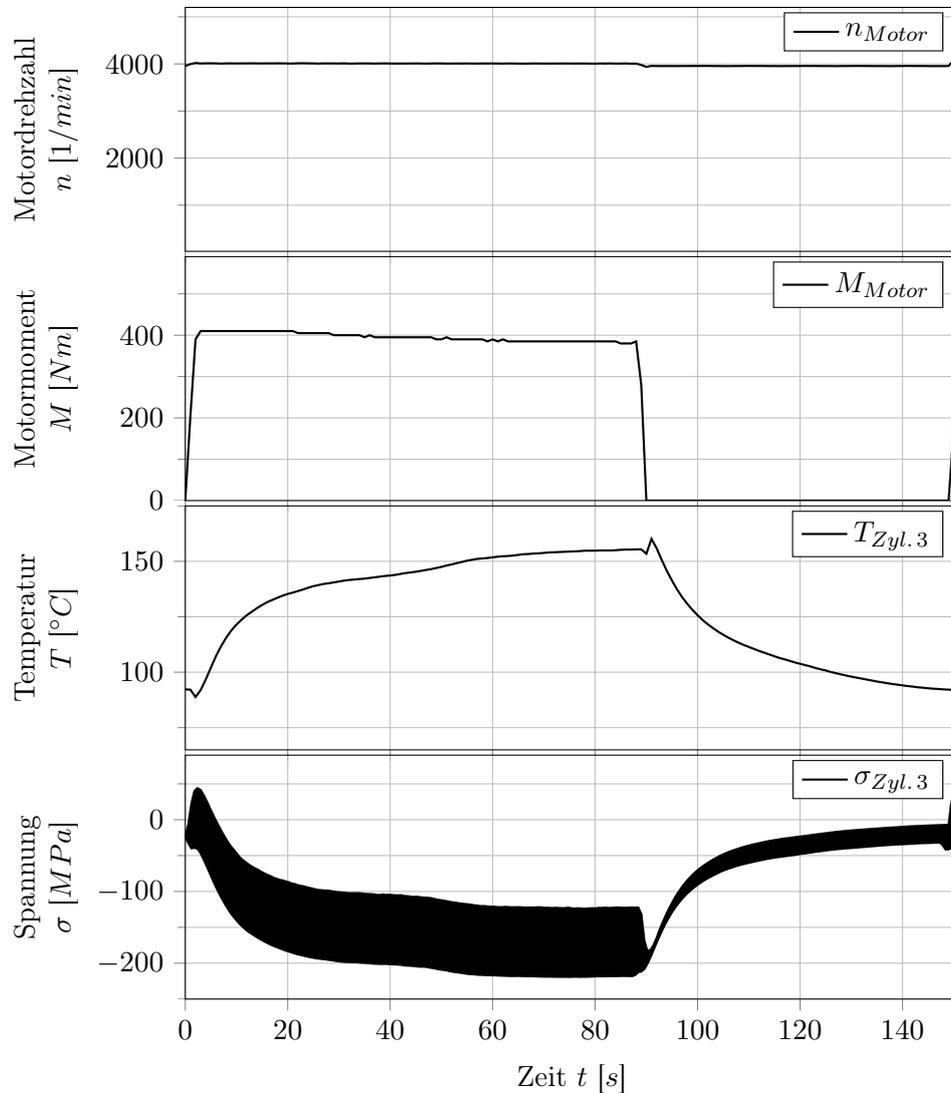


Abbildung 6.10.: Zug-Schub-Zyklus: Messsignale an Zylinder 3

Da die größte niederfrequente Amplitude bei einem Wechsel zwischen maximaler und minimaler Bauteiltemperatur auftritt, wird dies vereinfachend in dem Zug-Schub-Zyklus als ständiges Pendeln zwischen einer 90 s Vollast- und einer 60 s Schubphase auf dem Rollenprüfstand oder auf einem Motorprüfstand dargestellt. Der Motor wird hierbei konstant bei Nenndrehzahl gehalten, damit sich die maximalen Temperaturen unter Vollast einstellen, siehe Abbildung 6.10. In der anschließenden Schubphase wird der Motor wieder herunter gekühlt, sodass sich die maximale thermomechanische Spannungsamplitude ergibt.

Daraufhin werden die Belastungskomponenten des Zug-Schub-Zyklus mit dem Simulationsmodell abgeglichen. Da das Simulationsmodell der Druckpulsation die Belastungen unter Vollast darstellt, wird für die Schubphase ein skaliertes Simulationsmodell hergeleitet, um die mechanischen Belastungen aufgrund des Kompressionsdruckes abzubilden. Anschließend werden die Simulationsmodelle der Einzelbelastungen nach dem Superpositionsprinzip überlagert und eine numerische Lastannahme für eine folgende Lebensdauerabschätzung erarbeitet.

Druckpulsation

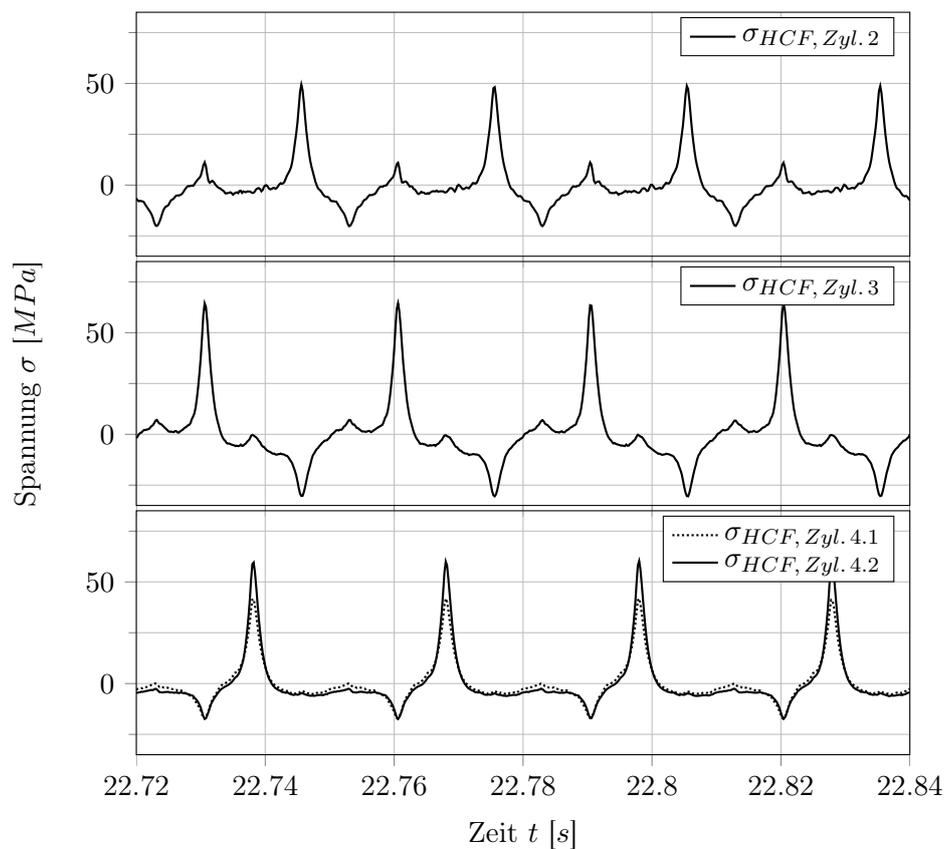


Abbildung 6.11.: Zug-Schub-Zyklus: Hochfrequenter Signalanteil während der Zugphase an den Zylindern 2 bis 4

Zunächst wird der hochfrequente Anteil während der Zugphase des gemessenen Signals mit den Spannungsamplituden aus dem Simulationsmodell verglichen. Hierfür ist in Abbildung 6.11 ein Signalausschnitt der Zugphase gezeigt, der die hochfrequenten Signalanteile der Dehnungsmessstellen an den Ventilstegen im Einlasskanal zeigt. Dem Verlauf der Spannungssignale ist zu entnehmen, dass die Messstellen eindeutig auf die Zündung des jeweiligen Zylinders mit einer Zug-Beanspruchung reagieren. Die Messstelle an Zylinder 1 wurde bei der Montage beschädigt und wird nicht betrachtet.

Des Weiteren ist erkennbar, dass die Messstellen einen negativen Ausschlag zeigen, der mit der Zündung eines benachbarten Zylinders zusammenfällt. Dieses Phänomen lässt sich damit erklären, dass sich die Ventilstege und somit die DMS des zweiten bis vierten Zylinders nahe dem benachbarten Zylinder befinden, siehe Abbildung 6.3. Die Druckbelastung in dem benachbarten Zylinder hat eine Rückwirkung auf die betrachtete Messstelle und staucht diese. Aus diesem Grund werden für den Abgleich des hochfrequenten Signalanteils eines Zylinders die Simulationsergebnisse der Zünddruckbelastung der benachbarten Zylinder mit einbezogen.

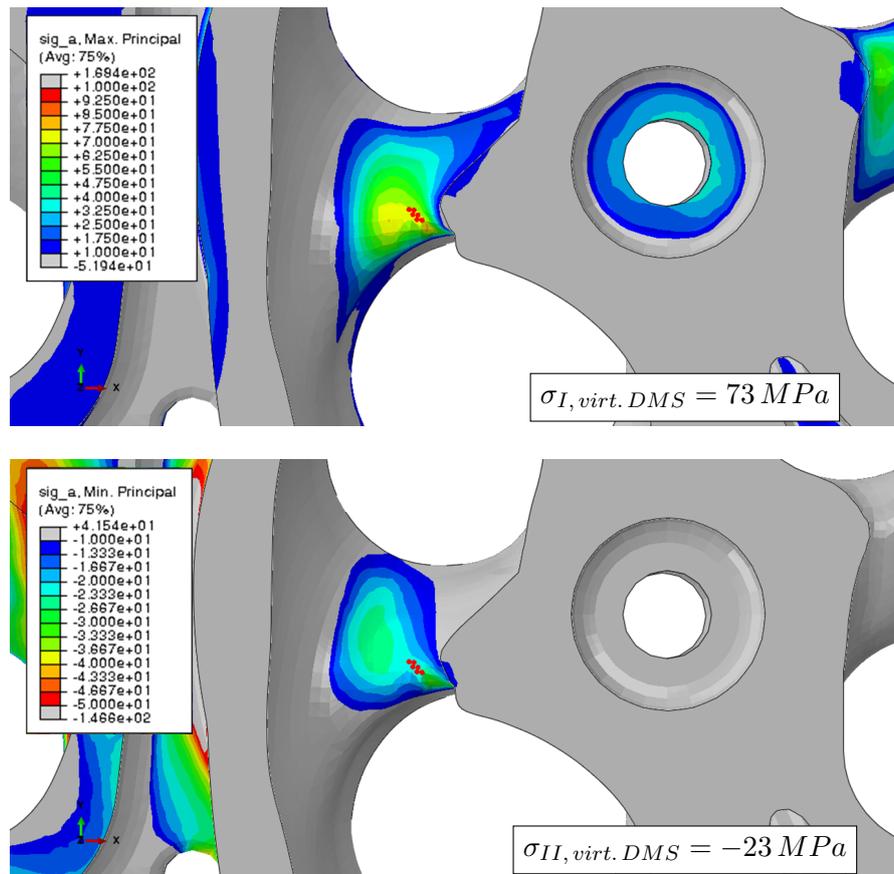


Abbildung 6.12.: Virtuelle Messstelle an Zylinder 3: Maximale Hauptspannung bei Zündung des dritten Zylinders (oben) und minimale Hauptspannung bei Zündung des zweiten Zylinder (unten)

Dieses Vorgehen wird anhand der virtuellen Messstelle an dem dritten Zylinder verdeutlicht, siehe Abbildung 6.12. Hierfür wird die Differenz aus der ersten Hauptspannung des Simulationsergebnisses für die Zündung des dritten Zylinders und der zweiten Hauptspannung bei Zündung des zweiten Zylinders berechnet.

6. Betriebsfeste Lebensdauerabschätzung anhand eines Beispiels

Für den dritten Zylinder ergibt sich mit nachstehender Formel eine hochfrequente Spannungsamplitude von $\sigma_{a,HCF,Zyl.3} = 48 \text{ MPa}$.

$$\sigma_{a,HCF,Zyl.3} = \frac{\sigma_{I, virt. DMS, Zündung Zyl.3} - \sigma_{II, virt. DMS, Zündung Zyl.2}}{2} = 48 \text{ MPa} \quad (6.1)$$

Tabelle 6.3.: Abgleich der hochfrequenten Spannungsamplituden

Zylinder	1	2	3	4.1	4.2
Simulation σ_{Sim}	34 MPa	36,5 MPa	48 MPa	34 MPa	42 MPa
Messung σ_{Mess}	defekt	37,5 MPa	49,5 MPa	32 MPa	40,5 MPa
Absolute Abweichung	-	2,7 %	3,0 %	6,3 %	3,7 %

Die gemessenen Beanspruchungen aus dem Zug-Schub-Zyklus werden in Tabelle 6.3 mit den Spannungsamplituden aus der Simulation der ersten und zweiten Hauptspannung verglichen. Hier ist erkennbar, dass die rein mechanische Belastung des Zylinderkopfes während der Zugphase mit einer maximalen Abweichung von 6,3 % getroffen wird und somit die Simulation mit der Messung für die Belastungskomponente Druckpulsation übereinstimmt.

Nach dem Stand der Technik wird der Spannungszustand zum Zündzeitpunkt der einzelnen Zylinder unter Vollast ermittelt, da dieser Zustand als auslegungsrelevant gilt. Um die Druckbelastung während der Schubphase zu bewerten, wird eine Messung des Zylinderinnendrucks betrachtet, die mittels Hochdruckindizierung mit piezoelektrischen Drucksensoren ermittelt wird, siehe Abbildung 6.13. Hier lässt sich die Zündreihenfolge 1 – 3 – 4 – 2 wiederfinden.

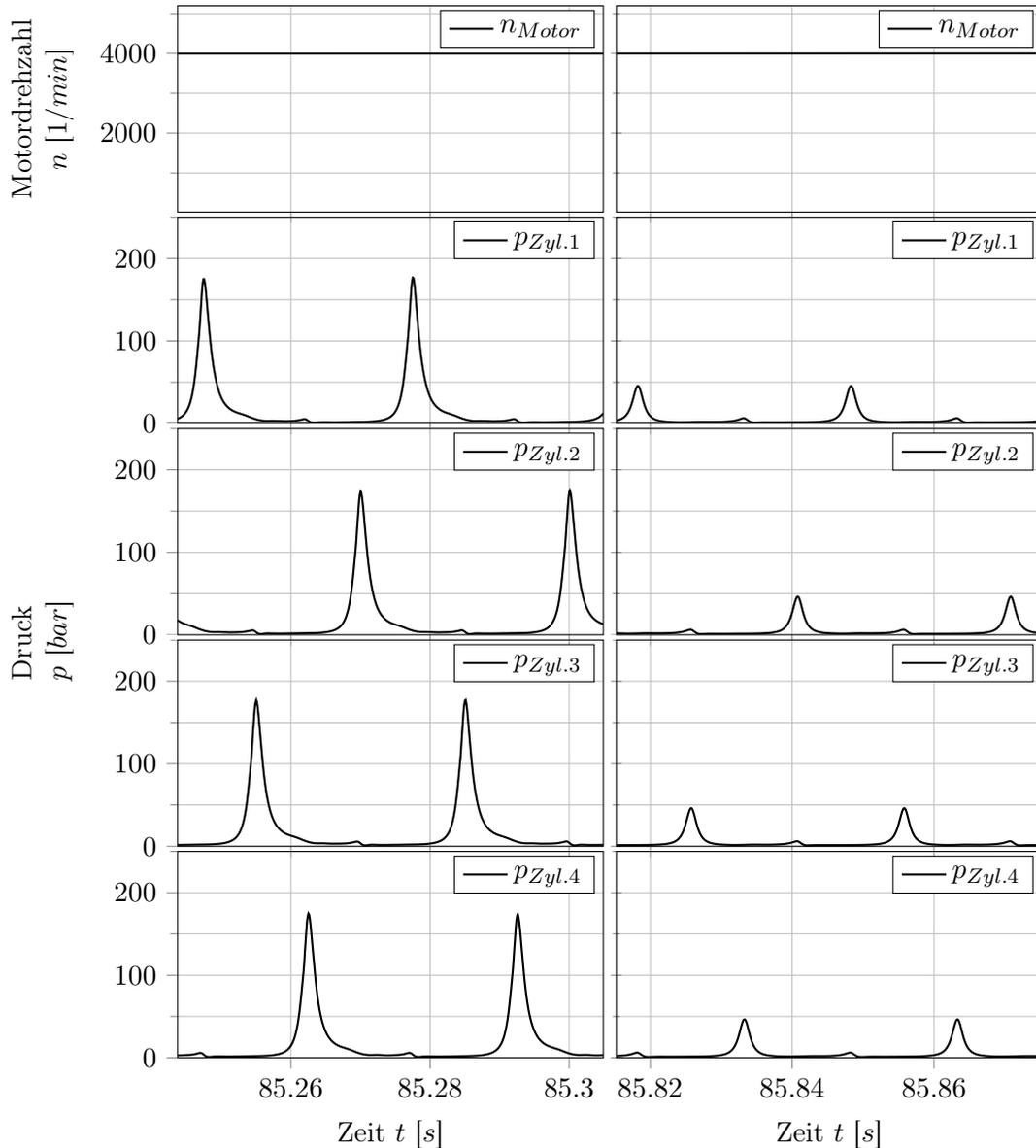


Abbildung 6.13.: Zylinderinnendruckmessung während der Zug- (links) und der Schubphase (rechts)

Tabelle 6.4.: Vergleich der maximalen Zylinderinnendrucke während der Zug- und der Schubphase

Zylinder	1	2	3	4
Zugphase p_{Zug}	44,6 bar	45,5 bar	45,2 bar	45,7 bar
Schubphase p_{Schub}	177,9 bar	174,8 bar	177,1 bar	173,9 bar
Druckverhältnis p_{Zug}/p_{Schub}	4,0	3,8	3,9	3,8

Das Verhältnis zwischen maximalem Zünddruck während der Zugphase und maximalem Kompressionsdruck während der Schubphase wird im Mittel zu $f_{skal., Schub} = 3,9$ bestimmt, siehe Tabelle 6.4, und deckt sich mit den gemessenen lokalen Amplitudenverhältnissen zwischen Zug- und Schubphase, siehe Tabelle 6.5.

Tabelle 6.5.: Vergleich der hochfrequenten Spannungsamplituden während der Zug- und der Schubphase

Zylinder	1	2	3	4.1	4.2
Zugphase $\sigma_{a, HCF, Zug}$	defekt	37,5 MPa	49,5 MPa	32,0 MPa	40,5 MPa
Schubphase $\sigma_{a, HCF, Schub}$	defekt	12,0 MPa	12,5 MPa	9,7 MPa	10,0 MPa
$\sigma_{a, HCF, Zug}/\sigma_{a, HCF, Schub}$	-	3,1	4,0	3,3	4,1

Die resultierenden hochfrequenten Belastungsanteile stehen in einem linearen Verhältnis zu der aufgetragenen Druckbelastung. Für die Spannungsamplituden, die während der Schubphase wirken, werden die Simulationsmodelle mit dem Faktor $f_{skal., Schub}$ skaliert.

Transientes Temperaturfeld

Das der Betrachtung zugrunde liegende transiente Temperaturfeld beschreibt den Wärmeeintrag einer niedrigeren Leistungsstufe. Mit diesem Simulationsmodell werden die Beanspruchungen des Zylinderkopfes durch die thermische Belastung anhand von Bauteiltemperaturen und dem niederfrequenten Signalverlauf der Dehnungsmessstellen abgeglichen und folgend die Anwendbarkeit der Methodik gezeigt.

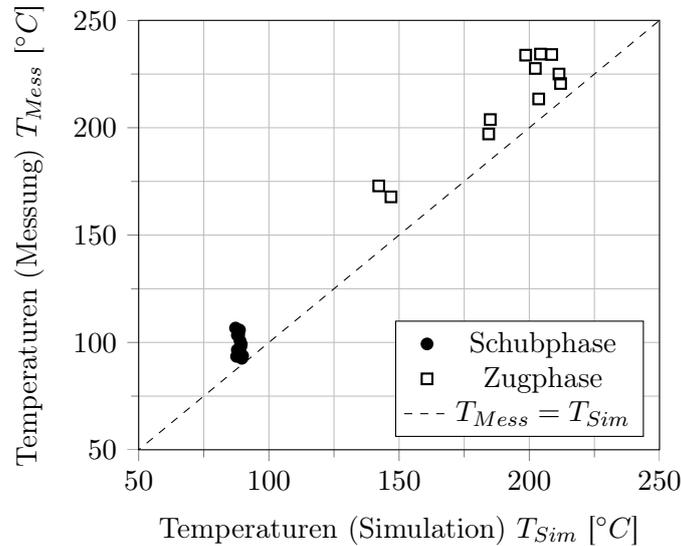


Abbildung 6.14.: Vergleich der gemessenen und berechneten Temperaturen während der Vollast- und der Schubphase

Der Mess-Zylinderkopf ist, wie in Anhang A.5 gezeigt, mit Temperaturmessstellen ausgestattet. Mit Hilfe der Koordinaten können die berechneten den gemessenen Temperaturen zu einem quasistationären Zustand in der Vollast- und in der Schubphase des Zug-Schub-Zyklus gegenübergestellt werden, siehe Abbildung 6.14. Hier ist erkennbar, dass die gemessenen Temperaturen etwas höher liegen als die Temperaturen im Simulationsmodell. Da mit zunehmender spezifischer Leistung der Wärmeeintrag in das Bauteil steigt, ist davon auszugehen, dass mit einer exakten Anpassung des Temperaturfeldes an die gemessene Motorkonfiguration eine höhere Übereinstimmung erzielt wird.

Die niederfrequenten Signalanteile verlaufen asymptotisch während der Zugphase gegen einen unteren Spannungswert und während der Schubphase gegen einen Oberwert, siehe Abbildung 6.15. Die Signale werden kurz vor dem Wechsel der Betriebsart in einem quasistationären Zustand ausgewertet und die Amplitude aus Ober- und Unterwert gebildet. Der Signalverlauf weist an den Umschaltpunkten einen Überschwinger auf, der sowohl im Zug- als auch im Druckbereich auftritt. Dieses Phänomen ist darauf zurückzuführen, dass das Kühlsystem relativ träge auf Veränderungen des motorischen Betriebszustandes reagiert. Der Temperatureintrag durch die Verbrennung bzw. die Wärmeabfuhr im Schubbetrieb breiten sich nach dem Umschalten zügiger aus, sodass Überschwinger in die jeweilige Richtung entstehen.

6. Betriebsfeste Lebensdauerabschätzung anhand eines Beispiels

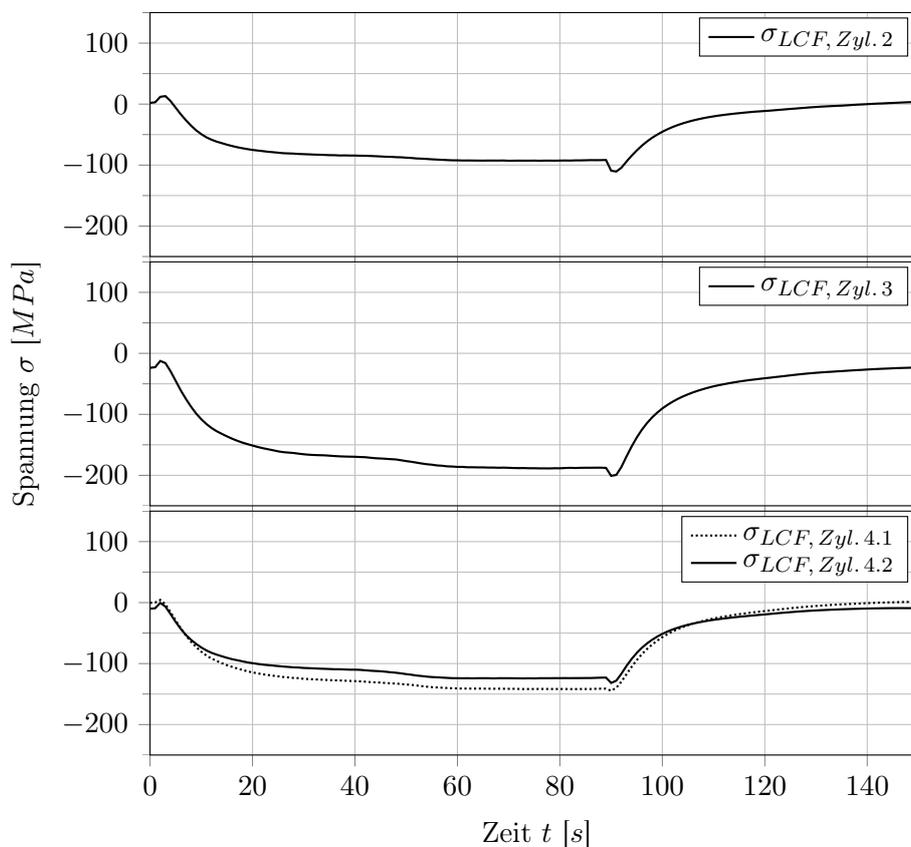


Abbildung 6.15.: Zug-Schub-Zyklus: Niederfrequenter Signalanteil an den Zylindern 2 bis 4

Der Tabelle 6.6 ist zu entnehmen, dass zwischen der simulierten und der gemessenen Spannungsamplitude Unterschiede bestehen, die sich aufgrund des transienten Temperaturfeldes einstellen. Die Anwendbarkeit der Methodik kann folgend gezeigt werden, obwohl die Spannungsamplituden mit $\leq 51\%$ voneinander abweichen. Für eine höhere Übereinstimmung der Ergebnisse ist eine Optimierung des thermomechanischen Simulationsprozesses erforderlich.

Tabelle 6.6.: Vergleich der niederfrequenten Spannungsamplituden

Zylinder	1	2	3	4.1	4.2
Simulation σ_{Sim}	35,5 MPa	41,5 MPa	40,5 MPa	39,5 MPa	34 MPa
Messung σ_{Mess}	defekt	47,5 MPa	82 MPa	71 MPa	57 MPa
Absolute Abweichung	-	12,6 %	50,6 %	44,3 %	40,3 %

6.2.4. Simulationsmodell mit transienten Lastgrößen

Nachdem die Beanspruchungskomponenten abgeglichen und die Abweichungen quantifiziert sind, werden die Simulationsmodelle der Einzelbeanspruchungen in einem Modell überlagert. Dieses Modell stellt die Eingangsdaten für die anschließende Lebensdauerabschätzung unter Berücksichtigung des statischen Verspannungszustandes, der transienten Thermomechanik sowie der hochfrequenten Druckpulsation dar und bildet somit alle auslegungsrelevanten dynamischen Beanspruchungskomponenten ab [HGH⁺ 15].

In Kapitel 5.2 ist beschrieben, dass für einen Motor mit vier Zylindern fünf Berechnungsergebnisse vorliegen. Ein Berechnungsergebnis beinhaltet den Beanspruchungszustand aufgrund der Montage und jeweils ein Berechnungsergebnis beinhaltet den Beanspruchungszustand der sich bei Belastung mit dem maximalen Zünddruck ergibt. Diese Berechnungsergebnisse werden zunächst gemäß der Zündreihenfolge und der entsprechenden Drehzahl in einen Zeitverlauf überführt. Bei einem Reihenvierzylinder-motor mit vier Arbeitstakten zündet jeder Zylinder einmal in zwei Kurbelwellen-umdrehungen. Hieraus lässt sich die Frequenz berechnen, mit der eine Zündung bei entsprechender Drehzahl stattfindet:

$$n_{Motor} = 4000 \frac{U}{min} = 66,67 \frac{U}{s}$$

$$f_{Zündungen} = \frac{1 \text{ Zündung}}{2U} \cdot 66,67 \frac{U}{s} = 33,33 \frac{\text{Zündungen}}{s} \quad (6.2)$$

Der Reziprokwert der Frequenz ergibt das Zeitinkrement zwischen zwei Zündungen eines Zylinders:

$$\Delta t_{Zündungen} = \frac{1}{f_{Zündungen}} = 0,03 \text{ s} \quad (6.3)$$

Aus diesem Zeitinkrement lässt sich anhand der Anzahl der Zylinder das Zeitinkrement zwischen zwei aufeinanderfolgenden Zündungen ermitteln.

$$\Delta t_{Zündungen, Zylinder} = \frac{\Delta t_{Zündungen}}{4 \text{ Zylinder}} = 0,0075 \text{ s} \quad (6.4)$$

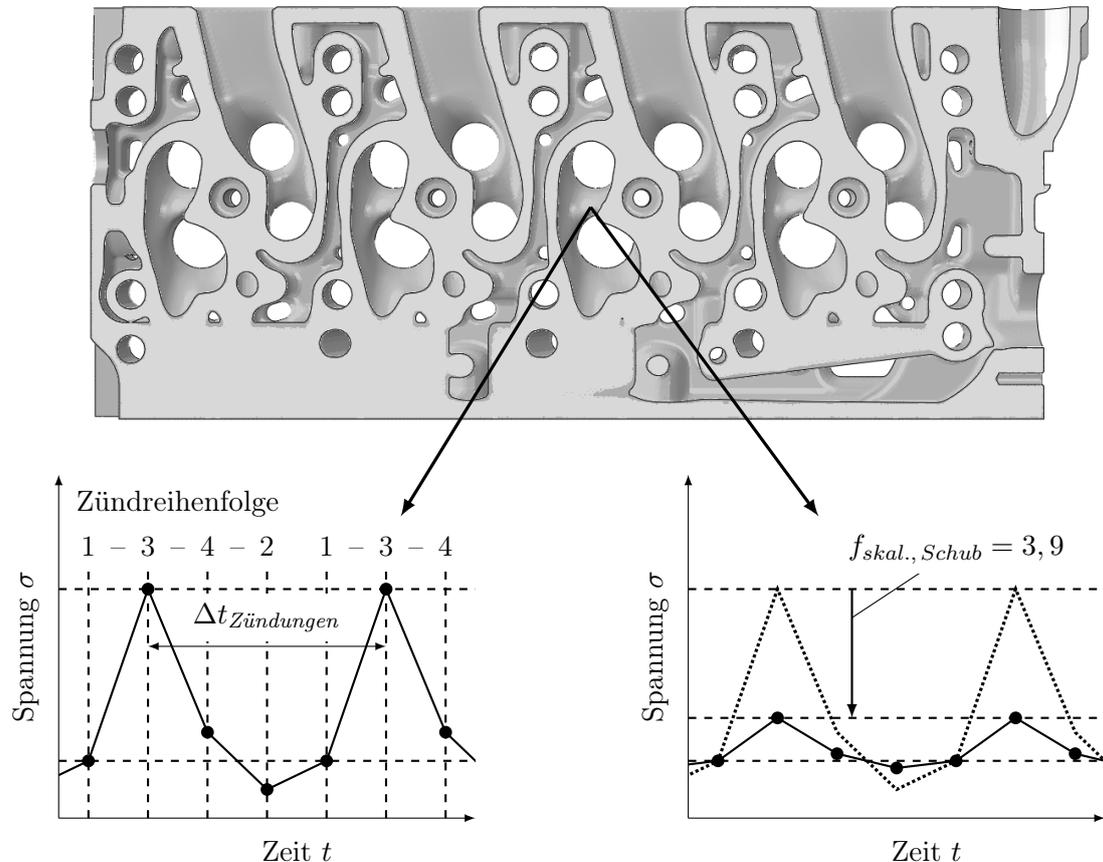


Abbildung 6.16.: Schematische Darstellung der Zeitverläufe aus den Mechanikberechnungen

Gemäß der Zündreihenfolge 1 - 3 - 4 - 2 werden die Mechanikberechnungen mit oben genanntem Zeitinkrement aneinandergesetzt und ergeben so einen synthetischen Signalverlauf, der die relevanten Beanspruchungsamplituden aus der Druckpulsation enthält, siehe Abbildung 6.16. Für die Schubphase wird der Spannungstensor mit dem Skalierungsfaktor $f_{skal., Schub} = 3,9$ aus Kapitel 6.2.3 skaliert. Der Montagezustand wird zusätzlich als konstante Mittellast dem Zeitverlauf überlagert.

Das Ergebnis der Thermomechanikberechnung beinhaltet eine 90 s Aufheiz- und eine 60 s Abkühlphase mit nicht konstantem Zeitinkrement, siehe Kapitel 5.2. Für die Superposition mit dem synthetischen Zeitverlauf der Mechanik müssen die Zeitinkremente beider Berechnungen übereinstimmen, sodass die Thermomechanikberechnung diskretisiert wird. Hierfür wird zwischen den einzelnen Zeitschritten jedes Matrixelement des Spannungstensors linear interpoliert und die so generierten Berechnungen tensoriell superponiert.

Die Abbildung 6.17 zeigt den zeitlichen Hauptspannungsverlauf der superponierten Berechnungsergebnisse an einem Knotenpunkt im Bereich des Einlasskanal-Ventilstegs des dritten Zylinders.

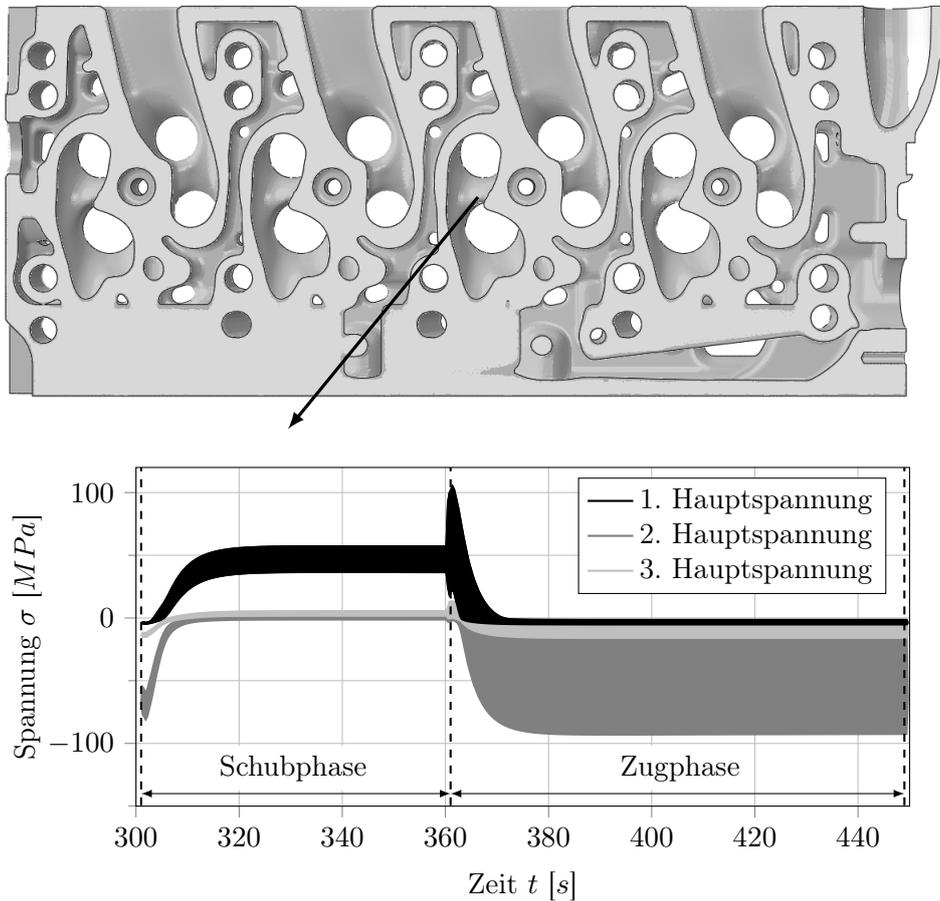


Abbildung 6.17.: Beanspruchungszeitverlauf am Beispiel eines Elementes am Einlasskanal-Ventilsteg des Zylinders 3

6.3. Auslegungskriterium

In Kapitel 6.2 ist dargestellt, dass die Belastungen aus wechselnden Betriebszuständen im Zug-Schub-Zyklus numerisch abgebildet werden können. Damit sich für den Zug-Schub-Zyklus ein Zielumfang gemäß einer definierbaren Auslegungsphilosophie, siehe Kapitel 3.5, bestimmen lässt, werden Messfahrten auf öffentlicher Straße von unterschiedlichen Testfahrern mit Stadt-, Überland- und Autobahnanteilen durchgeführt.

Die Beanspruchungen an den DMS der einzelnen Messfahrten und des Zug-Schub-Zyklus werden mittels Amplitudentransformation, nach Kapitel 3.4.1, und dem ermittelten Haigh-Diagramm, siehe Kapitel 4.6, in ein schädigungsäquivalentes Beanspruchungskollektiv mit dem Spannungsverhältnis $R = -1$ überführt.

Weitere Einflussfaktoren auf die Schwingfestigkeit werden zunächst nicht berücksichtigt, da sie sich auf die lokale Beanspruchbarkeit beziehen und somit keine Auswirkungen auf einen relativen Vergleich der Beanspruchungskollektive der Messfahrten haben.

Mit Hilfe der ermittelten Probenwöhlerlinie mit dem Spannungsverhältnis von $R = -1$ und der Kerbformzahl $K_t = 1$ kann über die lineare Schadensakkumulation nach Miner elementar, siehe Kapitel 3.3, die Schadenssumme der jeweiligen Messfahrt berechnet werden.

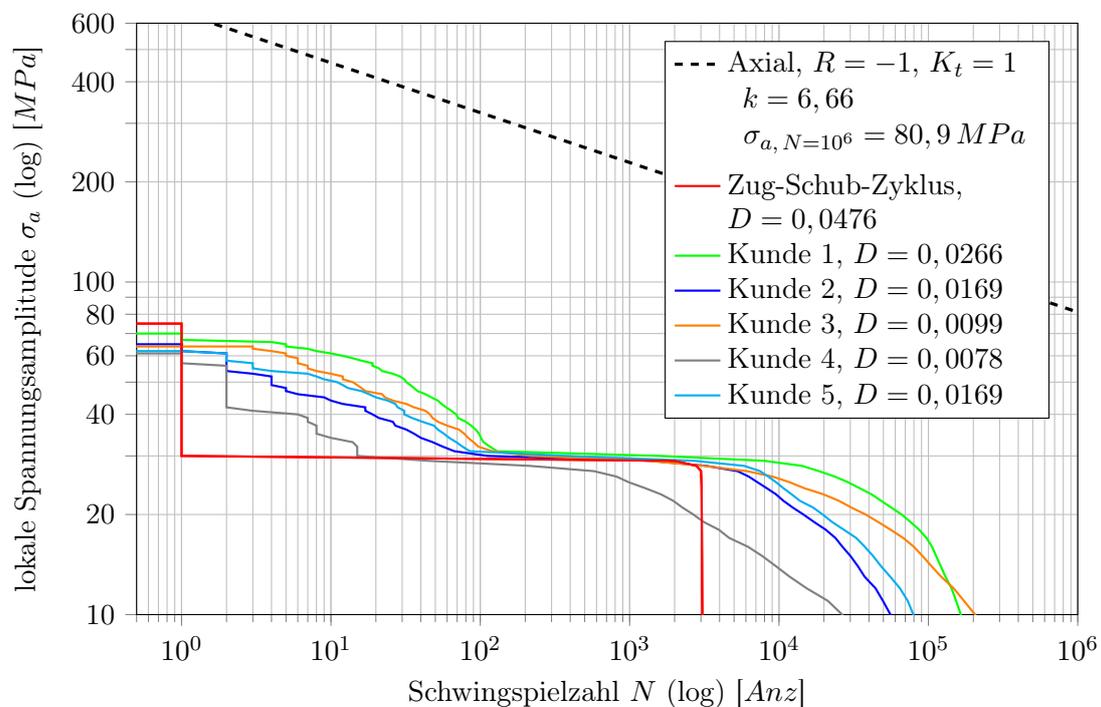


Abbildung 6.18.: Vergleich der Beanspruchungskollektive von Kundenbeanspruchungen und Zug-Schub-Zyklus an der DMS-Messstelle an Zylinder 3

In der Abbildung 6.18 sind die ermittelten Kollektive gezeigt, die aus den Messungen des DMS an dem dritten Zylinder stammen. Hier ist erkennbar, dass der Zug-Schub-Zyklus den maximalen Kollektivhöchstwert liefert und somit als Auslegungskollektiv herangezogen werden kann [FKM 12]. Die Beanspruchungskollektive der übrigen Zylinder sind im Anhang dokumentiert, siehe Anhang A.5.

Folgend wird die Anzahl der Zug-Schub-Zyklen für einen Dauerlauf ermittelt, sodass dieser einer Laufleistung von 300 000 km auf öffentlichen Straßen entspricht, siehe Kapitel 3.5. Hierfür werden zunächst, beispielhaft für Zylinder 3 gezeigt, die Beanspruchungskollektive der Kundenmessungen auf öffentlichen Straßen auf den Zielumfang extrapoliert.

$$D_{Kunde\ i, Zyl.\ 3, 300\ 000\ km} = D_{Kunde\ i, Zyl.\ 3} \cdot \frac{300\ 000\ km}{\text{Messstrecke der Fahrt } i} \quad (6.5)$$

Um die extrapolierten Schadenssummen untereinander zu vergleichen, werden die Schadenssummen, die aus der Messung an einem Zylinder resultieren, auf den jeweiligen Mittelwert normiert und beispielhaft für die Schadenssumme des „Kunde 1“ mit nachstehender Formel berechnet.

$$D_{Kunde\ 1, Zyl.\ 3, relativ} = \frac{D_{Kunde\ 1, Zyl.\ 3, 300\ 000\ km}}{\frac{1}{5} \cdot \sum_{i=1}^5 D_{Kunde\ i, Zyl.\ 3, 300\ 000\ km}} \quad (6.6)$$

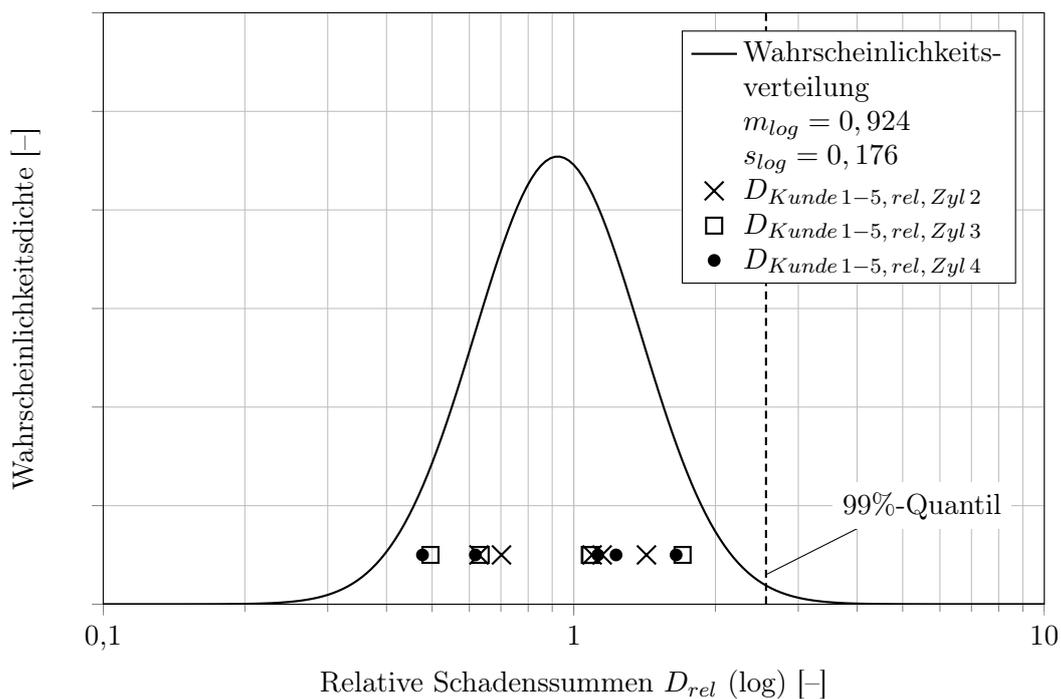


Abbildung 6.19.: Wahrscheinlichkeitsverteilung der normierten Schadenssummen von den Zylindern 2 bis 4

6. Betriebsfeste Lebensdauerabschätzung anhand eines Beispiels

Die Abbildung 6.19 zeigt die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der normierten Schadenssummen unter Annahme einer logarithmischen Normalverteilung. Hierbei sind

$$m_{log} = \frac{1}{15} \sum_{n=2}^4 \sum_{i=1}^5 \lg(D_{Kunde\ i, Zyl.\ n, relativ}) = 0,924 \quad (6.7)$$

der logarithmische Mittelwert und

$$s_{log} = \sqrt{\frac{\sum_{n=2}^4 \sum_{i=1}^5 (\lg(D_{Kunde\ i, Zyl.\ n, relativ}) - m_{log})^2}{15}} = 0,176 \quad (6.8)$$

die logarithmische Standardabweichung.

Aus der Abbildung 6.19 lässt sich das 99%-Quantil beziehungsweise der 99%-Kunde als Ziel-Schadenssumme für den Zug-Schub-Zyklus ermitteln. Anhand der berechneten Schadenssumme aus dem Beanspruchungskollektiv des Zug-Schub-Zyklus kann der Zielumfang für den Dauerlauf bestimmt werden.

$$H_{Zug-Schub-Zyklus, Zyl.\ i} = \frac{D_{99\%-Kunde}}{D_{Zug-Schub-Zyklus, Zyl.\ i}} \quad (6.9)$$

Tabelle 6.7.: Berechnete Zielumfänge für die Messstellen der jeweiligen Zylinder

Messstelle	$H_{Zug-Schub-Zyklus, Zyl.\ i}$
Zyl. 2	17 543 <i>Zyklen</i>
Zyl. 3	11 659 <i>Zyklen</i>
Zyl. 4	12 685 <i>Zyklen</i>

In der Tabelle 6.7 sind die Zielumfänge für die jeweiligen Messstellen aufgeführt. Folglich müssen für eine Laufleistung von 300 000 km als Dauerlauf mindestens $H_{Zug-Schub-Zyklus} = 17\,543$ Zug-Schub-Zyklen absolviert werden, damit der 99%-Kunde abgebildet und die Kundenbeanspruchungen abgedeckt werden.

Da sich der ermittelte Zielumfang auf einen relativ geringen Umfang von 15 Stichproben bezieht, sollte dieser Wert durch weitere Messungen im Kundenbetrieb sowie an weiteren hoch beanspruchten Bereichen des Zylinderkopfes verifiziert werden.

6.4. Anwendungsbereich

Die Anwendung des Superpositionsprinzips setzt linear-elastisches Werkstoffverhalten mit geringen Verschiebungen voraus [All 13]. Aufgrund dieser Voraussetzung wird ein Indikator in Anlehnung an [HGH⁺ 15] eingeführt, der Bereiche des Zylinderkopfes aufzeigt, an denen das beschriebene Verfahren angewendet werden darf, siehe Abbildung 6.20.

$$\varepsilon_{a, \text{Zyklus}} = \frac{\varepsilon_{\text{tot, Zugphase}} - \varepsilon_{\text{tot, Schubphase}}}{2} \leq \varepsilon_{a, \text{elast}} = 0,2\% \quad (6.10)$$

Mit angegebener Formel 6.10 wird die totale Dehnungsamplitude über einen Schub-Zug-Zyklus berechnet. In Kapitel 4.5 wird in Laststeigerungsversuchen die zyklische Dehngrenze für die AlSi10Mg(Cu)-Legierung bei $T = 150^\circ\text{C}$ ermittelt, die zur konservativen Seite auf $\varepsilon_{a, \text{elast}} = 0,15\%$ reduziert und hier angesetzt wird. Der Indikator $\varepsilon_{a, \text{Zyklus}}$ wird nicht für die erste Belastungshysterese, sondern in einem eingeschwungenen Zustand berechnet, damit der Einfluss von Spannungumlagerungen aufgrund von hohen statischen Vorlasten das Ergebnis nicht verfälschen.

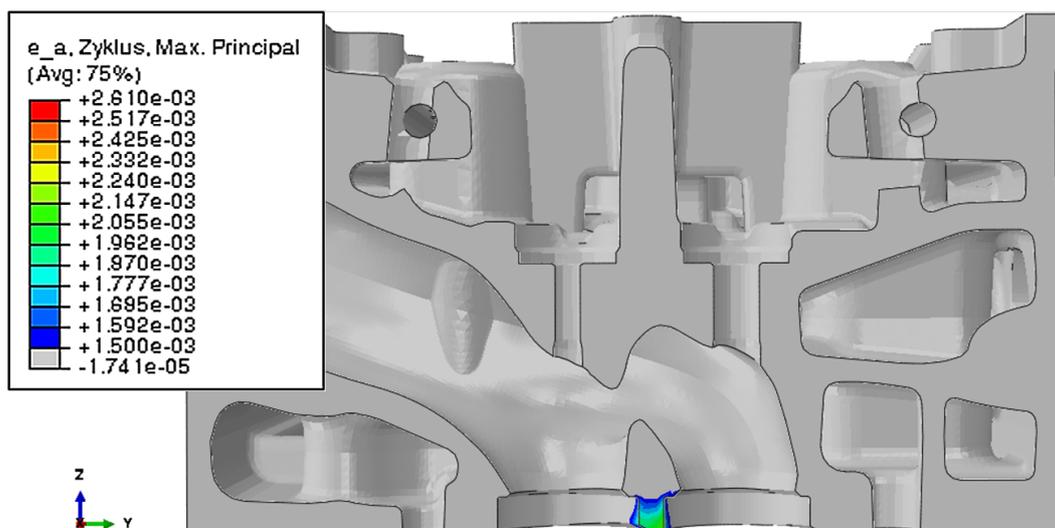


Abbildung 6.20.: Schnitt in Y-Z-Ebene: Totale Dehnung eines Schub-Zug-Zyklus

Die Abbildung 6.20 zeigt einen Schnitt durch den Zylinderkopf, sodass der Ventilsteg im Einlasskanal des dritten Zylinders sichtbar ist. Die Bereiche, an denen der Indikator größer als der Grenzwert $\varepsilon_{a, \text{elast}} = 0,15\%$ wird, sind farblich gekennzeichnet.

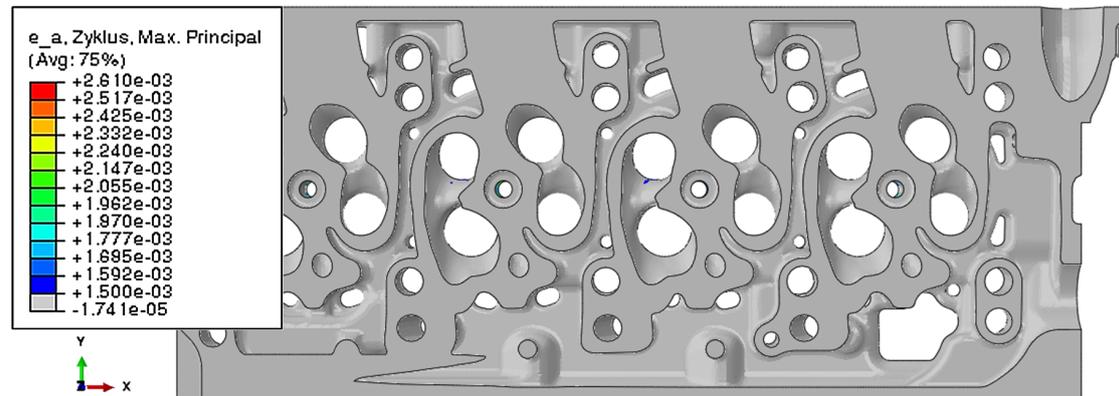


Abbildung 6.21.: Ansicht X-Y-Schnittebene: Totale Dehnung eines Schub-Zug-Zyklus

Die Abbildung 6.21 zeigt die totale Dehnungsamplitude für den Bereich der Gaskanäle und des Wassermantels. Für den zu bewertenden Bereich abseits des Brennraumes darf die Superpositionsmethode angewendet werden.

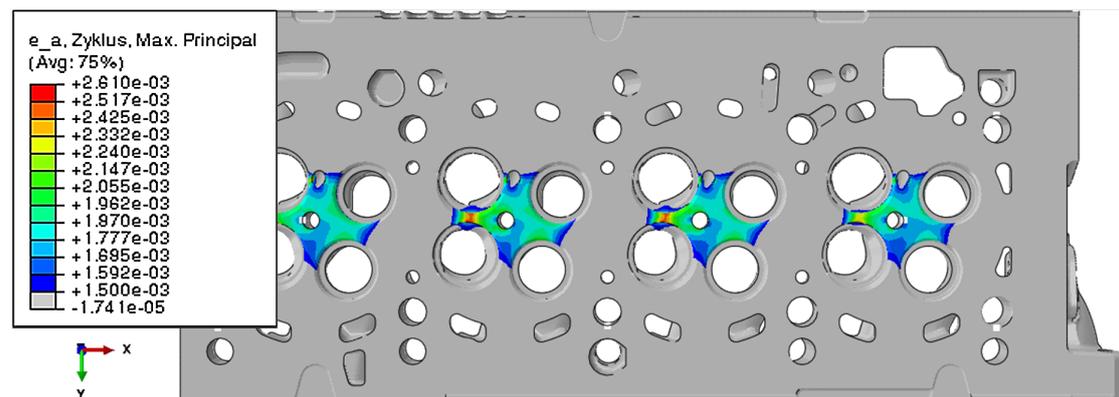


Abbildung 6.22.: Ansicht Brennraumseite: Totale Dehnung eines Schub-Zug-Zyklus

Die Abbildung 6.22 zeigt die totale Dehnungsamplitude für den Bereich der Brennraumseite. In den farblich markierten Bereichen tritt eine erhöhte Wechsellastigkeit aufgrund von thermomechanischer Beanspruchung auf. Diese Bereiche werden durch hohe plastischen Dehnungsanteile und erhöhter thermischer Belastung mit dem Schädigungsparameter D_{TMF} bewertet, siehe Kapitel 3.1.1.

6.5. Festigkeitshypothese

In der Schadensakkumulation wird gegen eine lokale Wöhlerlinie gerechnet, die aus einachsig belasteten Probenversuchen abgeleitet wird. Um dieser Wöhlerlinie eine Lastgröße des Bauteils gegenüberstellen zu können, muss der lokale, mehrachsige Beanspruchungszustand über eine Festigkeitshypothese in eine schädigungsäquivalente einachsige Lastgröße umbewertet werden, siehe Kapitel 3.4.4.

Aufgrund der Überlagerung von Beanspruchungskomponenten, die grundsätzlich unterschiedliche Ursachen haben, besteht die Möglichkeit, dass die Hauptspannungen der Einzelbeanspruchung über den gesamten Zug-Schub-Zyklus gesehen in unterschiedliche Richtungen wirken (Nichtproportionalität). Folgend werden die Hauptspannungsrichtungen der Einzelbeanspruchungen betrachtet.

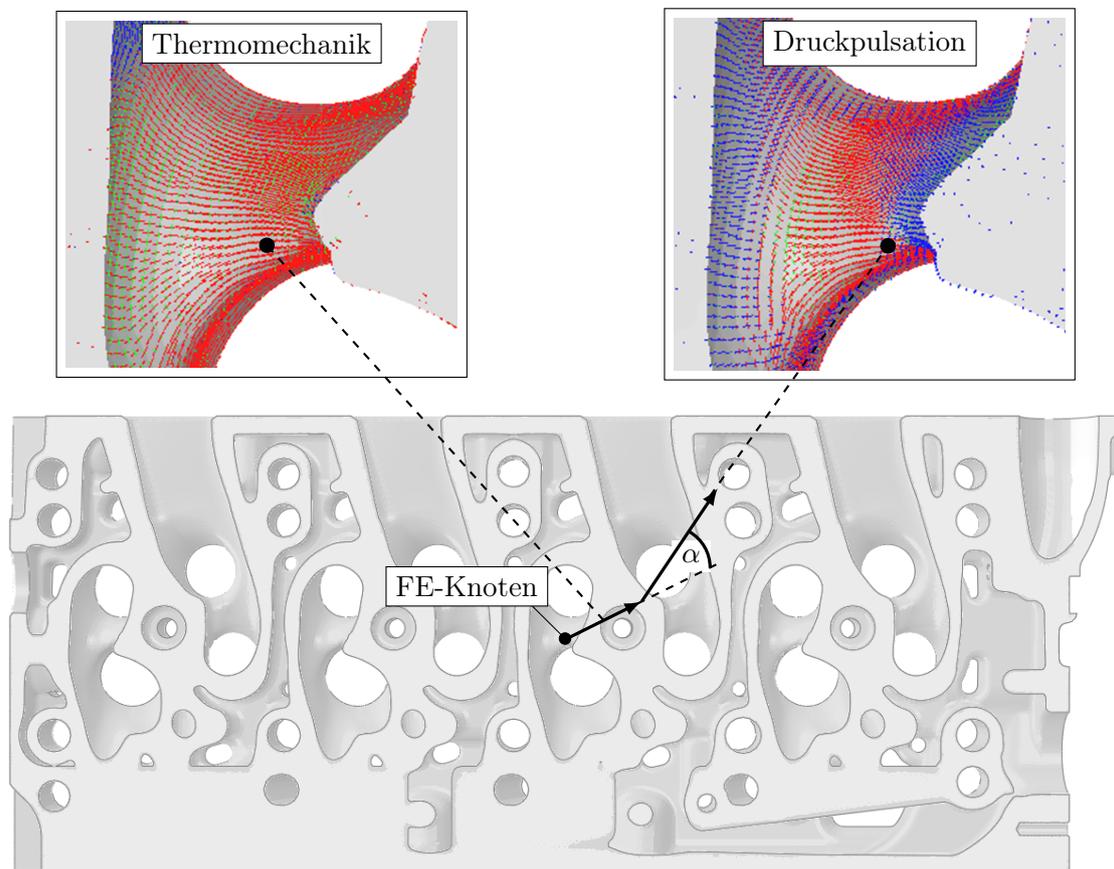


Abbildung 6.23.: Hauptspannungsrichtungen am Einlasskanalventilsteg bei thermomechanischer Beanspruchung (links) und bei mechanischer Beanspruchung (rechts)

Die Abbildung 6.23 zeigt die Hauptspannungsrichtungen des Stegbereichs im Einlasskanal des dritten Zylinders unter rein mechanischer Beanspruchung zum Zündzeitpunkt und bei alleiniger Wirkung der thermomechanischen Beanspruchung in der Vollastphase. Hierbei stellen die roten Pfeile die Richtung der ersten, die blauen Pfeile die Richtung der zweiten und die grünen Pfeile die Richtung der dritten Hauptspannung dar. In der Abbildung ist erkennbar, dass die Hauptspannungsrichtungen der beiden Belastungskomponenten an dem hoch beanspruchten Bereich des Ventilsteges tendenziell die gleiche Wirkrichtung haben. Dieses Verhältnis kann zu anderen Zeitpunkten im Temperaturfeld oder an anderen Stellen des Zylinderkopfes variieren. In [HGH⁺ 15] wird der Winkel zwischen der betragsmäßig größten Hauptspannung der Beanspruchungskomponenten Thermomechanik und Druckpulsation bezogen auf einen Knotenpunkt mit α bezeichnet.

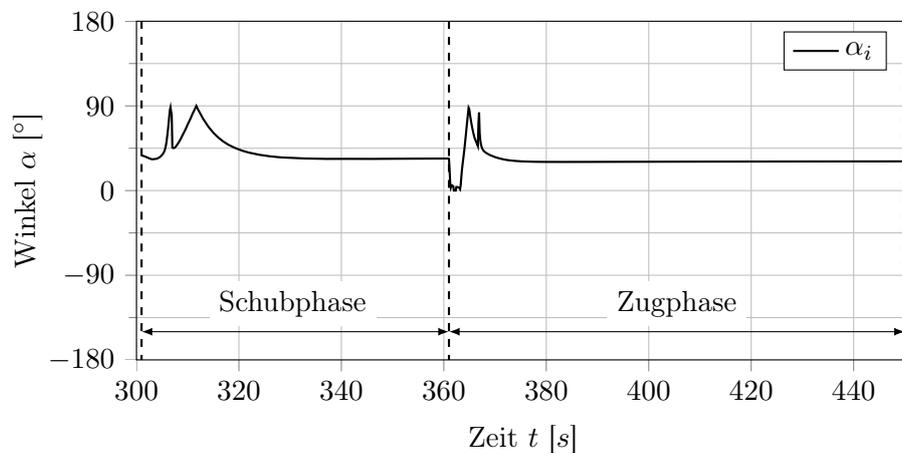


Abbildung 6.24.: Verlauf des Winkels α über den gesamten Zyklus an einem Knotenpunkt des dritten Zylinders

In der Abbildung 6.24 ist der zeitliche Verlauf des Winkels α_i an einem Knotenpunkt des dritten Zylinders über den gesamten Zug-Schub-Zyklus dargestellt. Diese Darstellung zeigt, dass sich der Winkel zwischen den beiden Betriebszuständen verändert und zum Zeitpunkt des Umschaltens von der einen in die andere Phase Unstetigkeiten aufweist. Dieses Verhalten ist auf die Nulldurchgänge einzelner Komponenten des Spannungstensors zurückzuführen und ruft somit Sprünge im zeitlichen Verlauf der Hauptspannungsrichtung hervor.

Für die Lebensdauerabschätzung sind allerdings nicht die Einzelbeanspruchungen, sondern der überlagerte Beanspruchungszustand relevant. Aus diesem Grund wird nicht der Winkel zwischen den Einzelkomponenten, sondern die Richtungsänderung der betragsmäßig größten Hauptspannung des überlagerten Beanspruchung betrachtet.

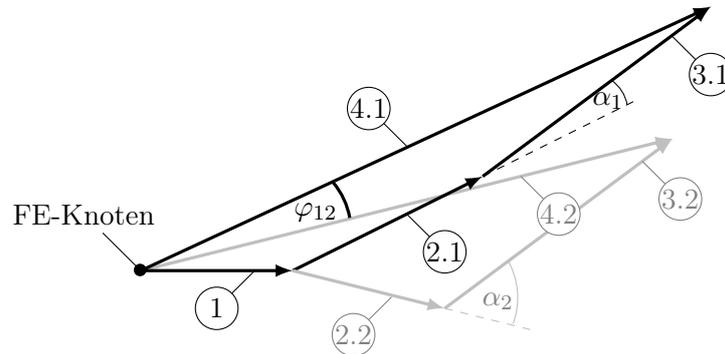


Abbildung 6.25.: Skizze zur Veranschaulichung der Beanspruchungsrichtungen zu zwei unterschiedlichen Zeitpunkten im Schub-Zug-Zyklus

Die Abbildung 6.25 veranschaulicht fiktiv die Wirkrichtungen des überlagerten Beanspruchungszustandes und der Einzelkomponenten ausgehend von einem beliebigen Knotenpunkt am Zylinderkopf. Die „1“ als Ordnungszahl entspricht einem ersten und die „2“ einem zweiten beliebigen Zeitpunkt in dem Beanspruchungszeitverlauf. In der Skizze ist:

- 1: Statische Last
- 2: Thermomechanik
- 3: Druckpulsation
- 4: Gesamtbeanspruchung
- φ : Winkel zwischen der Gesamtbeanspruchungsrichtung zu verschiedenen Zeitpunkten
- α : Winkel zwischen Thermomechanik und Druckpulsation

Der Winkel φ_{12} wird von zwei Vektoren aufgespannt, die die Wirkrichtungen der zusammengesetzten Beanspruchung zu zwei Zeitpunkten im Zeitverlauf darstellen. Die inkrementelle Betrachtung von Zeitpunkt zu Zeitpunkt ist nicht sinnvoll, da so der Bezug zum örtlichen Koordinatensystem fehlt. Aus diesem Grund werden die Winkel φ_n zu der Bezugsebene gebildet, die die Richtung mit den höchsten Amplituden angibt und somit den größten schädigenden Anteil im Gesamtsignal darstellt. Dieser relative Winkel wird mit $\varphi_{n,rel}$ bezeichnet.

Des Weiteren wird ein Grenzwert von $\sigma_{a,lim} = 20 \text{ MPa}$ eingeführt, der deutlich niedriger als die Wechselfestigkeit von $\sigma_{aD,R=-1} = 80,9 \text{ MPa}$ ist, siehe Kapitel 4.6. Amplituden, die unterhalb dieses Grenzwertes liegen, werden nicht betrachtet, da deren schädigender Beitrag nur gering ist und die Berechnung des Winkels $\varphi_{n,rel}$ verfälscht.

Für die auftretenden Winkel $\varphi_{n,rel}$ wird folgend unter Berücksichtigung des Grenzwertes das 90 %-Quantil $\varphi_{Q90\%}$ berechnet. Dieser Parameter besagt, dass 90 % der berechneten Winkel kleiner als der angegebene Wert $\varphi_{Q90\%}$ sind. Da die Richtung, in die die Vektoren der Gesamtbeanspruchung von der Bezugsebene abweichen, nicht relevant ist, wird der Betrag der Winkel $\varphi_{n,rel}$ für die Betrachtung herangezogen.

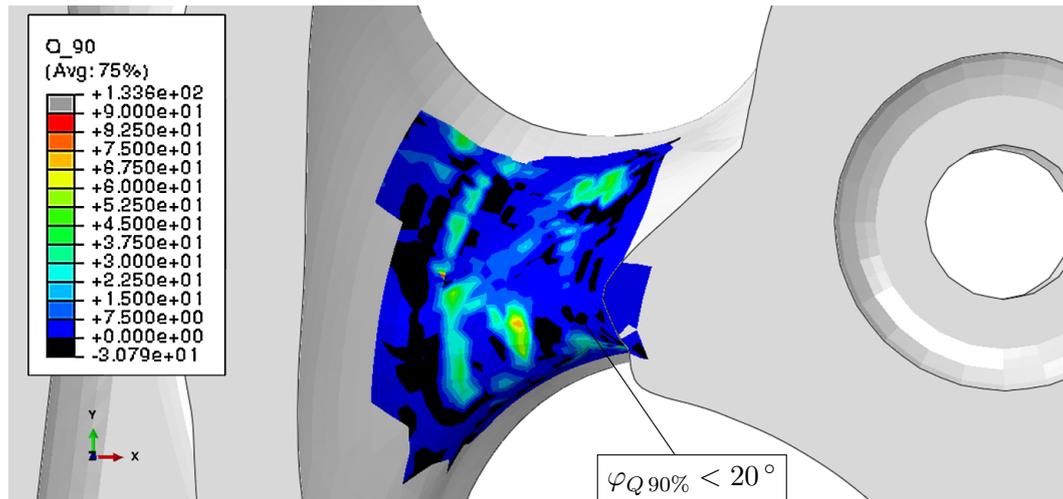


Abbildung 6.26.: 90%-Quantil des Winkels φ am Einlasskanal von Zylinder 3

Dieses 90 %-Quantil des Winkels φ_{rel} wird folgend für den gesamten zu bewertenden Bereich bestimmt und auf der Bauteilgeometrie angezeigt. In der Abbildung 6.26 werden beispielhaft die Ergebnisse von $\varphi_{Q90\%}$ für den Stegbereich im Einlasskanal des dritten Zylinders gezeigt. Für den hoch beanspruchten Bereich ergeben sich Werte $\varphi_{Q90\%} < 20^\circ$. Mit dieser Methodik lässt sich der lokale Beanspruchungszustand analysieren und eine Aussage über die Proportionalität der Beanspruchungskomponenten treffen.

Des Weiteren wird hiermit verdeutlicht, dass nur geringe Winkeländerungen der Spannungsamplituden des betrachteten Zyklus auftreten, die einen schädigenden Einfluss haben. In Anlehnung an das FKM-Forschungsvorhaben [FKM 13] sind Beanspruchungszustände mit geringen Richtungsänderungen der Hauptspannungen normalspannungsdominiert, siehe Kapitel 3.4.4.

$$F_{\varphi_{Q90\%}} = \cos(\varphi_{Q90\%}) \quad (6.11)$$

Für die Lebensdauerabschätzung des Zylinderkopfes werden nach dieser Betrachtung im Folgenden Normalspannungen in der kritischen Schnittebene bewertet. Für den hoch beanspruchten Bereich ergibt sich über trigonometrische Funktionen ein Fehler von $F_{\varphi_{Q90\%}} \approx 6\%$.

6.6. Ergebnisse der Lebensdauerabschätzung

Um die entwickelte Methodik zu bewerten, werden zunächst die Ergebnisse mit transienter Lastannahme dargestellt und die hoch beanspruchten Bereiche hervorgehoben. Nach einem Vergleich mit der Methodik nach dem Stand der Technik wird auf die unterschiedlichen Ergebnisse der beiden Vorgehensweisen eingegangen. Für eine qualitative Aussage wird das Ergebnis eines motorischen Dauerlaufs mit dem numerisch ermittelten Ergebnis verglichen und die kritischen Stellen bewertet.

Mit der Lastannahme, die die Lastgrößen als transienten Beanspruchungsverlauf abbildet, erfolgt eine betriebsfeste Lebensdauerabschätzung. Hierfür wird der Zeitverlauf über die Rainflowzählung klassiert, wie in Kapitel 3.2, und die Rainflowmatrix über das ermittelte Haigh-Diagramm, aus Kapitel 4.6.1, auf ein Beanspruchungsverhältnis von $R = -1$ umbewertet. Daraufhin wird mit diesem Beanspruchungskollektiv eine Schadensakkumulation nach der elementaren Modifikation durchgeführt, siehe Kapitel 3.3. Hierfür wird die 0,1%-Wöhlerlinie für $R = -1$ herangezogen, um die 0,1%-Belastbarkeit darzustellen, siehe Kapitel 4. Anschließend erfolgt mit den berechneten Schadenssummen eine Extrapolation auf den Zielumfang von $H_{Zug-Schub-Zyklus} = 17\,543$ Zyklen, um den 99%-Auslegungskunden darzustellen. Dieses Ergebnis wird folgend auf die effektive Schadenssumme von $D_{eff} = 0,3$ bezogen, sodass die relative Schadenssumme ein Maß für das Beanspruchungsniveau darstellt, das die Einflussfaktoren auf die Schwingfestigkeit berücksichtigt, siehe Kapitel 4.7.

$$D_{rel} = \frac{D_{Zug-Schub-Zyklus} \cdot H_{Zug-Schub-Zyklus}}{D_{eff}} \quad (6.12)$$

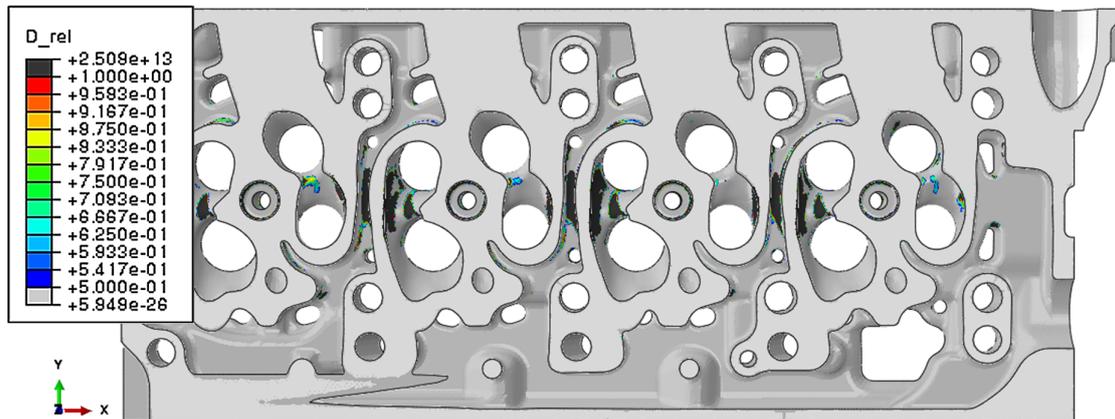


Abbildung 6.27.: Schnitt durch Zylinderkopf: relative Schadenssummen des Schub-Zug-Zyklus

Abbildung 6.27 zeigt die berechneten relativen Schadenssummen anhand eines Schnitts durch den Zylinderkopf, sodass die hoch beanspruchten Bereiche im Wassermantel und in den Gaskanälen sichtbar werden.

Um hoch beanspruchte Bereiche zu kennzeichnen, reicht die Farbskala von $D_{rel} = 0,5 - 1,0$. Die Bereiche, für die deutlich höhere Lebensdauern gefordert werden und die einer geringen Belastung unterliegen, sind *grau* gefärbt. In *schwarz* sind die Stellen am Zylinderkopf markiert, die nach vorgestellter Auslegung als kritisch bewertet werden und vor Erreichen der geforderten Lebensdauer versagen können.

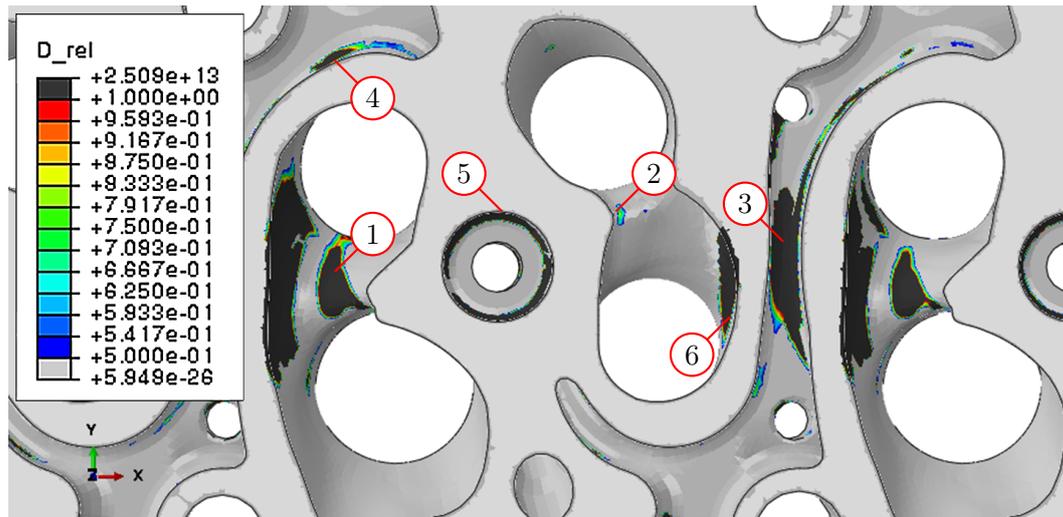


Abbildung 6.28.: Detailansicht von Zylinder 3: relative Schadenssummen des Schub-Zug-Zyklus

In Abbildung 6.28 ist das Ergebnis der Lebensdauerabschätzung an dem dritten Zylinder als Detailansicht dargestellt. Insgesamt ergeben sich sechs hoch beanspruchte Bereiche, die über die Gaskanäle und den Wassermantel verteilt sind. Bereich (1) markiert den Ventilsteig im Einlasskanal mit Orientierung in Richtung der mittig liegenden Injektorbohrung, an dem die Dehnungsmessungen, wie in Kapitel 6.2 beschrieben, durchgeführt werden. Bereich (2) kennzeichnet den Ventilsteig im Auslasskanal. Dieser ist im motorischen Betrieb mit deutlich höheren Oberflächentemperaturen aufgrund des ausströmenden Abgases beaufschlagt, sodass eine Anpassung des Materialmodells auf $T > 150^\circ C$ erforderlich ist. Hier werden relative Schadenssummen von $D_{rel} \approx 0,8$ ausgewiesen, die unter diesen Umständen als kritisch bewertet werden müssen. Bereich (3) markiert die Wandung im Wassermantel, die sich in Richtung des Einlasskanals orientiert und den Abschnitt im Gaskanal, der diesem Bereich gegenüberliegt. Stelle (4) markiert den Radius im Wassermantel, der in Richtung Einlasskanal zeigt. Die scharfe Kerbe an der Injektorbohrung ist ebenfalls hoch beansprucht und wird mit (5) gekennzeichnet. Die ebenfalls auffällige Stelle (6) befindet sich im Auslasskanal mit Orientierung zum seitlichen Wassermantel. Für diesen Bereich gilt auch, dass erhöhte Oberflächentemperaturen vorherrschen und das Materialmodell für eine detailliertere Aussage angepasst werden muss.

Vergleich mit bisheriger Methode

Der betriebsfesten Lebensdauerabschätzung mit transienten Lastgrößen wird folgend die Auswertung nach dem bestehenden Simulationsprozess und einer dauerfesten Lebensdauerabschätzung mit quasistatischen Lastgrößen gegenübergestellt.

Damit der Vergleich zwischen den beiden Methoden durchgeführt werden kann, wird in der dauerfesten Lebensdauerabschätzung ebenfalls Zylinder 3 betrachtet. Hierbei stellen der Montagezustand und der thermomechanische Beanspruchungszustand eine quasistatische Last und die Druckpulsation die Amplitudenbeanspruchung dar, siehe Kapitel 5.2. Die resultierenden Spannungsamplituden werden ebenfalls über das ermittelte Haigh-Diagramm auf ein Beanspruchungsverhältnis von $R = -1$ transformiert. Des Weiteren wird der Auslastungsgrad als Verhältnis von lokal ertragbarer Spannungsamplitude und beanspruchender Spannungsamplitude gebildet, siehe Kapitel 5.2. Hierbei wird der Gesamtsicherheitsfaktor zu $j_{ges} = 1$ gesetzt.

$$a = \frac{\sigma_{a,R, \text{lokal}} \cdot j_{ges}}{\sigma_{a,R,D}} \quad (6.13)$$

Ein Auslastungsgrad von $a < 1$ ist so zu interpretieren, dass die örtlich auftretenden Spannungsamplituden geringer sind als die ertragbaren Spannungsamplituden und somit als dauerfest bewertet werden. Wohingegen ein Auslastungsgrad von $a \geq 1$ besagt, dass das Bauteil in diesem Bereich hinsichtlich der Spannungsverteilung optimiert werden muss.

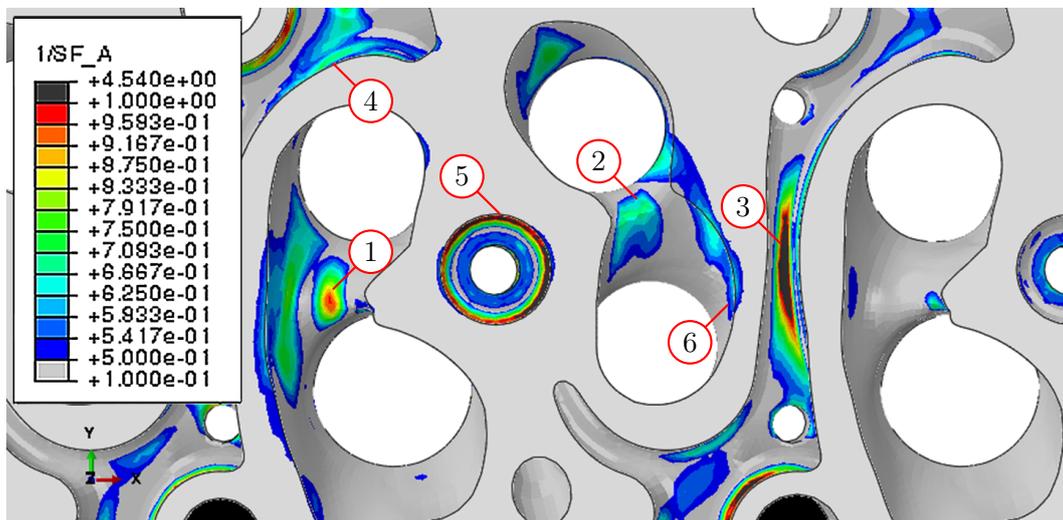


Abbildung 6.29.: Detailansicht von Zylinder 3: Auslastungsgrad nach dauerfester Lebensdauerbetrachtung

In Abbildung 6.29 ist das Ergebnis der dauerfesten Lebensdauerabschätzung an Zylinder 3 dargestellt. Die Farbskala reicht von $a = 0,5$ bis $a = 1$. Das heißt, dass Bereiche farblich markiert sind, die mindestens halb so hohe Amplituden aufweisen, wie die lokal, dauerhaft ertragbare Amplitude. Bereiche, die schwarz markiert sind, sind als kritisch zu bewerten.

Im Vergleich zu der transienten Methodik lässt sich in Abbildung 6.29 erkennen, dass die Bereiche (3) und (5) ebenfalls kritisch bewertet werden. Dieses Ergebnis lässt darauf schließen, dass die transiente Thermomechanik für die hohen Beanspruchungen in diesem Bereich nicht ausschlaggebend sind. Die Hauptbeanspruchung erfolgt hier durch die Spannungsamplituden aus der Druckpulsation. Für die Bewertung von Bereich (1) mit der betriebsfesten Methodik kann gesagt werden, dass sich die hoch beanspruchte Stelle tendenziell mittiger auf dem Ventilsteg des Einlasskanals befindet. Zudem wird dieser Bereich als dauerfest und somit unkritisch bewertet. Der Stegbereich im Auslasskanal (2) sowie die Bereiche (4) und (6) weisen nach dieser Methodik nur mäßig hohe Beanspruchungen auf.

Abgleich mit dem Ergebnis aus einem Überlastversuch

Für einen qualitativen Abgleich wird das in Kapitel 6.2 beschriebene Ergebnis des Zug-Schub-Tests verwendet. Der in der Abbildung 6.30 dargestellte Zylinderkopf wurde im motorischen Betrieb mit 15 000 Schub-Zug-Zyklen beaufschlagt und anschließend einer Schadensanalyse unterzogen. Die Soll-Zyklenzahl für den motorischen Dauerbetrieb ist eine Abschätzung, da eine Zielvorgabe für den Zug-Schub-Test erst mit dieser Arbeit gegeben wird.

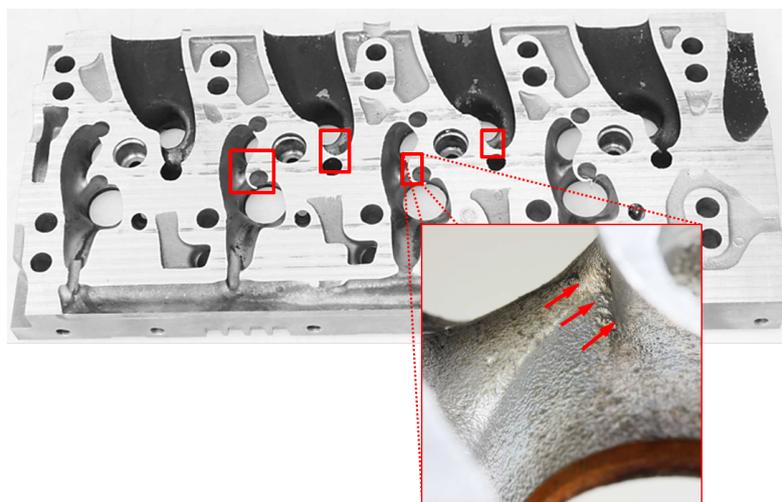


Abbildung 6.30.: Teilstück eines Zylinderkopfes nach einem Zug-Schub-Test auf einem Motorprüfstand mit markierten Anrissorten in den Gaskanälen

An dem Zylinderkopf lassen sich Anrisse im Bereich der Ventilstege in Ein- und Auslasskanal an dem zweiten und dritten Zylinder erkennen. Der Ort der Rissinitiierung im Einlasskanal des dritten Zylinders befindet sich auf dem Ventilsteg mit Tendenz zur mittig liegenden Injektorbohrung, siehe rote Pfeile im Detailbild der Abbildung 6.30. Nach der bisherigen Bewertungsmethode wird die Beanspruchung in diesen Bereichen zwar als erhöht ausgewiesen, jedoch als dauerhaft bewertet. Mit der neu entwickelten Bewertungsmethodik werden diese Bereiche als zu hoch beansprucht identifiziert, siehe Abbildung 6.27, sodass eine Optimierung hinsichtlich der Spannungsverteilung notwendig ist.

Nicht alle Bereiche, die in der numerischen Lebensdauerabschätzung auffällig sind, weisen nach dem Zug-Schub-Test Schäden auf. Dies kann zum einen auf die Laufleistung von etwa 85 % des in dieser Arbeit ermittelten erforderlichen Zielumfangs von 17500 Zyklen zurückgeführt werden. Bei voller Laufleistung des Tests kann das Schadensbild des Bauteils gravierender aussehen und weitere Bereiche Anrisse aufweisen. Zum anderen führt eine statistische Absicherung des ermittelten Materialmodells zu einer höheren Genauigkeit der Bewertung der inhomogenen Festigkeitsverteilung aufgrund des komplexen Herstellungsprozesses. Da kein allgemein gültiges Verfahren zur Bewertung von mehraxialen Beanspruchungszuständen existiert, kann eine Betrachtung von potentiellen Nichtproportionalitäten bei der Analyse dieser Bereiche unterstützen, siehe Kapitel 6.5.

Nach der Lebensdauerabschätzung mit transienten Lastgrößen zeigt der betrachtete Baustand hinsichtlich der Beanspruchungsverteilung im motorischen Betrieb Optimierungspotential. Eine Spannungsoptimierung mit diesem Baustand des Zylinderkopfes ist bereits auf Grundlage von Prüfstands- und Dauerfahrversuchen umgesetzt worden, sodass das Ergebnis ausschließlich als Grundlage für die Anwendbarkeit der vorgestellten Methodik dient. Für eine höhere Aussagesicherheit sind weitere Messungen an applizierten Zylinderköpfen durchzuführen und das Kundenverhalten weiter zu charakterisieren.

7. Schlussfolgerungen und Ausblick

In dieser Arbeit wird eine Bewertungsmethodik entwickelt, die die vom Brennraum abgewandten Bereiche hinsichtlich der Lebensdauer beurteilt. Für ein detailliertes Werkstoffmodell, das die Grundlage der numerischen Lebensdauerabschätzung bildet, werden Probenversuche anhand einer separat gegossenen Probencharge durchgeführt, um Kennwerte nicht nach der DIN EN 1706 in der Simulation anzusetzen. Dies ist notwendig, da bereits die ermittelten statischen Festigkeitskennwerte wie beispielsweise die 0,2%-Dehngrenze von $R_{p,0,2\%} = 278 \text{ MPa}$ signifikant höher als der genormte Mindestwert von $R_{p,0,2\%,min} = 200 \text{ MPa}$ sind. Zudem bestehen keine statischen Festigkeitskennwerte für Temperaturen oberhalb der Raumtemperatur sowie für Druckbelastungen, sodass die statischen Grenzwerte für die untersuchte Legierung in dieser Arbeit ermittelt und in einem Werkstoffmodell hinterlegt werden.

Typischerweise unterliegen die Versuchsergebnisse an Aluminiumgusslegierungen einer hohen Streuung, die durch Porosität und Fehlstellen hervorgerufen wird. Dies bedingt eine nachträgliche Untersuchung der Rissflächen der Proben, die maßgeblich von diesem Einfluss betroffen sind. Aus der Literatur können Erfahrungswerte herangezogen werden, um diese Versuche entsprechend zu bewerten.

Um den in weiten Teilen des Zylinderkopfes vorliegenden LCF/HCF-Beanspruchungsverlauf bewerten zu können, müssen mittelspannungsbehaftete Spannungsamplituden schädigungsäquivalent transformiert werden. Für dieses Verfahren wird ein Haigh-Diagramm herangezogen, das für aussagekräftige Ergebnisse, über den zu bewertenden Bereich definiert sein muss. Die genormten Werte erfüllen diese Anforderung nicht, sodass in den Bereichen von $R = -\infty, -2, -1$ und 0 Versuchsreihen gefahren werden. Anhand von LCF-Versuchen, die mit einer HCF-Spannungsamplitude überlagert werden, wird die Bewertung von transienten Beanspruchungsverläufen untersucht und eine gute Übereinstimmung mit der Simulation erzielt.

An dieser Stelle sind weitere Versuchsreihen mit unterschiedlichen Verhältnissen von LCF- zu HCF-Belastung notwendig, um eine statistisch sicherere Aussage treffen zu können. Des Weiteren bleibt das Werkstoffverhalten in dem Bereich oberhalb von $R = 0$ für weitere Untersuchungen offen. Dieser Teil des Haigh-Diagramms muss durch Versuchsergebnisse belegt werden, da an jeder Stelle des Zylinderkopfes ein anderes Verhältnis zwischen Thermomechanik und Mechanik herrscht. Für eine präzisere Aussage über die Bereiche um die Auslasskanäle des Zylinderkopfes herum sind weitere Erfahrungen mit dem Werkstoffverhalten und den Werkstoffparametern oberhalb von $T = 150^\circ\text{C}$ für überlagerte Belastungen zu sammeln.

Ein weiterer signifikanter Einflussfaktor auf die Lebensdauer ist der Spannungsgradient an Querschnittsänderungen oder Kerbstellen. Hier bestehen Werkstoffparameter der AlSi10Mg(Cu)-Legierung für Modelle, die den Spannungsgradienten zwar treffsicher bewerten können, allerdings nicht für schwingende Belastungen geeignet sind. Aus diesem Grund wird ein für schwingende Belastungen konzipiertes Werkstoffmodell herangezogen, für das zunächst die fehlenden Modellparameter für die betrachtete Legierung anhand von HCF-Versuchsreihen mit gekerbten Proben ermittelt werden. Das verwendete Modell zeigt bei der Gegenüberstellung der ermittelten Schwingungszahlen aus der Simulation und im Probenversuch sehr gute Übereinstimmungen. Hier sollten weitere Versuchsreihen mit unterschiedlichen Kerbgeometrien und Formzahlen durchgeführt werden, damit scharfe Übergänge, wie beispielsweise im Bereich der Injektorbohrung oder an kleinen Radien im Wassermantel, treffsicherer bewertet werden können.

Um Anhaltspunkte zu erlangen, welche Parameter in den Werkstoffversuchen einzustellen sind, werden Fahrzeugmessungen durchgeführt und Vorgaben für die Probenversuche abgeleitet. Unter den im laufenden Motor herrschenden Einsatzbedingungen für die Dehnungsmessstellen, ergibt sich eine begrenzte Nutzungsdauer. Dies wird durch den frühen Ausfall der Messstelle am ersten Zylinder unmittelbar nach dem Einbau des applizierten Bauteils in den Motor bestätigt. Da für den Vergleich der gemessenen Signale mit simulierten Spannungswerten eine exakte Bestimmung der Messposition unumgänglich ist und diese Positionen aufgrund der nicht gegebenen Zugänglichkeit der Messstellen für ihre Vermessung mit einer Koordinatenmessmaschine freigelegt werden müssen, ist eine detaillierte und eng getaktete Messfahrtplanung notwendig. Hierbei muss sichergestellt sein, dass für die Lastannahme die maximalen Bauteilbelastungen erfasst werden. Das bedeutet, dass beispielsweise die Zeiten des Zug-Schub-Zyklus eingehalten werden müssen, damit sich das transiente Temperaturfeld vollständig ausbreiten kann und sich eine maximale Belastungsamplitude einstellt. Hier sollten weitere Messungen des Kundenverhaltens durch unterschiedliche Fahrer und Messstrecken an diese Arbeit anschließen, um die Zielvorgabe für die Prüfstandserprobung zu konkretisieren und statistisch abzusichern. Dabei können auch Messungen unter extremen Umgebungsbedingungen weitere Erkenntnisse bringen, da die Umgebungsluft in den verschiedenen Betriebszuständen einen Einfluss auf das transiente Temperaturfeld hat.

Ein wesentlicher Faktor bei der Neuentwicklung einer Methodik ist, dass sie mit vertretbarem Aufwand anwendbar ist und eine Verbesserung gegenüber bisherigen Konzepten bietet. Hierfür wird die entwickelte Methodik an einem Beispielprojekt aus der Vorserie angewendet. Daraus ergibt sich die Herausforderung, die grundsätzlich getrennten Simulationsergebnisse aus thermischer und mechanischer Belastung in einem überlagerten Modell zu vereinen. Hierfür wird ein Vorgehen definiert, das mit herkömmlicher Lebensdauer-Software umsetzbar ist.

Der signifikante Fortschritt hierbei ist, einen Prüfstandsversuch im motorischen Betrieb nachrechnen zu können. Mit bestehenden Bewertungsmethoden nach dem Stand der Technik ist dies nicht möglich, sodass die Interpretation von Berechnungsergebnissen in Verbindung mit Prüfstandsergebnissen unpräzise und umständlich ist. Dieser Zustand zieht eine Vielzahl von Entwicklungsschleifen nach sich, die sich mit dieser Arbeit reduzieren lassen.

Zukünftig steht im Vordergrund, Erfahrungen im Umgang mit der neu entwickelten Methodik zu erlangen und ermittelte Größen, wie beispielsweise die effektive Schadenssumme von $D_{eff} = 0,3$, nachzujustieren, um die Materialausnutzung weiter zu steigern und Leichtbaupotentiale zu nutzen. Dazu müssen die Simulation und die Prüfstandsversuche synchronisiert werden, damit für eine Lebensdauerabschätzung eine identische Motorkonfiguration zugrunde gelegt werden kann. Des Weiteren bietet der Einfluss von mehraxialen Beanspruchungszuständen Untersuchungspotenzial mit dem Ziel, eine allgemeingültige Festigkeitshypothese zur Bewertung dieser Zustände und Kombinationen aus diesen Zuständen zu finden, sodass der Bewertungsprozess vereinfacht werden kann.

Dem neu entwickelten Prozess kann eine Bewertung der Schäden folgen und eingeschätzt werden, ob die entstandenen Risse zum Funktionsverlust des Bauteils führen oder aber zur Entlastung der Struktur beitragen und im weiteren Entwicklungsprozess toleriert werden können. Des Weiteren kann diese Methodik auf weitere Komponenten des Dieselmotors (Abgaskrümmmer, Zylinderkurbelgehäuse etc.), auf den Bereich der Ottomotoren oder sogar Komponenten alternativer Antriebe, die einer vergleichbaren Belastungssituation ausgesetzt sind, angewendet werden. Hierfür muss allerdings sichergestellt sein, dass das zugrunde liegende Materialmodell den beschriebenen Anforderungen entspricht.

8. Zusammenfassung

Der Zylinderkopf ist eine zentrale Motorkomponente, der eine Vielzahl an elementaren Funktionen des Verbrennungsprozesses erfüllt. Während des motorischen Betriebs erfährt der Zylinderkopf aufgrund von wechselnden Betriebszuständen eine Überlagerung von rein mechanischen Belastungen aus dem Verbrennungsdruck und thermomechanischen Belastungszyklen aus den Aufheiz- und Abkühlphasen des Motors. Aufgrund von Leichtbauzielen und spezifischer Leistungssteigerung werden Wandstärken stetig reduziert und die Materialausnutzung erhöht. Diese Entwicklung hat zur Folge, dass aktuelle Berechnungsmethoden, die mit einer starken Vereinfachung in der Lastannahme arbeiten, nicht mehr in der Lage sind, hoch beanspruchte Bereiche des Zylinderkopfes zu bewerten.

In der vorliegenden Arbeit wird die Entwicklung einer Methodik zur Lebensdauerabschätzung von Aluminiumgusszylinderköpfen beschrieben, in der alle auslegungsrelevanten Belastungskomponenten realitätsnah berücksichtigt werden. Mit diesem Vorgehen wird ermöglicht, Schwachstellen des Zylinderkopfes in einer frühen Phase der Entwicklung zu erkennen und Optimierungsmaßnahmen abzuleiten.

Materialmodell

Für eine präzise Aussage bezüglich der Lebensdauer des Zylinderkopfes ist eine detaillierte Beschreibung der Aluminiumgusslegierung AlSi10Mg(Cu) in einem Materialmodell unter Berücksichtigung der relevanten Einflussgrößen notwendig. Hierfür wurden bestehende Konzepte zur Bewertung von lebensdauerlimitierenden Faktoren, wie beispielsweise Spannungsgradienten oder Mittellasten, auf deren Anwendbarkeit hin untersucht.

Anhand einer separat gegossenen Probencharge wurden Festigkeitskennwerte ermittelt, die in das Materialmodell einfließen. Um den ermittelten Kennwerten eine hohe Aussagekraft zuzusprechen, wurden anhand von Stichproben wichtige Kenngrößen, wie beispielsweise die chemische Zusammensetzung, die Härte, die Dichte und der mittlere Dendritenarmabstand, ermittelt und mit den Werten des Zylinderkopfmateriale abgeglichen. Das Versuchsprogramm wurde in zwei Prüflaboren gefahren, wobei die Übertragbarkeit anhand übereinstimmender Ergebnisse zweier Versuchsreihen unter wechselnder, axialer Belastung gewährleistet wurde.

Um die statischen Festigkeitskennwerte zu ermitteln, wurden Zug- und Druckversuche auf vier Temperaturniveaus ($T = RT, 150^\circ C, 175^\circ C$ und $200^\circ C$) durchgeführt. Die ermittelten Zugfestigkeiten, Streckgrenzen und Bruchdehnungen übertreffen die Mindestwerte nach DIN EN 1706. Der Elastizitätsmodul, die elastische Dehngrenze sowie die zyklischen Festigkeitskennwerte zur Beschreibung der Spannungs-Dehnungs-Hysterese wurden in Laststeigerungsversuchen für $T = RT$ und $150^\circ C$ bestimmt und liegen im erwarteten Bereich.

Um mittelspannungsbehaftete Spannungsamplituden treffend zu bewerten, wurden HCF-Versuchsreihen bei Belastungsverhältnissen von $R = -\infty, -2, -1$ und 0 gefahren. Da für Aluminiumlegierungen keine ausgeprägte Dauerfestigkeit besteht, wurden die ermittelten Wöhlerlinien bei $N = 10^6$ Schwingspielen ausgewertet. Diese Ergebnisse stellen Stützstellen für das Haigh-Diagramm dar, das für die Bewertung von lokalen Mittelspannungen über eine Amplitudentransformation herangezogen wurde. Mit dieser präzisen Beschreibung des Haigh-Diagramms können Mittelspannungen treffender als mit den genormten Mindestwerten berücksichtigt werden. Um Spannungsgradienten mit dem Modell nach Eichseder bewerten zu können, wurden die notwendigen Werkstoffparameter für Aluminiumgusslegierungen ermittelt und auf die betrachtete AlSi10Mg(Cu)-Legierung angewendet. Hierfür wurden Versuche bei wechselnder Biegeumlaufbelastung sowie HCF-Versuchsreihen bei den Belastungsverhältnissen $R = -2, -1$ und 0 mit einer gekerbten Probengeometrie durchgeführt. Anschließend wurde dessen Anwendbarkeit anhand eines FEM-Modells überprüft. Hieraus geht hervor, dass sich die Änderung der Wöhlerlinienneigungen bei den mittelspannungsbehafteten Versuchsreihen ($R = -2$ und $R = 0$) mit diesem Modell nicht abbilden lassen, die Ergebnisse jedoch in einem engen Streuband liegen.

Der Einfluss von transienten Beanspruchungsverläufen überlagert mit hochfrequenten Amplituden wurde mit LCF/HCF-Versuchen untersucht. Für die Validierung wurde ein FEM-Modell mit den Lasten des Probenversuchs beaufschlagt und die mittelspannungsbehafteten Spannungsamplituden über das ermittelte Haigh-Diagramm bewertet. Hierbei stellt sich heraus, dass hin zu geringeren Probenbelastungen und größeren Zyklenzahlen die Simulation von den Versuchsergebnissen abweicht. Die Abweichung liegt auch hier in einem engen Streuband, sodass anhand der Ergebnisse empfohlen wird, eine effektive Schadenssumme von $D_{eff} = 0,3$ als Kriterium für eine treffsichere Beurteilung von Mittelspannungen anzusetzen.

Für den Zylinderkopf wurden präzise Festigkeitskennwerte ermittelt und Modellparameter angepasst, die in die Materialkarte eingehen. Hiermit wird die Aussagekraft gegenüber der Verwendung von genormten Mindestwerten erhöht und die Simulationsergebnisse verbessert.

Methodisches Vorgehen

Nach aktuellem Kenntnisstand werden Zylinderköpfe mit einer quasistationären Lastannahme über eine dauerfeste Lebensdauerabschätzung beurteilt. Nach dieser Vorgehensweise werden hoch beanspruchte Bereiche nicht identifiziert, die einer überlagerten Belastung aus zyklischen thermomechanischen und mechanischen Anteilen unterliegen. Der bestehende Simulationsprozess wurde dahingehend modifiziert, dass eine transiente Lastannahme generiert und alle auslegungsrelevanten Belastungskomponenten berücksichtigt werden.

Ein Simulationsprozess, der sich prinzipiell in die mechanischen und die thermischen Belastungskomponenten aufteilt, stellt die Grundlage für die Lebensdauerabschätzung dar. Hierbei setzt sich die mechanische Belastung aus statischen und dynamischen Komponenten zusammen. Wechselnde Betriebszustände führen zu einem wiederholten Aufheizen und Abkühlen der Motorkomponenten und somit zu einer zeitlich veränderlichen thermischen Belastung, dem transienten Temperaturfeld. Durch strukturell bedingte Behinderung der Wärmeausdehnung werden thermomechanische Spannungen induziert, die sich auf die Bereiche des Wassermantels und der Gaskanäle als Mittellasten auswirken.

In der aktuellen, dauerfesten Lebensdauerabschätzung dient der Volllastpunkt des Motors, also der Zustand aus dem thermomechanischen Beanspruchungsverlauf, bei dem sich die maximalen Temperaturen für die Motorkomponenten ergeben, als Grundlage für die Lastannahme. In diesem Punkt treten zudem die höchsten Zylinderdrücke und somit die höchsten mechanischen Spannungsamplituden auf. Diese Belastungskomponenten werden mit dem statischen Beanspruchungszustand überlagert, sodass sich für jeden Knotenpunkt des FEM-Modells ein Wertepaar aus Mittelspannung und Amplitude ergibt. Dieses Wertepaar wird anschließend über das Haigh-Diagramm bewertet. Hierbei werden jedoch die niederzyklischen Amplituden aus dem transienten Temperaturfeld nicht betrachtet, sodass die Beanspruchungen im Kundenbetrieb nur eingeschränkt abgebildet werden. Nach dieser Vorgehensweise ist eine konservative Auslegung notwendig und ein Abgleich mit dem motorischen Dauerbetrieb nur bedingt möglich.

Im Gegensatz dazu wurde eine Modifikation des bisherigen Simulationsprozesses erarbeitet, in die der gesamte thermomechanische Beanspruchungsverlauf eingeht. Hierzu erfolgt eine Diskretisierung dieses Verlaufs gemäß der betrachteten Motordrehzahl, sodass eine Superposition mit den Berechnungsergebnissen der dynamischen Druckpulsationen der einzelnen Zylinder entsprechend der Zündreihenfolge durchgeführt werden kann. Aus dem resultierenden Simulationsmodell wurde folgend mit Hilfe einer Klassierung ein Beanspruchungskollektiv für jeden Knotenpunkt des FEM-Modells ermittelt, das der lokalen Wöhlerlinie gegenübergestellt wird. Mit dieser Methodik ist eine betriebsfeste Lebensdauerabschätzung möglich, die die transiente Belastungskomponente realitätsnah berücksichtigt.

Lebensdauerabschätzung

Beispielhaft wurde die entwickelte Methodik anhand eines Zylinderkopfes im Entwicklungsstadium angewendet und bewertet. Hierzu wurde zunächst eine transiente Lastannahme, der Zug-Schub-Zyklus, erarbeitet, die die auslegungsrelevanten Belastungen beinhaltet, die im Motorbetrieb auf den Zylinderkopf wirken. Dieser Zyklus setzt sich aus einer 90 s-Vollastphase und einer 60 s-Schubphase bei konstanter Drehzahl zusammen, sodass der Motor auf Maximaltemperatur gebracht und anschließend abgekühlt wird.

Über eine Superposition der Belastungskomponenten wurde ein Simulationsmodell generiert, das den Zug-Schub-Zyklus abbildet. Hier konnte gezeigt werden, dass die gemessenen rein mechanischen Spannungsamplituden Abweichungen von dem Simulationsmodell von unter 10% aufweisen. Für die thermomechanischen Beanspruchungen ergeben sich höhere Abweichungen, die auf das zugrundeliegende Temperaturfeld zurückzuführen sind, das einer niedrigeren Leistungsstufe entspricht. Mit diesen Ergebnissen konnte die Anwendbarkeit der Methodik gezeigt werden.

Um eine Zielvorgabe für einen Überlastversuch im Zug-Schub-Zyklus zu definieren, sind im Rahmen dieser Arbeit Messungen im Fahrbetrieb durchgeführt worden. Über eine Rainflowklassierung mit anschließender Amplitudentransformation wurden die gemessenen Beanspruchungskollektive der lokalen Belastbarkeit gegenübergestellt und über die elementare Palmgren-Miner-Modifikation in relative Schadenssummen überführt. Unter der Annahme einer logarithmischen Normalverteilung konnte mit den Belastungen aus der Messung des Zug-Schub-Zyklus eine Mindestanzahl für eine Erprobung im motorischen Betrieb von 17 500 Zyklen bestimmt werden. Weiterhin wird ein Analyseverfahren vorgestellt, das bei der Wahl der zu verwendenden Festigkeitshypothese unterstützt und zur Analyse der lokalen Beanspruchungssituation beiträgt.

Im Folgenden wurden die Ergebnisse nach der dauerfesten und nach der betriebsfesten Auslegung qualitativ miteinander verglichen. Dieser Vergleich zeigt, dass die Berücksichtigung der Thermomechanik als transienter Verlauf einen signifikanten Einfluss auf das Bewertungsergebnis hat. Anhand eines Erprobungsergebnisses im motorischen Betrieb konnte gezeigt werden, dass mit der entwickelten Methodik nicht nur die sich ergebenden Schadensorte aufgedeckt, sondern auch deren Anrisszyklenzahlen unter diesen Belastungen abgeschätzt werden können.

Die Anwendung der Methodik an einem Beispiel mit einem detaillierten Materialmodell hat gezeigt, dass sich die relevanten Belastungsgrößen mit einem Simulationsmodell abbilden lassen. Hoch beanspruchte Bereiche können frühzeitig im Entwicklungsprozess identifiziert und gezielt hinsichtlich der auftretenden Beanspruchungen optimiert werden. Mit der Umsetzung der Auslegungsphilosophie und einer Zielvorgabe für den motorischen Dauerbetrieb kann eine quantitative und qualitativ hochwertigere Aussage über die Lebensdauer von Zylinderköpfen getroffen werden.

Literaturverzeichnis

- [AFR 10] F. Achatz, J. Fröschl, S. Rödling: *Zeitgeraffte und kostenoptimierte Bauteilprüfung an Zylinderköpfen*. In: MP Materials Testing, Nr. 52, S. 502 – 507, (2010)
- [Ale 11] Aleris Switzerland GmbH: *Aluminium Casting Alloys Catalogue*. 1st Release, Issue 12/11, (2011)
- [All 13] J. H. Allen: *Festigkeitslehre für Dummies*. Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 1. Auflage, (2013)
- [Aud 15] Audi AG – Service Training: *Audi 1,4l-3-Zylinder-TDI-Motor Baureihe EA288*. In: Selbststudienprogramm 640, (2015)
- [Bas 10] O. H. Basquin *The Exponential Law of Endurance Tests*. In: ASTM Proceedings, Vol. 10, S.625 – 630, (1910)
- [Ber 95] B. Flaig: *Isothermes und thermisch-mechanisches Ermüdungsverhalten von GK- $AlSi10Mg$ wa, GK- $AlSi12CuMgNi$ und GK- $AlSi6Cu4$* . Dissertation, Universität Karlsruhe, (1995)
- [BMN 11] R. Bürgel, H. J. Maier, T. Niendorf: *Handbuch Hochtemperatur-Werkstofftechnik – Grundlagen, Werkstoffbeanspruchungen, Hochtemperaturlegierungen und -beschichtungen*. Vieweg + Teubner Verlag, Wiesbaden (2011)
- [BZA 97] J. M. Boileau, J. W. Zindel, J. E. Allison: *The Effect of Solidification Time on the Mechanical Properties in a Cast A356.2-T6 Aluminium Alloy: Ford Motor Company*. Publication Info: Applications for aluminium vehicle design, (970019), S. 61 – 72, Society of Automotive Engineers, Inc., (1997)
- [Cof 54] L. F. Coffin, Jr.: *A Study of the Effects of Cyclic Thermal Stresses on an Ductile Metal*. In: Transactions of the ASME, Vol. 76, S. 931 – 950, (1954)
- [CS 85] U. H. Clormann, T. Seeger: *Rainflow-HCM – ein Hysteresisschleifen-Zählalgorithmus auf werkstoffmechanischer Grundlage*. FF-22, Fachgebiet Werkstoffmechanik, TH Darmstadt, (1985)
- [DIN 09] Deutsches Institut für Normung e.V.: *Prüfung metallischer Werkstoffe - Zugproben*. DIN 50125, Beuth Verlag GmbH, Berlin, (2009)

- [DIN 10] Deutsches Institut für Normung e.V.: *Aluminium und Aluminiumlegierungen – Legiertes Aluminium in Masseln – Spezifikationen*. DIN EN 1676, Beuth Verlag GmbH, Berlin, (2010)
- [DIN 13] Deutsches Institut für Normung e.V.: *Aluminium und Aluminiumlegierungen – Gussstücke – Chemische Zusammensetzung und mechanische Eigenschaften*. DIN EN 1706, Beuth Verlag GmbH, Berlin, (2013)
- [EDK⁺ 97] K.-G. Eulitz, H. Döcke, K. L. Kotte: *Lebensdauer vorhersage II, Verbesserung der Lebensdauerabschätzung durch systematische Aufarbeitung und Auswertung vorliegender Versuchsdaten – Abschlussbericht*. In: FKM-Heft Nr. 227, Forschungskuratorium Maschinenbau e.V., (1997)
- [EEK⁺ 94] K.-G. Eulitz, A. Esderts, K. L. Kotte: *Verbesserung der Lebensdauerabschätzung durch systematische Aufarbeitung und Auswertung vorliegender Versuchsreihen*. In: FKM-Heft Nr. 189, Forschungskuratorium Maschinenbau e.V., (1994)
- [Eic 02] W. Eichlseder: *Fatigue analysis by local stress concept based on finite element results*. In: Computers and Structures, Nr. 80, S. 2109 – 2113, (2002)
- [Eic 03] W. Eichlseder: *Lebensdauer vorhersage auf Basis von Finite Elemente Ergebnissen*. In: Materialwissenschaften und Werkstofftechnik, Nr. 9, (2003)
- [Eul 99] K.-G. Eulitz: *Beurteilung der Zuverlässigkeit von Lebensdauer vorhersagen nach dem Nennspannungskonzept und dem Örtlichen Konzept anhand einer Sammlung von Betriebsfestigkeitsversuchen*. Habilitationsschrift, Technische Universität Dresden, (1999)
- [Fag 05] C. Fagschlunger: *Schwingfestigkeit von Al-Druckgusslegierungen unter Berücksichtigung fertigungsprozessbedingter Werkstoffinhomogenitäten*. Dissertation, Fraunhofer LBF Darmstadt, (2005)
- [FDE 11] J. Fröschl, M. Decker, W. Eichlseder: *Neuer Ansatz zur Bewertung von Stützwirkung und statistischem Größeneinfluss im Auslegungsprozess*. In: MP Materials Testing, Nr. 5, S. 481 – 486, (2011)
- [Fem 09] Engineering Center Steyr GmbH & Co KG: *Basic Theorie-Manual*. Version 4.7, St. Valentin, Österreich, (2009)
- [FHH⁺ 03] H. Fuchs, H.-J. Hageböling, F. Husmeier, M. Wappelhorst: *Legierungsentwicklung für hochbeanspruchte Diesel-Zylinderköpfe*. In: Giesserei-Rundschau 50, Nr. 3/4, S. 66 – 71, (2003)
- [FHK⁺ 16] L. Fahrmeir, C. Heumann, R. Küstler, I. Pigeot, G. Tutz: *Statistik - Der Weg zur Datenanalyse*. 8. Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, (2016)
- [FKM 12] FKM-Richtlinie: *Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile*. 6., überarbeitete Ausgabe, VDMA-Verlag, Frankfurt am Main, (2012)

- [FKM 13] FKM-Vorhaben Nr. 291: *Verbesserung der Lebensdauerabschätzung für mehrachsig belastete Sicherheitsbauteile aus Schmiedestahl und Aluminiumguss durch Auswahl zutreffender Berechnungsalgorithmen, Abschlussbericht.* In: FKM Heft Nr. 319, Frankfurt am Main, (2013)
- [Fra 85] L. Franke: *Voraussage der Betriebsfestigkeit von Werkstoffen und Bauteilen unter besonderer Berücksichtigung der Schwinganteile unterhalb der Dauerfestigkeit.* In: Der Bauingenieur, Nr. 60 (12), S. 495 – 499, (1985)
- [FVV 13] FVV-Vorhaben Nr. 987: *Schädigung und Lebensdauer: Schädigung und Lebensdauer von Aluminium-Gusslegierungen für thermisch-mechanisch hochbeanspruchte Motorbauteile, Abschlussbericht.* In: FVV Heft 980, Frankfurt am Main, (2013)
- [GHS 07] D. Gross, W. Hauger, J. Schröder: *Technische Mechanik - Band 2: Elastostatik.* 9., vollständig neu bearbeitete Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, (2007)
- [GLM 11] T. Gözmeç, S. Lauer, F. Maassen: *Auslegung von Diesel-Zylinderköpfen - Sonderausgabe.* In: ATZ - Automobiltechnische Zeitung, S. 10 – 20, (2011)
- [Gud 99] H. Gudehus: *Leitfaden für eine Betriebsfestigkeitsrechnung: Empfehlung zur Lebensdauerabschätzung von Maschinenbauteilen* 4. Auflage, Verlag Stahleisen, Düsseldorf, (1999)
- [Hai 70] E. Haibach: *Technische Mitteilungen: Laboratorium für Betriebsfestigkeit. Bd. 50/70: Modifizierte lineare Schadensakkumulations-Hypothese zur Berücksichtigung des Dauerfestigkeitsabfalls mit fortschreitender Schädigung.* Laboratorium für Betriebsfestigkeit, (1970)
- [Hai 06] E. Haibach: *Betriebsfestigkeit - Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung.* VDI-Buch, Springer Verlag, (2006)
- [Har 13] A. Harnischmacher: *Schädigung und Lebensdauer von Aluminium-Gusslegierungen für thermisch-mechanisch hochbeanspruchte Motorbauteile.* Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, (2013)
- [HB 06] I. Henne, T. Beck: *Modellierung der Schädigungsentwicklung thermisch-mechanisch hochbeanspruchter Motorbauteile und Entwicklung geeigneter Werkstoffkennwerte: Abschlussbericht.* FVV-Vorhaben Nr. 819, (2006)
- [Hei 83] H. H. Heitmann: *Betriebsfestigkeit von Stahl - Vorhersage der technischen Anrisslebensdauer unter Berücksichtigung des Verhaltens von Mikrorissen.* Dissertation, Rheinisch-Westfälisch Technische Hochschule Aachen, (1983)
- [Hen 06] I. Henne: *Schädigungsverhalten von Aluminiumgusslegierungen bei TMF und TMF-HCF-Beanspruchung.* Dissertation, Universität Karlsruhe, (2006)

- [HEZ 10] K. Hinkelmann, A. Esderts, H. Zenner: *Ein verbessertes Verfahren zur Lebensdauerabschätzung mittels linearer Schadensakkumulation*. In: MP Materials Testing, Nr. 52, S. 282 – 291, (2010)
- [HG 10] S. Hollunder, A. Guirao Blank: *Lebensdauerabschätzung von Zylinderköpfen. Verbesserte Werkstoffmodelle und Schädigungsansätze zur Beurteilung der Ermüdung unter Thermo-Mechanischer Beanspruchung (TMF)*. 37. Tagung des DVM-Arbeitskreises Betriebsfestigkeit - Auslegungs- u. Absicherungskonzepte der BF - Potenziale und Risiken, München, (2010)
- [HGH⁺ 15] M. Hammerschmidt, A. Guirao Blank, S. Hollunder, K.-H. Lang *Belastungsanalyse am Aluminium-Zylinderkopf - Bewertung von Betriebszuständen und Abgleich mit der Simulation*. 42. Tagung des DVM-Arbeitskreises Betriebsfestigkeit - Betriebsfestigkeit - Bauteile und Systeme unter komplexer Belastung, S. 25 – 40, Dresden, (2015)
- [Hin 12] K. Hinkelmann: *Korrekturfunktionen zur Verbesserung der Lebensdauerabschätzung bei schwingender Beanspruchung*. Dissertation, Technische Universität Clausthal, (2012)
- [Hof 87] K. Hoffmann: *Eine Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmessstreifen*. Hottinger Baldwin Messtechnik, Darmstadt, (1987)
- [KF 11] E. Köhler, K. Pötter: *Verbrennungsmotoren: Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors*. ATZ/MTZ-Fachbuch, Vieweg + Teubner Verlag, (2011)
- [KJP⁺ 12] M. Köhler, S. Jenne, K. Pötter, H. Zenner: *Zählverfahren und Lastannahme in der Betriebsfestigkeit*. Springer Heidelberg Dordrecht London New York, (2012)
- [KKB⁺ 10] M. Köhler, C. Klimesch, S. Bechtle, S. Stanchev: *Zylinderköpfe Im Schwerkraft-Kokillenguss*. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 71, Nr. 9, S. 608 – 611, (2010)
- [Kug 61] R. A. Kuguel: *Relation between the theoretical stress concentrations factor and fatigue notch factor deduced from concept of highly stressed volume*. In: ASTM Proceedings, Nr. 61, S. 732 – 748, (1961)
- [Lae 08] V. Läßle: *Einführung in die Festigkeitslehre*. 3. Auflage, Vieweg + Teubner Verlag, (2008)
- [Lan 37] B. F. Langer: *Fatigue failure from stress-cycles of varying amplitude*. In: Trans. ASME, Journal of Applied Mechanics, Nr. 39, S- A160 – A162, (1937)
- [LBU 11] M. Loeprecht, T. Brunnberg, V. Uzlik: *Betriebsfeste Auslegung des Zylinderkopfs eines Audi TFSI-Motors*. IN: VDI-Berichte, NR. 2122, S. 9 – 38, (2011)

- [LEF 06] H. Leitner, W. Eichlseder, C. Fagschlunger: *Lebensdauerberechnung von Aluminiumkomponenten: Von der Probe zum komplexen Bauteil*. In: Giesserei Praxis, Nr. 3, S. 70 – 76, (2006)
- [LGP⁺ 14] X. Larráyo Izcara, A. Guirao Blank, F. Pyczak, P. Staron, S. Schumann, N. Huber: *Characterization and modeling of the influence of artificial ageing on the microstructural evolution of age hardenable AlSi10Mg(Cu) aluminum alloys*. In: Materials Science and Engineering: A, Nr. 610, S. 46 – 53, (2014)
- [LZ 92] J. Liu, H. Zenner: *Vorschlag zur Verbesserung der Lebensdauerabschätzung nach dem Nennspannungskonzept*. In: Konstruktion, Nr. 44, (1992)
- [LZ 93] J. Liu, H. Zenner: *Berechnung der Dauerschwingfestigkeit bei mehrachsiger Beanspruchung*. In: Materialwissenschaften und Werkstofftechnik, Nr. 24, (1993)
- [Man 54] S. S. Manson: *Behaviour of materials under conditions of thermal stress*. In: NACA-Report , Nr. 1170, (1954)
- [Min 45] M. A. Miner: *Cumulative damage in fatigue*. In: Trans. ASME, Journal of Applied Mechanics, Nr. 12, S. 159 – 164, (1945)
- [MNS⁺ 13] M. Metzger, C. Nieweg, C. Schweizer, T. Seifert: *Lifetime prediction of cast iron materials under combined thermomechanical fatigue and high cycle fatigue loading using a mechanism-based model*. In: International Journal of Fatigue, Nr. 53, S. 58 – 66, (2013)
- [Mor 65] J. D. Morrow: *Cyclic Plastic Strain Energy and Fatigue of Metals*. In: ASTM, STP 378, (1965)
- [MRE 05] R. Minichmayr, M. Riedler, W. Eichlseder: *Thermomechanische Ermüdung von Aluminiumlegierungen - Versuchstechnik und Methoden der Lebensdaueranalyse*. In: MP Materials Testing: Vol. 47, Nr. 10, S. 591 – 600, (2005)
- [MT14] G. P. Merker, R. Teichmann: *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. ATZ/MTZ-Fachbuch, Springer Vieweg, 7., vollständig überarbeitete Auflage, (2014)
- [Neu 36] H. Neuber: *Theorie der technischen Formzahl*. In: Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens A, Vol. 7, Nr. 6, S. 271 – 274, (1936)
- [Nov 61] V. V. Novozhilov: *Theory of Elasticity (J. J. Sherrkon trans.)*. In: Isreal Program for Scientific Translation, Jerusalem, (1961)
- [NS 89a] R. W. Neu, H. Sehitoglu: *Thermomechanical Fatigue, Oxidation and Creep: Part I. Damage mechanisms*. In: Metallurgical Transactions A 20A, Nr. 9, S. 1755 – 1767, (1989)

- [NS 89b] R. W. Neu, H. Sehitoglu: *Thermomechanical Fatigue, Oxidation and Creep: Pat II. Life Prediction*. In: Metallurgical Transactions A 20A, Nr. 9, S. 1769 – 1783, (1989)
- [NT 12] H.J. Neusser, R. Thielecke: *Die neuen Motoren - ökonomisch, sauber, dynamisch*. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitung, ATZ extra - November 2012 - Der neue Golf, S. 48 – 55, (2012)
- [Ost 07] F. Ostermann: *Anwendungstechnologie Aluminium*. VDI-Buch, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, (2007)
- [Pal 24] A. Palmgren: *Die Lebensdauer von Kugellagern*. In: VDI-Zeitung, Nr. 68 (14), S. 339 – 341, (1924)
- [Poe 00] K.J. Pötter: *Lebensdauerabschätzung ein- und mehrachsrig schwingend beanspruchter Bauteile*. Dissertation, Technische Universität Clausthal, (2000)
- [PL 09] B. F. Prillhofer, G. Lukesch *Schmelzbehandlung von Aluminiumlegierungen im Rinneninduktions-Gießofen*. In: Giesserei-Rundschau, Nr. 56, S. 48 – 43, (2009)
- [Rep 86] K. Reppermund: *Probabilistischer Betriebsfestigkeitsnachweis unter Berücksichtigung eines progressiven Dauerfestigkeitsabfalls mit zunehmender Schädigung*. In: Stahlbau, Nr. 55 (4), S. 104 – 112, (1986)
- [Rie 05] M. Riedler: *Methodikfindung zur Simulation von thermomechanisch beanspruchten Motorbauteilen aus Aluminiumlegierungen*. Dissertation, Montanuniversität Leoben, (2005)
- [RM 11] E. Roos, K. Maile: *Werkstoffkunde für Ingenieure: Grundlagen, Anwendung, Prüfung*. Springer-Lehrbuch, Springer Vieweg Verlag, (2011)
- [RO 43] W. Ramberg, W. R. Osgood: *Description of stress-strain curves by three parameters*. In: NACA Techn. Rep. 902, (1943)
- [RV 07] D. Radaj, M. Vormwald: *Ermüdungsfestigkeit: Grundlagen für Ingenieure*. 3. Auflage, Springer Verlag Berlin Heidelberg New York, (2007)
- [Sch 65] W. Schütz: *Über eine Beziehung zwischen der Lebensdauer bei konstanter und bei veränderlicher Beanspruchungsamplitude und ihre Anwendbarkeit auf die Bemessung von Flugzeugbauteilen*. Bericht - Fraunhofer LBF, Darmstadt, (1965)
- [Sch 72] W. Schütz: *The fatigue life under three different load spectra – tests and calculations*. In: AGARD-CP-118, symposium on random load fatigue, Lyngby, Denmark, (1972)

- [See 96] T. Seeger: *Stahlbauhandbuch, Band 1, Teil B*. Stahlbau-Verlagsgesellschaft mbH, Köln, (1996)
- [SG 87] C. M. Sonsino, V. Grubisic: *Multiaxial Fatigue Behaviour of Sintered Steels under Combined In and Out of Phase Bending and Torsion*. In: *Werkstofftechnik* 18, Nr. 5, S. 148 – 157, (1987)
- [Son 93] C. M. Sonsino: *Zur Bewertung des Schwingfestigkeitsverhaltens von Bauteilen mit Hilfe örtlicher Beanspruchung*. In: *Konstruktion*, Nr. 45, S. 25 – 33, (1993)
- [Son 08] C. M. Sonsino: *Betriebsfestigkeit - Eine Einführung in die Begriffe und ausgewählte Bemessungsgrundlagen*. In: *MP Materials Testing*: Vol. 50, Nr. 1-2, S. 77 - 90, Carl Hanser Verlag, München, (2008)
Konstruktion, Nr. 45, S. 25 – 33, (1993)
- [SS 55] E. Siebel, M. Stieler: *Ungleichförmige Spannungsverteilung bei schwingender Beanspruchung*. In: *VDI-Zeitschrift*, Nr. 97, S. 121 – 126, (1955)
- [SSB 11] H. Stroppe, C. M. Sonsino, R. Bähr: *Einfluss von Poren und Kerben auf die Ermüdungsfestigkeit von Aluminiumgussteilen*. In: *Giesserei*, Nr. 98, S. 20 – 25, (2011)
- [SSK⁺ 10] B. Stauder, P. Stika, J. Kammerbauer, G. Huber: *Praxisgerechte Behandlung von Eigenspannungen in Zylinderköpfen*. In: *VDI-Berichte*, Nr. 2115, S. 253 – 263, (2010)
- [Sto 07] C. Stolze: *Untersuchung der kühlwasserseitigen Rissbildung an hochbelasteten Zylinderköpfen aus Aluminiumgusslegierungen*. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, (2007)
- [SWT 70] K. N. Smith, P. Watson, T. H. Topper: *A Stress-Strain Function for the Fatigue of Metals*. In: *Journal of Materials*, Nr. 4, S. 767 – 778, (1970)
- [TFK⁺ 08] S. Thalmair, A. Fischerwörning-Bunk, F. J. Klinkenberg, K.-H. Lang: *Thermomechanische Schädigung: Von der Mikrostruktur zur FE-Analyse*. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 60, Nr. 3, S. 206 – 211, (2008)
- [TGL 83] DDR-Standard: *Ermüdungsfestigkeit - Dauerfestigkeit der Maschinenbauteile - Dauerfestigkeits-Diagramm TGL19340*, Institut für Leichtbau, Dresden, (1983)
- [Tha 09] S. Thalmair: *Thermomechanische Ermüdung von Aluminium-Silizium-Gusslegierungen unter ottomotorischen Beanspruchungen*. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, (2009)
- [TS 11] M. Träger, M. Serifsoy: *Betriebsfeste Auslegung von Aggregatebauteilen*. In: *MP Materials Testing*: Vol. 53, Nr. 7-8, S. 463 - 467, Carl Hanser Verlag, München, (2011)

- [BS 10] R. van Basshuysen, F. Schäfer: *Handbuch Verbrennungsmotor - Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*. ATZ-MTZ Fachbuch, Vieweg + Teubner Verlag, (2010)
- [Wit 12] S. Witt: *Ermittlung der Robustheit und Sensitivität der Lebensdauerberechnung für typische Fahrwerksbauteile* Dissertation, Technische Universität Clausthal, (2012)
- [Woe 71] A. Wöhler: *Über die Festigkeitsversuche von Stahl und Eisen*. In: Bauwesen, Nr. 20, S. 74 – 86, (1871)
- [Ye 03] H. Ye: *An overview of the development of Al-Si-Alloy based material for engine applications*. In: Journal of Materials Engineering and Performance, Nr 12 (3), S. 288 – 297, (2003)
- [Zha 05] G. Zhang: *Materialkennwerte von Aluminium-Druckgussteilen - Parameteridentifikation und Einflüsse von Spannungsgradienten*. Femfat User Meeting, Steyr, (2005)
- [ZR 77] H. Zenner, I. Richter: *Eine Festigkeitshypothese für die Dauerfestigkeit bei beliebigen Beanspruchungskombinationen*. In: Konstruktion, Nr. 32 (1), S. 11 – 18, (1977)
- [ZS 04] G. Zhang, C. M. Sonsino *Einfluss der Porosität auf die Schwingfestigkeit von Proben und Bauteilen aus Aluminiumdruckguss*. In: Materialwissenschaften und Werkstofftechnik, Nr. 35 (3), S. 125 – 134, (2004)

Symbolverzeichnis

A	Bruchdehnung [%]
A_1	Abstand zwischen Gaßner- und Wöhlerlinie [-]
A_w	Werkstoffabhängiger Koeffizient [-]
$AK2$	Neigung der Anrisswöhlerlinie (k_{min}) [-]
$AK3$	Werkstoffgruppenabhängiger Exponent [-]
a	Auslastungsgrad [-]
a_M	Werkstoffkonstante [-]
B_w	Werkstoffabhängiger Exponent [-]
b	Neigung der elastischen Dehnungs-Wöhlerlinie [-]
b_M	Werkstoffkonstante [-]
b_{Probe}	Probendicke [mm]
C	mittlere spezifische Wärmekapazität [$kJ/(kg \cdot K)$]
c	Neigung der plastischen Dehnungs-Wöhlerlinie [-]
D	Schadenssumme [-]
D_{creep}	Kriech-Schädigung [-]
D_{eff}	effektive Schadenssumme [-]
D_{fat}	Ermüdungs-Schädigung [-]
D_{ges}	Gesamt-Schädigung [-]
D_i	Teilschädigung für einen Amplitudenhorizont [-]
D_{ox}	Oxidations-Schädigung [-]
D_{TMF}	Schädigungsparameter für thermomechanische Beanspruchung [-]
D_{total}	Total-Schädigung [-]
d_i	Schädigung pro Schwingspiel [-]

E	Elastizitätsmodul [GPa]
$E_{AlSi10Mg}$	Elastizitätsmodul von AlSi10Mg(Cu) [GPa]
F	Kraft [N]
F_a	Kraftamplitude [N]
$F_{\phi Q 90\%}$	Fehler aufgrund von Hauptspannungswinkeländerungen [%]
f	Frequenz [Hz]
$f_{D, DAS}$	Korrekturfaktor für technologischen Einfluss [-]
$f_{GR, E}$	Gradienteneinfluss auf die Eckschwingspielzahl [-]
$f_{GR, N}$	Gradienteneinfluss auf die Wöhlerlinienneigung [-]
$f_{Prüf}$	Prüffrequenz [Hz]
$f_{skal., Schub}$	Skalierungsfaktor für den Schubbetrieb [-]
H_0	Kollektivumfang [-]
HB	Härte nach dem Brinell-Verfahren
h	Mehrsigkeitsgrad [-]
h_i	Häufigkeit des Amplitudenhorizonts im Beanspruchungskollektiv [Anz]
IQR_{σ}	Interquartilsabstand des Hauptspannungswinkels [-]
j_{ges}	Sicherheitsfaktor [-]
K	werkstoffabhängiger Parameter [-]
K_0	Parameter für Lebensdauerkorrektur [-]
K_D	werkstoffabhängiger Exponent [-]
K_f	Kerbwirkungszahl [-]
K_{IMAB}	Lebensdauerkorrektorexponent [-]
$K_{R, \sigma}$	Oberflächenkorrekturfaktor [-]
K_t	Kerbformzahl [-]
$K_{T, D}$	Temperaturfaktor
k	Wöhlerlinienneigung [-]
M	Mittelspannungsempfindlichkeit [-]
m	Norton'scher Kriechexponent [-]

m'	Rissfortschrittswöhlerlinienneigung [-]
N	Schwingspielzahl [<i>Anz</i>]
N_B	Bruch-Schwingspielzahl [<i>Anz</i>]
$N_{Exp.}$	experimentelle Schwingspielzahl [<i>Anz</i>]
$N_{Sim.}$	berechnete Schwingspielzahl [<i>Anz</i>]
N_i	Ertragbare Schwingspielzahl eines Amplitudenhorizonts [<i>Anz</i>]
n'	zyklischer Verfestigungskoeffizient [-]
n_{Motor}	Motordrehzahl [<i>1/min</i>]
n_χ	Stützwirkung [-]
P	Beanspruchungsgröße (Spannung, Dehnung, Schädigungsparameter)
P_A	Ausfallwahrscheinlichkeit [%]
P_e	Eintrittswahrscheinlichkeit [%]
P_{SWT}	Schädigungsparameter nach Smith, Watson und Topper [<i>MPa</i>]
$P_{\dot{U}}$	Überlebenswahrscheinlichkeit [%]
$Q_{.5BiAx}$	50 %-Quantil des biaxialen Verhältnisses [-]
Q_p	Quantil [-]
R	Beanspruchungsverhältnis [-]
R_m	Zugfestigkeit [<i>MPa</i>]
$R_{p,0,2\%}$	0,2 %-Dehngrenze [<i>MPa</i>]
$R_{p,-0,2\%}$	0,2 %-Stauchgrenze [<i>MPa</i>]
R_Z	gemittelte Rautiefe [μm]
r	Kerbradius [<i>mm</i>]
S_a	Nennspannungsamplitude [<i>MPa</i>]
\hat{S}_a	Kollektivhöchstwert [<i>MPa</i>]
S_{aD}	Dauerfestigkeit [<i>MPa</i>]
$S_{a,R=-1}$	Zug-Druck-Wechselfestigkeit der Nennspannung [<i>MPa</i>]
S_m	Nennmittelspannung [<i>MPa</i>]
s_B	Streuung der Bauteilbeanspruchung [-]

s_F	Streuung der Bauteilbeanspruchbarkeit [-]
s_{log}	Logarithmische Standardabweichung [-]
T	Temperatur [$^{\circ}C$]
T_S	Schmelztemperatur [$^{\circ}C$]
t	Zeit [s]
$V_{90\%}^{-a}$	Höchstbeanspruchtes, zusammenhängendes Volumen [mm^3]
z	Wiederholbarkeit eines Beanspruchungskollektivs [-]
α	mittlerer linearer Ausdehnungskoeffizient [$1/K$]
Δw_p	dissipierte Energie pro Zyklus [Nm]
$\dot{\epsilon}$	Dehnrate [%/s]
ϵ	Dehnung [%]
$\epsilon_{a,e}$	elastische Dehnungsamplitude [%]
ϵ'_f	Duktilitätskoeffizient [%]
$\epsilon_{a,p}$	plastische Dehnungsamplitude [%]
$\epsilon_{a,t}$	totale Dehnungsamplitude [%]
Θ	Temperatur [K]
λ	Wärmeleitfähigkeit [$W/(m \cdot K)$]
μ	Querkontraktionszahl [-]
ν	Völligkeitsmaß eines Beanspruchungskollektivs [-]
π	Pi-Unit [-]
ρ	Dichte [kg/dm^3]
σ	Spannung [MPa]
σ_I	1. Hauptspannung [MPa]
σ_a	Spannungsamplitude [MPa]
$\sigma_{aD, R=-1}$	Zug-Druck-Wechselfestigkeit [MPa]
$\sigma_{aD, R=0}$	Schwellfestigkeit [MPa]
$\sigma_{a, bD, R=-1}$	Biegewechselfestigkeit [MPa]
σ_{cy}	zyklische 0,2%-Dehngrenze [MPa]

σ_{el}	elektrische Leitfähigkeit [MS/m]
σ'_f	Schwingfestigkeitskoeffizient [MPa]
σ_G	Mittelspannung bei Nullstelle der Goodman-Gerade [MPa]
σ_H	Hydrostatischer Spannungszustand [MPa]
σ_{ij}	Spannungstensor [MPa]
σ_m	Mittelspannung [MPa]
σ_o	maximale Spannung [MPa]
σ_P	Mittelspannung bei Nullstelle der Gerber-Parabel [MPa]
σ_u	minimale Spannung [MPa]
$\sigma_{V,GEH}$	Vergleichsspannung nach von Mises [MPa]
$\tau_{s,R=-1}$	Schubk-Wechselfestigkeit [MPa]
$\tau_{t,R=-1}$	Torsions-Wechselfestigkeit [MPa]
τ_{xy}	Schubspannung [MPa]
ϕ	Hauptnormalspannungswinkel [$^\circ$]
χ^*	relativer Spannungsgradient [$1/mm$]

Abkürzungsverzeichnis

BMZ	<u>B</u> ereichs- <u>M</u> ittelwert- <u>Z</u> ählung
BPZ	<u>B</u> ereichs <u>p</u> aar <u>z</u> ählung
BZ	<u>B</u> ereichs <u>z</u> ählung
BZF	<u>B</u> eanspruchungs- <u>Z</u> eit- <u>F</u> unktion
CFD	<u>C</u> omputational <u>F</u> luid <u>D</u> ynamics
DAS	<u>D</u> endrite <u>A</u> rms <u>S</u> pacin <u>g</u> (Dendritenarmabstand)
DIN	<u>D</u> eutsches <u>I</u> nstitut für <u>N</u> ormung
DIN EN	Deutsche Übernahme einer <u>E</u> uropäische <u>N</u> orm
DMS	<u>D</u> ehnung <u>m</u> ess <u>s</u> treifen
E-Modul	<u>E</u> lastizitäts <u>m</u> odul
EN AC	<u>E</u> uronorm <u>A</u> luminium <u>C</u> asting (Gusslegierung)
FEM	<u>F</u> inite <u>E</u> lemente <u>M</u> ethode
FFT	<u>F</u> ast <u>F</u> urier <u>T</u> ransformation
FKM	<u>F</u> orschung <u>k</u> uratorium <u>M</u> aschinenbau e.V.
GJL	Gusseisen mit lamellarem Graphit
GJM	Weißer Temperguss
GJS	Gusseisen mit Kugelgraphit
GK	<u>K</u> okillenguss
GS	<u>S</u> tahl <u>g</u> uss
HB	<u>H</u> ärte nach dem <u>B</u> rinellverfahren
HCF	<u>H</u> igh <u>C</u> ycle <u>F</u> atigue
IAM	Institut für <u>A</u> ngewandte <u>M</u> aterialien
IMAB	Institut für <u>M</u> aschinelle <u>A</u> nlagentech <u>n</u> ik und <u>B</u> etriebsfestigkeit

IQR	<u>I</u> nter <u>q</u> uartile <u>R</u> ange
KGÜZ	<u>K</u> lassengrenzen <u>ü</u> berschreitungs <u>z</u> ählung
LCF	<u>L</u> ow <u>C</u> ycle <u>F</u> atigue
NH	<u>N</u> ormal <u>s</u> pannung <u>s</u> h <u>y</u> pothese
Pkw	<u>P</u> ersonen <u>k</u> raft <u>w</u> agen
REM	<u>R</u> astere <u>l</u> ektronen <u>m</u> ikroskop
RF	<u>R</u> ain <u>f</u> low
RT	<u>R</u> aum <u>t</u> emperatur
SIH	<u>S</u> chubspannung <u>s</u> intensität <u>s</u> h <u>y</u> pothese
TDI	<u>T</u> urbocharged <u>D</u> irect <u>I</u> njection
TGL	<u>T</u> echnische Normen, <u>G</u> ütevorschriften und <u>L</u> ieferbedingungen
TMF	<u>T</u> hermomechanical <u>F</u> atigue
ÜM	<u>Ü</u> bergang <u>s</u> matrix
ZK	<u>Z</u> ylinder <u>k</u> opf

Abbildungsverzeichnis

1.1.	Typisches Schadensbild durch thermomechanische Beanspruchung im Bereich des Ventilsterns aus [HGH ⁺ 15]	2
1.2.	Dauerlaufergebnis auf Komponentenprüfstand aus [HGH ⁺ 15]	2
1.3.	Anriss aufgrund von Schwingbeanspruchung (links) und für die Analyse aufgebrochene Rissfläche (rechts) im Einlassgaskanal nach überlastetem Motorbetrieb aus [HGH ⁺ 15]	3
2.1.	Schnitt durch den Zylinderkopf des 1,4l-3-Zylinder-TDI-Motors der Baureihe EA288 [Aud 15]	5
2.2.	Zusammenhang zwischen Dendriten, Gusskorn und Dendriten-armabstand [Ost 07]	10
2.3.	Schritte der T6 Wärmebehandlung für AlSi10Mg(Cu)	11
3.1.	Beispiel einer Dehnungswöhlerlinie nach [Hai 06]	15
3.2.	Beanspruchungs-Zeit-Funktion mit Rainflow-Zählung nach [KJP ⁺ 12] . .	18
3.3.	Zählergebnis Rainflow, drei verschiedene Matrizendarstellungen nach [KJP ⁺ 12]	18
3.4.	Skizze einer Wöhlerlinie mit Einstufenbelastung zur Veranschaulichung der Palmgren-Miner-Regel nach [KJP ⁺ 12]	19
3.5.	Modifikationen der Palmgren-Miner-Regel nach [KJP ⁺ 12]	21
3.6.	Haigh-Diagramm mit Mittelspannungsempfindlichkeiten nach [Hai 06] . .	23
3.7.	Prinzip der Amplitudentransformation anhand des Haigh-Diagramms . .	25
3.8.	Unregelmäßige Spannungsverteilung an einer Kerbe [Hai 06]	28
3.9.	Stützziffer für a) Eisenmetalle und b) Nichteisenmetalle nach Siebel und Stieler aus [RV 07]	29
3.10.	Mehrachsiger Spannungszustand nach [GHS 07]	31
3.11.	Ebener Spannungszustand nach [GHS 07]	32
3.12.	Interquartilsabstand, nach [FHK ⁺ 16]	34
3.13.	Festigkeitskennwerte in Abhängigkeit der Prüftemperatur einer AlSi10Mg Legierung im Zustand T6 nach [Ber 95]	37
3.14.	Kombinierter Einflussfaktor für DAS und Porosität auf die Dauerfestigkeit nach [Eic 03]	38
3.15.	Temperaturverteilung zum Volllastzeitpunkt im Zylinderkopf (a). Härteverlauf an zwei Punkten (A, B) über die Betriebsdauer (b). Spannungs-Dehnungshysterese bei konstanter Totaldehnungsamplitude nach unterschiedlichen Betriebsdauern am Punkt A (c) [HGH ⁺ 15]	39

3.16.	Verteilung der Bauteilbeanspruchung gegenüber der Beanspruchbarkeit, nach [Hai 70]	40
4.1.	Versuchseinrichtung I des IAM	44
4.2.	Versuchseinrichtung II des IMAB	45
4.3.	Versuchseinrichtung III des IAM	46
4.4.	Gussrohling	47
4.5.	Gefüge der untersuchten Legierung AlSi10Mg nach Wärmebehandlung im Werkstoffzustand T6	48
4.6.	Zugprobe (Form C) nach DIN 50125 [DIN 09], Angaben in mm	49
4.7.	Probe für Druckversuche, Angaben in mm	49
4.8.	Probengeometrie A, glatt, $K_t = 1$, Angaben in mm	49
4.9.	Probengeometrie B, glatt, $K_t = 1$, Angaben in mm	50
4.10.	Probengeometrie C, gekerbt, $K_t = 1, 4$, Angaben in mm	50
4.11.	Zugversuche bei unterschiedlichen Temperaturen mit genormten AlSi10Mg(Cu)-Proben im T6-Zustand	51
4.12.	Druckversuche bei unterschiedlichen Temperaturen mit zylindrischen AlSi10Mg(Cu)-Proben im T6-Zustand	52
4.13.	Schematische Darstellung der Laststeigerungsversuche mit konstantem Belastungsverhältnis (a) und konstantem Maximalwert (b)	53
4.14.	Zyklisches Spannungs-Dehnungs-Diagramm AlSi10Mg(Cu) T6, $T = 150^\circ C$, $R = -1$	54
4.15.	Spannungs-Dehnungs-Verläufe der Laststeigerungsversuche	55
4.16.	Vergleich der Wöhlerlinien bei $R = -1$ mit glatter Probengeometrie auf Versuchseinrichtung I und II	57
4.17.	Rissfläche einer Probe mit Anriss an einer Pore unter einem Rasterelektronenmikroskop (REM)	58
4.18.	Wöhlerlinien bei $R = -1$, $T = 150^\circ C$	59
4.19.	Wöhlerlinien bei $R = 0$, $T = 150^\circ C$	59
4.20.	Wöhlerlinien bei $R = -2$, $T = 150^\circ C$	60
4.21.	Wöhlerlinie bei $R = -\infty$, $T = 150^\circ C$	60
4.22.	Haigh-Diagramm für AlSi10Mg(Cu) mit $T = 150^\circ C$, $K_t = 1$, $P_{\dot{\gamma}} = 50\%$ und $N = 10^6$ Schwingspiele	62
4.23.	Gekerbte Probengeometrie C unter zyklischer, axialer Belastung von $F_a = 1 kN$, Angaben zu Spannungswerten in MPa	63
4.24.	Gradienteneinfluss auf die lokale, ertragbare Spannungsamplitude bei $N = 10^6$ Schwingspielen	64
4.25.	Gradienteneinfluss auf die lokale Wöhlerlinienneigung k	65
4.26.	Gradienteneinfluss auf die lokale Eckschwingenspielzahl	66
4.27.	Vergleich der berechneten und der im Probenversuch ermittelten Lebensdauer für die gekerbte Probengeometrie C	67
4.28.	Prinzipiskizze der LCF/HCF-Versuchsreihen	67
4.29.	Versuchsergebnisse der LCF/HCF-Versuche	68

4.30.	Ausschnitt der glatten Probengeometrie A mit Kollektivbelastung, Skala zeigt Wiederholbarkeit des Belastungszyklus	69
4.31.	Vergleich der berechneten und der im Probenversuch ermittelten Lebensdauern	70
4.32.	Vergleich der Belastungskollektive anhand des Völligkeitsmaßes	71
4.33.	Vergleich der berechneten und der im Probenversuch ermittelten Lebensdauern	72
5.1.	FEM-Modell des Rumpfmotors	75
5.2.	Schematischer Ablauf der numerischen Lastannahme nach dem bestehenden Simulationsprozess	76
5.3.	Schematischer Ablauf der numerischen Lastannahme mit Berücksichtigung der transienten Thermomechanik	78
6.1.	Teilstück eines Zylinderkopfes nach dem Zug-Schub-Test auf einem Motorprüfstand mit markierten Anrissorten in den Gaskanälen	84
6.2.	DMS-Konfiguration an dem Anrissort im Einlasskanal	84
6.3.	Schnitt durch das CAD-Modell des Zylinderkopfes: Ansicht der Wassermantelseite und Positionen der DMS	85
6.4.	Position des virtuellen DMS im FE-Modell an Zylinder 3	86
6.5.	Messsignal des Dehnungsmessstreifens an dem dritten Zylinder während des Montageprozesses	86
6.6.	Volllasthochlauf: Messsignale an dem dritten Zylinder	88
6.7.	Volllasthochlauf: Aufgeteiltes Messsignal an Zylinder 3	89
6.8.	Wechsel aus Volllast- und Schubphase bei Geradeausfahrt: Messsignale an Zylinder 3	91
6.9.	Wechsel aus Volllast- und Schubphase bei Geradeausfahrt: Signalanteile an Zylinder 3	92
6.10.	Zug-Schub-Zyklus: Messsignale an Zylinder 3	93
6.11.	Zug-Schub-Zyklus: Hochfrequenter Signalanteil während der Zugphase an den Zylindern 2 bis 4	94
6.12.	Virtuelle Messstelle an Zylinder 3: Maximale Hauptspannung bei Zündung des dritten Zylinders (oben) und minimale Hauptspannung bei Zündung des zweiten Zylinder (unten)	95
6.13.	Zylinderinnendruckmessung während der Zug- (links) und der Schubphase (rechts)	97
6.14.	Vergleich der gemessenen und berechneten Temperaturen während der Volllast- und der Schubphase	99
6.15.	Niederfrequenter Signalanteil an den Zylindern 2 bis 4 in dem Zug-Schub-Zyklus	100
6.16.	Darstellung der Zeitverläufe aus den Mechanikberechnungen	102
6.17.	Beanspruchungszeitverlauf am Beispiel eines Elementes am Einlasskanal-Ventilsteg des Zylinders 3	103

6.18.	Vergleich der Beanspruchungskollektive von Kundenbeanspruchungen und Zug-Schub-Zyklus an der DMS-Messstelle an Zylinder 3	104
6.19.	Wahrscheinlichkeitsverteilung der normierten Schadenssummen von den Zylindern 2 bis 4	105
6.20.	Schnitt in Y-Z-Ebene: Totale Dehnung eines Schub-Zug-Zyklus	107
6.21.	Ansicht X-Y-Schnittebene: Totale Dehnung eines Schub-Zug-Zyklus	108
6.22.	Ansicht Brennraumseite: Totale Dehnung eines Schub-Zug-Zyklus	108
6.23.	Hauptspannungsrichtungen am Einlasskanalventilsteg bei thermomechanischer Beanspruchung (links) und bei mechanischer Beanspruchung (rechts)	109
6.24.	Verlauf des Winkels α über den gesamten Zyklus an einem Knotenpunkt des dritten Zylinders	110
6.25.	Skizze zur Veranschaulichung der Beanspruchungsrichtungen zu zwei unterschiedlichen Zeitpunkten im Schub-Zug-Zyklus	111
6.26.	90%-Quantil des Winkels φ am Einlasskanal von Zylinder 3	112
6.27.	Schnitt durch Zylinderkopf: relative Schadenssummen des Schub-Zug-Zyklus	113
6.28.	Detailansicht von Zylinder 3: relative Schadenssummen des Schub-Zug-Zyklus	114
6.29.	Detailansicht von Zylinder 3: Auslastungsgrad nach dauerfester Lebensdauerbetrachtung	115
6.30.	Teilstück eines Zylinderkopfes nach einem Zug-Schub-Test auf einem Motorprüfstand mit markierten Anrissorten in den Gaskanälen	116
A.1.	DAS Messpunkte an Mikroskopie 1 der Probe 06	153
A.2.	Zyklisches Spannungs-Dehnungs-Diagramm AlSi10Mg(Cu) T6, T = RT, R = -1	155
A.3.	Zyklisches Spannungs-Dehnungs-Diagramm AlSi10Mg(Cu) T6, T = 150 °C, $\varepsilon_{t, \min} = -0,4 \%$	155
A.4.	Zyklisches Spannungs-Dehnungs-Diagramm AlSi10Mg(Cu) T6, T = 150 °C, $\varepsilon_{t, \max} = 0,4 \%$	156
A.5.	Zyklisches Spannungs-Dehnungs-Diagramm AlSi10Mg(Cu) T6, T = 150 °C, $\varepsilon_{t, \min} = -0,4 \%$, verschoben	156
A.6.	Zyklisches Spannungs-Dehnungs-Diagramm AlSi10Mg(Cu) T6, T = 150 °C, $\varepsilon_{t, \max} = 0,4 \%$, verschoben	157
A.7.	Messstellenplan der Thermoelemente eines 2,0l Diesel-Zylinderkopfes	164
A.8.	Position des applizierten und des virtuellen DMS im FE-Modell am ersten Zylinder	165
A.9.	Position des applizierten und des virtuellen DMS im FE-Modell am zweiten Zylinder	166
A.10.	Position des applizierten und des virtuellen DMS im FE-Modell an dritten Zylinder	166
A.11.	Position des applizierten und des virtuellen DMS im FE-Modell am vierten Zylinder	167

A.12. Frequenzspektrum der Thermoelemente am Zylinder 3 und 4	167
A.13. Vergleich der Beanspruchungskollektive von Kundenbeanspruchungen und Zug-Schub-Zyklus an der DMS-Messstelle an Zylinder 2	168
A.14. Vergleich der Beanspruchungskollektive von Kundenbeanspruchungen und Zug-Schub-Zyklus an der DMS-Messstelle an Zylinder 4	169
A.15. Schnitt durch Zylinderkopf mit Mikroskopien der einzelnen Bereiche . . .	170
A.16. Messpunkte entlang des Einlasskanalventilstegs	171
A.17. Härteverlauf entlang der Messpunkte	171

Tabellenverzeichnis

2.1.	Eigenschaften von AlSi10Mg(Cu) [DIN 13, DIN 10]	7
2.2.	Chemische Zusammensetzung von AlSi10Mg(Cu) [DIN 13]	8
3.1.	Lebensdauerkorrekturparameter der IMAB-Methode für verschiedene Palmgren-Miner-Modifikationen nach [HEZ 10]	27
3.2.	Konstanten $a_{R,\sigma}$ und minimale Zugfestigkeit in der Werkstoffgruppe $R_{m,N,min}$ [FKM 12]	36
4.1.	Gemessene, gemittelte Elementkonzentration der untersuchten Probencharge AlSi10Mg(Cu)	47
4.2.	Ermittelte Kennwerte aus den Zugversuchen	51
4.3.	Ermittelte Kennwerte aus den Druckversuchen	52
4.4.	Auswertung der Laststeigerungsversuche	55
4.5.	Auswertung der elastischen Dehngrenze für AlSi10Mg(Cu)	56
4.6.	Auswertung der HCF-Versuchsreihen bei $N = 10^6$ Schwingspielen, $T = 150^\circ C$, Überlebenswahrscheinlichkeit $P_{\ddot{U}} = 50\%$	61
4.7.	Parameter der LCF/HCF-Versuchsreihen	68
6.1.	Parameter des Haigh-Diagramms bei $N = 10^6$	83
6.2.	Gegenüberstellung der simulierten und der gemessenen Spannungswerte beim Anziehen der Zylinderkopfschrauben	87
6.3.	Abgleich der hochfrequenten Spannungsamplituden	96
6.4.	Vergleich der maximalen Zylinderinnendrucke während der Zug- und der Schubphase	98
6.5.	Vergleich der hochfrequenten Spannungsamplituden während der Zug- und der Schubphase	98
6.6.	Vergleich der niederfrequenten Spannungsamplituden	100
6.7.	Berechnete Zielumfänge für die Messstellen der jeweiligen Zylinder	106
A.1.	Gemessene Elementkonzentration in Ma-%	151
A.2.	Gemessene Härtewerte	152
A.3.	Gemessene Dichtewerte	152
A.4.	Bestimmung des DAS anhand der Mikroskopie 1 der Probe 06	153
A.5.	Bestimmung des mittleren DAS	154
A.6.	Axial, $R = 0$, $K_t = 1$, $T = 150^\circ C$	158
A.7.	Axial, $R = 0$, $K_t = 1,47$, $T = 150^\circ C$	159
A.8.	Axial, $R = -1$, $K_t = 1$, $T = 150^\circ C$	159

A.9. Axial, $R = -1$, $K_t = 1,47$, $T = 150^\circ C$	160
A.10. Axial, $R = -1$, $K_t = 2,05$, $T = 150^\circ C$	160
A.11. Biegung, $R = -1$, $K_t = 1$, $T = 150^\circ C$	161
A.12. Axial, $R = -2$, $K_t = 1$, $T = 150^\circ C$	161
A.13. Axial, $R = -2$, $K_t = 1,47$, $T = 150^\circ C$	162
A.14. Axial, $R = -\infty$, $K_t = 1$, $T = 150^\circ C$	162
A.15. Axial, $R = -\infty$, $K_t = 1$, $T = 150^\circ C$	163
A.16. Koordinaten der Temperaturmessstellen	164
A.17. Knotenpunkt ID's und Orientierung der virtuellen DMS	165

A. Anhang

A.1. Werkstoffparameter

Chemische Zusammensetzung

Die chemische Zusammensetzung wird mittels Spektralanalyse anhand von sieben separaten Messungen bestimmt.

Tabelle A.1.: Gemessene Elementkonzentration in Ma-%

Probe	Elemente							
	Si [%]	Fe [%]	Cu [%]	Mn [%]	Mg [%]	Ni [%]	Zn [%]	Pb [%]
1	10,19	0,497	0,199	0,463	0,427	0,0134	0,113	0,0055
2	10,03	0,466	0,199	0,428	0,424	0,0132	0,112	0,0058
3	10,14	0,489	0,224	0,442	0,496	0,0152	0,118	0,0072
4	9,92	0,461	0,221	0,414	0,460	0,0144	0,117	0,0063
5	10,17	0,455	0,193	0,413	0,415	0,0130	0,112	0,0055
6	10,26	0,485	0,205	0,445	0,431	0,0135	0,113	0,0054
7	10,02	0,474	0,200	0,436	0,425	0,0125	0,110	0,0049
Mittelwert	10,10	0,475	0,206	0,434	0,440	0,0136	0,114	0,0058

Probe	Elemente	
	Ti [%]	Al [%]
1	0,0918	87,9
2	0,0927	88,1
3	0,0914	87,9
4	0,0921	88,2
5	0,0920	88,0
6	0,0905	87,9
7	0,0936	88,1
Mittelwert	0,0920	88,0

Härteprüfung

Die Härte wird mit dem Brinell-Verfahren anhand von zehn Proben mit folgenden Parametern bestimmt:

Prüfkörper: Stahlkugel
 Kugeldurchmesser: 2,5 mm
 Belastung: 612,9 N
 Einwirkdauer: 10 s

Tabelle A.2.: Gemessene Härtewerte

Probe	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Mittelwert
Härtewert [HB]	110	112	109	105	111	110	110	108	109	107	109

Dichtemessung

Die Dichte wird nach dem Archimedischen Prinzip anhand von drei Proben bei Raumtemperatur gemessen.

Tabelle A.3.: Gemessene Dichtewerte

Probe/Messung	1/1	1/2	1/3	2/1	2/2	2/3	
Dichte der Probe [g/cm^3]	2,690	2,686	2,683	2,685	2,691	2,685	
	3/1	3/2	3/3				Mittelwert
	2,683	2,682	2,684				2,685

Bestimmung des mittleren Dendritenarmabstandes

Der mittlere Dendritenarmabstand (DAS) wird anhand von vier zufälligen Stichproben mit je vier Mikroskopien bestimmt. Beispielhaft ist in Abbildung A.1 die Bestimmung des DAS dargestellt.

Tabelle A.4.: Bestimmung des DAS anhand der Mikroskopie 1 der Probe 06

Probe	Mikroskopie	Messpunkt	Messstrecke [μm]	Dendritenanzahl	DAS [μm]
06	1	1	99,4	6	16,6
		2	145,1	8	18,1
		3	144,1	6	24,0
		4	112,9	5	22,6
Mittelwert der Probe 06 - Mikroskopie 1					20,325

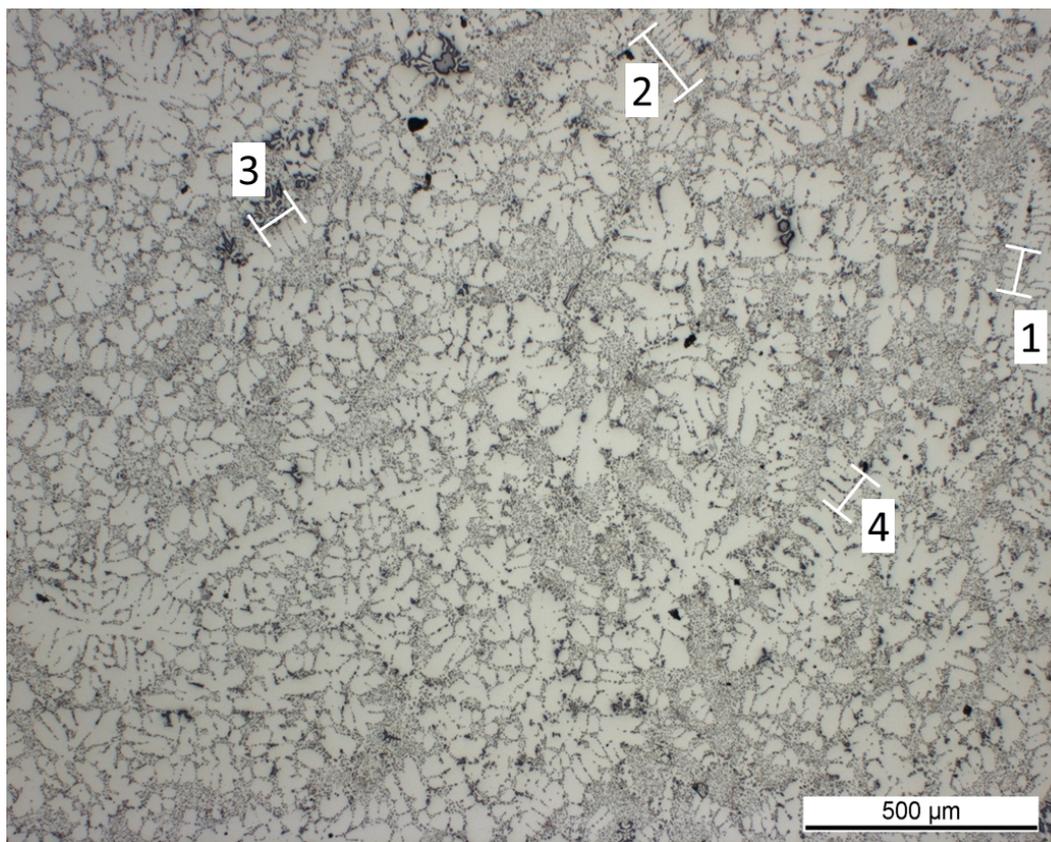


Abbildung A.1.: DAS Messpunkte an Mikroskopie 1 der Probe 06

Tabelle A.5.: Bestimmung des mittleren DAS

Probe	Mikro- skopie	Anzahl [μm] Messpunkte	Messstrecke [μm] (gesamt)	Dendritenanzahl (gesamt)	DAS [μm] (gemittelt)
06	1	4	501,5	25	20,3
	2	2	220,7	10	22,1
	3	4	465,8	20	23,3
	4	3	347,9	18	19,2
10	1	4	512,1	26	19,8
	2	4	405,8	21	19,4
	3	5	623,2	29	21,6
	4	6	633,6	33	19,4
12	1	4	575,0	29	19,9
	2	2	232,1	13	17,6
	3	3	356,8	18	19,7
	4	4	425,6	22	19,4
16	1	5	610,9	29	21,3
	2	5	558,5	27	20,7
	3	4	441,2	21	21,0
	4	3	336,7	16	21,2
Mittelwert aller Messungen					20,4

A.2. Laststeigerungsversuche

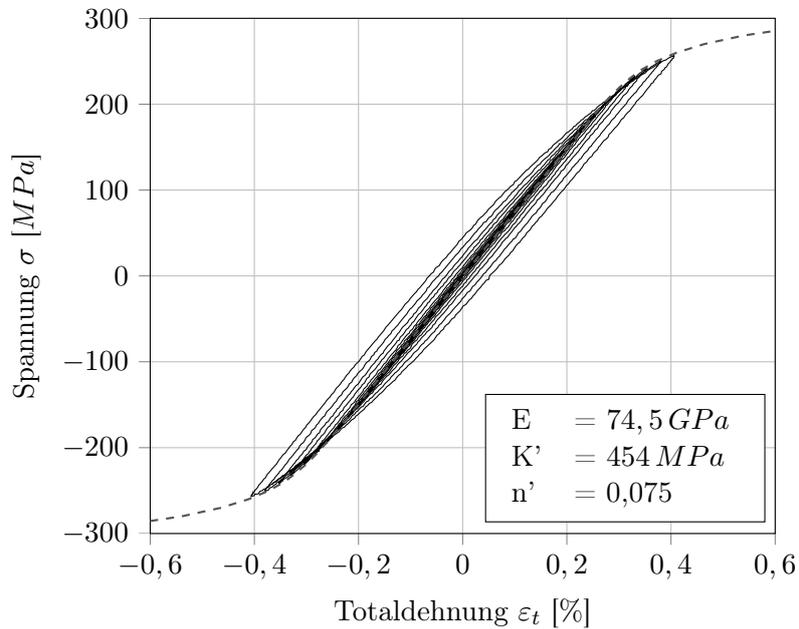


Abbildung A.2.: Zyklisches Spannungs-Dehnungs-Diagramm AlSi10Mg(Cu) T6, T = RT, R = -1

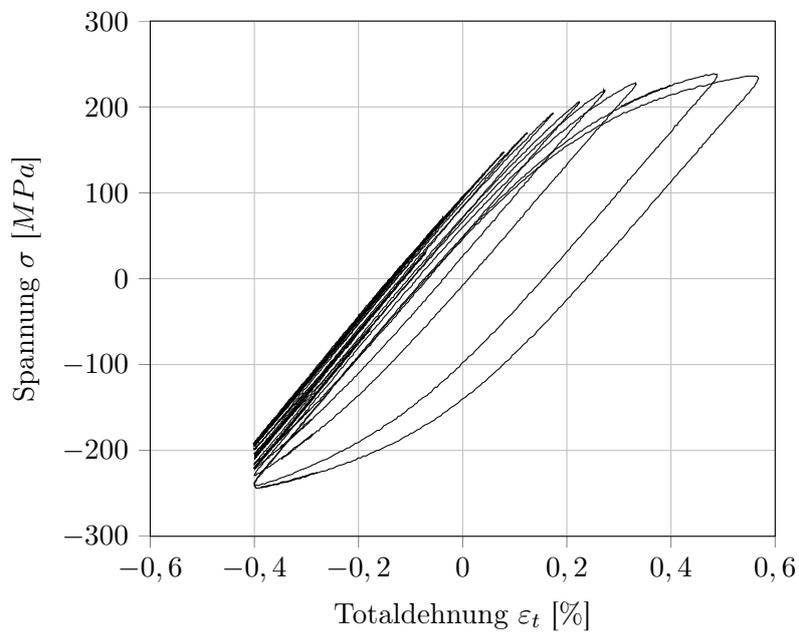


Abbildung A.3.: Zyklisches Spannungs-Dehnungs-Diagramm AlSi10Mg(Cu) T6, T = 150 °C, $\varepsilon_{t, \min} = -0,4 \%$

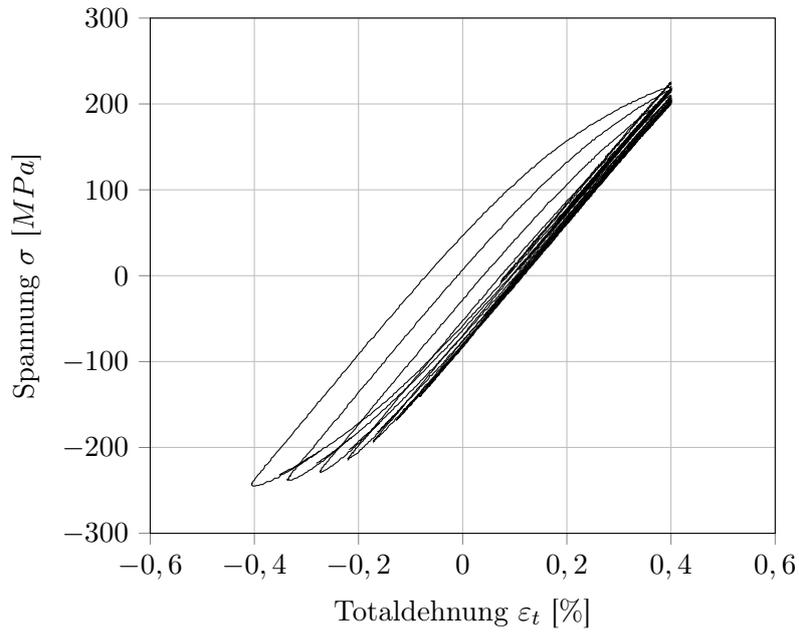


Abbildung A.4.: Zyklisches Spannungs-Dehnungs-Diagramm AlSi10Mg(Cu) T6, $T = 150 \text{ °C}$, $\varepsilon_{t, \max} = 0,4 \text{ \%}$

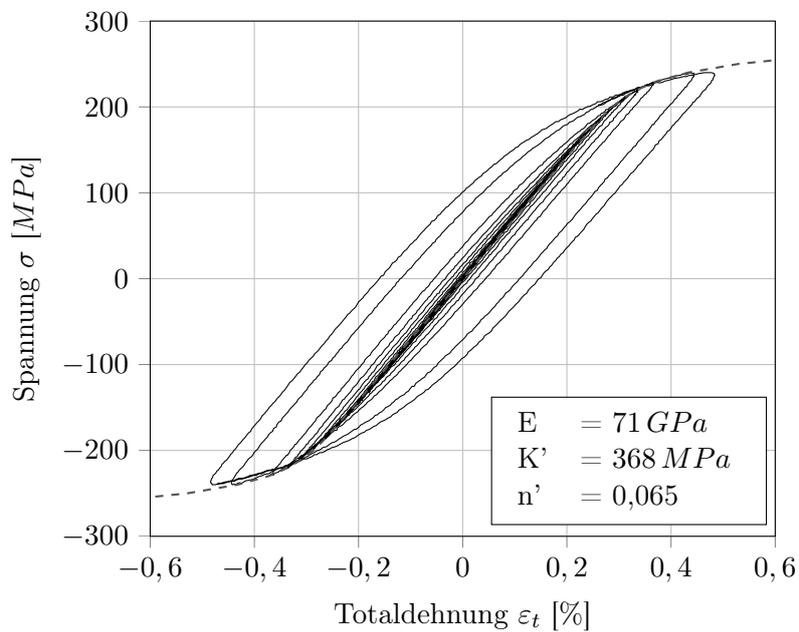


Abbildung A.5.: Zyklisches Spannungs-Dehnungs-Diagramm AlSi10Mg(Cu) T6, $T = 150 \text{ °C}$, $\varepsilon_{t, \min} = -0,4 \text{ \%}$, verschoben

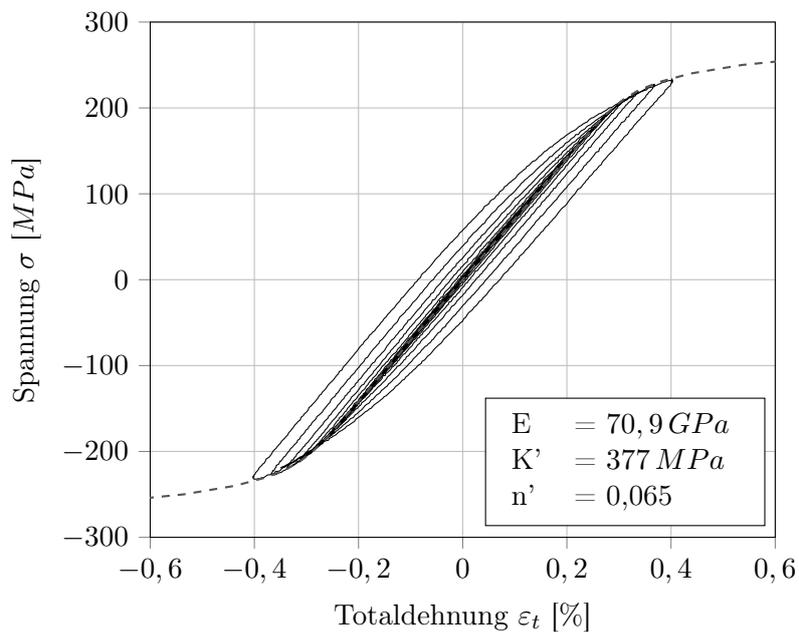


Abbildung A.6.: Zyklisches Spannungs-Dehnungs-Diagramm AlSi10Mg(Cu) T6, $T = 150 \text{ °C}$, $\varepsilon_{t, \max} = 0,4 \text{ %}$, verschoben

In den Diagrammen A.5 und A.6 sind die einzelnen zyklischen Spannungs-Dehnungs-Hysteresen um ihren jeweiligen Mittelwert auf den Ursprung verschoben, um die Ramberg-Osgood-Kurve darzustellen.

A.3. HCF-Versuchsreihen

Tabelle A.6.: Axial, $R = 0$, $K_t = 1$, $T = 150\text{ }^\circ\text{C}$

Probennummer	Spannungsamplitude [MPa]	Schwingspielzahl [Anz]	Bemerkung
A1	62,7	279 868	Temperaturkal.
A2	59,8	2 000 000	Durchläufer
A3	63,3	2 000 000	Durchläufer
A4	66,2	2 000 000	Durchläufer, gr. Poren
A5	69,4	409 455	Anriss an gr. Pore
A6	66,1	207 101	
A7	62,8	1 260 000	Anriss an gr. Pore
A8	60,1	608 045	Anriss an gr. Pore
A9	60,1	272 628	Anriss an gr. Pore
A10	55,9	2 000 000	Durchläufer
A11	60,1	422 414	Anriss an gr. Pore
A12	80,2	317 124	
A13	85,1	204 098	
A14	91,6	46 462	Anriss an gr. Pore
A15	91,9	36 195	
A16	91,6	20 249	
A36	92,2	83 031	
A37	79,9	289 936	
A38	79,6	82 516	

Tabelle A.7.: Axial, $R = 0$, $K_t = 1,47$, $T = 150\text{ }^\circ\text{C}$

Probennummer	Spannungsamplitude [MPa]	Schwingspielzahl [Anz]	Bemerkung
B14	147,0	17 853	
B15	132,3	66 927	
B16	117,6	108 343	
B17	102,9	283 284	
B18	88,2	425 839	
B19	73,5	10 000 000	Durchläufer
B20	80,9	380 587	
B21	95,6	217 795	
B22	110,3	313 847	
B23	83,8	984 422	
B24	125,0	77 058	
B25	92,6	253 528	

Tabelle A.8.: Axial, $R = -1$, $K_t = 1$, $T = 150\text{ }^\circ\text{C}$

Probennummer	Spannungsamplitude [MPa]	Schwingspielzahl [Anz]	Bemerkung
A21	96,1	409 603	Durchl. aus $R = -\text{inf}$
A22	100,1	614 466	Durchl. aus $R = -\text{inf}$
A24	92,6	474 000	
A27	87,7	846 000	
A28	83,8	2 000 000	Durchläufer
A29	88,0	747 858	
A30	83,8	1 000 000	
B3	102,0	135 088	
B4	82,0	497 457	
B6	71,0	9 787 900	Durchläufer
B7	75,0	1 528 409	
B9	96,0	387 783	
B10	80,0	1 124 921	
B12	84,0	720 299	

Tabelle A.9.: Axial, $R = -1$, $K_t = 1,47$, $T = 150^\circ C$

Probennummer	Spannungsamplitude [MPa]	Schwingspielzahl [Anz]	Bemerkung
B26	120,5	399 975	
B27	110,3	281 088	
B28	129,4	283 025	
B29	135,2	135 527	
B30	107,3	871 208	
B31	97,0	812 796	
B33	116,1	429 379	
B34	132,3	-	Temp.-Einst. fehlerhaft
B35	138,2	-	Temp.-Einst. fehlerhaft
B36	126,4	150 837	
B37	104,4	803 792	

Tabelle A.10.: Axial, $R = -1$, $K_t = 2,05$, $T = 150^\circ C$

Probennummer	Spannungsamplitude [MPa]	Schwingspielzahl [Anz]	Bemerkung
A23	192,3	702 507	Anriss an gr. Pore
A25	175,3	2 000 000	Durchläufer, gr. Poren
A26	185,1	297 753	Anriss an gr. Pore
A31	280,0	138 778	Anriss an gr. Pore
A32	280,0	191 505	Anriss an gr. Pore
A33	319,6	24 888	Anriss an gr. Pore
A34	319,6	42 463	Anriss an gr. Pore
A35	320,6	100 345	Anriss an gr. Pore
B1	418,2	44 413	Anriss an gr. Pore
B2	377,2	12 985	Anriss an gr. Pore
B5	188,6	242 381	Anriss an gr. Pore
B8	180,4	1 284 923	Anriss an gr. Pore
B11	217,3	282 895	Anriss an gr. Pore
B13	225,5	400 085	Anriss an gr. Pore

Tabelle A.11.: Biegung, $R = -1$, $K_t = 1$, $T = 150\text{ }^\circ\text{C}$

Probennummer	Spannungsamplitude [MPa]	Schwingspielzahl [Anz]	Bemerkung
C1	99,5	404 900	
C2	98,0	617 100	
C3	86,0	1 297 000	
C4	89,0	1 613 800	
C5	92,0	1 793 400	
C6	95,0	1 387 000	
C7	98,0	870 500	
C8	101,0	615 800	
C9	104,0	358 800	
C10	107,0	792 500	
C11	110,0	556 400	
C12	113,0	516 800	
C13	116,0	251 900	

Tabelle A.12.: Axial, $R = -2$, $K_t = 1$, $T = 150\text{ }^\circ\text{C}$

Probennummer	Spannungsamplitude [MPa]	Schwingspielzahl [Anz]	Bemerkung
A44	120,2	274 146	Anriss an gr. Pore
A45	126,0	1 140 000	
A46	131,9	547 923	
A47	138,0	221 589	
A48	144,5	98 149	
A49	150,1	262 421	
A50	155,9	198 764	
A51	162,1	110 439	

Tabelle A.13.: Axial, $R = -2$, $K_t = 1,47$, $T = 150^\circ\text{C}$

Probennummer	Spannungsamplitude [MPa]	Schwingspielzahl [Anz]	Bemerkung
B38	117,6	3 162 617	
B39	132,3	2 121 989	
B40	147,0	835 454	
B41	154,4	953 341	
B42	169,1	222 450	
B43	161,7	295 492	
B44	176,4	448 375	
B45	183,8	147 639	
B46	157,3	507 790	
B47	166,1	606 093	
B48	180,8	83 366	Anriss an gr. Pore
B49	172,0	186 288	

Tabelle A.14.: Axial, $R = -\infty$, $K_t = 1$, $T = 150^\circ\text{C}$

Probennummer	Spannungsamplitude [MPa]	Schwingspielzahl [Anz]	Bemerkung
A17	93,9	2 000 000	Durchläufer hochgesetzt
A18	98,4	2 000 000	Durchläufer hochgesetzt
A19	102,3	2 000 000	Durchläufer hochgesetzt
A20	106,6	2 000 000	Durchläufer hochgesetzt
A21	114,3	2 000 000	Durchläufer hochgesetzt
A22	120,5	2 000 000	Durchläufer hochgesetzt
A39	150,4	609 000	
A40	146,2	897 822	
A41	141,9	2 000 000	Durchläufer
A42	142,6	660 000	
A43	146,2	986 303	

A.4. LCF / HCF-Versuchsreihe

Tabelle A.15.: Axial, $R = -\infty$, $K_t = 1$, $T = 150\text{ }^\circ\text{C}$

Probennummer	LCF-Amplitude [%]	HCF-Amplitue [%]	Zyklenzahl [Anz]	Bemerkung
A52	0,1	0,04	10 000	Durchläufer
A53	0,1	0,04	10 000	Durchläufer
A54	0,1	0,06	10 000	Durchläufer
A55	0,1	0,06	1 020	
A56	0,1	0,08	1 050	
A57	0,1	0,08	550	
A58	0,1	0,10	1 079	Anriss an gr. Pore
A59	0,1	0,10	156	

A.5. Beispiel eines applizierten Zylinderkopfes

Positionen der Temperaturmessstellen

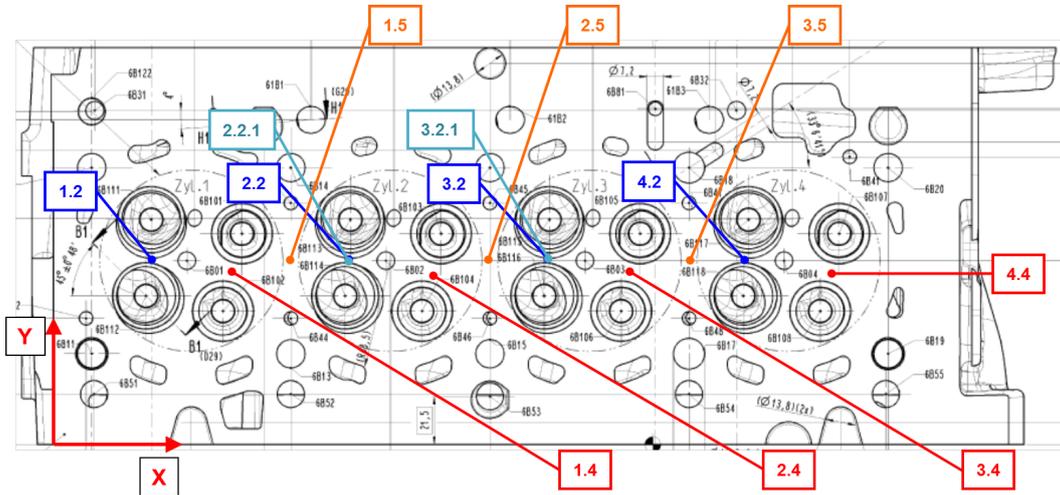


Abbildung A.7.: Messstellenplan der Thermoelemente eines 2,0l Diesel-Zylinderkopfes

Tabelle A.16.: Koordinaten der Temperaturmessstellen

Bezeichnung	Koordinaten in [mm]		
	X	Y	Z
1.2	42	82,0	3
1.4	80	77,0	3
1.5	105	81,7	5
2.2	128	82,0	3
2.2.1	128	82,0	8
2.4	168	77,0	3
2.5	193	81,7	5
3.2	216	82,0	3
3.2.1	216	82,0	8
3.4	256	77,0	3
3.5	281	81,7	5
4.2	304	82,0	3
4.4	344	77,0	3

Positionen der Dehnungsmessstreifen

In den Abbildungen A.8 bis A.11 sind die Positionen der applizierten und der virtuellen DMS, die anhand der 3D-Koordinatenvermessung ermittelt werden, dargestellt. In der Tabelle A.17 sind die Knotenpunkte, die den virtuellen DMS im FE-Modell zugeordnet werden, und deren Orientierung im Raum dokumentiert.

Tabelle A.17.: Knotenpunkt ID's und Orientierung der virtuellen DMS

virt. DMS an:	Knotenpunkt ID	Koordinaten in [mm]		
		X	Y	Z
Zylinder 1	51675348	37,3	91,2	22,0
Zylinder 2	51675457	125,9	89,8	23,0
Zylinder 3	51675557	212,7	90,8	22,4
Zylinder 4.1	51042654	302,3	90,0	23,5
Zylinder 4.2	51675204	299,4	88,9	21,6



(a) Reale DMS Position

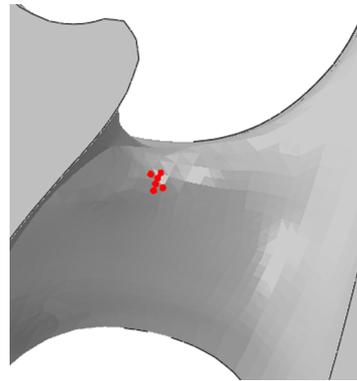


(b) Virtuelle DMS Position

Abbildung A.8.: Position des applizierten und des virtuellen DMS im FE-Modell am ersten Zylinder

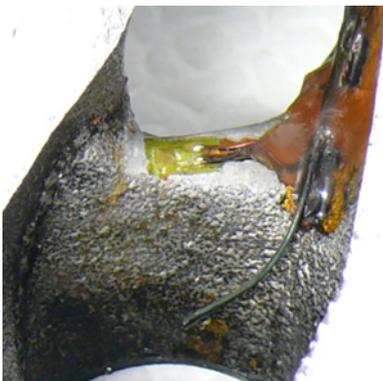


(a) Reale DMS Position

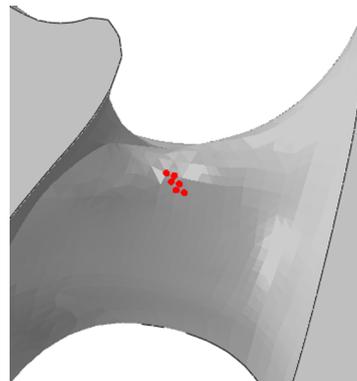


(b) Virtuelle DMS Position

Abbildung A.9.: Position des applizierten und des virtuellen DMS im FE-Modell am zweiten Zylinder



(a) Reale DMS Position



(b) Virtuelle DMS Position

Abbildung A.10.: Position des applizierten und des virtuellen DMS im FE-Modell an dritten Zylinder

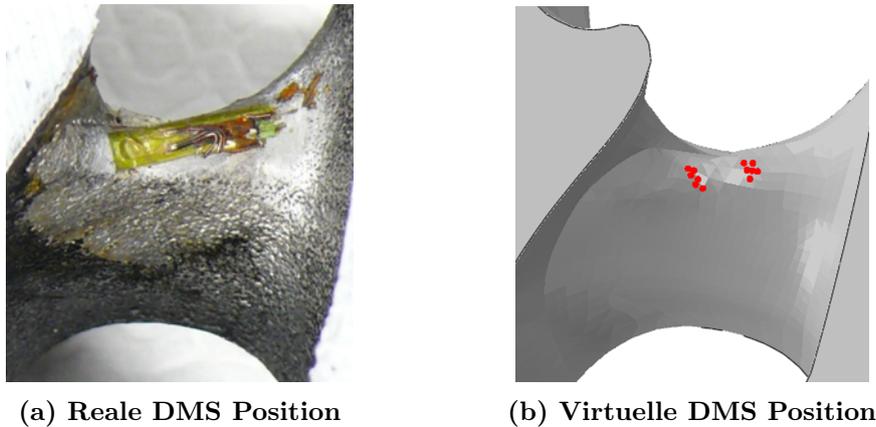


Abbildung A.11.: Position des applizierten und des virtuellen DMS im FE-Modell am vierten Zylinder

Ermittlung der Filterfrequenz

In Abbildung A.12 sind die Messdaten der Temperaturmessstellen an Zylinder 3 und 4 nahe der Dehnungsmessstreifen mittels FFT (Fast Fourier Transformation) logarithmisch über der Frequenz aufgetragen.

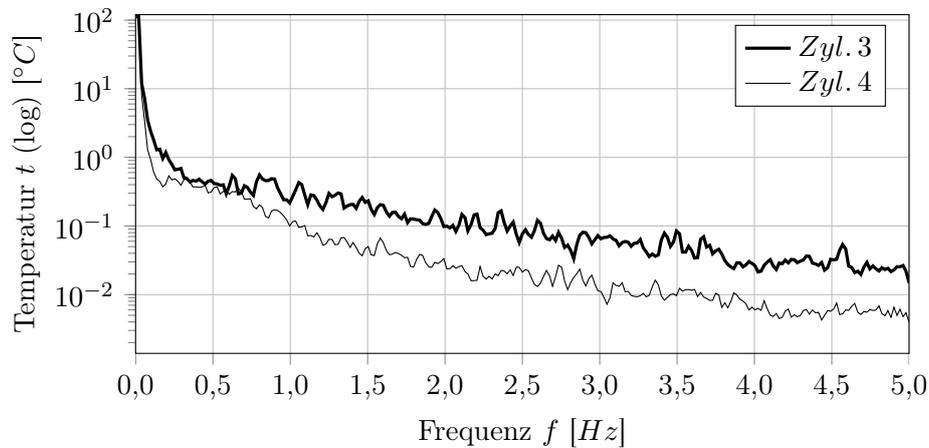


Abbildung A.12.: Frequenzspektrum der Thermoelemente am Zylinder 3 und 4

Aus dieser Darstellung wird ersichtlich, dass bis zu einer Frequenz von $f_{Temp., Zyl. i} = 3 \text{ Hz}$ Temperaturänderungen von $\geq 0,1 \text{ }^\circ\text{C}$ im Fahrbetrieb auftreten. Somit wird die Filterfrequenz, um die nieder- und hochfrequenten Signalanteile zu generieren, auf $f_{filt} = 3 \text{ Hz}$ gesetzt.

Beanspruchungskollektive

In den Abbildungen A.13 und A.14 sind die Beanspruchungskollektive der Messungen des Zug-Schub-Zyklus und der Fahrten auf öffentlichen Straßen an den Messstellen der Zylinder 2 und 4.

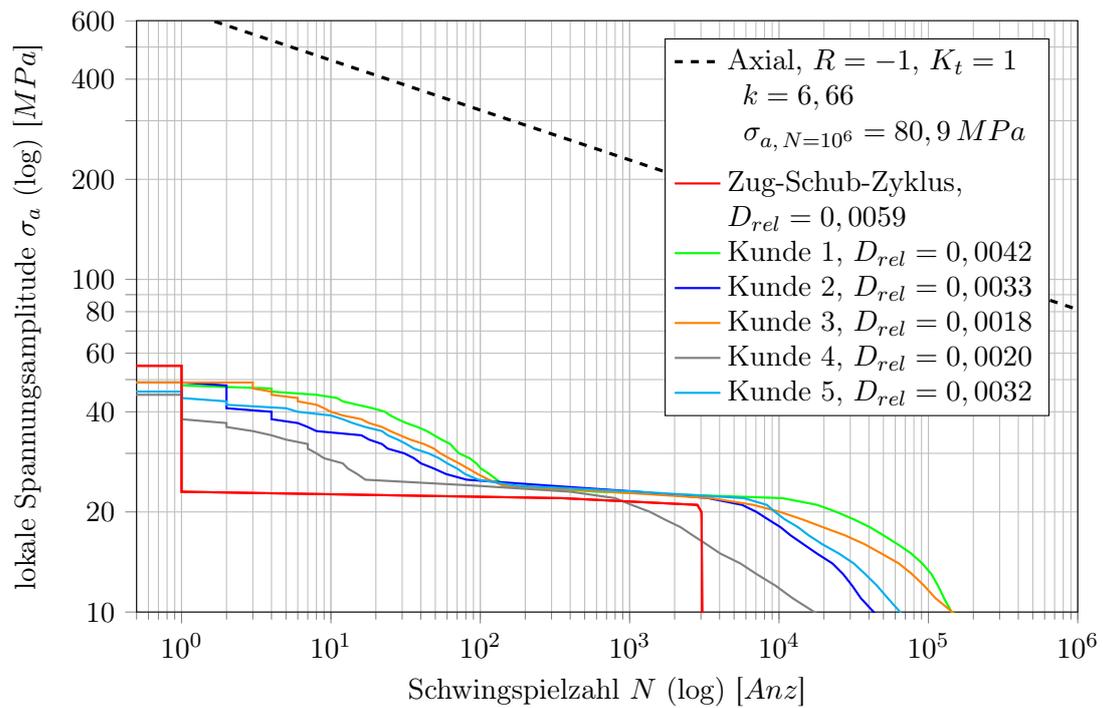


Abbildung A.13.: Vergleich der Beanspruchungskollektive von Kundenbeanspruchungen und Zug-Schub-Zyklus an der DMS-Messstelle an Zylinder 2

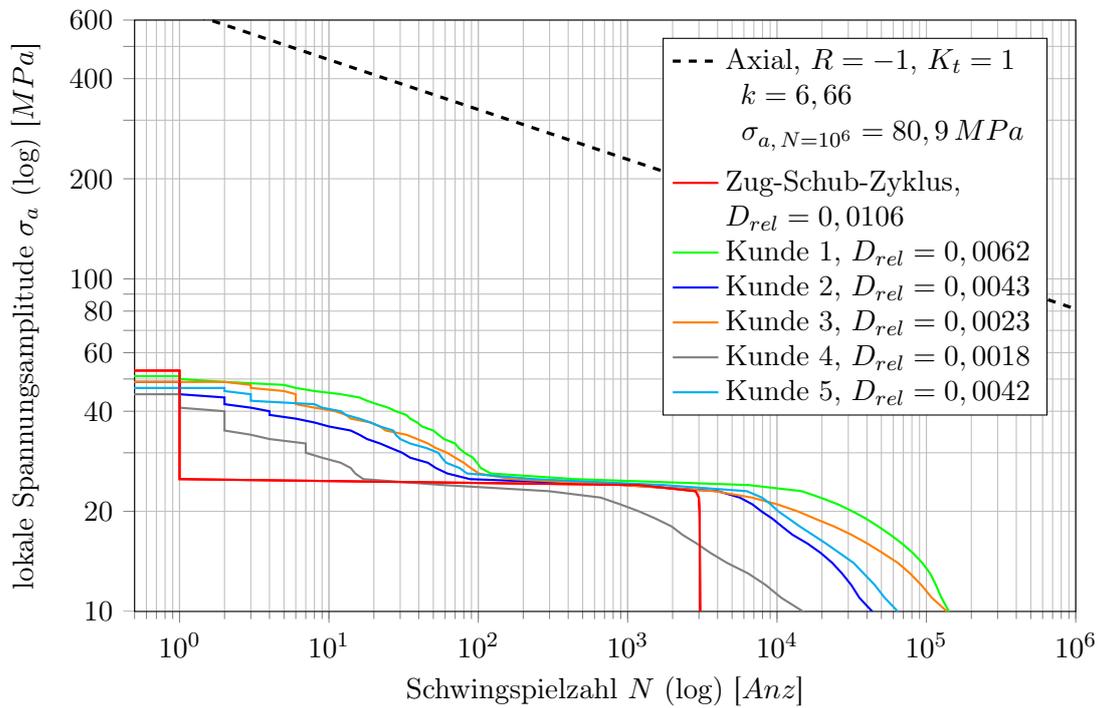


Abbildung A.14.: Vergleich der Beanspruchungskollektive von Kundenbeanspruchungen und Zug-Schub-Zyklus an der DMS-Messstelle an Zylinder 4

A.6. Analyse eines Zylinderkopfes nach Dauerlauf

DAS Verteilung über den Zylinderkopf

In Abbildung A.15 ist auf der linken Seite ein Schnitt durch das FE-Modell des Zylinderkopfes aus Kapitel 6.2 gezeigt. An diesem Zylinderkopf wurden Proben aus einem brennraumfernen (rechtes, oberes Bild), aus dem Einlassgaskanal (rechtes, mittleres Bild) und eines brennraumnahen Bereichs (rechtes, unteres Bild) entnommen und mikroskopiert. Die gemessenen mittleren Dendritenarmabstände sind in den Bildern angegeben. Hier ist ersichtlich, dass mit zunehmendem Abstand vom Brennraum der DAS anwächst. Diese Zustände korrelieren mit der Abkühlgeschwindigkeit während des Gießprozesses, indem brennraumnahe Bereiche zuerst erstarren, damit entsprechende Festigkeitskennwerte erzielt werden.

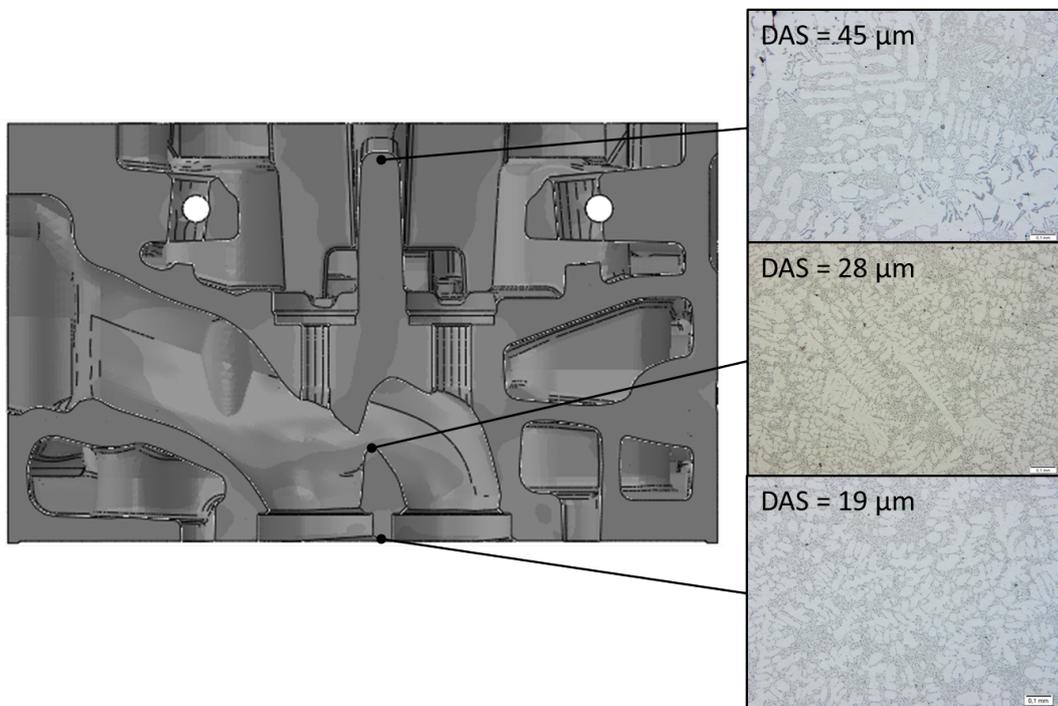


Abbildung A.15.: Schnitt durch Zylinderkopf mit Mikroskopien der einzelnen Bereiche

Härteverlauf am Einlasskanalventilsteg

In Abbildung A.16 ist der aufgebrochene Einlasskanalventilsteg eines Zylinderkopfes nach einem Zug-Schub-Dauerlauf gezeigt.

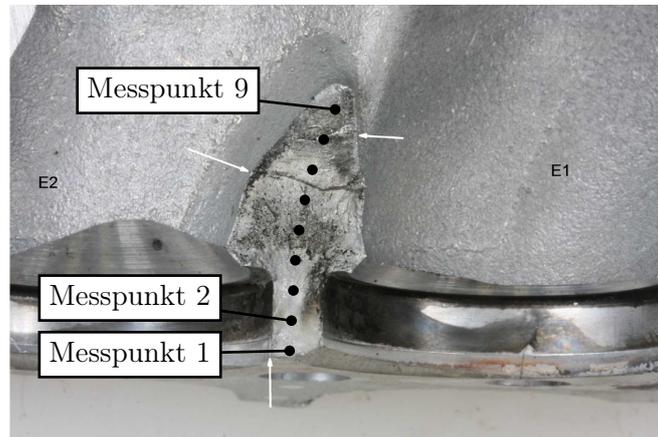


Abbildung A.16.: Messpunkte entlang des Einlasskanalventilstegs

Von diesem Zylinderkopf werden Proben von Zylinder 1 und 2 des Einlasskanalventilstegs entnommen und mittels dem Brinell-Verfahren die Härte bestimmt, siehe Abbildung A.17. Hier ist zu erkennen, dass die Härte Nahe des Einlassgaskanals nahezu unverändert gegenüber dem Zustand nach der Wärmebehandlung geblieben ist und in Richtung Brennraum deutlich abnimmt. In [HG 10] ist gezeigt, dass die Härte von Aluminiumgusswerkstoffen unter Einwirkung von erhöhten Temperaturen und entsprechenden Haltezeiten abnimmt. Dieser Effekt ist auf die Alterung des Materials zurückzuführen [HGH⁺ 15].

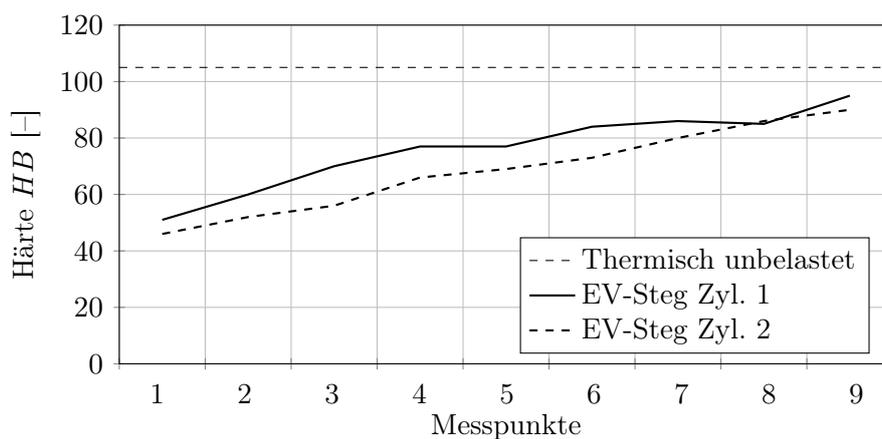


Abbildung A.17.: Härteverlauf entlang der Messpunkte