

Schlussbericht

Forschungsprojekt „AIKGH“

Teilvorhaben:
Entwicklung eines luftfahrtsspezifischen Kurbelgehäuses

Projektpartner:



Continental Aerospace Technologies GmbH, Standort St. Egidien



Technische Universität Dresden, Institut für Automobiltechnik Dresden IAD,
Lehrstuhl Verbrennungsmotoren und Antriebssysteme

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Klimaschutz

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Akronym:

AIKGH

Förderkennzeichen:

20T1713C

Laufzeit:

01.07.2019 – 30.06.2023

Berichtszeitraum:

01.07.2019 – 30.06.2023

Projektleiter:

Prof. Dr.-Ing. Frank Atzler

Berichterstatter:

Dipl.-Ing. Kevin Müller

Dipl.-Ing. Horst Chlupka

Telefon:

+49 351 463 - 37618

E-Mail:

frank.atzler@tu-dresden.de

Inhaltsverzeichnis

1 Zielsetzung des Forschungsprojektes „AIKGH“	1
1.1 Verbundpartner Continental Aerospace Technologies GmbH	1
1.2 Gesamtziel des Verbundvorhabens	2
1.3 Wissenschaftliche und/oder technische Arbeitsziele des Vorhabens	4
1.4 Ziele des Teilvorhabens der TU Dresden	6
2 Eckdaten zum Forschungsprojekt „AIKGH“	9
3 Kurzdarstellung Arbeitsplan / Durchführung	9
4 Stand der Wissenschaft und Technik	11
4.1 Stand der Wissenschaft und Technik in der allgemeinen Luftfahrt	11
4.2 Stand der Technik im Pkw-Bereich	13
4.3 Patentrecherche	15
5 Arbeitsteilung / Zusammenarbeit mit Dritten	17
6 Forschungsergebnisse in Gegenüberstellung zu den im Antrag definierten Projektzielen.....	19
6.1 Benchmark-Analyse zum CD-155 – HAP 1	19
6.1.1 Konstruktionsanalyse des CD-155	19
6.1.2 FEM-Analyse des CD-155	31
6.1.3 Erstes Konstruktionskonzept – Bewertung von Optimierungspotentialen	48
6.1.4 Validierung der FEM-Rechnung	54
6.2 Designstudien Aluminium-Kurbelgehäuse – HAP 2	68
6.2.1 Literaturstudium, Analyse verschiedener Konzepte	68
6.2.2 Kreisprozessrechnung zur Ermittlung notwendiger Randparameter	74
6.2.3 Variantenkonstruktion mit rechnerischem Nachweis	94
6.3 Prototypenfertigung – HAP 3.....	141
6.3.1 Variantenbewertung und Auswahl für die Fertigung	141

6.4 Prototypenvermessung und FEM-Validierung – HAP 4, HAP 5 .146

7 Nachweis der Notwendigkeit getätigter Beschaffungsvorgänge und getätigter Arbeitsleistungen	147
8 Verwertung der Forschungsergebnisse.....	148
9 Neue Forschungserkenntnisse aus Industrie und Forschung	149
10 Veröffentlichungen ausgewählter Ergebnisse.....	151
11 Resümee	151
12 Literaturquellen im Bericht.....	153
13 Abbildungs- und Tabellenverzeichnis	157

1 Zielsetzung des Forschungsprojektes „AIKGH“

1.1 Verbundpartner Continental Aerospace Technologies GmbH

Die Firma Continental Aerospace Technologies GmbH aus St. Egidien (Sachsen) entwickelt und vertreibt verschiedene Kerosin-Kolbenflugmotoren. Diese zeichnen sich durch ihren hohen Wirkungsgrad und den damit verbundenen geringeren Kraftstoffverbrauch (bis zu 40 % gegenüber Wettbewerbern) aus. Dadurch kann die Reichweite von Kleinflugzeugen deutlich erhöht und die direkten Betriebskosten erheblich gesenkt werden. Darüber hinaus enthält der Treibstoff im Gegensatz zu dem in herkömmlichen Kleinflugzeugtriebwerken verwendeten AvGas (Aviation Gasoline) kein Blei, was sich in einer deutlich geringeren Umweltbelastung widerspiegelt. Neben der geringeren Schadstoffbelastung durch den bleifreien Kraftstoff reduziert sich der CO₂-Ausstoß der mit den Motoren der Continental Aerospace Technologies GmbH betriebenen Flugzeuge durch den höheren Wirkungsgrad der dieselmotorischen Verbrennung.

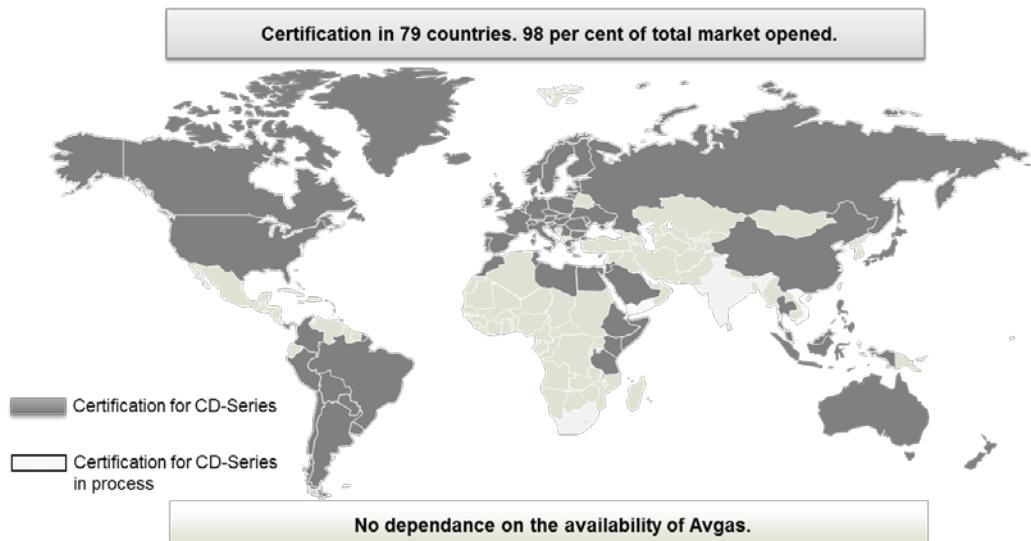


Abbildung 1.1 Länder in denen die CD-100-Serie zertifiziert ist

Die Motoren der Centurion®-Baureihe sind weltweit in allen wesentlichen Märkten vertreten und für den Betrieb zugelassen (vgl. Abbildung 1.1). Zu Projektbeginn wurden bisher zwei verschiedene Leistungsklassen mit 99 kW (135 PS) und 114 kW (155 PS) angeboten. Eine weitere Leistungsstufe des Centurion®2.0 befand sich in Erprobung und erweitert nunmehr das Angebot. Dieser Motor ist in der Leistungsklasse mit 125 kW (170 PS) erhältlich. Bei den Motoren ist die Startleistung gleich der Dauerleistung. Darüber hinaus zertifiziert die Continental Aerospace Technologies GmbH einen Helikopter-Flugmotor auf der Basis des CD-155 als auch eine Pusher-Konfiguration.

Für diese Motoren wurde eine eigene vollredundante elektronische Motorsteuerung (FADEC) entwickelt und luftfahrtzugelassen. Diese ermöglicht eine Anpassung des Motorbetriebes an den aktuellen Flugzustand. Aufgrund der unterschiedlichen Anforderungen unterscheiden sich das verwendete Motorsteuergerät sowie dessen Verkabelung erheblich von dem PKW-Anwendungsbereich. Die wichtigsten Sensoren sowie

das Motorsteuergerät selbst sind redundant ausgeführt. Dies liegt zum einen an der von den Flugsicherheitsbehörden geforderte höheren Zuverlässigkeit und zum anderen an den im Flugbetrieb erhöhten Anforderungen an die EMV (Elektromagnetische Verträglichkeit). Darüber hinaus ist die Pitch-Verstellung (Anstellwinkel des Propellers) in die FADEC integriert, so dass der Motor über eine Einhebelbedienung gesteuert werden kann. Durch diese deutliche Entlastung des Piloten wird die Flugsicherheit in den mit diesen Motoren ausgestatteten Kleinflugzeugen enorm erhöht.

Alle Motoren der CD-100-Serie der Continental Aerospace Technologies GmbH wurden und werden in Deutschland entwickelt und produziert. Am Standort Hamburg befindet sich die Elektronik- und Softwareentwicklung, am Standort Altenburg die Elektronik- und Firewall-Foreward-Kit-Produktion sowie die Flugerprobung. Die Entwicklung und Produktion der Hubkolbenmotoren sitzt am Standort St. Egidien. Bis auf wenige Ausnahmen werden alle Komponenten der Motoren bei Continental Aerospace selbst gefertigt. Unter anderem werden das Kurbelgehäuse, der Zylinderkopf, die Kurbelwelle und viele weitere Teile für die Motoren in St Egidien gefertigt. Weiterhin wird auch die verwendete CP1 (Common-Rail-Pumpe) nahezu vollständig in St. Egidien gefertigt. Dabei werden die für die Druckerzeugung notwendigen Teile (Exzenterwelle, Kolben und Zylinder) neu gefertigt und speziell nach den Anforderungen von Jet A1 (deutlich schlechtere Schmiereigenschaften als Diesel) beschichtet und damit deutlich verschleißfester gemacht.

Mit der Durchführung des Vorhabens wird die Marktposition von Continental Aerospace Technologies GmbH weiter gestärkt und ausgebaut. Dies führt unmittelbar zur Sicherung und Schaffung neuer Arbeitsplätze an den oben genannten Standorten.

1.2 Gesamtziel des Verbundvorhabens

Das Gesamtziel des Verbundvorhabens ist die Ertüchtigung von Kerosin-Flugmotoren der oben genannten Leistungsklassen, speziell dem CD-155, für eine umweltfreundliche Luftfahrt. Ziel des Teilvorhabens der Continental Aerospace Technologies GmbH im Verbundvorhaben besteht in der Applikation eines Brennverfahrens, mit dem beste Wirkungsgrade und damit niedrigste Kraftstoffverbräuche für den Einsatz an kerosinbetriebenen Hubkolbenflugmotoren für die allgemeine Luftfahrt erzielt werden können. Dazu sollen einerseits Maßnahmen zur innermotorischen Wirkungsgradsteigerung und andererseits ein Aluminiumguss-Kurbelgehäuse für Zylinderspitzendrücke bis 200 bar mit Hilfe der Expertise des Lehrstuhls für Verbrennungsmotoren und Antriebssysteme (LVAS) der TU Dresden entwickelt werden. Dabei kommen die Untersuchungsmethoden Experiment, 1-D-Strömungssimulation, thermomechanische FEM- und 3D-Strömungsberechnung zum Einsatz. Damit ist es möglich, die gesamte Entwicklungskette abzubilden. Sämtliche Versuche sollen mittels einer begleitenden Prozesssimulation zur Bewertung und Verbesserung der Abläufe ergänzt werden. Dadurch können die Resultate der Untersuchungen befördert und die Erfolgswahrscheinlichkeit des Gesamtvorhabens erhöht werden.

Um dieses ehrgeizige Ziel zu erreichen, soll ein neues Kurbelgehäuse entwickelt werden, das auf beste Wirkungsgrade ausgelegt ist. Dadurch soll der Kraftstoffverbrauch bei gleicher Leistung nochmals um bis zu 15 % gesenkt werden (spezifischer Kraftstoffverbrauch von 215 g/kWh auf 180 g/kWh). In diesem Projekt sollen zum einen die spezifischen Anforderungen an den Hubkolbenmotor für beste Wirkungsgrade ermittelt und zum anderen ein Konzept zur technischen Umsetzung dieser Anforderungen erarbeitet werden. Die Komplexität dieses Vorhabens verstärkt sich unter dem Hintergrund der starken Variabilität von Luftdruck und Umgebungstemperatur in unterschiedlichen Flughöhen. Dieser Aspekt kann der Abbildung 1.2 entnommen werden.

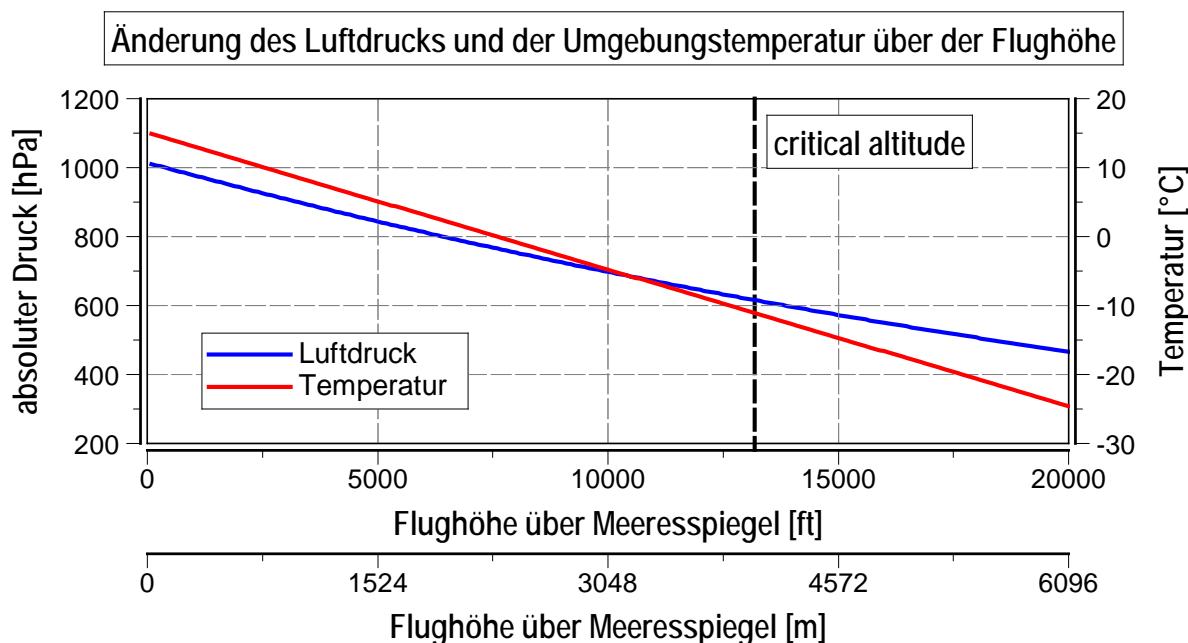


Abbildung 1.2 Luftdruck- und Temperaturverlauf mit Flughöhenänderung

Um auch zukünftig am Markt bestehen zu können, ist es das Gesamtziel des Forschungsvorhabens, das Potenzial eines noch verbrauchsärmeren Motorkonzeptes herauszuarbeiten und zu bewerten. Die Vorgehensweise soll dabei analytisch und in Kooperation mit dem LVAS der TU Dresden erfolgen. Diese Neuentwicklung ist jedoch mit hohen technischen und ökonomischen Risiken verbunden. Das Forschungsvorhaben ermöglicht es der Firma Continental Aerospace Technologies GmbH und dem LVAS einen Wissenszuwachs zu erarbeiten, der direkt in neue Entwicklungen und Produkte einfließen kann. Damit können weitere Märkte weltweit erschlossen werden und die Continental Aerospace Technologies GmbH kann auch in Zukunft als der deutsche Motorenlieferant für Kleinflugzeuge weiter wachsen.

Änderungen der Aussichten für die Erreichung der Ziele des Vorhabens gegenüber dem ursprünglichen Projektantrag:

Aufgrund der Simulationsergebnisse zur Verbrauchsoptimierung (Kreisprozessrechnung) ist davon auszugehen, dass der angestrebte Zielwert des indizierten spezifischen Kraftstoffverbrauchs von 180 kW/h mit dem derzeitigen Aufbau des Verbrennungsmotors nicht ohne größere Anpassungen in der Hardware erreicht werden kann. Hierzu sind Änderungen an der Aufladeeinheit (Abgasturbolader), am Einspritzsystem sowie am Ventiltrieb notwendig, die im Rahmen dieses Projektes nicht durchgeführt werden können. Darüber hinaus stößt die Erhöhung des Zylinderspitzendrucks auf 200 bar an motorische Grenzen, so dass entgegen der Projektbeschreibung der Zylinderspitzendruck auf 180 bar abgesenkt werden muss. Ein genauer Zielwert für die Verbrauchs-/Wirkungsgradoptimierung kann erst mit der Vermessung des Prototyps angegeben werden.

Änderungen in der Zielsetzung:

Bis zum Projektende konnte nur ein Prototyp fertigungstechnisch umgesetzt werden. Um die Erfolgsaussichten eines Kurbelgehäuses für beste Wirkungsgrade zu erhöhen, wurden mit dem Verbundpartner mehrere Iterationsschleifen zur Ermittlung und Gewichtung möglicher Einflussfaktoren durchgeführt. Die Ergebnisse dienten dazu, die notwendigen Randbedingungen detailliert zu definieren. Dadurch konnten die Iterationsschleifen der Prototypenfertigung reduziert und somit Fertigungskosten eingespart werden.

1.3 Wissenschaftliche und/oder technische Arbeitsziele des Vorhabens

Der erste Schritt des geplanten Forschungsvorhabens bildet eine umfangreiche Feldstudie zur Ermittlung des durchschnittlichen Lastkollektives der Motoren der CD-100-Motorenfamilie. Hierzu sollen die Servicedaten aller verfügbaren 100 h-Serviceintervalle ausgewertet werden. Mit Hilfe der FADEC ist es der Continental Aerospace Technologies GmbH möglich, die Flugprofile der Motoren aufzuzeichnen und nachträglich auszuwerten. Diese Funktion wird bisher nur zur Fehlersuche genutzt. Die daraus gewonnenen Erkenntnisse bilden die Grundlage für den aktuellen Stand der Technik und liefern im Rahmen einer Vorstudie wertvolle Informationen für die Entwicklung des erforderlichen Kurbelgehäuses sowie innermotorischer Maßnahmen für den Flugbetrieb.

Die zu entwickelnden Techniken sollen in den folgenden Arbeitspaketen strategisch sinnvoll in den Motor integriert und für den Flugbetrieb ertüchtigt werden. Um dieses anspruchsvolle Ziel zu erreichen, wird neben der Berechnung der Auswirkungen der innermotorischen Maßnahmen auf den verbrennungsmotorischen Gesamtprozess des Hubkolbenmotors parallel eine Versuchsreihe auf einem Motorprüfstand durchgeführt.

Zum Nachweis der Funktionalität und Betriebssicherheit unter äquivalenten Flugbedingungen sollen geeignete Versuche auf den Prüfständen der Continental Aerospace Technologies GmbH durchgeführt werden. Durch die begleitende 1D- / FEM-Simulation des LVAS sollen diese Werkzeuge weiterentwickelt werden, um damit sichere Voraussagen treffen zu können.

Basisvermessung Benchmark

Zu Beginn des Projektes wird der "IST-Zustand" des Basismotors erfasst. Dazu ist eine umfassende Vermessung sämtlicher im Kundenbetrieb auftretenden Lastfälle sowohl am Boden als auch im Flugbetrieb vorgesehen. Diese Eingangsvermessung und Bewertung der aktuellen Lasten bildet die Grundlage für die Bewertung konstruktiver Verbesserungsmaßnahmen. Zur Erfassung der Lastkollektive sollen Dehnmesstreifen am Motor, speziell am Zylinderblock, angebracht werden. Die Versuche werden bei Continental Aerospace durchgeführt. Parallel dazu wird am LVAS eine Konstruktionsanalyse des CD-155 durchgeführt. Dabei werden die aktuellen Konstruktionsmodelle mit den realen Modellen abgeglichen und auf Konsistenz geprüft. Dies ist für die Überführung des CAD-Modells in die FEM-Umgebung notwendig. Anschließend wird am LVAS eine thermomechanische FEM-Berechnung des Basismotors durchgeführt. Am Ende dieser Phase wird die Validierung der FEM-Berechnung abgeschlossen sein. Die Ergebnisse werden für die Weiterentwicklung des Kurbelgehäuses verwendet.

Designstudien Aluminiumgusskurbelgehäuse

Im ersten Teil dieses zweiten großen Blocks im Verbundprojekt wird am LVAS eine umfassende Literatur- und Patentrecherche durchgeführt. Dabei sollen möglichst alle Konzepte herausgearbeitet, analysiert und bewertet werden. Des Weiteren soll ein entwicklungsbegleitendes 1-D-Simulationsmodell erstellt werden. Die für den Abgleich notwendigen Daten werden bei der Continental Aerospace Technologies GmbH im Rahmen von Thermodynamikversuchen ermittelt. Mit Hilfe von Simulationsstudien sollen die thermodynamischen und verbrennungstechnischen Randparameter und damit die Potentiale für signifikante Wirkungsgradverbesserungen des Flugmotors erarbeitet werden. Mit all diesen Ausgangsdaten wird dann am LVAS mit der Variantenkonstruktion des Kurbelgehäuses begonnen. Diese beinhaltet nicht nur die Konstruktion einer Kurbelgehäusevariante, sondern auch deren rechnerischen Festigkeitsnachweis gegenüber den zuvor ermittelten thermomechanischen Randparametern.

Prototypenfertigung

Parallel zur Konstruktion soll bereits ein erster Konstruktionsentwurf als Prototyp gefertigt werden. Dies geschieht bis auf den Prototypenabguss und die Beschichtung der Zylinderlaufbahn komplett im Hause der Continental Aerospace Technologies GmbH.

Prototypenvermessung

In diesem Projektteil sollen die jeweiligen Prototypen mit Dehnmessstreifen ausgestattet werden, um auch die FEM-Berechnung weiter zu validieren und zu verbessern. Die Vermessung erfolgt mit Hilfe des LVAS auf den Prüfständen der Continental Aerospace Technologies GmbH. Darüber hinaus sollen die Prototyp-Kurbelgehäuse ihre Funktionalität hinsichtlich des ertragbaren Zylinderdrucks unter Beweis stellen.

Die Prototypenfertigung, Designstudien und Versuche sollen in einem möglichst kurzen Zeitrahmen und eng verzahnt ablaufen. Dazu sind unter anderem Überlastversuche vorgesehen, die zuvor mittels FEM-Berechnungen überprüft werden.

FEM-Validierung

Nach Abschluss der Konstruktionsphase soll das final ausgearbeitete Konstruktionskonzept in einer abschließenden FEM-Berechnung die Haltbarkeit des Kurbelgehäuses bei weiteren Leistungssteigerungen vorausberechnet werden. Gleichzeitig soll dieser Programmteil dem LVAS helfen, den Vertrauensbereich der Berechnungsmethode weiter zu erhöhen.

Prüfstandsvalidierung

In der abschließenden Prüfstandsvalidierung, die parallel zur FEM-Validierung durchgeführt wird, soll der abschließende Test für den Nachweis der Wirkungsgradsteigerung erbracht werden.

1.4 Ziele des Teilvorhabens der TU Dresden

Das Gesamtziel des Teilvorhabens des LVAS der TU Dresden ist die Entwicklung eines luftfahrtspezifischen Kurbelgehäuses, das speziell für die Wirkungsgradoptimierung des CD-155 ausgelegt ist. Maßnahmen zur innermotorischen Wirkungsgradsteigerung, hier speziell die Erhöhung des Zylinderspitzendrucks auf bis zu 200 bar, beeinflussen die thermodynamischen Randbedingungen und damit die thermischen und mechanischen Belastungen des Hubkolbenmotors. Die Potenziale zur thermodynamischen und konstruktiven Optimierung sollen mit verschiedenen Untersuchungsmethoden abgeschätzt und nach Möglichkeit umgesetzt werden. Dabei kommen 1D-Motorprozessrechnungen, thermomechanische FEM- sowie 3D-Strömungsberechnungen zum Einsatz, die mit experimentellen Versuchsdaten (Continental Aerospace) abgeglichen und validiert werden. Damit kann die gesamte Entwicklungskette abgebildet werden. Sämtliche Versuche sollen durch begleitende Prozesssimulationen zur Bewertung und Verbesserung der Abläufe ergänzt werden. Dadurch können die Ergebnisse der Untersuchungen validiert und die Erfolgswahrscheinlichkeit des Gesamtvorhabens erhöht werden.

Die zu fertigenden Prototyp-Kurbelgehäuse sollen zum Abschluss des Projektes in einem abschließenden Dauerlauf auf dem Prüffeld des Verbundpartner Continental Aerospace Technologies GmbH ihre Festigkeit nachweisen. Darüber hinaus sind Überlastversuche geplant, um die Vorhersagefähigkeit des Berechnungsmodells zu bewerten.

Das Gesamtziel des Vorhabens besteht in der Entwicklung von Hubkolbenflugmotoren für eine umweltfreundliche Luftfahrt. Um dieses ehrgeizige Ziel zu erreichen, sollen noch effizientere, mit Kerosin betriebene Flugmotoren für die allgemeine Luftfahrt entwickelt werden.

2 Eckdaten zum Forschungsprojekt „AIKGH“

Die Laufzeit des Vorhabens hat insgesamt 48 Monate betragen, wovon 2 Monate kostenneutral verlängert wurden. Projektstart war der 01.07.2019.

Die Verbundpartner sind Continental Aerospace Technologies GmbH und die Technische Universität Dresden.

3 Kurzdarstellung Arbeitsplan / Durchführung

Nachfolgend ist der schematische Ablaufplan des Verbundverfahrens dargestellt.

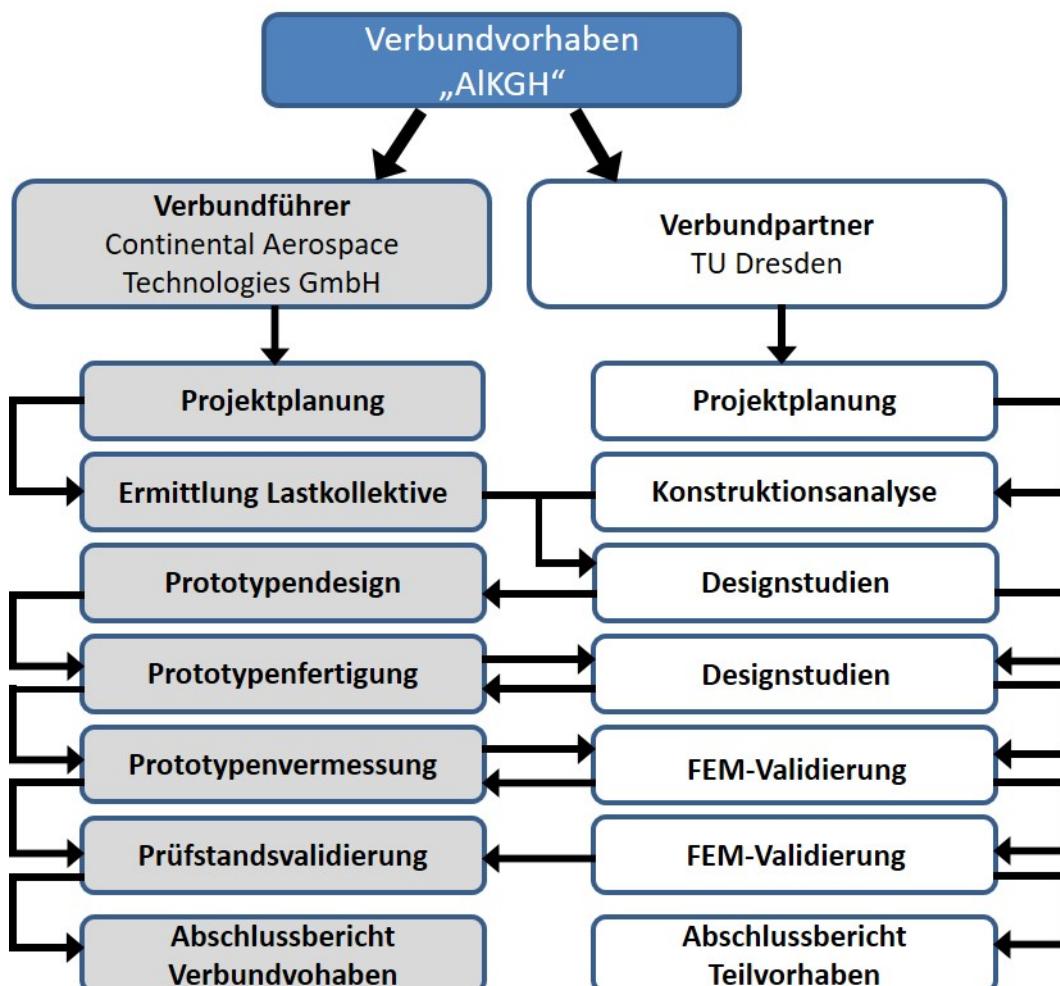


Abbildung 3.1 Schematischer Ablauf des Verbundverfahrens

4 Stand der Wissenschaft und Technik

4.1 Stand der Wissenschaft und Technik in der allgemeinen Luftfahrt

In der allgemeinen Luftfahrt werden im Gegensatz zum Automobilbereich bisher keine unmittelbaren Maßnahmen zur Reduzierung von Abgasschadstoffen und CO₂-Emissionen gefordert und ergriffen. Insofern betreten die beiden Verbundpartner mit dem Forschungsvorhaben Neuland bei der Entwicklung entsprechender Konzepte für Flugmotoren. Eine direkte Übernahme innermotorischer Maßnahmen aus dem Automobilbereich ist aufgrund der Einsatzbedingungen in der Luftfahrt, wie z.B. Umgebungsdruck, Umgebungstemperatur, Bauraum, Gewicht und den speziellen Anforderungen an Betriebs- und Ausfallsicherheit sowie Zertifizierung, nicht möglich. Die Auslegung und Fertigung eines Kurbelgehäuses für beste Wirkungsgrade bietet ein erhebliches Potential zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs.

Im Rahmen des Forschungsvorhabens sollen verschiedene Problemstellungen unter Einsatz modernster Methoden in der Berechnung als auch im realen Versuch gelöst werden. Dabei ist es Aufgabe der Verbundpartner, geeignete Maßnahmen und Systemkomponenten entsprechend dem Anforderungsprofil des Flugmotors auszuwählen und auszulegen. Im Folgenden sollen einige wesentliche Unterschiede zu Fahrzeuganwendungen im Straßenverkehr näher erläutert werden.

Verbrauchsuntersuchungsstudien von kerosinbetriebenen Hubkolbenflugzeugmotoren weisen aufgrund der historisch kurzen Entwicklungsgeschichte ein deutliches Optimierungspotenzial auf. Der aktuelle Stand kann daher nur durch umfangreiche Messkampagnen zu Beginn des Vorhabens ermittelt werden. Die Continental Aerospace Technologies GmbH hat sich zum ausgerufenen Ziel gesetzt, umweltfreundliche Motoren zu entwickeln. Neben dem „IST-Zustand“ spielt auch der im Vergleich zu PKW-Anwendungen geringere zur Verfügung stehende Bauraum im Flugzeug eine nicht zu vernachlässigende Rolle. Darüber hinaus stellt auch das Betriebsmedium „Kerosin“ mit seiner geringen Schmierfähigkeit eine völlig neue Herausforderung für den Verbrennungsmotor dar.

Zudem besitzen die Anwendungen in der Luftfahrt ein drastisch unterschiedliches Lastanforderungsprofil über die Lebensdauer des Motors. Diesbezüglich ist im Folgenden der gravierende Unterschied der Haupteinsatzbedingungen von Flugmotoren im Vergleich zu einem hubraumadäquaten PKW-Dieselmotor über deren Einsatzbereich dargestellt (siehe Abbildung 4.1).

Werden die Lastkollektive zwischen den beiden Anwendungen betrachtet so wird ersichtlich, dass sich der Hauptlastanteil im PKW-Bereich bei unter 50 % der Maximallast sowie unter 75 % der Maximaldrehzahl liegt. Die Flugmotoren der Continental Aerospace Technologies GmbH operieren dagegen immer bei Drehzahlen über 3000 U/min. Die Leistungsabgabe liegt in der Regel über 70 % der Volllast. Aus diesem Grund ist es notwendig, die Konstruktion eines Flugmotors komplett neu auszulegen.

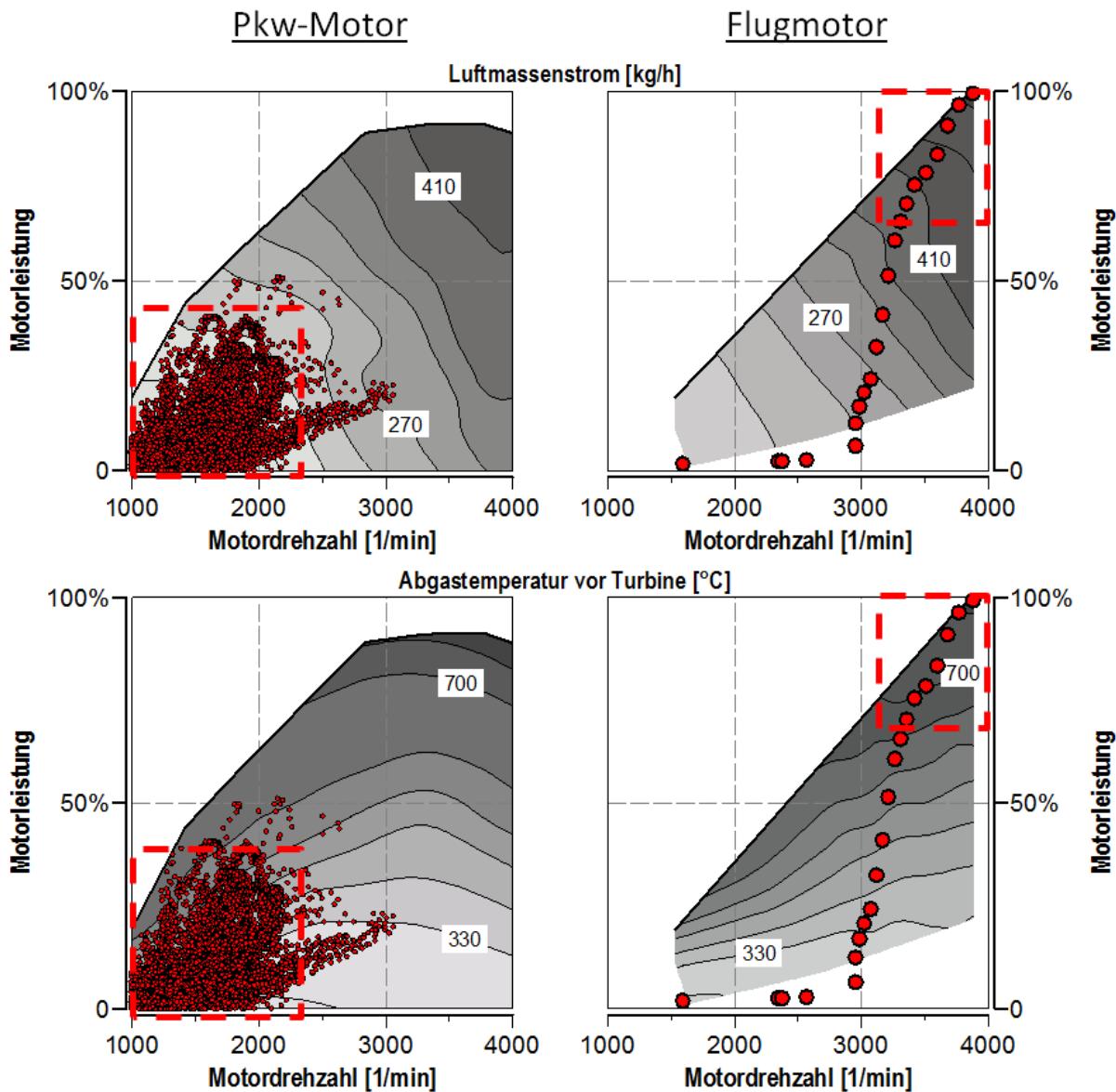


Abbildung 4.1 Hauptarbeitsbereich eines PKW- und Flugmotors im Kundenbetrieb

Unter diesen stark unterschiedlichen Rahmenbedingungen ist zu prüfen, welches der derzeit am Markt etablierten Konstruktionskonzepte überhaupt in Betracht kommt. Dementsprechend sollen auch andere Forschungsbereiche, wie z.B. stationäre Motoranwendungen, mit eingezogen werden.

4.2 Stand der Technik im Pkw-Bereich

Neben modernen Einspritz- und Aufladesystemen haben die Brennraumgeometrie sowie das Verbrennungsverhalten einen großen Einfluss auf den Wirkungsgrad eines Verbrennungsmotors. In [GAE 05] wird der Einfluss des Verdichtungsverhältnisses und des Zylinderspitzendrucks auf den theoretisch erzielbaren Wirkungsgrad in einer Grundlagenuntersuchung mit Hilfe thermodynamischer Vergleichsprozesse analysiert. Der effektive Gesamtwirkungsgrad η_{eff} wird mit Hilfe einer einfachen Verlustteilung nach Gleichung 4.1 beschrieben. Die Einzelwirkungsgrade teilen sich hierbei in den indizierten Wirkungsgrad η_{ind} und den mechanischen Wirkungsgrad η_{mech} auf, wobei sich der indizierte Wirkungsgrad aus dem thermodynamischen Wirkungsgrad $\eta_{thermodyn}$ und dem Gütegrad der Verbrennung $\eta_{Güte}$ ergibt. Die Verbrennungsgüte beschreibt dabei die Geschwindigkeit der Wärmefreisetzung. [GAE 05]

$$\eta_{eff} = \eta_{ind} \cdot \eta_{mech} = \eta_{thermodyn} \cdot \eta_{Güte} \cdot \eta_{mech} \quad \text{Gl. 4.1}$$

Werden die thermodynamischen Wirkungsgrade in Abhängigkeit des Verdichtungsverhältnisses ε der idealen Vergleichsprozesse (Gleichdruck-, Gleichraum- und Seiliger-Prozess) betrachtet, so ergeben sich die in Abbildung 4.2 dargestellten Kurvenverläufe. Daraus lässt sich ableiten, dass sowohl die separate Erhöhung des Zylinderspitzendrucks bzw. des Verdichtungsverhältnisses als auch die Kombination beider einen positiven Einfluss auf den thermodynamischen Wirkungsgrad haben.

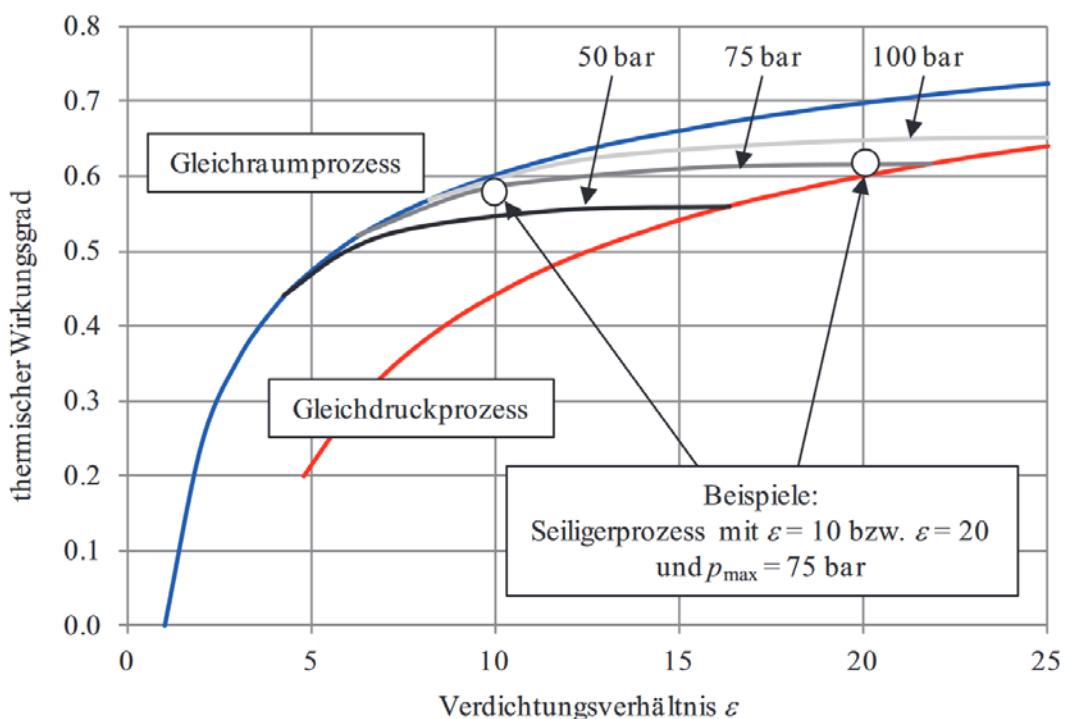


Abbildung 4.2 Beispiel für die thermischen Wirkungsgrade der Vergleichsprozesse bei einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis von $\lambda=1,4$ [SCH 20]

Der grundsätzliche Zusammenhang zwischen Verdichtungsverhältnis und Zylinderspitzendruck auf den theoretischen Wirkungsgrad lässt sich auch auf den Flugmotor übertragen. So kann der Kraftstoffverbrauch mit steigendem Zylinderspitzendruck reduziert werden. Dies lässt sich auch durch die Verschiebung der Verbrennungslage hin zu einer früheren und damit wirkungsgradoptimalen Verbrennung erklären. In Abbildung 4.3 ist der Einfluss der Verbrennungsschwerpunktlage grafisch dargestellt. Durch eine nicht optimale Schwerpunktlage (oranger Graph) ist zum Zeitpunkt „Auslassventil öffnet“ noch mehr „Restdruck“ im Zylinder. Diese Energie wird ungenutzt in den Auspuff und damit in die Atmosphäre abgegeben. Durch die Frühverschiebung der Einspritzung und damit der Verbrennung steigt der Zylinderspitzendruck an. Diese mechanische Belastung muss vom Motor (insbesondere Kurbelgehäuse und Zylinderkopf) aufgenommen werden. Durch die bessere Schwerpunktlage (optimal zwischen 6–10°KW) ist auch das Energieniveau zum Zeitpunkt „Auslass öffnet“ deutlich geringer. Es wird weniger Energie ungenutzt mit dem Abgas ausgestoßen, wodurch bei gleicher Leistung die eingesetzte Energie (Kraftstoff) reduziert werden kann.

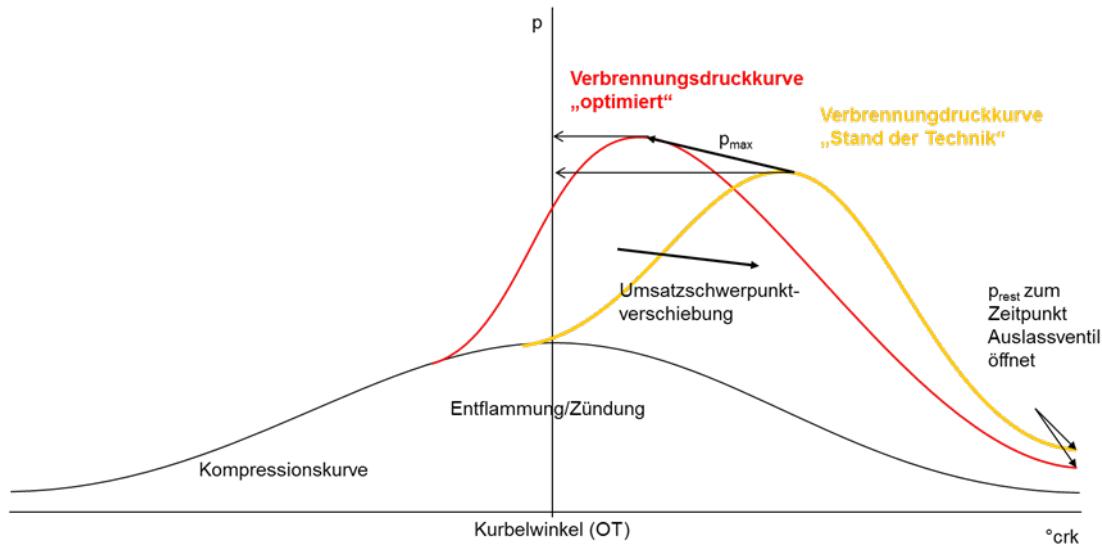


Abbildung 4.3 Zusammenhang zwischen dem Verbrennungsschwerpunkt und dem Zylinderspitzendruck

Durch die Erhöhung des Zylinderspitzendrucks ergeben sich neue Anforderungen an die Konstruktion und Mechanik des Verbrennungsmotors, insbesondere an das Kurbelgehäuse. Aus der Zylinderdruckerhöhung resultieren erhöhte thermomechanische Belastungen, die vom Kurbelgehäuse aufgenommen werden müssen. Zusätzliche Maßnahmen zur Gewichtsreduzierung stellen die Konstruktion vor neue Herausforderungen. In [SCH 04] wird der Zusammenhang zwischen den erhöhten Belastungen bei Zylinderspitzendruckerhöhung und der Werkstoffauswahl für das Kurbelgehäuse analysiert und diskutiert. Als erhöhte Belastungen sind hier der erhöhte Wärmeeintrag in den oberen Zylinderbereich sowie die direkt mit der Zylinderdruckerhöhung ansteigenden Lagerkräfte zu nennen. Als Kurbelgehäusewerkstoffe werden Gusseisen mit Lamellengraphit (GJL), Gusseisen mit Vermiculargraphit (GJV) und eine Aluminiumlegierung herangezogen und hinsichtlich ihrer Werkstoffeigenschaften sowie unter Kosten-

Nutzen-Aspekten verglichen. Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass ein Kurbelgehäuse aus Aluminium das größte Gewichtseinsparungspotenzial für Zylinder spitzendrücke bis 200 bar aufweist. Allerdings muss die Notwendigkeit von eingegossenen Graugusseinsätzen für einen reinen „Kraftfluss in Eisen“ geprüft werden, was die Herstellungskosten erhöht. Für Zylinderspitzendrücke über 200 bar besitzt der Vermiculargraphitguss die größeren Festigkeitsreserven und damit das größte Verstärkungspotenzial. [SCH 04]

Heutige Dieselmotoren im Pkw-Bereich arbeiten bereits mit Zylinderspitzendrücken von über 200 bar. Als Beispiel sei der OM654 von Mercedes-Benz genannt, der mit einem Vollaluminium-Kurbelgehäuses in Deep-Skirt-Bauweise und Nanoslide-Laufbuchsenbeschichtung für eine maximale Spitzendruckfähigkeit von 205 bar ausgelegt ist [EDE 16]. Da auch andere Automobilhersteller ähnliche Literleistungen wie Mercedes-Benz erreichen, ist davon auszugehen, dass diese ähnliche Spitzendrücke ertragen können. Auch BWM verwendet für seine Hochleistungsdieselmotoren ebenfalls ein Vollaluminium-Kurbelgehäuse in Deep-Skirt-Bauweise mit LDS-beschichteten Laufbahnen [SAL 17]. Die Volkswagen AG setzt wiederum auf das Konzept eines Aluminium-Kurbelgehäuses mit eingegossenen Dünnwand-Laufbuchsen aus Grauguss [KOE 18].

Einfach eines dieser Kurbelgehäuse oder besser einen dieser Motoren zu nehmen und diesen für die Luftfahrt zu ertüchtigen, ist aus wissenschaftlicher Betrachtungsweise suboptimal. Vielmehr sind viele Motorkomponenten und konstruktive Auslegungen, die für den PKW-Bereich entwickelt wurden, im Flugzeug als störend anzusehen. Daher sollen im Rahmen des Projektes diese Motoren analysiert und mit den Erfahrungen der Continental Aerospace Technologies GmbH im Flugmotorenbau diese Ergebnisse auf ein Flugmotoren-Kurbelgehäuse übertragen werden.

4.3 Patentrecherche

Zum jetzigen Zeitpunkt sind der Continental Aerospace Technologies GmbH keine aktuellen Veröffentlichungen zum Thema „Entwicklung eines wirkungsgradoptimierten Hubkolbenflugmotors“ bekannt, die als Referenz zu diesem Vorhaben herangezogen werden können.

5 Arbeitsteilung / Zusammenarbeit mit Dritten

Eine Zusammenarbeit mit Dritten ist im Verbundvorhaben nicht vorgesehen. Die Verbundpartner sind die Continental Aerospace Technologies GmbH und die TU Dresden. Nachfolgend ist der Projektstrukturplan des Verbundverfahrens dargestellt.

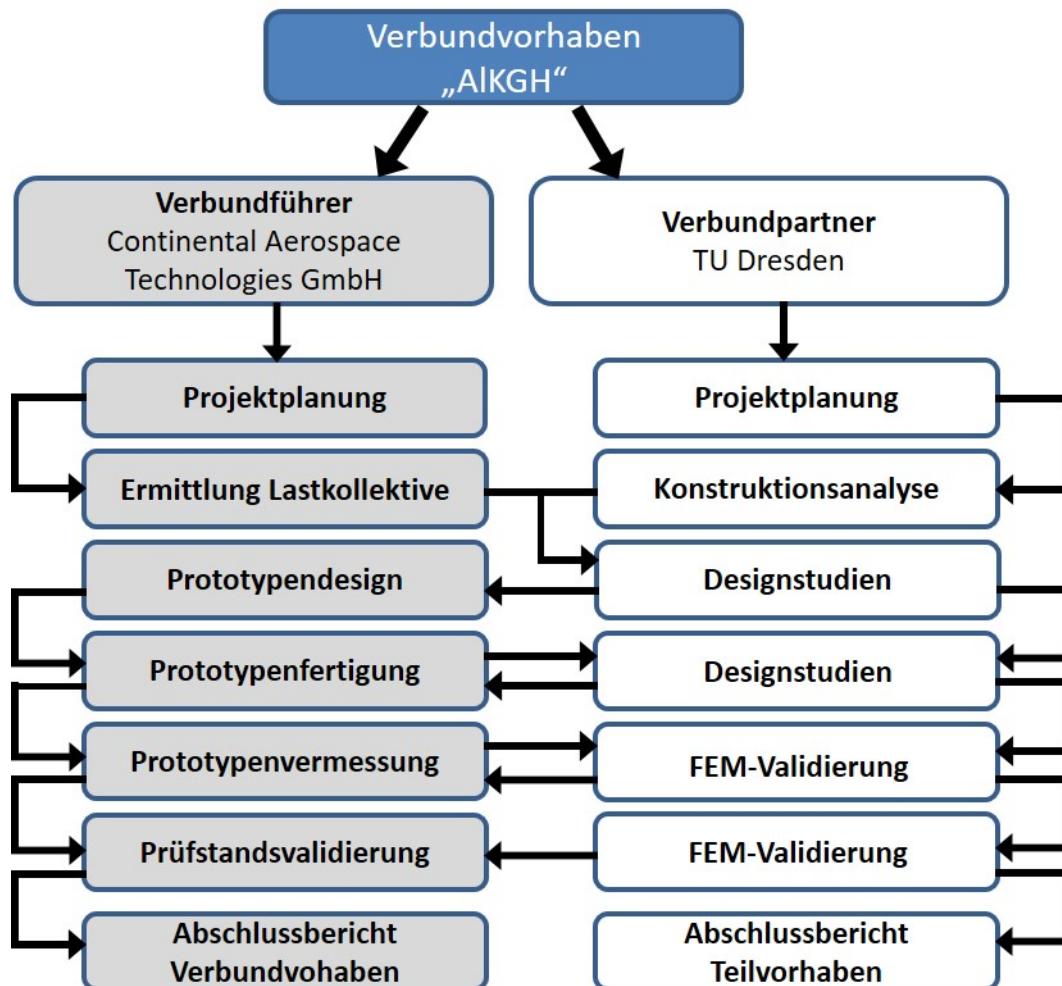


Abbildung 5.1 Projektstrukturplan

6 Forschungsergebnisse in Gegenüberstellung zu den im Antrag definierten Projektzielen

Im Folgenden werden die im Balkenplan (siehe Anlage A) vorgesehenen Arbeitspakete den im Verbundprojekt erzielten Forschungsergebnissen gegenübergestellt.

6.1 Benchmark-Analyse zum CD-155 – HAP 1

Hauptarbeitspaket 1.0.0.:	Benchmark (original)
<i>Bearbeitungszeitraum:</i>	01.07.2019 – 31.05.2020
<i>Paketdauer:</i>	9 Monate

Zu Beginn erfolgt im Hauptarbeitspaket (HAP) 1 eine IST-Zustandsbetrachtung der Konstruktion des aktuell sich in Serie befindlichen Kerosin-Hubkolbenflugmotors CD-155 der Firma Continental Aerospace Technologies GmbH. Eine Konstruktionsanalyse des Flugmotors dient als Grundlage für die anschließende Benchmark-FEM-Analyse des Basismotors. Dabei werden die CAD-Daten auf Konsistenz sowie die Notwendigkeit der Erweiterung des CAD-Modells geprüft (Arbeitspaket 1.1.0.). Des Weiteren werden in diesem Arbeitspaket die Werkstoffkennwerte und werkstoffspezifischen Kenngrößen definiert. Mittels thermomechanischer FEM-Analysen soll das Optimierungspotential des Basismotors analysiert und bewertet werden. Auf Basis der Einsatzbedingungen und des Lastprofils werden die Randbedingungen und Anforderungen definiert. Bisherige Schwachstellen der Basiskonstruktion sollen herausgefiltert und erste Konstruktionskonzepte zur Wirkungsgradsteigerung entwickelt werden (Arbeitspaket 1.2.0.). Den Abschluss des Hauptarbeitspaketes 1 bildet die Validierung der FEM-Berechnung des Basismotors (Arbeitspaket 1.4.0.). Hierzu werden thermodynamische Versuchsreihen am Motorenprüfstand durch die Continental Aerospace Technologies GmbH durchgeführt. Die abschließenden Simulationsergebnisse dienen als Grundlage für die Konzeptentwicklung eines mechanisch und strömungstechnisch optimierten Kurbelgehäuses für beste Wirkungsgrade.

6.1.1 Konstruktionsanalyse des CD-155

Arbeitspaket 1.1.0.:	Konstruktionsanalyse des CD-155
<i>Bearbeitungszeitraum:</i>	01.07.2019 – 30.09.2019
<i>Paketdauer:</i>	3 Monate

Allgemeines zum Flugmotor CD-155

Der verwendete Flugmotor CD-155 von der Continental Aerospace Technologies GmbH wird in einmotorigen Kleinflugzeugen wie der Cessna® 172, der Diamond® DA40, der Robin® DR400 und der Piper® PA-28 eingesetzt (siehe Abbildung 6.1). Mit seinen vier Zylindern und einem Hubraum von knapp zwei Litern erreicht er ein maximales Drehmoment von 208 Nm und eine maximale Leistung von 114 kW. Als Kraft-

stoffe sind neben Diesel auch Jet A und Jet-A1 zugelassen. In der folgenden Tabelle 6.1 sind die wichtigsten Kennwerte und Eigenschaften des Motors aufgeführt. [CON 23]



Abbildung 6.1 Continental CD-155 Jet-A Engine [CON 23]

Tabelle 6.1: Technische Daten zum Continental CD-155 Jet-A Engine [CON 23]

<u>Bezeichnung</u>	<u>Merkmale</u>
Zylinderanzahl / Ventile pro Zylinder	4 in Reihe / 4 (DOHC)
Hubraum	1.991 cm ³
Hub / Bohrung	92 mm / 83 mm
Verdichtung	18:1
Drehmoment	320 Nm bei 1.750 – 3000 min ⁻¹
Leistung	114 kW bei 3.900 min ⁻¹
Aufladeeinheit	Einstufiger Abgasturbolader mit Waste-Gate
Einspritzung	Common-Rail-Direkteinspritzung
Kühlung	Wasserkühlung
Schmierölsystem	Nasssumpf
Elektrisches System	Full Authority Digital Engine Control (FADEC)
Gewicht	134 kg (ohne Flüssigkeiten, mit Getriebe)
Zündfolge	1-3-4-2
Propeller	Verstellpropeller MTV-6-Reihe
Reduktionsgetriebe	1:1,69
Nutzbare Kraftstoffe	Diesel (EN 590), Jet A, Jet A-1
Volldruckhöhe	8000 ft (2438 m)

System- und Bedarfsanalyse

Für die Allgemeine Luftfahrt ist die Weiterentwicklung der kerosinbetriebenen Hubkolbenmotoren ein wesentlicher Baustein auf dem Weg zu einer umweltfreundlicheren Luftfahrt. Die unumgängliche staatliche Reglementierung des Schadstoffausstoßes im Verkehrssektor, wie sie im Pkw-Bereich bereits erfolgt ist, wird über kurz oder lang auch die Luftfahrt betreffen. Ziel des Forschungsvorhabens ist daher die Weiterentwicklung dieser Motoren durch innermotorische Maßnahmen (Erhöhung des Zylinderdrucks) zur Wirkungsgradsteigerung und die daraus resultierenden notwendigen Anpassungen in der Struktur- und Strömungsmechanik. Die Erhöhung der spezifischen Leistung führt zu einer Erhöhung der auf den Kolben wirkenden Gaskraft und damit zu einer direkten Erhöhung der Lagerkräfte. Der erhöhte Zylinderdruck im Brennraum wirkt zusätzlich auf die Brennraumräder des Zylinderkopfes, was zu einer erhöhten Beanspruchung des Zylinderkopfes selbst, der Zylinderkopfverschraubung und der Zylinderkopfdichtung sowie der Zylinderwände führt. Zusätzlich erhöht sich der Wärmeeintrag in das Kurbelgehäuse, insbesondere im oberen Laufbuchsenbereich, und in den Zylinderkopf. Besonderes Augenmerk ist auf den Bereich des Zylindersteges zu richten. Bei unzulässig hoher Temperaturbelastung kann dies zu einer Schwächung der Werkstoffeigenschaften der verwendeten Aluminiumlegierung bis hin zum Bauteilversagen führen.

Voruntersuchungen haben gezeigt, dass bereits durch die Vorverlegung des Einspritzbeginns am bestehenden Flugmotor CD-155 eine Wirkungsgradsteigerung von 34,8 % auf 38,6 % erreicht werden kann. Dies führt unter der Annahme gleicher Leistungsabgabe zu einem reduzierten Energieeintrag (Kraftstoffeinspritzung) in das System und damit zu einer Reduktion der CO₂-Emissionen. Die Identifikation, Analyse und Bewertung weiterer Stellparameter zur Wirkungsgradsteigerung erfolgt mit Hilfe von Kreisprozessrechnungen am LVAS. Die detaillierte Beschreibung der Vorgehensweise und der Ergebnisse erfolgt im Kapitel „6.2.2 Kreisprozessrechnung zur Ermittlung notwendiger Randparameter“. Die Ergebnisse der mechanischen und thermischen Belastungen infolge der innermotorischen Maßnahmen dienen dabei als Randparameter für die durchgeführten FEM-Simulationen und als Grundlage für die im Hauptarbeitspaket 2 entwickelten Variantenstudien zur Optimierung der Kurbelgehäusestruktur.

Umgebungsbedingungen:

Der Flugmotor CD-155 hat eine maximale Volldruckhöhe von 2438 m über N.N. und wird weltweit eingesetzt. Dementsprechend muss der Motorstart am Boden bei Umgebungstemperaturen von -25 °C bis zu +50 °C und Atmosphärendruck gewährleistet sein. Mit zunehmender Flughöhe h sinkt sowohl die Temperatur ϑ_h als auch der Umgebungsluftdruck p_h . Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 6.2 grafisch dargestellt. In einer Flughöhe von 10 km beträgt der Luftdruck nach der internationalen Höhenformel (Gl. 6.1) 264 mbar und die Lufttemperatur -50 °C (Gl. 6.2). Zusätzlich muss der Motor auf Meereshöhe und bei hohen Umgebungstemperaturen betrieben werden.

Dementsprechend beträgt die maximale Umgebungstemperatur im Betrieb +50 °C und der maximale Luftdruck 1050 mbar. [DIN 79] [CON 23]

$$p(h) = 1013,25 \cdot \left(1 - \frac{0,0065 \cdot h[m]}{288,15}\right)^{5,255} \quad [\text{in hPa}] \quad \text{GI. 6.1}$$

$$T(h) = T_b[K] + \beta[K \cdot km^{-1}] \cdot h[km] \quad [\text{in K}] \quad \text{GI. 6.2}$$

mit: $T_b = 288,15 \text{ K}$ und $\beta = -6,5 \text{ K} \cdot \text{km}^{-1}$

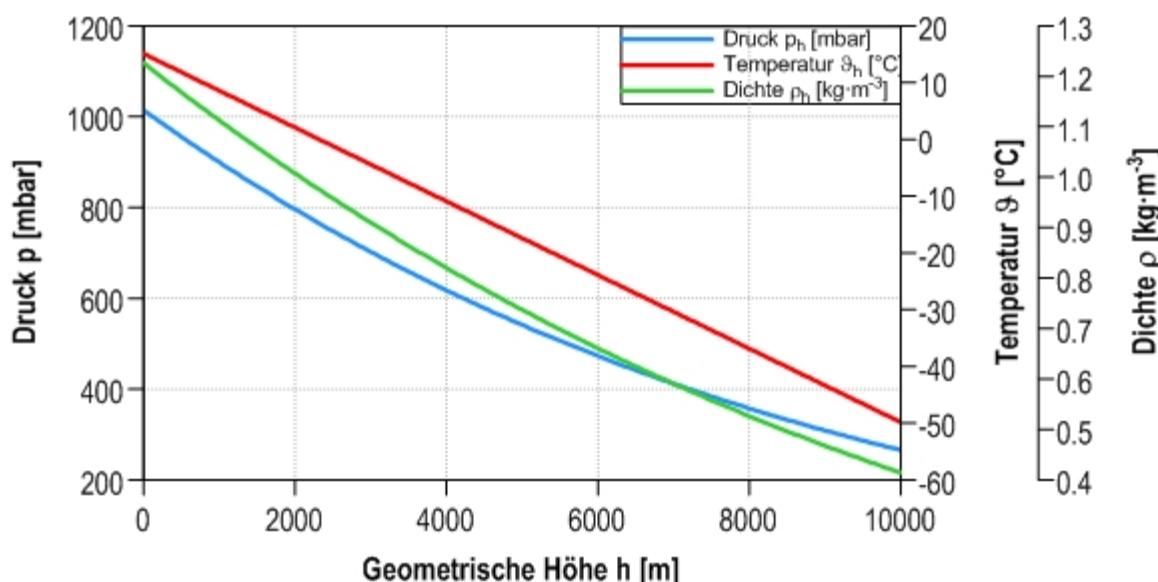


Abbildung 6.2 Verlauf des Drucks p_h , Temperatur θ_h und Dichte ρ_h in Abhängigkeit der geometrischen Höhe h

Leistungsanforderungen:

Der Verbrennungsmotor in der Luftfahrt ist eine sicherheitsrelevante Baugruppe mit hohen Zuverlässigkeitserfordernissen. Ein Ausfall im Betrieb kann zu schwerwiegenden Gefährdungssituationen führen, wodurch hohe Anforderungen an die Betriebsfestigkeit gestellt werden. Die hohe Anzahl von Last- und Temperaturwechseln stellt eine große Belastung für den Flugmotor dar. Eine plastische Verformung des Werkstoffes ist nicht zulässig, da diese die Rissbildung im Werkstoff fördert und zum Bauteilversagen führen kann. Um die kritischen Beanspruchungen nicht zu überschreiten, werden mechanische Spannungen unterhalb der Streckgrenzen der Werkstoffe gefordert. Als Richtwert gilt die 0,2%-Dehngrenze, die durch Zugversuche eindeutig bestimmt werden kann. Aluminiumlegierungen eignen sich aufgrund ihrer hohen Wärmeleitfähigkeit und geringen Dichte sehr gut als Kurbelgehäusewerkstoff. Allerdings weisen diese Legierungen im Vergleich zu Stahl eine deutlich geringere Temperaturbeständigkeit auf. Eine Untersuchung von CANMET-MTL [KAS09] zeigt, dass die hier bevorzugte Legierung AlSi7MgCu0,5 bei Temperaturen über 250 °C eine deutlich beschleunigte Alterung des Werkstoffes aufweist. Da jedoch eine möglichst hohe Lebensdauer erreicht werden soll, dürfen die lokalen Bauteiltemperaturen dementsprechend einen Wert von

250 °C nicht überschreiten. Diese Einschränkung ist insbesondere für den Zylindersteg zwischen den Zylindern relevant, da hier erfahrungsgemäß die höchsten Temperaturen im Kurbelgehäuse auftreten. [KAS09]

Konstruktiver Aufbau des CD-155

Das im Forschungsvorhaben zu optimierende Kurbelgehäuse des CD-155, wie auch die der gesamten CD-100-Baureihe, der Continental Aerospace Technologies GmbH ist einteilig in Schürzenbauweise ausgeführt (siehe Abbildung 6.3, links). Die Schürzen (Seitenwände) sind dabei bis über die Lagergassenachse heruntergezogen und bombiert. Der Flansch der Schürzen dient zur Anbindung der Ölwanne. Die Closed-Deck-Bauweise des Kurbelgehäuses gewährleistet eine kompakte und steife Konstruktion. Der Wassermantel ist hierbei zum Zylinderdeck hin geschlossen und besitzt lediglich Durchbrüche für den Kühlwasserdurchtritt zum Zylinderkopf. Eine im Inneren des Kurbelgehäuses verlaufende Ölgalerie gewährleistet die Schmierölversorgung der Kurbelwellengleitlager, der Kolbenspritzdüsen sowie die Ölversorgung des Zylinderkopfes. In den Seitenwänden des Kurbelgehäuses befinden sich außenliegende Kanäle für die Medienführung von Schmieröl und Kühlwasser. Die Lagerung der Kurbelwelle erfolgt mit fünf einzelnen Hauptlagerdeckeln. Die Verschraubung mit den Lagerstühlen erfolgt über jeweils zwei Stehbolzen, wobei die Hauptlagerdeckel zwei bis vier zusätzlich mit den Schürzen des Kurbelgehäuses verbunden sind.

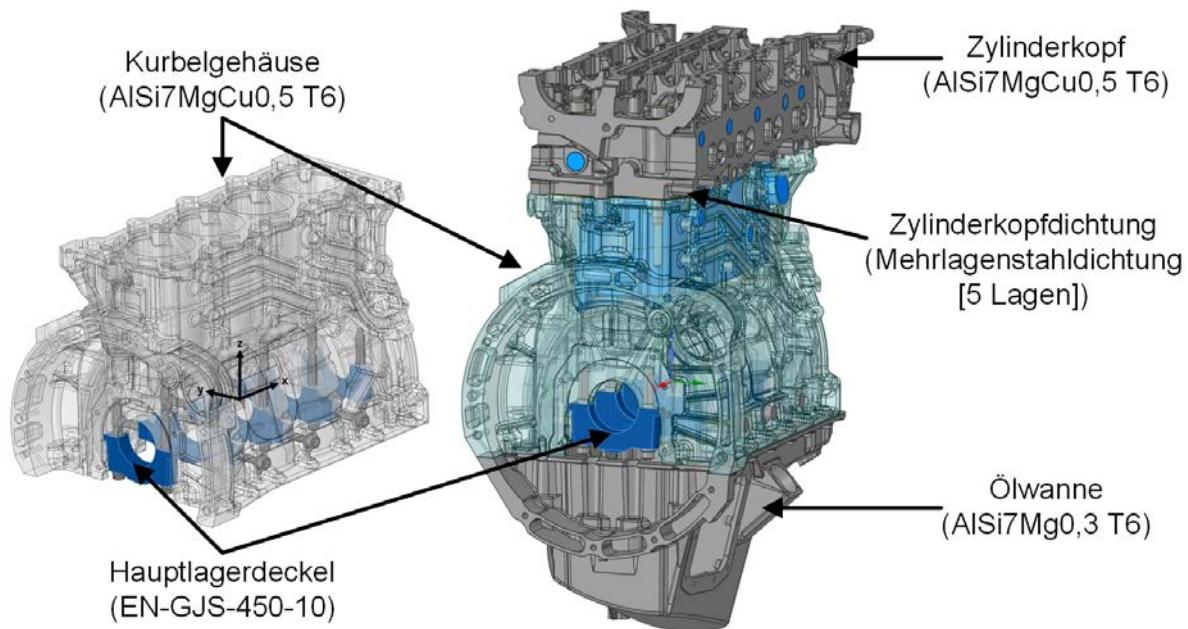


Abbildung 6.3 Kurbelgehäuse (links) und Gesamtbaugruppe (rechts) des CD-155

In Hinblick auf Gewichtseinsparung und bessere Wärmeleitfähigkeit ist der CD-155 bereits in Leichtbauweise ausgeführt. Das Kurbelgehäuse sowie der Zylinderkopf bestehen aus der Aluminiumlegierung AlSi7MgCu0,5, die sich durch eine hohe spezifi-

sche Festigkeit und Korrosionsbeständigkeit auszeichnet. Durch das enthaltene Kupfer wird zudem eine verbesserte Warmfestigkeit und Kriechbeständigkeit erreicht, weshalb sich diese Legierung besonders für thermisch hoch belastete Bauteile eignet [OST 07]. Die Laufbuchsen des Kurbelgehäuses werden zur Verschleißminimierung zusätzlich beschichtet (Beschichtung im Laser-Draht-Spritzverfahren). Die Ölwanne wird aus der Aluminiumlegierung AlSi7Mg0,3 gefertigt. Lediglich die Hauptlagerdeckel werden aufgrund der hohen Belastungen aus Grauguss (Werkstoff: EN-GJS-450-10) gefertigt. Die spezifischen statischen Werkstoffkennwerte der simulationsrelevanten Werkstoffe sind in Tabelle 6.2 zusammengestellt. Für die Aluminiumlegierung AlSi7MgCu0,5 wurden die mechanischen Kennwerte vorab anhand von Zugstabversuchen ermittelt und von Continental Aerospace Technologies zur Verfügung gestellt. Fehlende Materialwerte wurden durch in der Literatur gefundene Daten ergänzt. Die Kennwerte für Druckfestigkeit und Druck-Streckgrenze basieren auf in der Simulation getroffenen Annahmen, wobei die der Aluminiumlegierungen nach [MAT 13] ermittelt wurden. Für die Zylinderkopfschrauben und die Stehbolzen wird die Festigkeitsklasse 12.9 angenommen.

Tabelle 6.2: Spezifische statische Werkstoffkennwerte

<u>Material</u>	<u>Max. Zugfestigkeit</u>	<u>Druckfestigkeit</u>	<u>Zug-Streckgrenze</u>	<u>Druck-Streckgrenze</u>	<u>Bruchdehnung</u>
	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[%]
AlSi7MgCu0,5	348,14	522,21*	246,94	370,41*	13,93
AlSi7Mg0,3	230 [ALE 23]	345*	190 [ALE 23]	285*	2 [ALE 23]
EN-GJS-450-10	450	600*	310	400*	10

* Annahmen

Hinsichtlich der Wechselwirkungen und gegenseitigen Beeinflussungen mit Anbaukomponenten werden die Konstruktionsdaten um die Zylinderkopfdichtung, den Zylinderkopf und die Ölwanne mit den zugehörigen Verschraubungen erweitert (siehe Abbildung 6.3, rechts). Dies ist zum einen für realitätsnahe Randbedingungen (z.B. Motorlagerung) und zum anderen für den verstieifenden Einfluss der Anbaukomponenten notwendig. Die Motorlagerung erfolgt an drei Lagerungspunkten, die sich jeweils an der Ölwanne, am Zylinderkopf sowie am Getriebe befinden und somit Einfluss auf die Verformung des Kurbelgehäuses haben. Aufgrund des hohen Berechnungsaufwandes bei zusätzlicher Berücksichtigung der Getriebeglocke und der Fokussierung auf höher vernetzte Bereiche am Kurbelgehäuse, wird auf das Getriebe verzichtet und eine vereinfachte Motorlagerung am Getriebeglockenflansch realisiert. Hier wird der Zielkonflikt zwischen realen Randbedingungen (Bauteilanzahl) und Ergebnisqualität (Netzfeinheit) deutlich. Weitere wichtige Gründe für die Erweiterung des Kurbelgehäuses

um den Zylinderkopf sind die bei der Montage entstehenden Laufbuchsen-Kaltverzüge (Verformung der Laufbuchse allein durch die Montage des Zylinderkopfes) am Kurbelgehäuse sowie die Beeinflussung der Strömungsmechanik bei strömungsmechanischen Betrachtungen. Abschließend sei auf die notwendige Aufbereitung der Konstruktionsdaten für die FE-Simulationen hingewiesen. Um den Rechenaufwand der Simulationsmodelle zu reduzieren, werden detaillierte Regionen ohne unmittelbaren Einfluss auf die Ergebnisse und Ergebnisqualitäten entfernt bzw. Vereinfachungen vorgenommen.

Erweiterung der Werkstoffdatenbank

Unter dem Einfluss von Wärmeströmen erhöhen sich die Bauteiltemperaturen, was zu Veränderungen der mechanischen Werkstoffeigenschaften führt. Vor diesem Hintergrund wurden bei Continental Aerospace Technologies zusätzliche Werkstoffeigenschaften der Aluminiumlegierung AlSi7MgCu0,5 ermittelt. Mit Hilfe von Warmzugversuchen wurde der statische Temperatureinfluss auf die Streckgrenze $R_{p0,2}$, die Zugfestigkeit R_m sowie die Bruchdehnung A für Betriebstemperaturen bis 200 °C ermittelt (Abbildung 6.4).

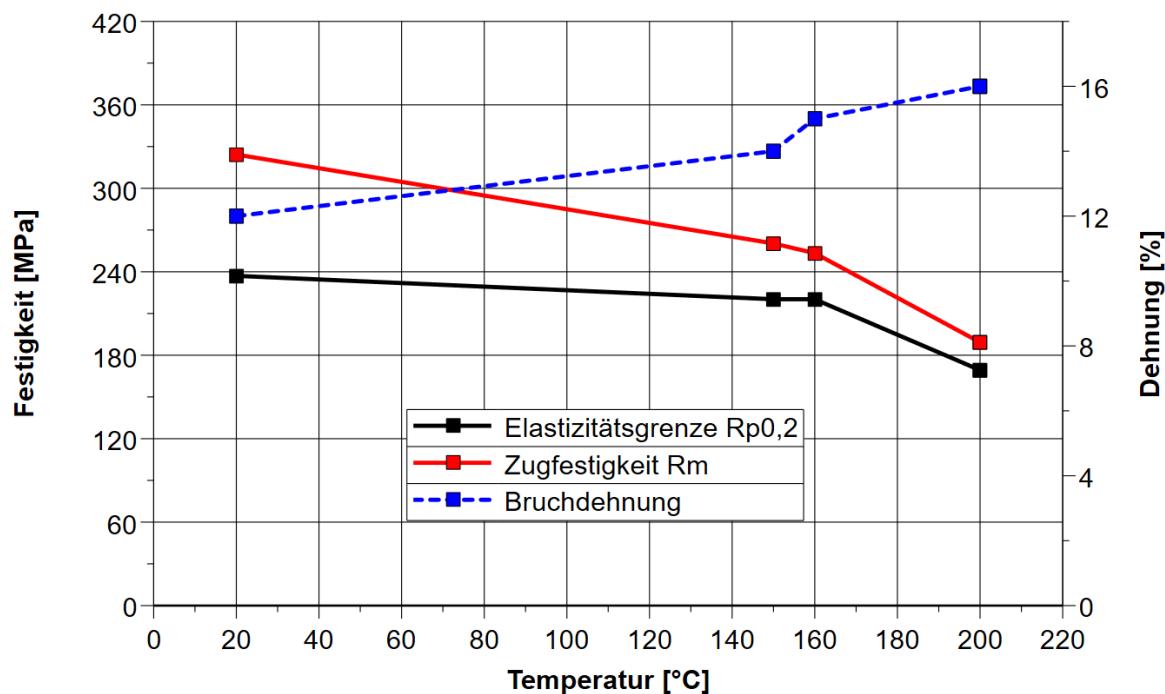


Abbildung 6.4 **Statische Kennwerte von AlSi7MgCu0,5 – Warmzug nach 50h Vorauslagerung auf jeweiliger Temperatur**

Die Aluminiumlegierung weist sehr gute Warmfestigkeiten auf, die für die Zugfestigkeit R_m und die Streckgrenze $R_{p0,2}$ bis 160°C noch deutlich über 200 MPa liegen. Zur Bestimmung der dynamischen Belastbarkeit von Werkstoffen werden Wöhlerlinien verwendet. Dabei werden Werkstoffproben periodisch wiederkehrenden sinusförmigen Belastungen ausgesetzt, um die werkstoffabhängige Wöhlerlinie zu ermitteln. Die ertragbaren Lastspielzahlen werden unter Verwendung unterschiedlicher Spannungsverhältnisse R ermittelt. Die Kennzahl R berechnet sich nach Gleichung 6.3, wobei die Unterspannung σ_u die minimale und die Oberspannung σ_o die maximale Belastung darstellt.

$$R = \frac{\sigma_u}{\sigma_o} \quad \text{GI. 6.3}$$

Zugbeanspruchungen führen zu positiven Spannungswerten, während Druckbeanspruchungen ein negatives Vorzeichen haben. Bei rein wechselnder Zug- und Druckbeanspruchung ergibt sich somit bei einer Mittelspannung σ_m gleich Null ein Verhältnis von $R=-1$. Generell ist aus den Versuchen und den gegebenen Materialdaten zu erkennen, dass Zugmittelspannungen (höherer Anteil an Zugspannungen) die Dauerfestigkeit herabsetzen, während Druckmittelspannungen diese erhöhen. In der Abbildung 6.5 sind diese Verhältnismäßigkeiten in einem Haigh-Diagramm dargestellt. [DOE 05]

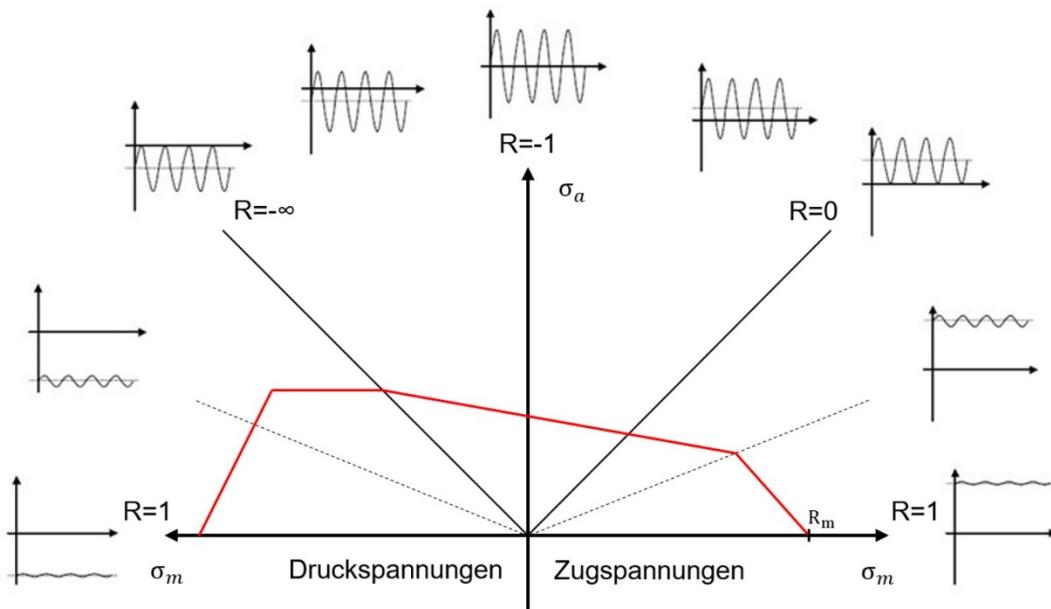


Abbildung 6.5 Dauerfestigkeit einer Aluminiumlegierung im Haigh-Diagramm nach [DOE 05]

Die Spannungsamplitude σ_a bildet die maximalen Ausschläge von der Mittelspannung im periodischen Lastfall. Die Fläche unter der roten Linie stellt dabei den Dauerfestigungsbereich dar. Dieser muss bei den gegebenen Belastungen im Betrieb unbedingt eingehalten werden, da es sonst zu einer Überbelastung kommt und Bauteilschäden die Folge wären. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Aluminiumlegierungen im druckdominierenden Lastfall (links von der Ordinate) wesentlich höheren Beanspruchungen

standhalten. Bei rein statischer Beanspruchung ($R=1$) liegt die Druckgrenze etwa um den Faktor 1,5 höher als die Zuggrenze. [MAT 13]

Zur Ermittlung der Dauerfestigkeit der Aluminiumlegierung AISi7MgCu0,5 wurden bei Continental Aerospace Dauerschwingversuche bei erhöhter Bauteiltemperatur durchgeführt. Dabei wurde die Wöhlerlinie für die Wechselfestigkeit im Lastfall $R=-1$ bei einer Prüftemperatur von 150 °C ermittelt. Die Ergebnisse sind in der Abbildung 6.6 als interpolierte Wöhlerlinie aufgetragen und zeigen für die verschiedenen Schwingspielzahlen N die ertragbaren Spannungssamplituden σ_a . Dabei führt jeder Lastwechsel zu einer kleinen Schädigung, die in der Summe zum Bauteilversagen führt und die Grenzlastwechselzahl bildet.

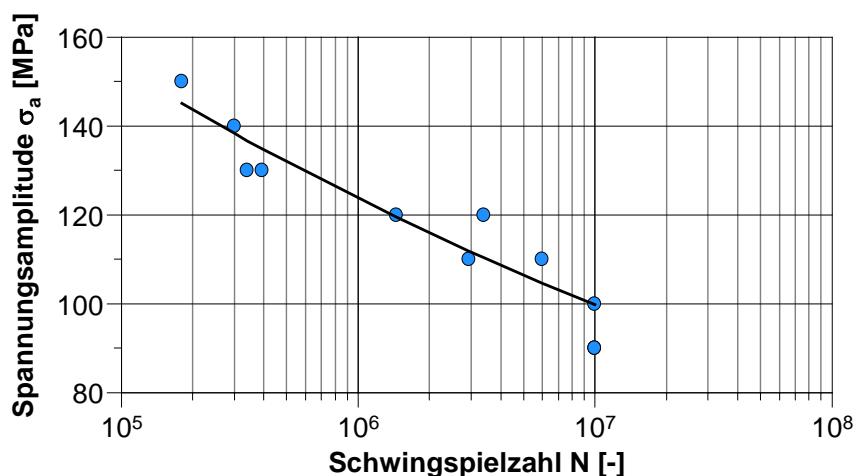


Abbildung 6.6 Dynamische Kennwerte von AISi7MgCu0,5 – Wöhlerlinie von AISi7MgCu0,5
(Lastfall: $R = -1$, Prüftemperatur: 150 °C)

Im realen Anwendungsfall treten verschiedene Nebeneinflüsse (z.B. andere Temperaturen, Spannungsverhältnisse usw.) auf, so dass verschiedene Annahmen getroffen werden müssen. Die theoretische Dauerfestigkeit wird daher in [OST 07] aus verschiedenen Regelwerken (DIN 4113, DVS 1608, u.a.) für Aluminiumlegierungen bei 10^7 Lastwechseln definiert. Demnach ist der Begriff „Dauerfestigkeit“ eher als Langzeitfestigkeit zu verstehen, da auch Spannungssamplituden unterhalb der definierten Dauerfestigkeit zu einer Schädigung des Bauteils führen. Für die Abschätzung der Schädigung unterhalb dieser Spannungsgrenze gibt es in der Literatur unterschiedliche Ansätze. An dieser Stelle wird von einem nahezu konstanten Dauerfestigkeitswert ausgegangen, da die Festigkeitsabnahme relativ gering ist und in der späteren Auswertung in den Sicherheitsfaktoren berücksichtigt wird. Insbesondere für Aluminiumlegierungen gilt daher, dass die Langzeitfestigkeit etwa dem 0,4-fachen der Streckgrenze $R_{p0,2}$ entspricht. Aus den gegebenen statischen Kennwerten in Abbildung 6.4 errechnet sich für eine Temperatur von $T = 150$ °C eine Schwingfestigkeit von ca. 90 MPa. Die Gültigkeit dieser Annahme wird durch den Vergleich mit dem Dauerschwingversuch in Abbildung 6.6 bestätigt, der bei gleichen Randbedingungen einen Wert zwischen 90 und 100 MPa liefert. [OST 07]

Eine weitere wichtige Kenngröße für die verwendeten Werkstoffe ist die lineare Verfestigung. Im realen Anwendungsfall finden Bauteilbelastungen nicht unmittelbar nur im elastischen Bereich des Werkstoffes statt. Insbesondere bei Schraubverbindungen sind diese Vorgänge während der Vorspannung in der Schraube und im Gewinde unvermeidbar und gewollt. Eine Verfestigung durch plastische Verformung geht in der Regel mit einer Erhöhung der aktuellen Fließgrenze einher. Das Bauteil wird belastet und die Spannungen überschreiten dabei lokal die Anfangs-Fließspannung σ_{F0} und damit auch den elastischen Bereich. Eine bleibende plastische Dehnung und Verfestigung in diesem Bereich ist die Folge. Um bei wiederholter Belastung an der gleichen Stelle wieder plastisches Fließen zu erreichen, muss die bereits erreichte höhere Fließgrenze σ_F erneut überschritten werden. Zur Berechnung dieser Verfestigung wird der Tangentenmodul E_T herangezogen, der sich wie folgt berechnet. [KUN 11]

$$E_T = \frac{\sigma_B - \sigma_F}{\varepsilon_B - \varepsilon_F} = \frac{\sigma_B - \sigma_F}{\varepsilon_B - \frac{\sigma_F}{E}} \quad \text{GI. 6.4}$$

Der Tangentenmodul beschreibt im Spannungs-Dehnungs-Diagramm das vereinfachte lineare Dehnungsverhalten über den elastischen Bereich hinaus. Die benötigten Werkstoffkennwerte sind der Elastizitätsmodul E und die Bruchdehnung ε_B . Weiterhin werden die Fließspannung σ_F und die Bruchspannung σ_B benötigt, die im Folgenden als Streckgrenze $R_{p0,2}$ bzw. Zugfestigkeit R_m definiert werden. Für den Werkstoff des Kurbelgehäuses ergibt sich damit folgender Verlauf des Spannungs-Dehnungs-Diagramms. [MEY 07]

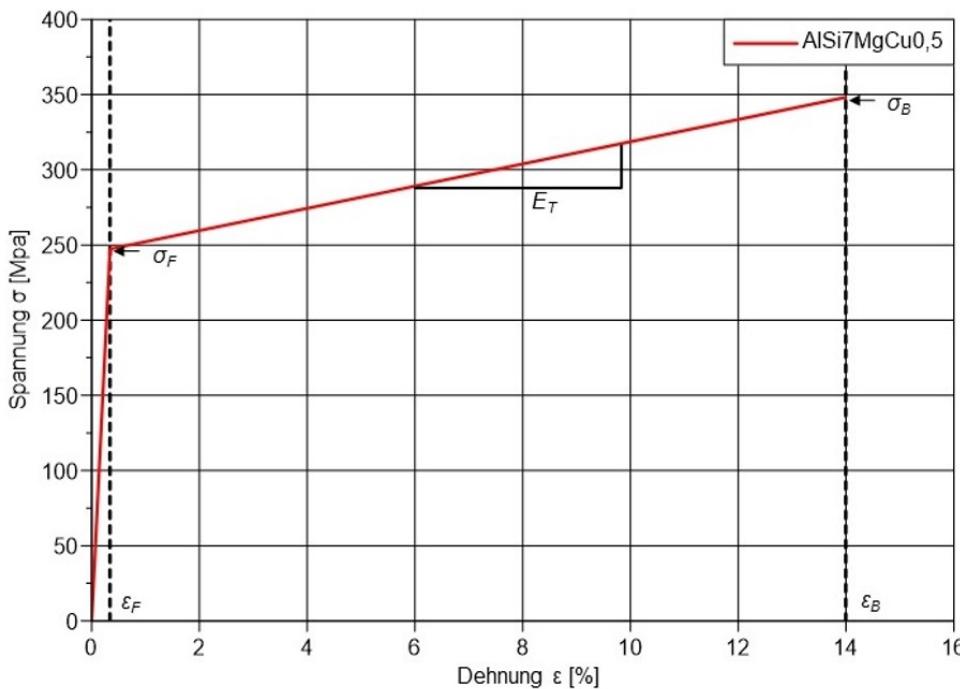


Abbildung 6.7 Tangentenmodul im vereinfachten Spannungs-Dehnungs-Diagramm für AISi7MgCu0,5

Für Dehnungen bis ca. 0,35 % zeigt dieser Werkstoff ein rein elastisches (reversibles) Verhalten. Der Kurvenverlauf in diesem Bereich, dessen Anstieg durch den E-Modul bestimmt wird, wird als Hooke'sche Gerade bezeichnet. Dehnungen oberhalb der Fließgrenze σ_{F0} werden dann mit dem Anstieg des plastischen Bereichs, den Tangentenmodul, definiert. Die resultierende Spannung σ_F dieser Dehnung sorgt dafür, dass bei erneuter Belastung an dieser Stelle elastisches Verhalten bis zur aktuellen Fließgrenze σ_F auftritt und erst beim Überschreiten dieses Wertes wieder plastisches Fließen einsetzt. Für das Beispiel in Abbildung 6.7 bedeutet dies eine Parallelverschiebung der Hooke'schen Gerade bis hin zu diesem verfestigten Spannungsniveau. Bei Entlastung verbleibt eine plastische Dehnung. [MEY 07]

Zur Vervollständigung der Werkstoffdatenbank werden weitere werkstoffspezifische Kennwerte betrachtet. Neben der Wärmeleitfähigkeit und der spezifischen Wärmekapazität ist der thermische Ausdehnungskoeffizient von großer Bedeutung. Die bei der Verbrennung entstehenden Wärmeströme müssen zum Schutz der Bauteile aufgenommen und abgeführt werden. Gleichzeitig führen die unterschiedlichen Ausdehnungskoeffizienten im Motorbetrieb zu zusätzlichen Spannungen. Diese Kennwerte weisen teilweise eine Temperaturabhängigkeit auf und müssen für eine realitätsnahe Simulation berücksichtigt werden. In der nachfolgenden Tabelle 6.3 sind hierzu die wesentlichen thermophysikalischen Werkstoffkennwerte der Aluminiumlegierung G-AlSi7Mg im Temperaturbereich von 24 °C bis 526 °C aufgeführt, die unter der Annahme eines ähnlichen Temperaturverhaltens für die Aluminiumlegierung des Kurbelgehäuses verwendet werden.

Tabelle 6.3: Thermophysikalische Werkstoffkennwerte von G-AlSi7Mg [DEM 09]

<u>Temperatur</u>	<u>Dichte</u>	<u>Spezifische Wärmekapazität</u>	<u>Wärmeleitfähigkeit</u>
[°C]	[kg·m ⁻³]	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
24	2650	934	171,76
50	2646	940	174,86
99	2637	948	174,98
149	2628	975	178,07
199	2618	993	180,60
224	2613	997*	182,72
249	2607	1008	184,86
274	2601	1025*	188,26
299	2596	1037*	188,38
324	2590	1045	189,34
350	2585	1057	189,51
375	2580	1079	189,69
400	2575	1102	191,29
449	2566	1179	196,47
474	2561	1179*	192,42
501	2556	1179*	187,50
526	2551	1179*	182,09
* interpolierte Messwerte			

6.1.2 FEM-Analyse des CD-155

Arbeitspaket 1.2.0.: FEM-Analyse des CD-155

Bearbeitungszeitraum: 01.10.2019 – 31.03.2020

Paketdauer: 6 Monate

Zur Identifikation von Schwachstellen / kritischen Stellen und dem damit verbundenen Optimierungspotential wird eine FEM-Analyse der Serienkonstruktion (Benchmark) durchgeführt. Neben dem aktuellen Lastkollektiv mit einem Zylinderspitzendruck von 155 bar wird eine Spitzendruckerhöhung auf 200 bar und die daraus resultierenden steigenden mechanischen sowie thermischen Belastungen betrachtet. Dies dient weiterführend als Grundlage für die Erstellung neuer Konstruktionskonzepte bzw. für Variantenstudien.

Voruntersuchungen zum Vernetzungsgrad

Einfluss der Vernetzung auf die Ergebnisqualität:

Eine gute Vernetzung ist für qualitativ hochwertige und realitätsnahe Ergebnisse unerlässlich. Daher ist auf die notwendige Feinheit der Vernetzung besonderes Augenmerk zu legen. Aufgrund der komplexen Geometrie der Motorbaugruppe ist ein hochvernetztes FE-Modell für die Berechnung und Simulation nicht möglich, da dies die Anforderungen an die Rechenleistung übersteigen würde. Zudem steigt der Rechenzeitbedarf mit zunehmender Verfeinerung der Vernetzung. Daher werden Bereiche mit hoher Relevanz und mit hohen zu erwartenden Spannungen feiner vernetzt, während Bereiche mit geringer Beanspruchung grober vernetzt werden. Um die Netzfeinheit abschätzen und bewerten zu können, wird in einer Voruntersuchung der erforderliche Vernetzungsgrad analysiert. Dazu wird eine vereinfachte Baugruppe zur Simulation der Zylinderkopfverschraubung, wie in Abbildung 6.8 dargestellt, verwendet. Das Oberteil mit Durchgangsbohrung stellt exemplarisch einen Ausschnitt des Zylinderkopfes dar, während das Unterteil die Gewindeverbindung zum Kurbelgehäuse abbildet. Anhand dieses Beispiels soll die Vorgehensweise bei der Vernetzung und die richtige Wahl der Elementgröße verdeutlicht werden. Um den Zylinderkopf (Oberteil) über die Zylinderkopfdichtung auf das Kurbelgehäuse (Unterteil) zu pressen, wird diese mit einem bestimmten Drehmoment bzw. Drehwinkel angezogen. Dadurch entsteht in der Schraube eine Vorspannkraft, die den hohen Verbrennungsdrücken entgegenwirkt und den Brennraum nach außen abdichtet.

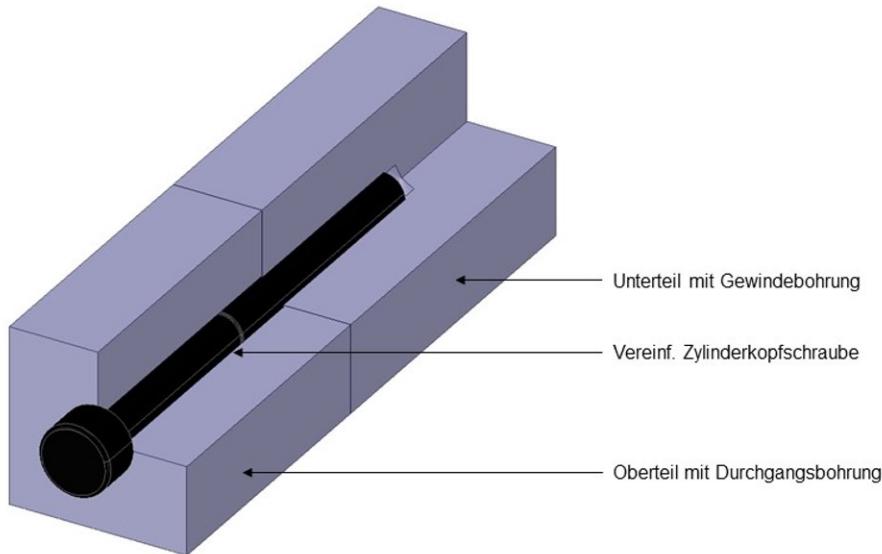


Abbildung 6.8 Vereinfachte Baugruppe einer Zylinderkopfverschraubung (Schnittmodell)

Die statisch-mechanische Analyse wird mit ANSYS Mechanical durchgeführt. Je kleiner die Elementgröße gewählt wird, desto größer wird die Anzahl der Elemente, was wiederum einen direkten Einfluss auf die Rechenzeit hat. Ein weiterer Einfluss der Elementgröße ist die Genauigkeit der Ergebnisse. Entscheidend für die Festigkeitsnachweise sind in der Analyse vor allem die maximalen Spannungen, die in den am höchsten belasteten Bereichen der Bauteile auftreten. Um eine geeignete Vernetzung zu erreichen, wird das vereinfachte Modell an der Schraube mit einer Vorspannkraft von 60 kN belastet und die resultierenden Vergleichsspannungen ausgewertet. Als Stellschraube für den Vernetzungsgrad wird die Elementgröße und damit die Elementzahl variiert und hinsichtlich der maximalen Spannungen in der Verschraubung untersucht.

In der Abbildung 6.9 sind die Simulationsergebnisse der Vorstudie zum Vernetzungsgrad grafisch dargestellt. Es ist zu erkennen, dass sich ab einem Schwellenwert von ca. 46.000 Elementen eine Annäherung der maximalen Spannungen bei ca. 265 MPa einstellt. Eine Erhöhung der Elementzahl bzw. eine Verfeinerung des Netzes hat nur noch einen marginalen Einfluss auf den Spannungswert. Bei größerer Vernetzung nehmen die Spannungsdifferenzen zwischen den berechneten Spannungsmaxima zu. Die Verringerung der Netzfeinheit von 2 auf 4 mm Elementgröße führt zu einer Verringerung des berechneten Spannungsmaximums um ca. 120 MPa, was die Relevanz des Vernetzungsgrads unterstreicht.

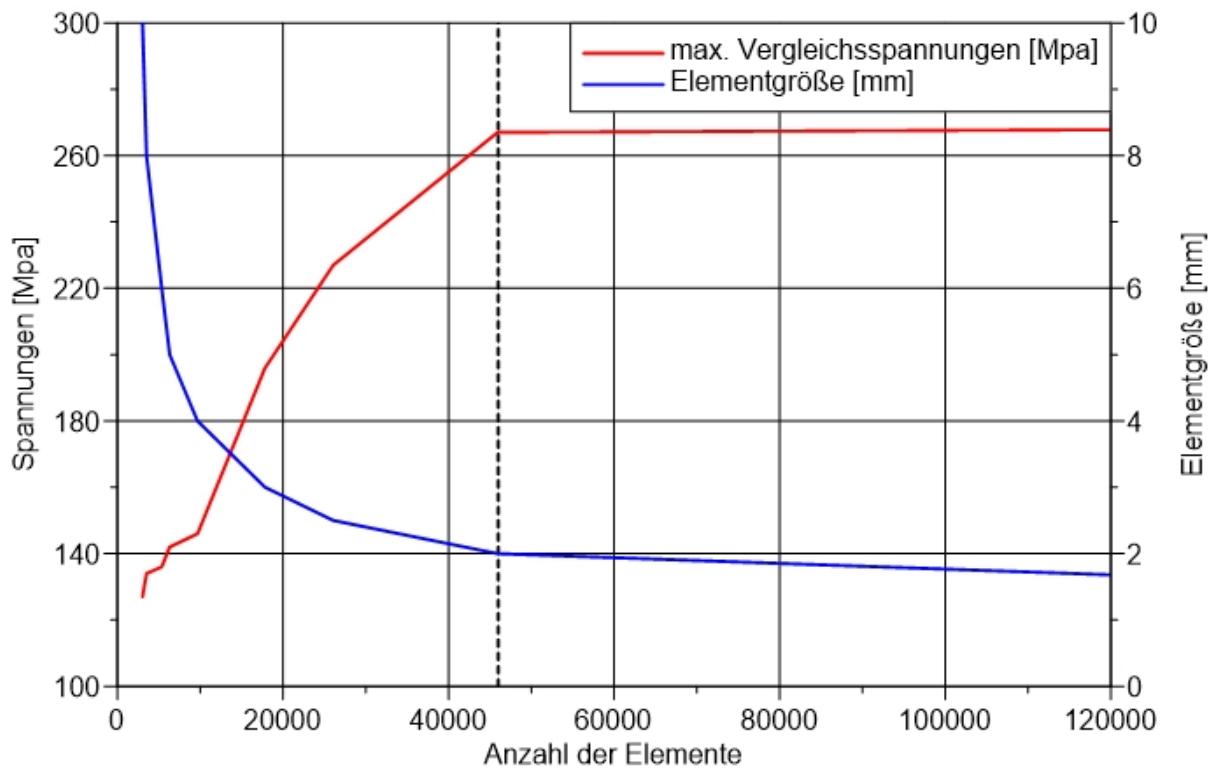


Abbildung 6.9 Abhängigkeit der maximalen mechanischen Spannungen vom Vernetzungsgrad

Einfluss der Vernetzung auf die Rechenleistung:

Zur weiteren Verdeutlichung der Relevanz des Vernetzungsgrades wird der Einfluss auf die benötigte Rechenzeit bei unterschiedlichen Elementgrößen betrachtet. Dazu wird in Abbildung 6.10 die prozentuale Spannungsabweichung vom Referenzwert (maximale Spannung bei einer Elementgröße von 1 mm) bei größer werdender Vernetzung untersucht. Als Modell dient das in Abbildung 6.8 dargestellte vereinfachte Modell der Zylinderkopfverschraubung.

Erfahrungsgemäß ergeben sich bei feiner werdender Vernetzung und damit einer höheren Elementanzahl längere Rechenzeiten. Die Abweichungen zur Referenz nehmen in diesem Beispiel ab einer Elementgröße kleiner 4 mm deutlich ab. Eine Erhöhung der Netzauflösung von 4 auf 2 mm lässt die Abweichung zur Referenzspannung von über 45 % auf unter 1 % schrumpfen. Um genauere Ergebnisse zu erhalten, ist eine Erhöhung der Rechenzeit unumgänglich. Bei einer Elementgröße von 2 mm ergibt sich eine Rechenzeitsparnis von 315 s gegenüber der Referenzspannung. Für dieses Beispiel und diesen Anwendungsfall wird daher eine globale Elementgröße von 2 mm gewählt. Der Zielkonflikt bei dieser Betrachtung besteht also darin, qualitativ hochwertige Ergebnisse unter Ausnutzung der vorhandenen Rechenressourcen bei gleichzeitiger Minimierung der Rechenzeit zu erzielen.

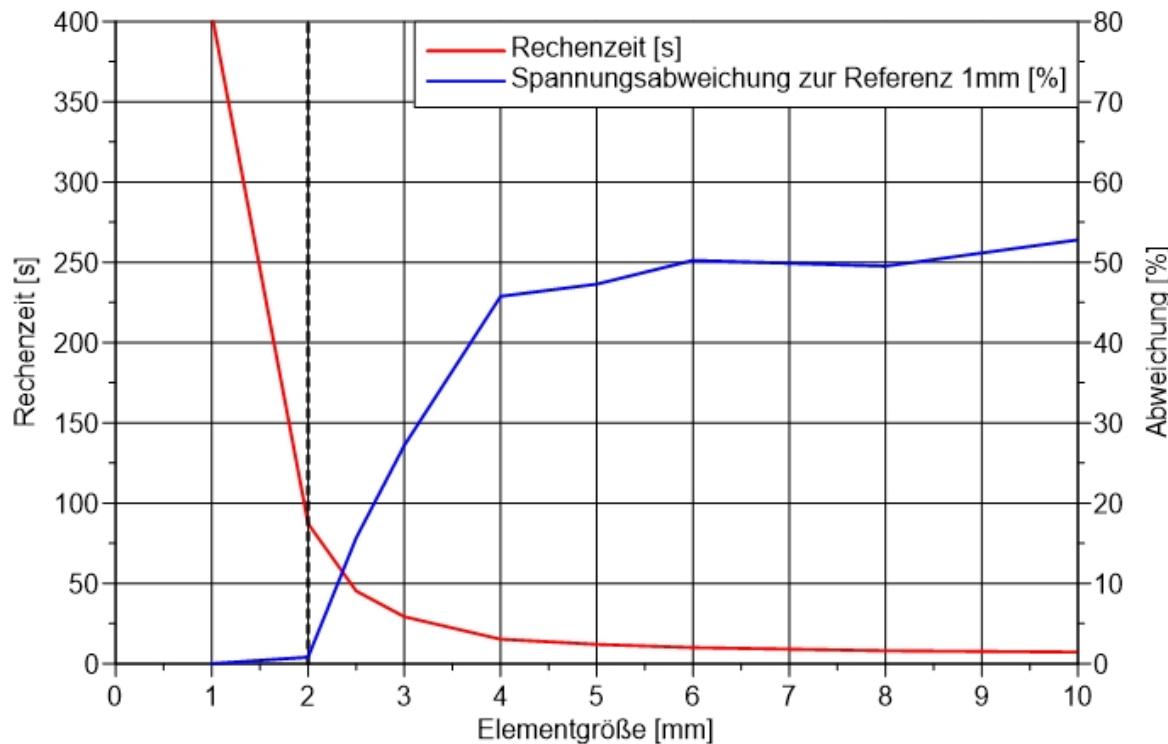


Abbildung 6.10 Einfluss der Elementgröße auf die Rechenzeit

Überprüfung der Netzgüte anhand des Lagerstuhls 1:

Mathematisch unbestimmte Bereiche in FEM-Analysen werden z.B. durch scharfe Kantenübergänge verursacht. Diese Singularitäten, die zu einer Divergenz in den Spannungsberechnungen führen, sollen hier detektiert, analysiert und wenn möglich quantifiziert werden. Dazu werden die Ergebnisse des Kurbelgehäuse-Vollmodells mit denen eines Teilmodells verglichen. Das Teilmodell bildet dabei den Lagerstuhl 1 als Scheibenausschnitt ab (Abbildung 6.11). Scharfe Kanten werden durch Verrundungen ersetzt. Zur Auflösung und der realitätsnahen Abbildung der Rundungen und Fasen in der FEM-Analyse wird im Kontaktbereich zwischen Lagerstuhl und Hauptlagerdeckel eine sehr feine Vernetzung gewählt. Die verwendete Kontakt-elementvernetzung verfeinert das Modell nur an den Stellen, die im definierten Kontaktbereich liegen. Als Belastung wird die Schraubenvorspannung der Stehbolzen am Lagerstuhl mit einer Schraubenvorspannkraft von 55 kN betrachtet.

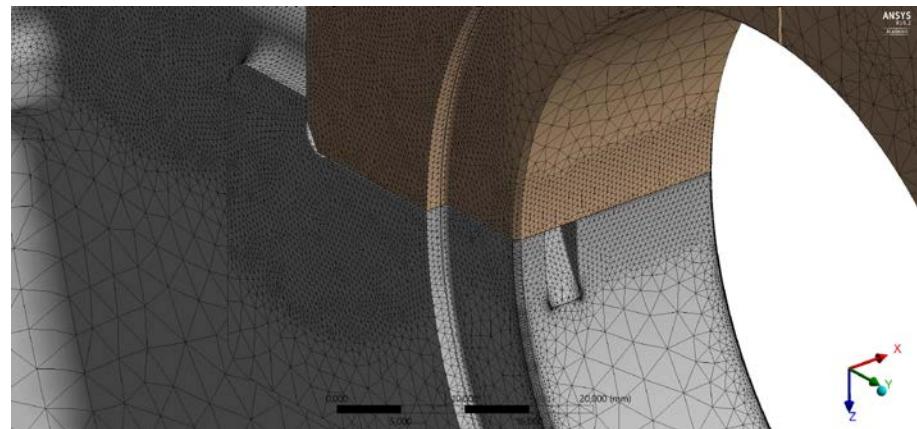


Abbildung 6.11 Vernetzung des Lagerstuhls 1 (Teilmodell)

Zur Überprüfung der Vernetzungsqualität infolge der gewählten Elementgrößen werden zunächst die über die Elemente gemittelten und nicht-gemittelten Spannungen miteinander verglichen. Große Abweichungen in den Spannungsverhältnissen deuten auf eine unzureichende (zu grobe) Vernetzung hin. Die Ergebnisse dieser Untersuchung sind in Abbildung 6.12 dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die Abweichungen in der Spannungsverteilung marginal sind, die Verläufe der Oberflächenspannungen nahezu identisch sind und somit auf eine ausreichend fein vernetzte Baugruppe geschlossen werden kann.

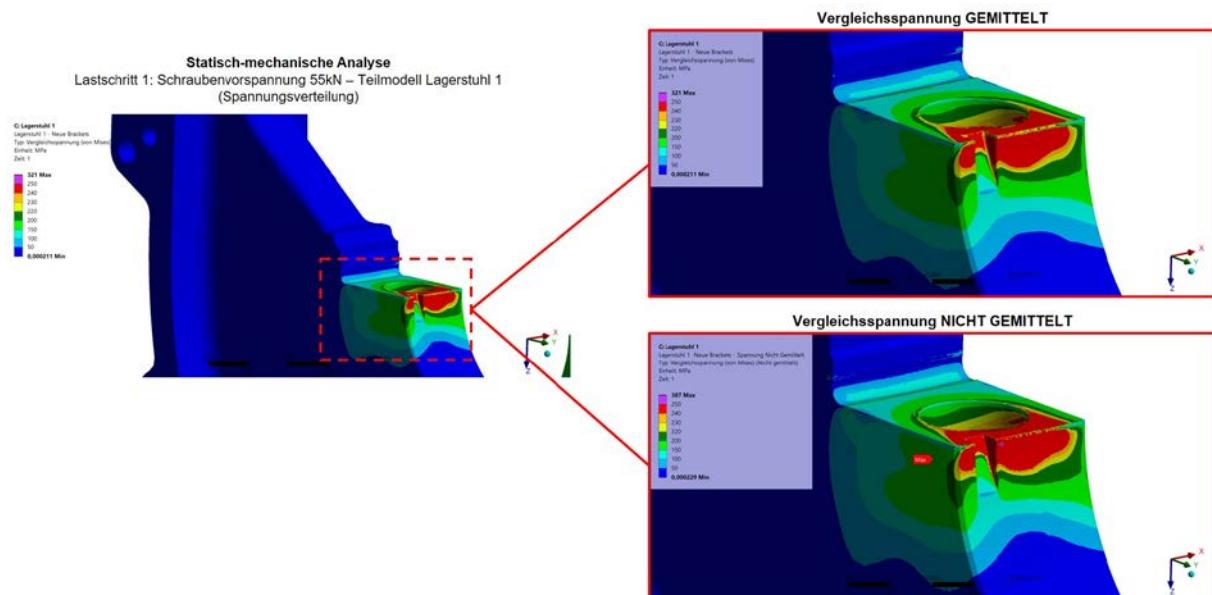


Abbildung 6.12 Vergleich der gemittelten und nicht-gemittelten Spannungen am Teilmodell des Lagerstuhls 1

Mit der Kenntnis der Spannungsgrößen und –verläufe des fein vernetzten TeilmodeLL können diese mit dem größer vernetzten Vollmodell verglichen und bewertet werden. Aus Abbildung 6.13 wird deutlich, dass die maximalen Spannungen mit zunehmender Vergrößerung des Netzes abnehmen. Dieser Zusammenhang deckt sich mit den Voruntersuchungen aus Abbildung 6.9. Durch die gröbere Vernetzung ist das Vollmodell

durch einen kantigen Spannungsverlauf gekennzeichnet, der jedoch im Vergleich zur feinen Vernetzung eine hohe Übereinstimmung in der Spannungsverteilung aufweist. Lediglich die maximalen Spannungen, die im Gewindekontakt auftreten, sind im Vollmodell um 31 MPa und damit um 7 % geringer als im hochvernetzten Teilmodell. Daraus kann geschlossen werden, dass der Vernetzungsgrad des Vollmodells für FEM-Analysen zur Detektion kritischer Bereiche ausreichend gut gewählt ist. Für die Bewertung und Detaillierung der maximalen Spannungsgrößen sollte stets ein fein vernetztes Modell bzw. hochvernetzte Teilbereiche verwendet werden.

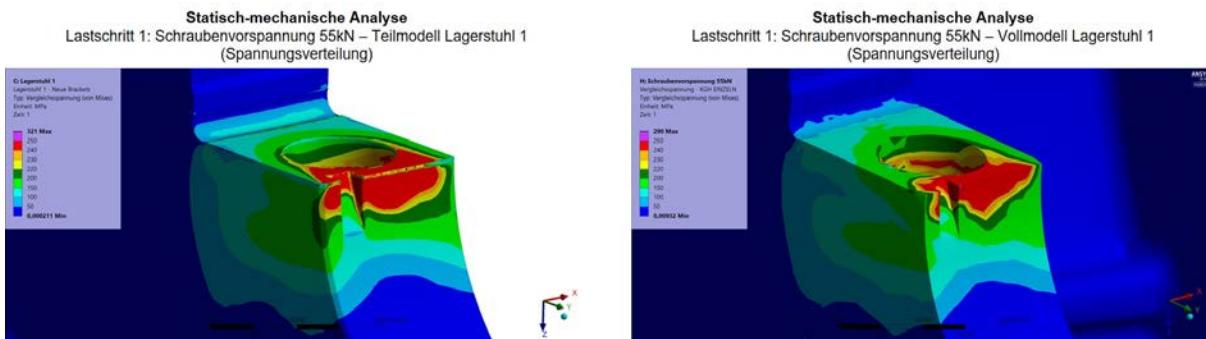


Abbildung 6.13 Vergleich der Spannungsverläufe zwischen fein vernetztem Teilmodell (links, Elementgröße von 0,5 mm) und größer vernetztem Vollmodell (rechts, Elementgröße von 1,5 mm)

Definition der Randbedingungen

Mit Hilfe der FEM-Simulationen der Motorbaugruppe sollen Aussagen über die thermischen und mechanischen Beanspruchungen im Betrieb getroffen werden. Dazu wird sowohl eine thermische als auch eine damit gekoppelte mechanische Analyse des Benchmark-Modells durchgeführt. Das verwendete Simulationsprogramm für alle struktur- und strömungsmechanischen Analysen ist ANSYS. Als Randbedingungen für die thermischen und mechanischen Belastungen dienen Simulationsergebnisse aus der Kreisprozessrechnung (siehe Kapitel „6.2.2 Kreisprozessrechnung zur Ermittlung notwendiger Randparameter“). Hierzu wurde ein Thermokoppel-Modell mit Übertragung der aktuellen CAD-Daten des Kurbelgehäuses mit Zylinderkopf erstellt, das die Ableitung der thermomechanischen Belastungen ermöglicht. Mit vorangegangenen Kreisprozessrechnungen zur Spitzendruckanhebung auf 200 bar ist die Definition der veränderten thermischen und mechanischen Belastungen möglich.

Reihenfolge der Simulationen:

Die thermomechanische Analyse der Motorbaugruppe erfordert eine gekoppelte Betrachtung von thermischer und mechanischer Simulation. Die Analysemethoden beschränken sich auf statisch-mechanische und thermisch-stationäre Analysen. Die thermomechanischen Simulationen werden in drei aufeinander folgenden Lastschritten

durchgeführt. Der erste Lastschritt stellt die Vorspannung der Schraubverbindungen dar. Hierbei wird die Verschraubung des Zylinderkopfes, der Hauptlagerdeckel sowie der Ölwanne betrachtet. Im darauffolgenden Lastschritt wird das zuvor in der thermisch-stationären Simulation ermittelte Temperaturprofil als Temperaturbelastung auf die gesamte Motorbaugruppe aufgeprägt. Dieses Temperaturprofil enthält die Temperatur jedes Bauteils im Modell. Im letzten Lastschritt werden schließlich die mechanischen Belastungen aufgeprägt, die im Motorbetrieb auftreten. Maßgeblich sind hierbei die Lagerkräfte aus der Gaskraft während der Verbrennung, der Verbrennungsdruck selbst sowie die seitliche Abstützung der Kolben in Form der Kolbenseitenkräfte. Mit Hilfe der Dreiteilung der Lasteinleitung können die Einflüsse der einzelnen Lasten sowohl einzeln als auch in ihrer Kombination analysiert und bewertet werden.

Randbedingungen der thermisch-stationären Analyse:

Zur Validierung und Parametrierung der thermisch-stationären FEM-Analyse werden die Ergebnisse der durchgeföhrten Kreisprozessrechnungen (siehe Kapitel 6.2.2) mit GT-Suite verwendet. Für den Flugbetrieb des CD-155 sind dabei zwei Betriebspunkte von großer Bedeutung. Dies sind der Best-Economy-Betriebspunkt (70 - 80 % Lastanforderung) sowie der Volllast-Betriebspunkt, wobei letzterer die größere Belastung und somit Relevanz für den Flugbetrieb darstellt und für die FEM-Analysen herangezogen wird. Der Volllast-Betriebspunkt ist durch eine abgegebene Leistung von 114 kW bei einer Motordrehzahl von 3900 U/min gekennzeichnet. Neben der Analyse des Benchmark-Zustandes erfolgt eine Analyse der Zylinderspitzendruckerhöhung auf 200 bar und der daraus resultierenden mechanischen und thermischen Beanspruchungen. Die in der GT-Suite-Simulation berechneten resultierenden Wärmeströme, Übergangskoeffizienten und Gastemperaturen werden zur Parametrierung und Verifikation der Ergebnisse in der ANSYS-Simulation verwendet. Da in der Realität die Verbrennungsprozesse im Brennraum sehr schnell ablaufen, die Zustandsgrößen wie Zylinderdruck und Gastemperatur sehr stark variieren und sich zusätzlich turbulente Strömungen ausbilden, werden für die statische Simulation über ein Arbeitsspiel gemittelte Zustandsgrößen für die Berechnung verwendet.

Bei der Auswertung der GT-Power-Simulation wird die Motorgeometrie in mehrere Zonen unterteilt. Im Zylinderkopf wird zwischen Einlass, Auslass und Brennraumdeckel unterschieden. Im Kurbelgehäuse wird die Zylinderwand in vier ringförmig übereinander liegende Zonen unterteilt, wie in Abbildung 6.14 dargestellt. Die Zonen eins bis drei erstrecken sich vom Topdeck des Kurbelgehäuses bis zum Kolbenboden im unteren Totpunkt. Alles unterhalb des Kolbenbodens im unteren Totpunkt wird der Zone 4 zugeordnet.

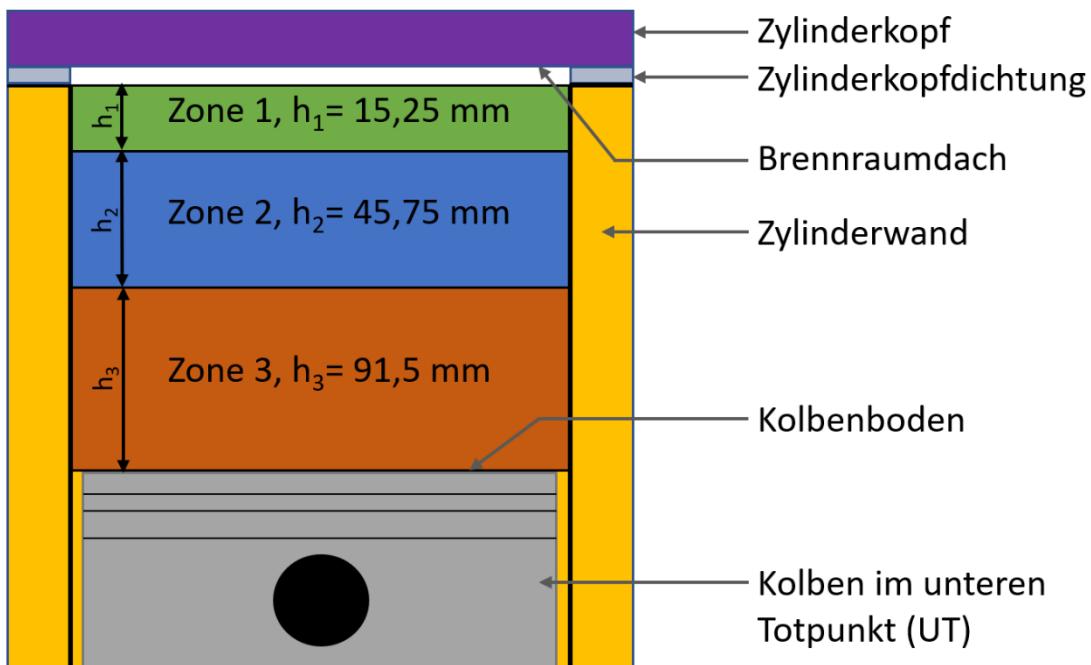


Abbildung 6.14 Darstellung der Zonenaufteilung der Zylinderwand in der thermischen Analyse

Die Ergebnisse der GT-Power-Simulation umfassen die Wandtemperaturen, die Wärmeübergangskoeffizienten, die Wandwärmeströme und die effektiven Gastemperaturen für die aufgeführten Zonen. Zusätzlich wird die erforderliche Kühlleistung des Wassermanntels im Zylinderkopf und im Kurbelgehäuse ermittelt.

Für die thermisch-stationäre Simulation werden die in GT-Suite ermittelten Wärmeströme für die jeweiligen Bereiche verwendet. Dabei werden die Wärmeströme aus der Verbrennung (Zoneneinteilung des Brennraums) sowie aus medienführenden Kanälen berücksichtigt. Die Schmieröltemperatur wird mit 107 °C und die Kühlmitteltemperatur mit 88 °C angenommen. Konvektion mit der Umgebung wird in den Simulationen vernachlässigt.

Randbedingungen der statisch-mechanischen Analyse:

Der erste Teil der mechanischen Belastungen stellt die Schraubenvorspannung dar. Hierbei wird die Montage der einzelnen Bauteile und die damit verbundenen Verspannungen simuliert. Als Schraubenvorspannkräfte werden die in Tabelle 6.4 angegebenen Werte für die jeweilige Schraubverbindung verwendet. Zur Ermittlung dieser Werte wurden von Continental Aerospace Kraftmessungen für die Schraubverbindungen der Stehbolzen, der Hauptlagerseitenverschraubung sowie der Zylinderkopfschrauben durchgeführt.

Tabelle 6.4: Vorspannkräfte der Schraubverbindungen

	<u>Stehbolzen</u>	<u>Seitenverschraubung</u>	<u>Zylinderkopfschrauben</u>	<u>Ölwannenschrauben</u>
Größe	M12	M10x55	M12x136	M6x20
Vorspannkraft	55 kN (gemessen)	53 kN (gemessen)	80 kN (gemessen)	10 kN (berechnet)

Der zweite Teil der mechanischen Belastungen der Motorbaugruppe sind die Verbrennungskräfte und –drücke, die während des Motorbetriebs auftreten. Die wichtigsten Belastungen sind der Brennraumdruck, die Kolbenseitenkraft in den Zylindern und die Hauptlagerkräfte. Im Folgenden werden die Ergebnisse der mechanischen Belastung aus der GT-Power-Simulation für den Benchmark und die Zylinderspitzendruckerhöhung analysiert und geeignete Lastfälle für die thermomechanische Simulation abgeleitet. Die Hauptlagerkraftverläufe beider Varianten für die Hauptlager eins bis fünf sind in Abbildung 6.15 dargestellt. Die Zylinderspitzendrücke betragen 155 bzw. 200 bar.

Im oberen Diagramm ist die horizontale Kraftkomponente F_y und im unteren Diagramm die vertikale Kraftkomponente F_z der Hauptlagerkräfte über ein Arbeitsspiel (720°KW) dargestellt. Die resultierende Kraft beider Komponenten bei dem jeweiligen Kurbelwinkel φ bildet die Hauptlagerhauptbelastung. Anhand der Kraftverläufe ist zu erkennen, dass die maximalen Belastungen kurz nach dem Verbrennungs-OT (Oberer Totpunkt) des jeweiligen Zylinders auftreten. Die Zündfolge der Zylinder beim CD-155 ist 1-3-4-2, wobei die Verbrennungs-OT's um 180°KW versetzt sind. Am Beispiel des Zylinders 1 (blauer Graph) ist zu erkennen, dass sich durch die Verschiebung der Verbrennung in einen Bereich besseren Wirkungsgrades (Frühverschiebung der Verbrennung, blauer gestrichelter Graph) sich die Hauptlagerbelastungen signifikant ändern und zu deutlich höheren Lagerbelastungen in F_z -Richtung bei Zylinderspitzendrücken von 200 bar führen. Die Änderungen in der Horizontalkomponente F_y sind deutlich geringer. Da die Lastfälle über ein Arbeitsspiel zylinderbezogen sind, wird für die mechanische Analyse der Motorbaugruppe vereinfachend die Superposition der Maximalbelastungen verwendet. Die Gesamtbelaistung ergibt sich somit aus den Maximalkräften in F_y - und F_z -Richtung an den jeweiligen Hauptlagern. Im Hinblick auf die Reduzierung des realen dynamischen Motorverhaltens auf eine statische Analyse und die damit verbundenen geringeren Beanspruchungen wird diese vereinfachte Annahme als zielführend angesehen.

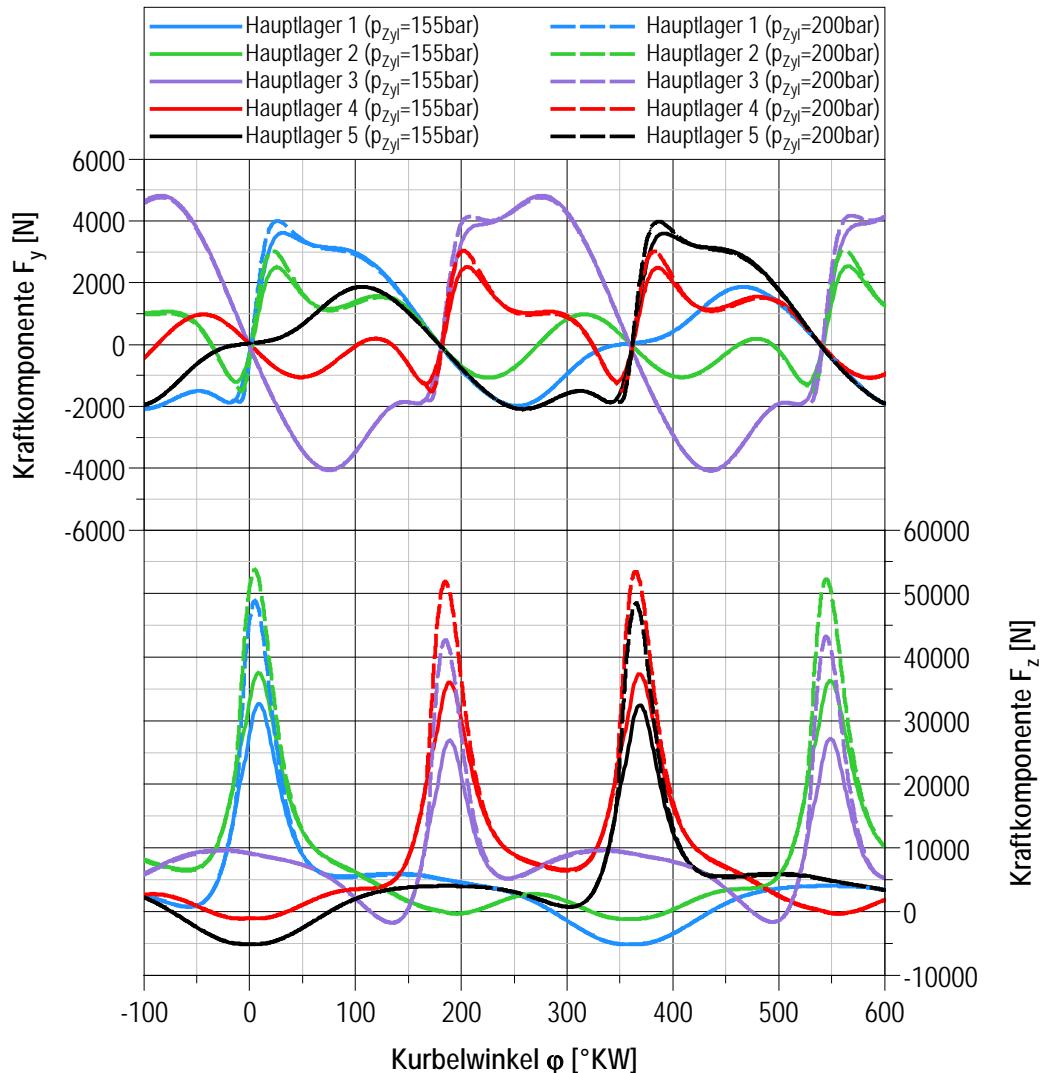


Abbildung 6.15 Mit GT-Suite ermittelte Lagerkräfte zum Benchmark und zur Zylinderspitzen-druckerhöhung auf 200 bar am CD-155

Eine zusätzliche mechanische Belastung des Kurbelgehäuses entsteht durch die Kolbenseitenkraft auf die Zylinderwand. Diese ergibt sich aus der Kolbenkraft und dem Pleuelschwenkwinkel. In der folgenden Abbildung 6.16 ist der Kraftverlauf dieser Komponente exemplarisch am Beispiel des Zylinders 3 dargestellt. Die Maximalkräfte liegen in einer vergleichbaren Größenordnung wie die der Horizontalkomponente F_y auf die Hauptlagerdeckel. Das Maximum der Kolbenseitenkraft im Benchmark beträgt $F_N=5640\text{ N}$.

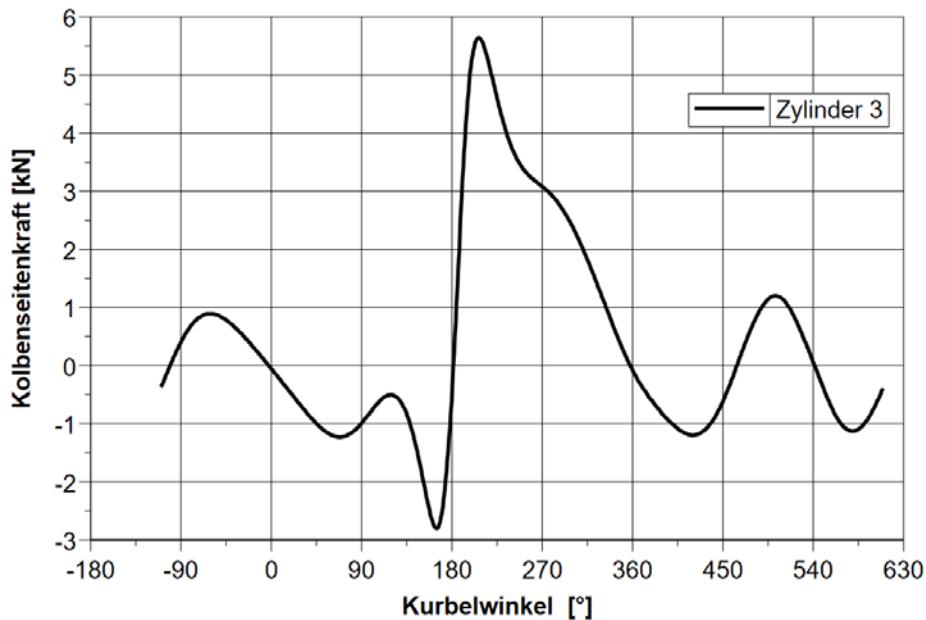


Abbildung 6.16 Kolbenseitenkraft am Beispiel des Zylinders 3 (Benchmark)

Ergebnisse der thermisch-stationären Benchmark-Analyse

Im Folgenden werden erste Ergebnisse der thermisch-stationären Benchmark-Analyse sowie der Zylinderspitzendruckerhöhung vorgestellt. Dabei ist zu beachten, dass bei diesen Analysen lediglich eine Validierung mit den Ergebnissen der 1D-Motorprozessrechnung durchgeführt wurde. Die Validierung sowohl der thermischen als auch der mechanischen Analysen, hier mitunter Werkstoff- und Temperaturvalidierungen, erfolgen im Kapitel „6.1.4 Validierung der FEM-Rechnung“. Bei der Validierung mit Hilfe der 1D-Motorprozessrechnung werden die berechneten thermischen Belastungen in Form von Energieströmen den verschiedenen Bereichen des Kurbelgehäuses im FE-Modell aufgeprägt (Energiezufuhr- und abfuhr). Die sich aus der 3D-FEM-Berechnung ergebenden Temperaturfelder werden mit den in der Kreisprozessrechnung berechneten Ergebnisse verglichen und gegebenenfalls angepasst. Als Fazit dieser Untersuchung konnte festgestellt werden, dass sich die in der Kreisprozessrechnung ermittelte Energieabfuhr der Kühlmittelkühlung als zu gering erwies, was diese Validierungsmaßnahmen erforderlich machte. Mit Hilfe des nachträglich entwickelten Thermokoppel-Modells in GT-Suite (vgl. Kapitel „6.2.2 Kreisprozessrechnung zur Ermittlung notwendiger Randparameter“) konnte die Ergebnisqualität der 1D-Motorprozessrechnung signifikant verbessert werden.

Zur Bestimmung der Temperaturfelder der Benchmark- und der 200 bar-Variante werden vorab berechnete Energieströme verwendet. Die Teilbereiche der Energieströme sind folgende:

- Energiezufuhr aus der Verbrennung:
 - Zylinderwand (jeweils vier Zonen) pro Zylinder
 - Brennraumdecke am Zylinderkopf pro Zylinder

- Energieabfuhr aus der Kühlmittelkühlung:
 - Wassermantel im Kurbelgehäuse
 - Wassermantel im Zylinderkopf
 - Kühlmittelkanal am Kurbelgehäuse zur Wasserpumpe
- Schmierölkanäle am Kurbelgehäuse:
 - Ölgalerie
 - Ölrückläufe vom Zylinderkopf
 - Ölkanal vom Ölfilter und Wärmetauscher
- Schmierölkanäle am Zylinderkopf
 - Ölgalerie
- Nasssumpf in der Ölwanne
- Ein- und Auslasskanäle am Zylinderkopf

Zur Veranschaulichung der Kühlmittelkühlung beim CD-155 ist in Abbildung 6.17 das Kurbelgehäuse im Schnitt dargestellt. Das Kühlmittel umströmt hierbei die Zylinder 1 bis 4. Eine zusätzliche Kühlung der Zylinderwände erfolgt durch Zylinderstegbohrungen. Das Kühlmittel gelangt über die Kühlmitteldurchbrüche am Topdeck (Closed-Deck-Bauweise) in den Zylinderkopf. Ein Abzweig am Wassermantel (Kühlkanal an der Seitenwand des Kurbelgehäuses) führt zum Kühlmittel-/Schmieröl-Wärmetauscher und dient zur Konditionierung des Motoröls. Der detaillierte Kühlmittelfluss ist im Kapitel „6.1.4 Validierung der FEM-Rechnung“ beschrieben.

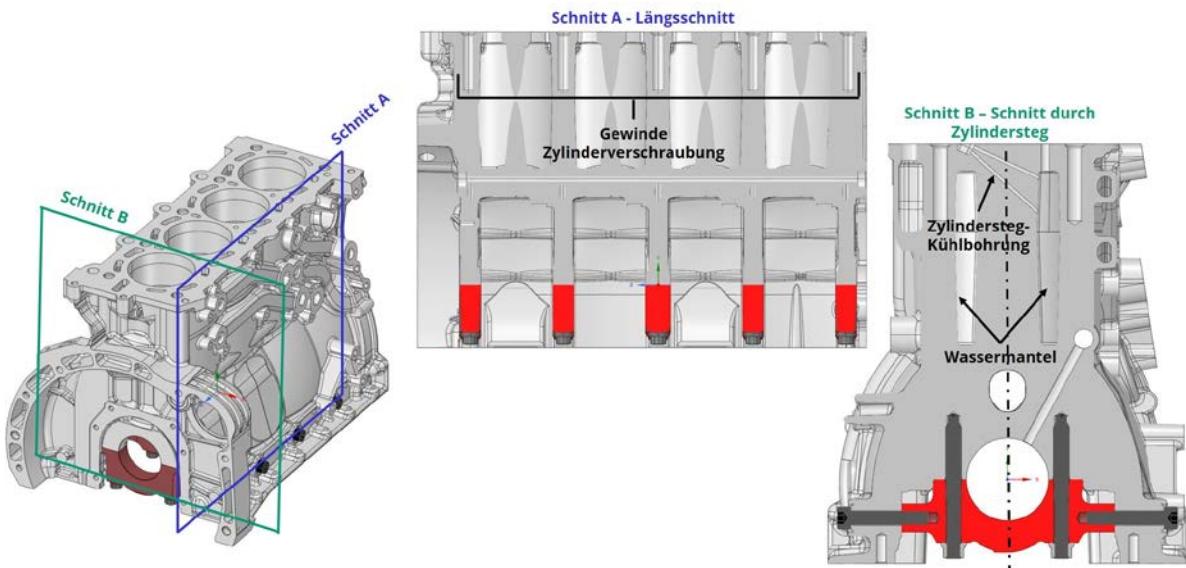


Abbildung 6.17 Serienkonstruktion des Kurbelgehäuses vom CD-155

Mit den Randparametern der Energieströme werden thermisch-stationäre Analysen für den Benchmark und die Zylinderspitzendruckerhöhung durchgeführt. Die Ergebnisse der sich einstellenden Temperaturfeldern sind in Abbildung 6.18 dargestellt. Die oberen Abbildungen zeigen den Serienstand und die unteren die Zylinderspitzendrucker-

höhung. Es ist zu erkennen, dass die Zylinderwände die thermisch am höchsten belasteten Bereiche darstellen. Das Temperaturmaximum stellt sich bei beiden Varianten an den Zylinderstegen ein. Durch den erhöhten Wärmestromeintrag bei der Zylinderspitzendruckanhebung bei gleicher Wärmeabfuhr der Kühlmittelkühlung steigen die Maximaltemperaturen um bis zu 70 K an. Außerdem weitet sich der Bereich der Maximaltemperaturen aus. Die Oberflächentemperaturen an den Zylinderwänden steigen hierbei großflächig an. Anhand der Simulationsergebnisse lässt sich eine temperaturseitige Problematik bei der Zylinderspitzendruckerhöhung erkennen. Wie bereits in Abbildung 6.4 dargestellt, nimmt die Streckgrenze als auch die Zugfestigkeit der Kurbelgehäuse-Aluminiumlegierung oberhalb von 160 °C drastisch ab. Zu hohe Temperaturen können hier zu einer Schwächung der Werkstoffeigenschaften und unter Umständen zu einer Schädigung der Zylinderwand führen. Es ist daher von großer Relevanz, das Thermomanagement im Detail zu analysieren und notwendige Optimierungen abzuleiten und zu bewerten.

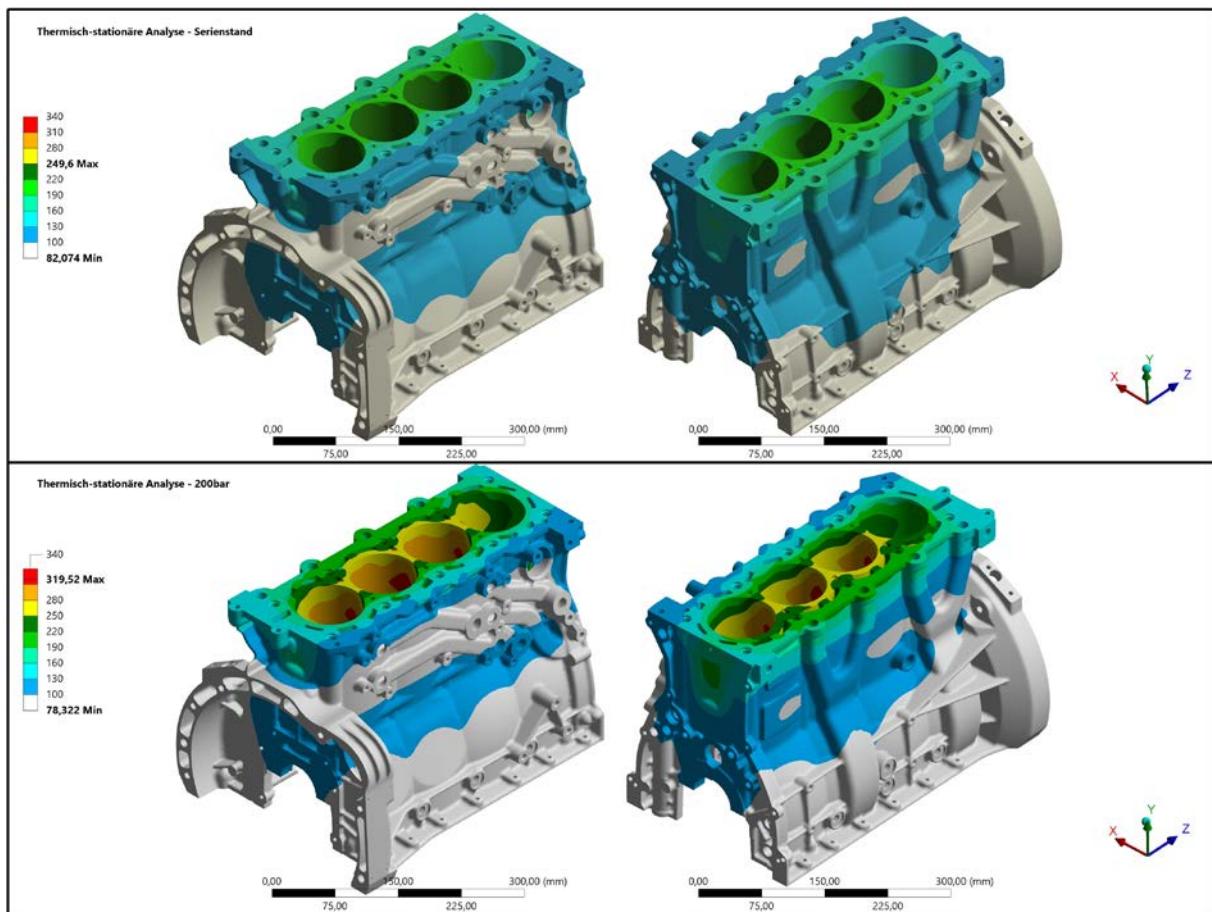


Abbildung 6.18 Temperaturfelder am Kurbelgehäuse des CD-155 (oben: Serienstand, unten: Zylinderspitzendrucksteigerung auf 200 bar)

Ergebnisse der thermomechanischen Benchmark-Analyse

Nach der Vorspannung aller Schraubverbindungen innerhalb der FEM-Simulation erfolgt die thermische Belastung der Motorbaugruppe. Hierzu werden die Ergebnisse der Temperaturfelder aus der zuvor durchgeführten thermisch-stationären Analyse übertragen. Die resultierenden mechanischen Vergleichsspannungen sind in Abbildung 6.19 für beide Varianten dargestellt. Wie bereits aus den Ergebnissen der thermisch-stationären Simulation ersichtlich, sind die thermisch und damit auch mechanisch hoch beanspruchten Bereiche die Zylinderwände. Aber auch die Bereiche um die Ölgalerie des Kurbelgehäuses bzw. die Übergänge zu den Schürzen sind mechanisch hoch beansprucht. Erhöhte Beanspruchungen treten auch im unteren Bereich sowie im Topdeckbereich des Wassermantels auf. Durch die Zylinderspitzendruck erhöhung steigen die Spannungen deutlich an und die Bereiche weiten sich aus.

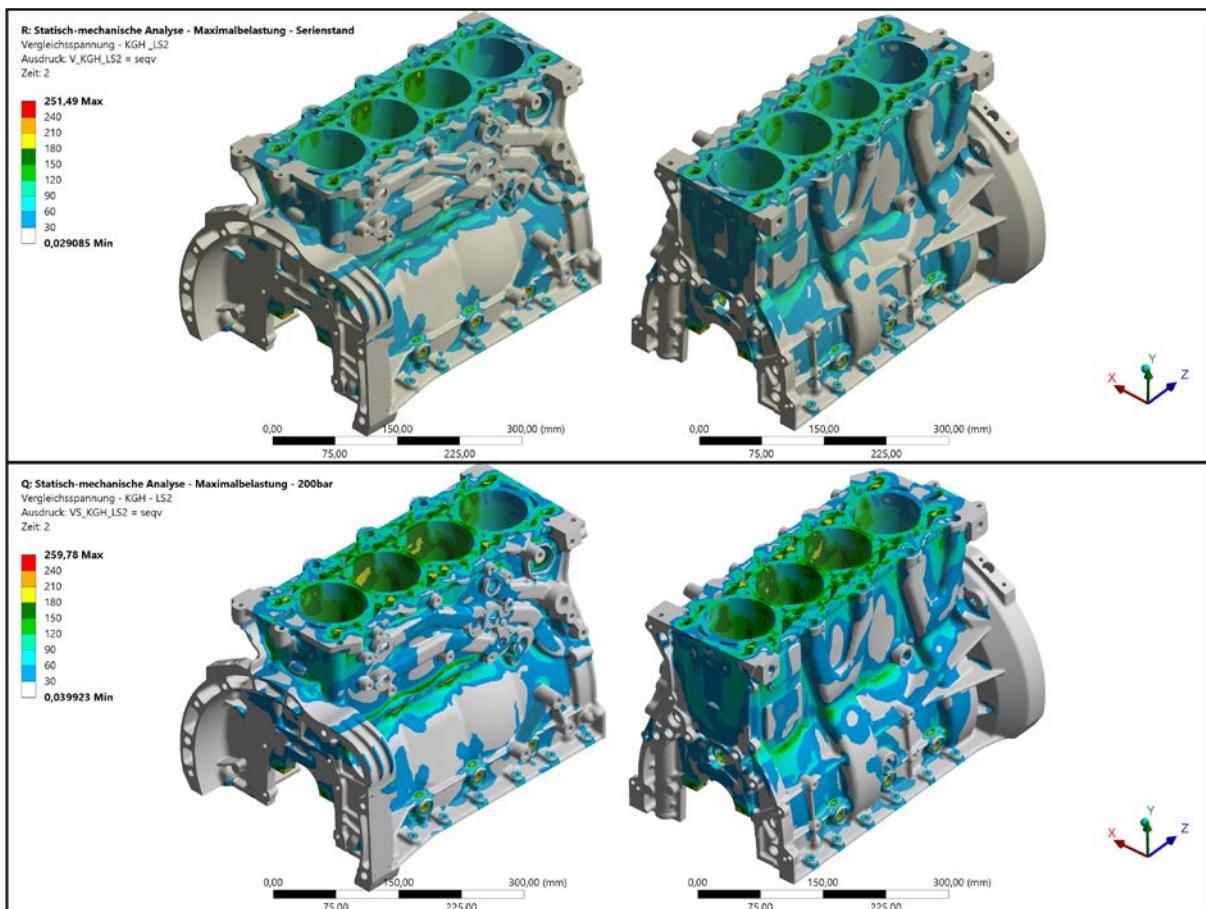


Abbildung 6.19 Spannungsbeanspruchung infolge thermischer Belastung (oben: Serienstand, unten: Zylinderspitzendrucksteigerung auf 200 bar)

Unter den mechanischen Belastungen in Form von Hauptlagerkräften, Verbrennungsdrücken sowie Kolbenseitenkräften wird das Kurbelgehäuse im letzten Lastschritt weiter beansprucht. Die Vergleichsspannungsverläufe der gesamten thermomechanischen Beanspruchung sind in Abbildung 6.20 grafisch dargestellt. Aus den Verläufen kann geschlossen werden, dass die thermische Belastung des Kurbelgehäuses die größten Beanspruchungen hervorruft. Die mechanischen Beanspruchungen werden

hauptsächlich von der Außenkontur und den Schürzen aufgenommen. Infolge der Hauptlagerbelastungen erfolgt zusätzlich eine Entlastung der Pressverbindung zwischen Lagerstuhl und Hauptlagerdeckel. Durch die erhöhten Lagerkräfte bei der Zylinderspitzendruckerhöhung wird dieser Effekt verstärkt, wodurch die Spannungsamplituden zwischen belastetem und unbelastetem Lagerstuhl deutlich zunehmen.

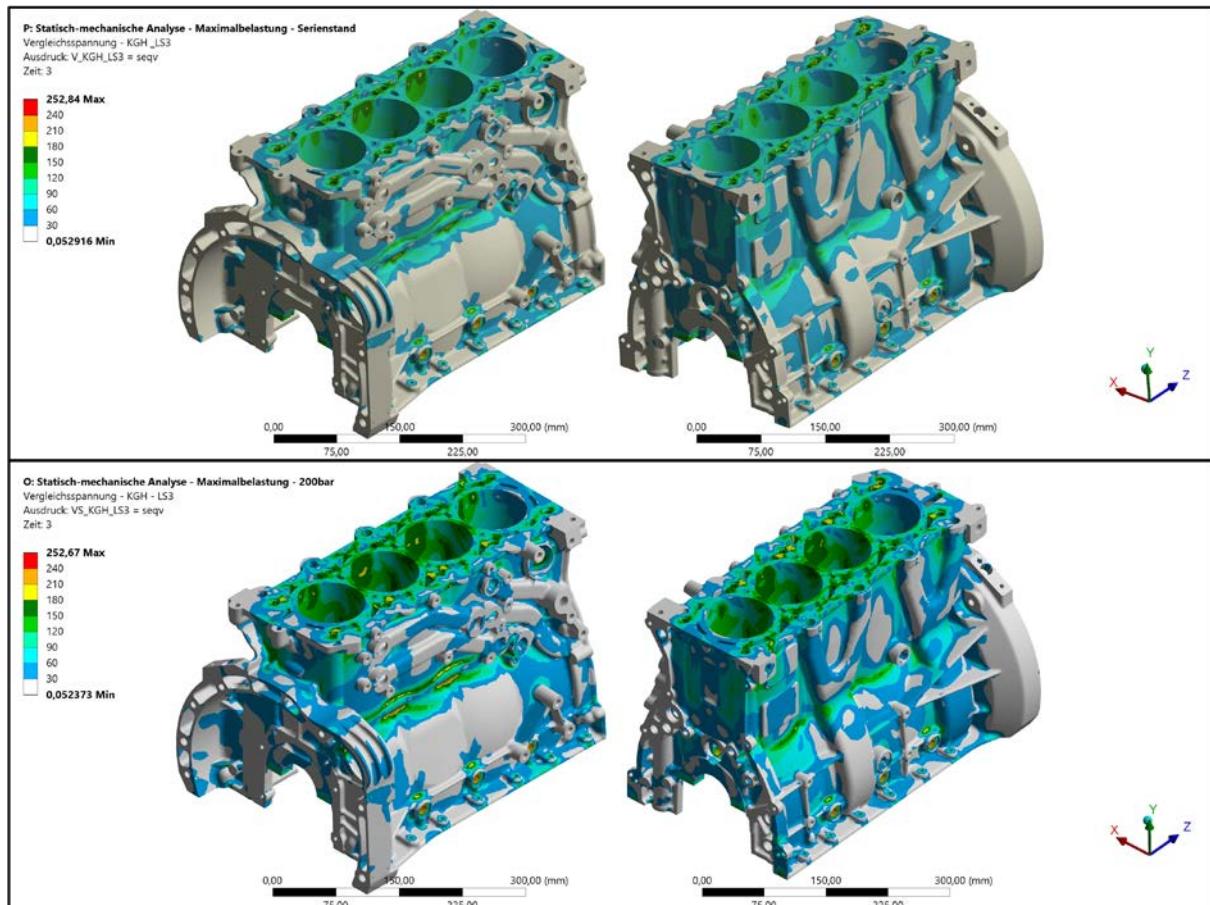


Abbildung 6.20 Spannungsbeanspruchung infolge thermomechanischer Belastung (oben: Serienstand, unten: Zylinderspitzendrucksteigerung auf 200 bar)

Die Zug-Streckgrenze der Aluminiumlegierung AlSi7MgCu0,5 von 246,94 MPa (vgl. Tabelle 6.2) wird unter Berücksichtigung der Vergleichsspannung von Mises in beiden Varianten bis auf vereinzelte singuläre Punkte nicht überschritten. Diese Vergleichsspannung reduziert dabei den realen mehrachsigen Spannungszustand auf eine fiktive einachsige Spannung. Aus der Vergleichsspannungshypothese werden jedoch die einzelnen wirkenden Beanspruchungsarten nicht getrennt ersichtlich. In der Festigkeitslehre werden vier Beanspruchungsarten unterschieden, die sich unterschiedlich schädigend auf die Werkstoffe auswirken. Diese sind die Zug- oder Druckbeanspruchungen, Schub- bzw. Scherungsbeanspruchung sowie die Biegungs- und Torsionsbeanspruchung. Als kritische Beanspruchungsarten für die Analyse des Kurbelgehäuses werden die Zug- und Druckbeanspruchung näher betrachtet, da ein Überschreiten der Zug- bzw. Druck-Streckgrenze zu einer direkten plastischen Verformung führt. Darüber hinaus ist bei Erreichen der Zugfestigkeit ein Bauteilversagen möglich. Für die

Analyse und Bewertung sowohl der Zug- als auch der Druckspannungen werden die Hauptnormalspannungen herangezogen. Diese geben die maximalen Spannungswerte der Normalspannungen in einem Bauteil an. Die Ergebnisse dieser Betrachtungen sind sowohl für den Lastschritt 2 (Temperaturbeanspruchung) als auch für den Lastschritt 3 (Gleitlagerbelastung) in Abbildung 6.21 und Abbildung 6.22 dargestellt.

Die Auswertungen der maximalen und minimalen Hauptspannungen zeigen die überwiegende Druckbeanspruchung des Kurbelgehäuses. Auch bei Betrachtung der sich einstellenden Maximalwerte infolge der Druckbeanspruchung liegen diese, mit Ausnahme vereinzelter singulärer Punkte, unterhalb der theoretischen Druck-Streckengrenze der Aluminiumlegierung (vgl. Tabelle 6.2). In Abbildung 6.22 ist der Einfluss der Zylinderspitzendruckerhöhung deutlich zu erkennen. Weiterhin ist bei der Betrachtung der Druckbeanspruchung der Lagerstühle der Effekt der größeren Entlastung des Pressverbandes und damit die Vergrößerung der Spannungsspannungsamplitude erkennbar.

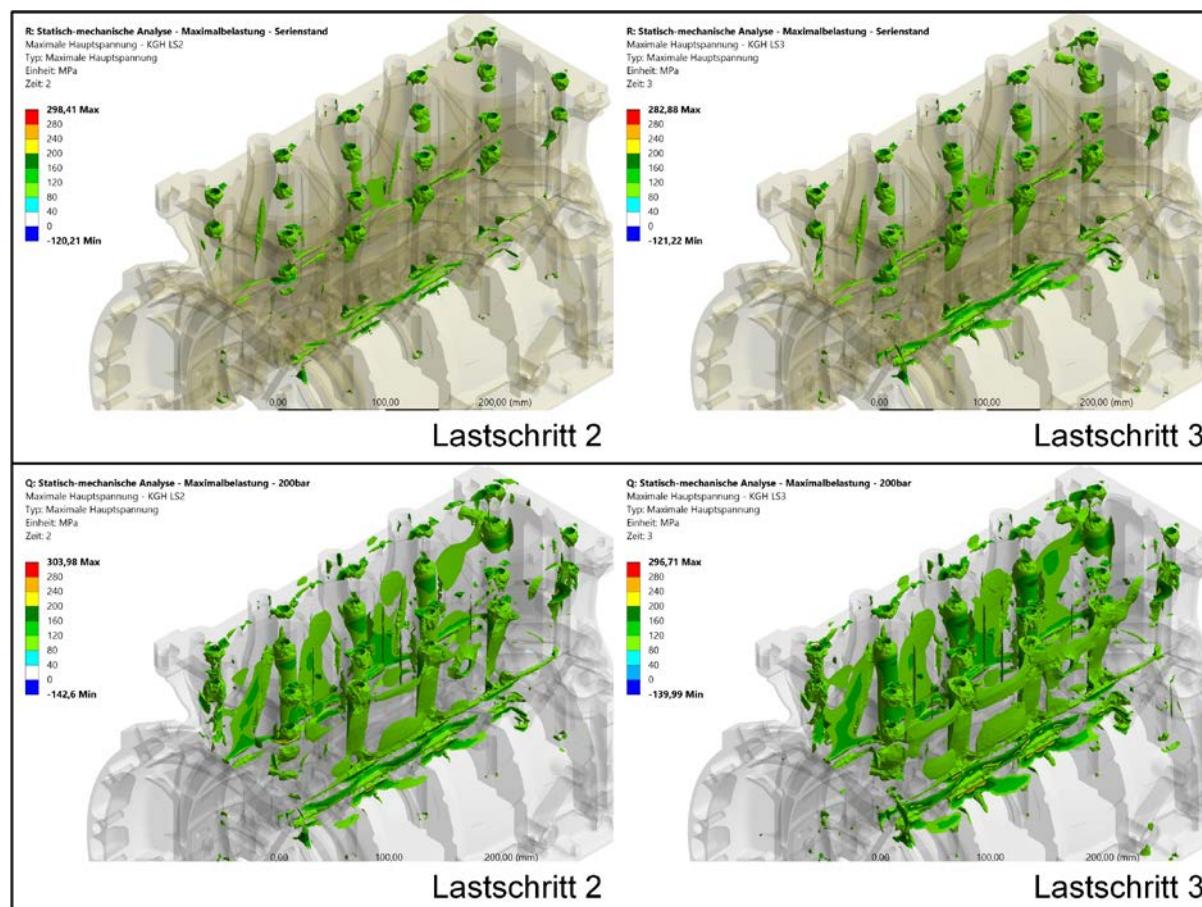


Abbildung 6.21 Maximale Hauptspannungen (Zugbeanspruchungen) über 100 MPa am Kurbelgehäuse (oben: Serienstand, unten: Zylinderspitzendrucksteigerung auf 200 bar)

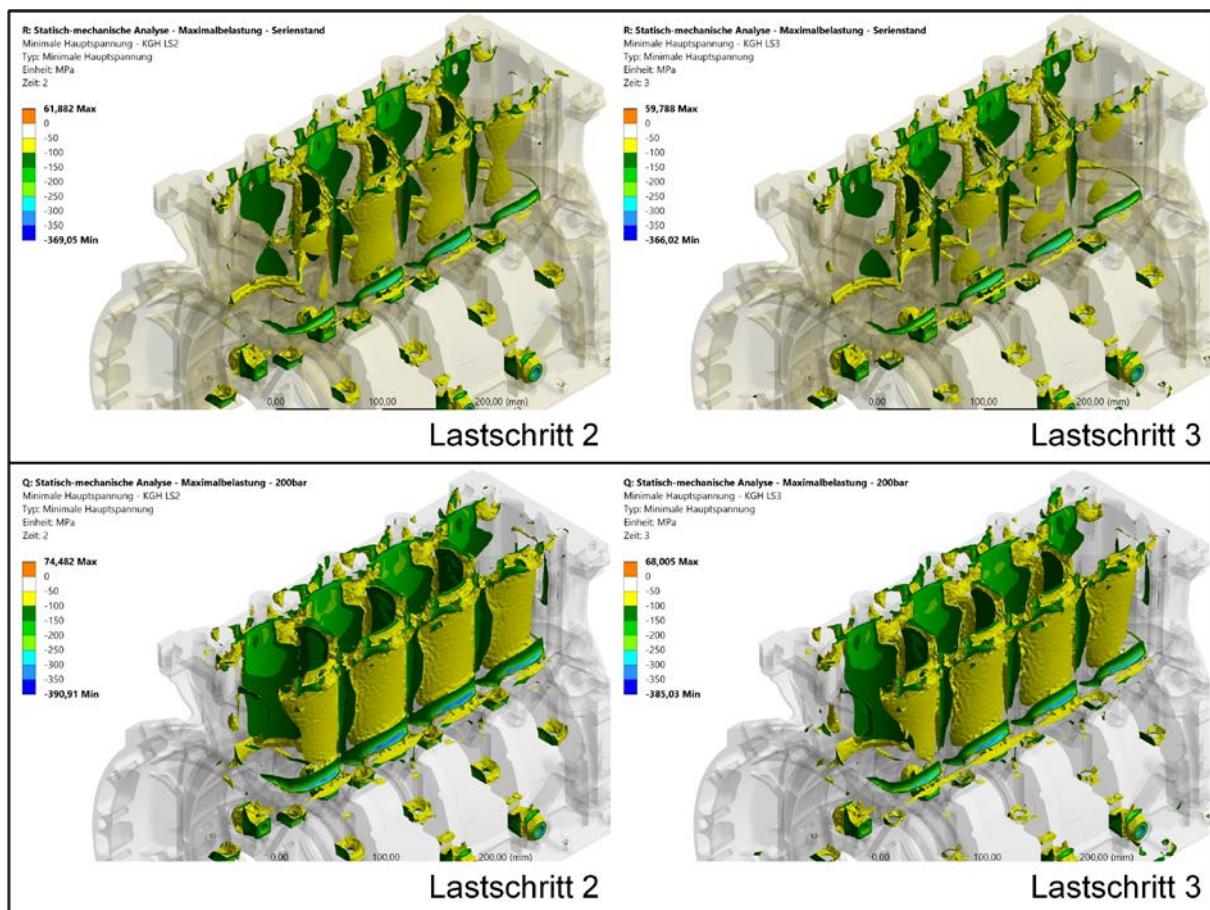


Abbildung 6.22 Minimale Hauptspannungen (Druckbeanspruchungen) unter -100 MPa am Kurbelgehäuse (oben: Serienstand, unten: Zylinderspitzendrucksteigerung auf 200 bar)

Auch die maximalen Hauptspannungen und damit die maximal auftretenden Zugbeanspruchungen im Kurbelgehäuse erhöhen sich durch die Spitzendruckanhebung. Da die Zug-Streckgrenze der Werkstoffe deutlich unterhalb der Druck-Streckgrenze liegt, werden die Zugbeanspruchungen bei der Festigkeitsbetrachtung kritischer betrachtet. In Abbildung 6.21 sind ausgeprägte Zugspannungsbereiche um die Schraubenpfeifen sowie um die Ölgalerie zu erkennen. Mit zunehmenden Zylinderspitzendruck weiten sich diese Bereiche stark aus. Zusätzlich werden Teile der Außenkontur verstärkt auf Zug beansprucht.

Die dargestellten Ergebnisse sowohl der Benchmark- als auch der Zylinderspitzen-druckerhöhungsanalyse zeigen einen großen Einfluss der Temperaturbelastung auf die mechanischen Spannungen im Kurbelgehäuse. Hoch beanspruchte Bereiche stellen hierbei die Zylinderwände sowie die Bereiche um die Ölgalerie und innerhalb des Wassermantels dar. Die Erhöhung des Zylinderspitzendrucks führt zu einer deutlichen Mehrbelastung des Kurbelgehäuses. Durch die steigenden Lagerkräfte erhöhen sich die Spannungsamplituden bei Belastung der Hauptlagerdeckel, wodurch die Betriebs-

festigkeit der Bauteile herabgesenkt wird. Die Lebensdauer bzw. die Sicherheitsfaktoren der Hauptlagerverschraubung werden dazu im Kapitel „6.1.4 Validierung der FEM-Rechnung“ gesondert untersucht und die Mehrbelastung bewertet.

6.1.3 Erstes Konstruktionskonzept – Bewertung von Optimierungspotentialen

Mit Hilfe eines ersten Konstruktionskonzeptes sollen mögliche Optimierungspotentiale hinsichtlich des Zylinder-Kaltverzugs sowie einer Spannungsreduzierung in den hochbelasteten Bereichen der Lagerstühle am Kurbelgehäuse analysiert und bewertet werden. Der Zylinder-Kaltverzug wird hierbei durch die Verspannung des Zylinderkopfes mit dem Kurbelgehäuse durch das Anziehen der Zylinderkopfschrauben verursacht. Die Verformung der Zylinder beeinflusst dabei das Formfüllungsvermögen und damit die Dichtwirkung der Kolbenringe und kann zu Blow-By, erhöhtem Ölverbrauch sowie Reibung und Verschleiß führen [KUH 01]. Bei der Verformung des Zylinders treten 4 Fourierordnungen auf, die in Abbildung 6.23 dargestellt sind und kurz näher beschrieben werden: [KUH 01]

- 0. Ordnung: Reine Durchmesservergrößerung
- 1. Ordnung: Exzentrizität zur Zylinderhochachse
- 2. Ordnung: Ovalverzug der Zylinderform
- 3. Ordnung: Dreiecksförmige Deformation
- 4. Ordnung: Kleeblattförmiger Zylinderverzug

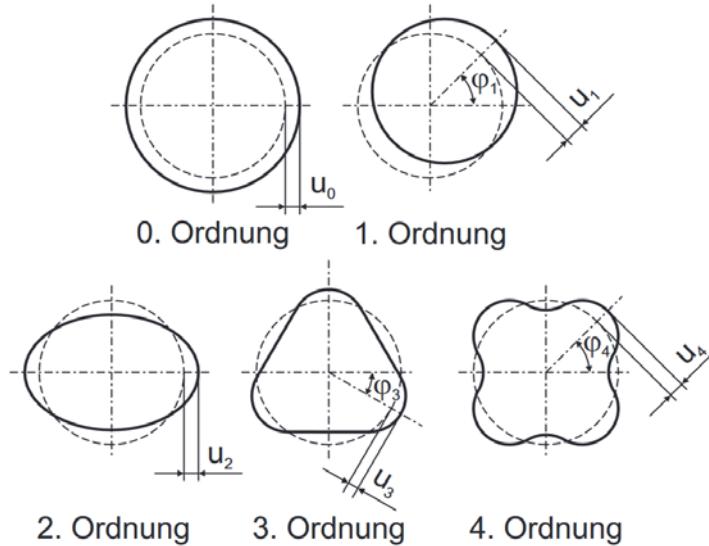


Abbildung 6.23 Darstellung der Fourierordnungen [KUH 01]

Die Dichtwirkung der Kolbenringe mit den Zylinderlaufbahnen kann über die Formgenauigkeit und damit dem Formfüllungsvermögen (Fähigkeit zum Ausgleich von Rundheitsabweichungen) beurteilt werden [KUH 01]. Diese nimmt mit steigender Fourier-

ordnung ab, wie in Abbildung 6.24 grafisch dargestellt ist. Es werden daher Zylinderverzüge niedriger Ordnung angestrebt, wodurch die Rundheitsabweichungen durch die Kolbenringe besser kompensiert werden können.

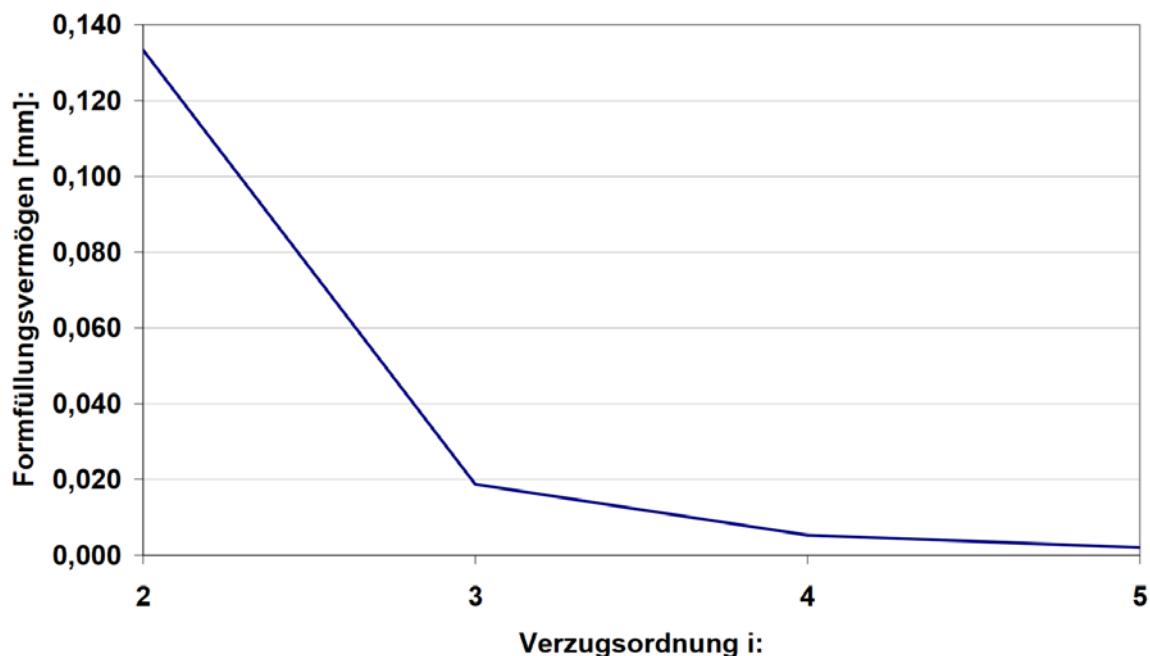


Abbildung 6.24 Formfüllungsvermögen eines selbstspannenden, geschlitzten Kolbenrings mit einem mittleren Durchmesser von $D=80$ mm und einem Kolbenringparameter von $K=0,03$ [KUH01]

Im Rahmen erster Optimierungsmaßnahmen am Kurbelgehäuse des CD-155 werden konstruktive Änderungen vorgenommen und der Einfluss der oben genannten Maßnahmen analysiert. Dazu wird der Wassermantel im Kurbelgehäuse halbiert, die Senkbohrungen für die Zylinderkopfschrauben vertieft und die Gewindeanschlüsse unterhalb des Wassermantels versetzt. Durch die tiefliegenden Gewindesteckschraubpunkte soll die Verformung der Zylinder bei der Zylinderkopfmontage und damit der Zylinder-Kaltverzug reduziert werden. Durch die Verbreiterung und Vereinfachung der Lagerstühle soll die Belastbarkeit des Kurbelgehäuses für Zylinderspitzen drücke über 200 bar erhöht werden. Die Lagerstühle werden um 3 mm verbreitert und an den Seitenflächen planar ausgeführt. Durch die damit verbundene Reduzierung der Flächenpressung im Lagerstuhl-Hauptlager-Kontakt ist eine Erhöhung der Stehbolzen-Vorspannkraft möglich, wodurch die Mittelspannungen angehoben und die dynamischen Spannungsamplituden verringert werden können. Dadurch soll die Betriebsfestigkeit erhöht werden. Die Stehbolzen werden zusätzlich versetzt, um den Gleitlagersteg (Steg zwischen Stehbolzen und Gleitlagerschale) zu maximieren. Abbildung 6.25 zeigt das Konstruktionskonzept.

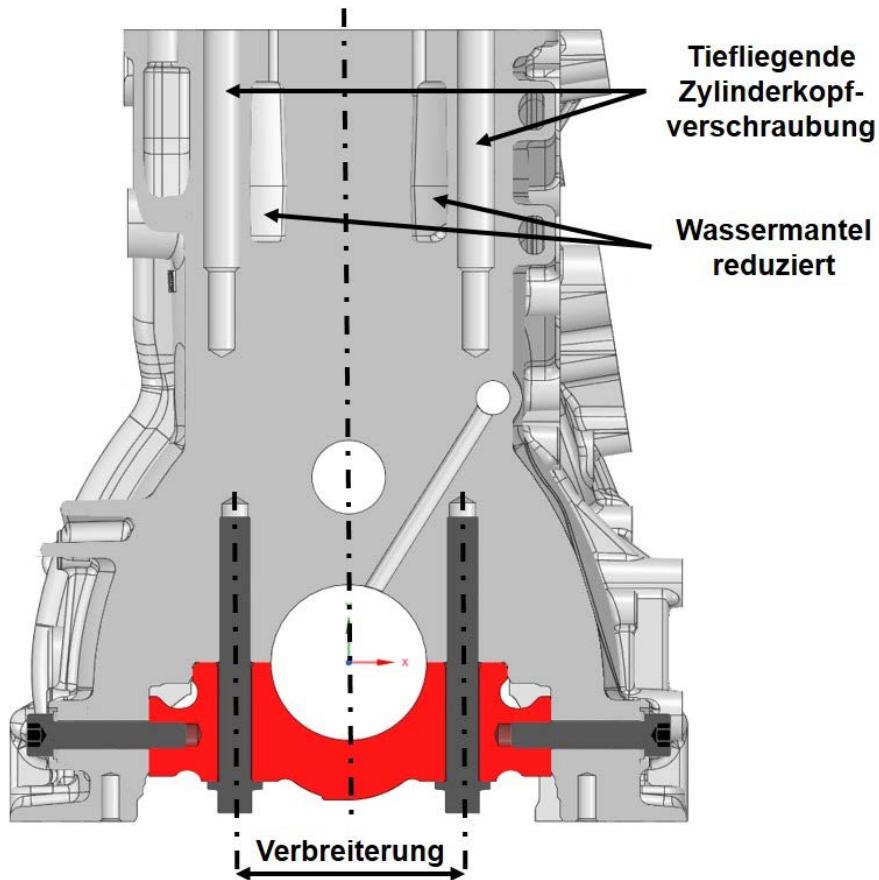


Abbildung 6.25 Erstes Konstruktionskonzept – Tiefliegende Zylinderkopfschraubengewinde bei Halbierung des Wassermantels

Für die Analyse des Zylinder-Kaltverzugs werden jeweils die Zylinderverformungen der FE-Modelle im Serienstand als auch des Konstruktionskonzepts unter der Zylinderkopfverspannung (Lastschritt 1) betrachtet. Die Auswertung der Verformungen erfolgt in vier Liner-Ebenen (Topdeck, 12 mm, 40 mm und 108 mm Tiefe). Die Ergebnisse sind in Abbildung 6.26 dargestellt. Als Referenz für die Auswertung dient der unverformte Linerzustand (schwarz). Da die Verformungen etwa im 10-tel Millimeterbereich liegen, sind die Ergebnisse zur besseren Visualisierung 500-fach skaliert. Bei Betrachtung der Zylinderverformung des Serienkurbelgehäuses (grün) wird der ausgeprägte Zylinder-Kaltverzug 4. Ordnung in Form von kleeblattförmigen Verzügen am Topdeck deutlich erkennbar. Zu den tieferen Ebenen hin nimmt dieser ab. Unterhalb des Topdecks dominieren ausgeprägte ovalförmige Zylinderverzüge und damit Verzüge 2. Ordnung. An den äußeren Zylindern 1 und 4 ist zudem über die gesamte Liner-Höhe eine verstärkte Exzentrizität zur Zylinderhochachse (1. Ordnung) zu erkennen. Anhand des Topdecks wird der Einfluss des Gewindegewinns ersichtlich, der sich beim Serienkurbelgehäuse in der Nähe des Topdecks befindet und verstärkt Zylinderverzüge 4. Ordnung hervorruft.

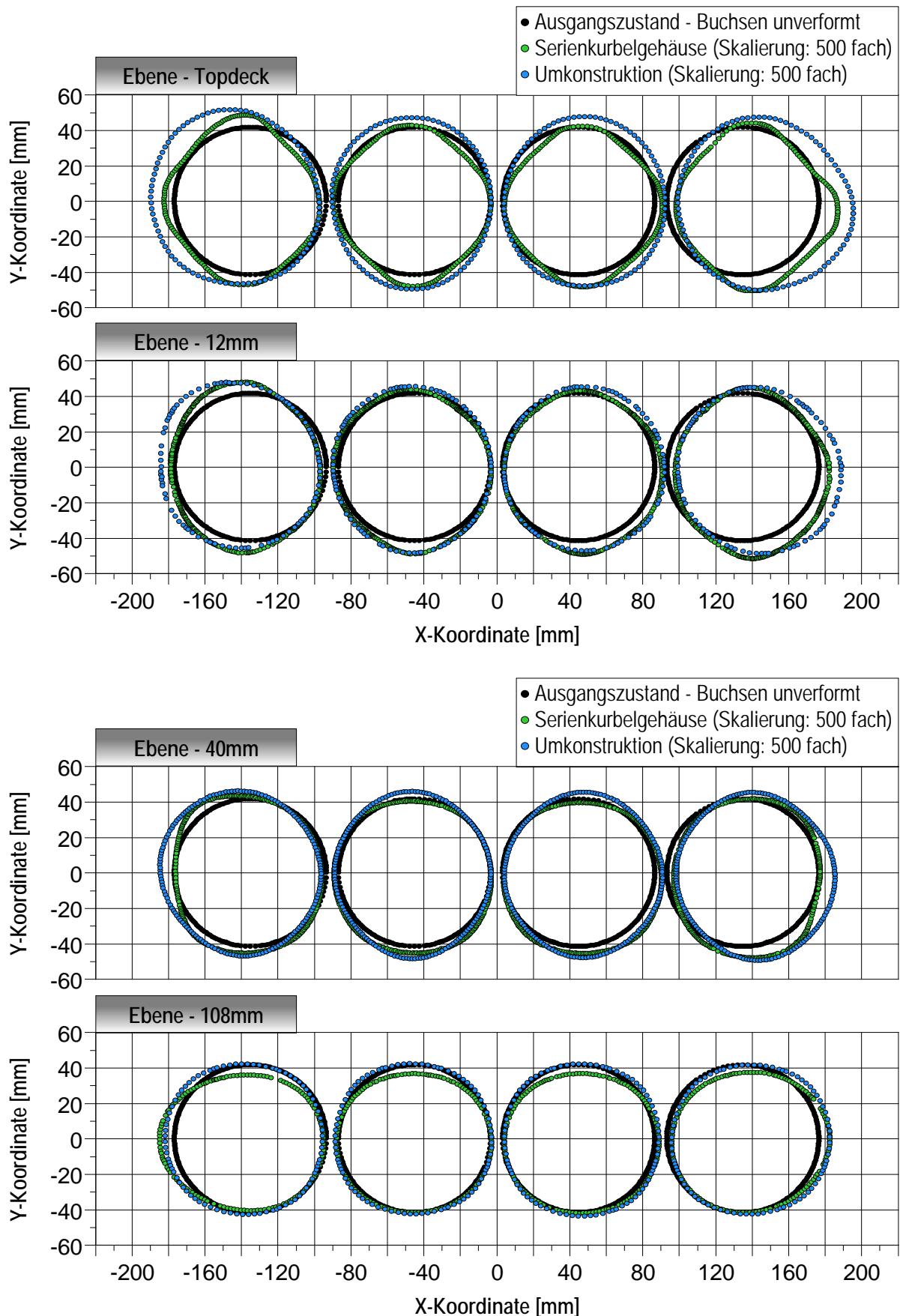


Abbildung 6.26 Vergleich der Zylinder-Kaltverzüge am Benchmark-Kurbelgehäuse sowie am ersten Konstruktionskonzept

Mit der Halbierung des Wassermantels und dem Beginn der Gewindegewindeinschraubung unterhalb des Wassermantels können die kleeblattförmigen Verzüge deutlich reduziert werden, wie die Verformung der Zylinder am Konstruktionskonzept (blau) in Topdeck-Ebene zeigt. Stattdessen tritt überwiegend eine Verformung 2. Ordnung auf. Allerdings ist in den verschiedenen Ebenen zu erkennen, dass mit Änderung der Verzugsordnung die Größe der Verformung im Konstruktionskonzept zunimmt. Das Formfüllungsvermögen der Kolbenringe nimmt jedoch mit der Verringerung der Fourierordnung (vgl. Abbildung 6.24) zu, was zu einer besseren Kompensation der Rundheitsabweichung und damit zu einer besseren Dichtwirkung führt. Somit können bei der Umsetzung des betrachteten Konstruktionskonzepts deutliche Verbesserungen im Zylinder-Kaltverzug erzielt werden.

Als zweite Optimierungsmaßnahme wird die Verbreiterung der Lagerstühle am Kurbelgehäuse betrachtet. Das Ziel ist hierbei die Reduzierung der Spannungen an den Gleitlagerstegen sowie die Erhöhung der Lagerstühle für Zylinderspitzen drücke über 200 bar. Die im Betrieb auftretenden dynamischen Spannungsamplituden sollen reduziert werden, um die Betriebsfestigkeit zu erhöhen. Dazu werden die Beanspruchungen in den Lagerstühlen bei mechanischer Belastung sowohl für den Serienstand als auch für das optimierte Konstruktionskonzept analysiert. Die Ergebnisse für den Lastschritt 1 (Schraubenvorspannung) und den Lastschritt 3 (Gleitlagerbelastung) sind in Abbildung 6.27 dargestellt.

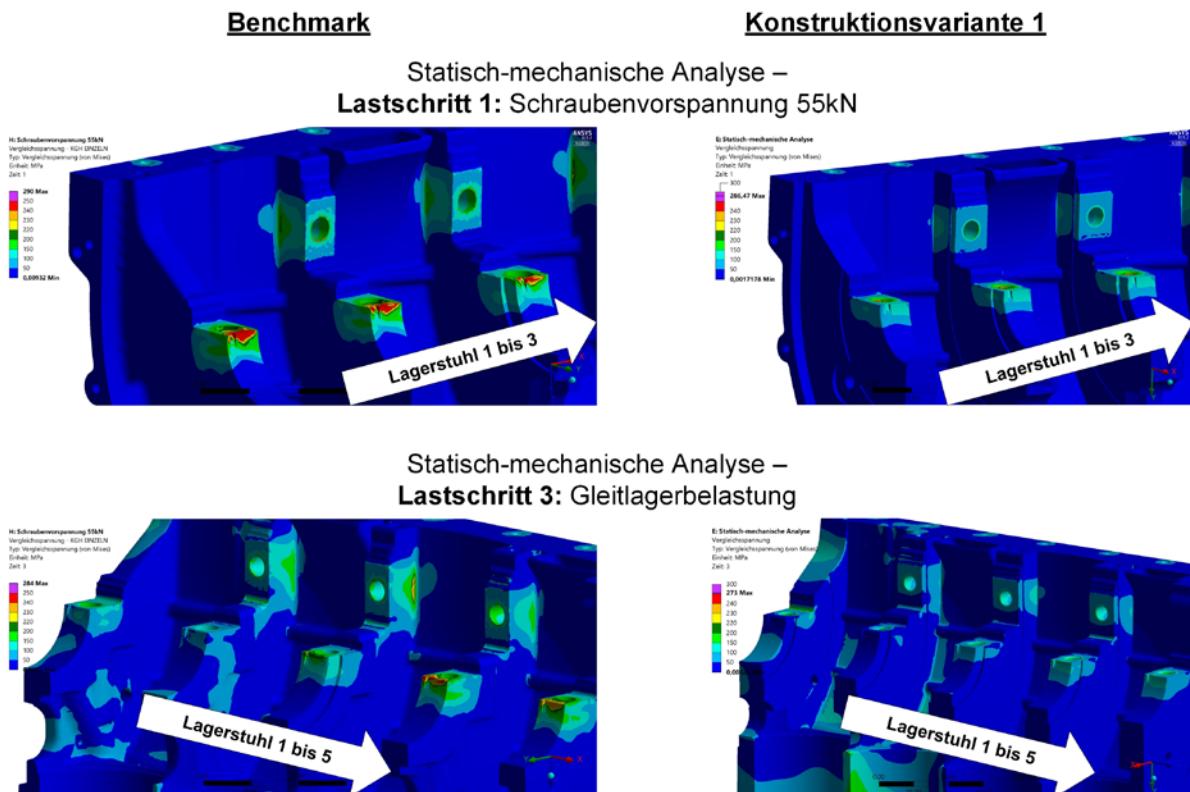


Abbildung 6.27 Spannungsverteilung an den Lagerstühlen für Lastschritt 1 und 3 (links: Serienstand, rechts: Konstruktionskonzept)

Die konstruktiven Änderungsmaßnahmen (Abbildungen rechts) zeigen eine deutliche Spannungsreduzierung durch die Vergrößerung der Kontaktflächen zwischen den Lagerstühlen und den Hauptlagern. Der Versatz der Stehbolzen reduziert die Spannungen im Bereich der Gleitlagerschalennut deutlich. Die Spannungsspitzen am Gleitlagersteg sowie in der Gleitlagerschalennut werden eliminiert. Aufgrund der größeren Auflageflächen mit Verbreiterung der Hauptlagerdeckel werden die Spannungen im Bereich der Kurbelgehäuse-Schürzen zusätzlich gesenkt.

Anhand der dargestellten Ergebnissen können erste mechanische Optimierungspotentiale am Kurbelgehäuse aufgezeigt werden. So können durch die oben genannten konstruktiven Änderungen sowohl die Zylinder-Kaltverzüge als auch die Belastbarkeit der Lagerstühle positiv beeinflusst werden. Die mit der Halbierung des Wassermantels einhergehende Veränderung der Kühlmittelkühlung und die daraus resultierende Bauteilerwärmung werden im Kapitel „6.2.3 Variantenkonstruktion mit rechnerischem Nachweis“ näher betrachtet.

6.1.4 Validierung der FEM-Rechnung

Arbeitspaket 1.4.0.:	Validierung der FEM-Rechnung
Bearbeitungszeitraum:	01.04.2020 – 31.05.2020
Paketdauer:	2 Monate

Anhand von Messdaten des Serienmotors sollen die thermomechanischen Simulationsergebnisse aus Arbeitspaket 1.2.0. verifiziert, abgeglichen und validiert werden. Die Qualität der Ergebnisse soll dabei verbessert werden. Hierzu dienen Ergebnisse aus Werkstoffprüfungen, Schadensfälle bei Überbelastung des Hubkolbenmotors sowie Messdaten aus thermodynamischen Versuchsreihen. Im Folgenden wird auf die durchgeföhrten Validierungen näher eingegangen.

Validierung von Werkstoffkennwerten

Validierung und Überprüfung der Stehbolzen:

Neben dem Kurbelgehäuse sollen weitere hochbeanspruchte Bauteile im Fokus stehen, die einer direkten Spannungserhöhung infolge einer Zylinderspitzendruckerhöhung unterliegen. Hierzu werden die Stehbolzen betrachtet, die die reibschlüssige Schraubverbindung zwischen Lagerstuhl und Hauptlagerdeckel darstellen. Die Schraubverbindungen leiten dabei die dynamischen Kolbenbelastungen in das Kurbelgehäuse ein und ermöglichen somit den Kraftfluss. Zur Validierung der Werkstoffkennwerte werden Messdaten aus Dauerschwingversuchen an Stehbolzen zweier Herstellungsverfahren verwendet, die von der Continental Aerospace Technologies GmbH zur Verfügung gestellt wurden. Dabei sollen neben schlussgerollten Stehbolzen auch die Eignung von schlussvergüteten Stehbolzen überprüft und analysiert werden. Für die Stehbolzen wurden dazu die Betriebsfestigkeiten mit Werkstoffmessungen nach dem Perlenschnurverfahren auf dem Pulsationsprüfstand durchgeführt. Die Durchführung der Ermüdungsversuche erfolgte dabei nach der DIN 50100 „Schwingfestigkeitsversuch – Durchführung und Auswertung von zyklischen Versuchen mit konstanter Lastamplitude für metallische Werkstoffproben und Bauteile“. Dabei werden die Werkstoffproben auf einer Resonanzprüfmaschine bis zum Bruch bzw. bis zum Erreichen der vorgegebenen Grenzschwingspielzahl ohne Bruch belastet. Bei beiden Stehbolzenvarianten (schlussgerollt und schlussvergütet) befinden sich die Bruchlagen überwiegend in der Lagerstuhlverschraubung (metrisches Gewinde). Ein Bruch an der Gewindemutter am Hauptlagerdeckel (zölliges Gewinde) tritt nur vereinzelt auf. Die Ergebnisse der Versuchsreihen sind in der Tabelle 6.5 und Tabelle 6.6 zusammengestellt. Anhand der Zyklenzahlen bei gleicher Belastung der beiden Stehbolzenvarianten ist zu erkennen, dass die schlussvergüteten Gewinde eine geringere Festigkeit bzw. weniger Lastwechsel bei gleicher Kraftamplitude ertragen als die schlussgerollten Stehbolzen. Bezogen auf die Zylinderspitzendruckerhöhung bedeutet dies, dass lediglich die schlussgerollten Stehbolzen das Potential für höhere Belastungen aufweisen.

Tabelle 6.5: Zyklenzahlen für schlussgerollte Stehbolzen nach dem Perlenschnurverfahren

<u>Proben-Nr.</u>	F_{min}	F_{max}	F_a	F_m	R	<u>Zyklen</u>
	kN	kN	kN	kN	[-]	[-]
1	34,01	84,01	25,00	59,01	0,40	13.800
2	44,01	74,01	15,00	59,01	0,59	108.500
3	49,01	69,01	10,00	59,01	0,71	391.300
4	51,01	67,01	8,00	59,01	0,76	2.777.200
5	37,01	81,01	22,00	59,01	0,46	37.900
6	41,01	77,01	18,00	59,01	0,53	52.400
7	47,01	71,01	12,00	59,01	0,66	356.600
8	52,01	66,01	7,00	59,01	0,79	5.639.400
9	50,01	68,01	9,00	59,01	0,74	1.406.600
10	53,01	65,01	6,00	59,01	0,82	20.000.000
11	35,01	83,01	24,00	59,01	0,42	21.100

Tabelle 6.6: Zyklenzahlen für schlussvergütete Stehbolzen nach dem Perlenschnurverfahren

<u>Proben-Nr.</u>	F_{min}	F_{max}	F_a	F_m	R	<u>Zyklen</u>
	kN	kN	kN	kN	[-]	[-]
1	37,01	81,01	22,00	59,01	0,46	12.300
2	41,01	77,01	18,00	59,01	0,53	22.300
3	44,01	74,01	15,00	59,01	0,59	39.600
4	47,01	71,01	12,00	59,01	0,66	83.900
5	50,01	68,01	9,00	59,01	0,74	286.600
6	53,01	65,01	6,00	59,01	0,82	922.200
7	55,01	63,01	4,00	59,01	0,87	20.000.000
8	52,01	66,01	7,00	59,01	0,79	535.100
9	54,01	64,01	5,00	59,01	0,84	1.922.600
10	49,01	69,01	10,00	59,01	0,71	169.700
11	45,01	73,01	14,00	59,01	0,62	48.600

Zur Validierung der FEM-Simulation wird die Prüfmethodik der Stehbolzen simulativ abgebildet. Dazu wird der Prüfaufbau der Resonanzprüfmaschine konstruktiv nachgebildet und die im Versuch ermittelten Wöhlerlinien der schlussgerollten und schlussvergüteten Stehbolzen in das Simulationsmodell implementiert. Die Überprüfung der Simulationsgüte erfolgt anhand der orange markierten Lastfälle (siehe Tabelle 6.5 und Tabelle 6.6). Die Randbedingungen der Betriebsfestigkeitssimulationen entsprechen dabei denen der Messversuche.

Anhand der prozentualen Abweichungen der Simulationsergebnisse von den Messdaten in Tabelle 6.7 und Tabelle 6.8 ist zu erkennen, dass diese sowohl bei schlussgerollten als auch bei schlussvergüteten Stehbolzen mit zunehmender Schraubenvorspannkraft stetig abnimmt. Für hohe Stehbolzenbelastungen, also Bereiche der Kurzzeitfestigkeit, zeigen die simulativ ermittelten Zyklenzahlen eine gute Übereinstimmung. In Richtung Dauerfestigkeit nimmt der Simulationsfehler zu und erreicht eine Abweichung von ca. 17,5 % bei den schlussgerollten und ca. 20,1 % bei den schlussvergüteten Stehbolzen. Die Bruchlagen, die sich aus der Simulation ergeben, weichen jedoch teilweise von denen der Versuche ab. Während die Werkstoffproben in den Gewinden ermüden, liegen die höchstbeanspruchten Bereiche in der Simulation teilweise am Schaft der Stehbolzen. Dies lässt sich durch die Vereinfachung der Schraubverbindung im Gewindegang in der Simulationsumgebung erklären. Die Gewinde werden hier lediglich als Zylinder dargestellt. Dabei wird bei den Stehbolzen der Gewindeaußendurchmesser und bei den Einschraubgewinden (Lagerstuhl und Muttern) der Kernlochdurchmesser verwendet. Durch die gewollte Überdeckung der Stehbolzengewinde mit den Lagerstuhl- bzw. Muttergewinden werden die Schraubverbindungen vereinfacht dargestellt. Die Kerbwirkung der Gewinde wird dabei nicht realitätsnah abgebildet, wodurch erhöhte Spannungen in anderen Bereichen auftreten können. Da die Qualität der Ergebnisse mit steigender Belastung zunimmt, werden die Validierungen hinsichtlich der Zylinderspitzendruckerhöhung als ausreichend genau angesehen.

Tabelle 6.7: Abweichung der Zyklenzahlen zwischen Messung und Simulation (schlussgerollte Stehbolzen)

<u>Versuchs-Nr.:</u>	<u>Schrauben-vorspannkraft</u> $F_{Vorsp.}$ bzw. F_{max}	<u>Span-nungsver-hältnis</u> R	<u>Zyklen (Messung)</u>	<u>Zyklen (Simulation)</u>	<u>Abweichung</u> $ N_{Sim}/N_{Mess} $
	[N]	[-]	[-]	[-]	[%]
1	65010	0,82	20.000.000	20.000.000	/
2	66010	0,79	5.639.400	6.627.500	17,5
3	67010	0,76	2.777.200	2.721.100	2,0
4	74010	0,59	108.500	105.320	2,9
5	81010	0,46	37.900	38.363	1,2

Tabelle 6.8: Abweichung der Zyklenzahlen zwischen Messung und Simulation (schlussvergütete Stehbolzen)

<u>Versuchs-Nr.:</u>	<u>Schrauben-vorspannkraft</u> $F_{Vorsp.}$ bzw. F_{max}	<u>Spannungsverhältnis</u> R	<u>Zyklen (Messung)</u>	<u>Zyklen (Simulation)</u>	<u>Abweichung</u> $ N_{Sim}/N_{Mess} $
	[N]	[\cdot]	[\cdot]	[\cdot]	[$\%$]
1	63010	0,87	20.000.000	15.989.00	20,1
2	64010	0,84	1.922.600	1.759.400	8,5
3	68010	0,74	286.600	301.120	5,1
4	74010	0,59	39.600	38.331	3,2
5	81010	0,46	12.300	12.536	1,9

Nachfolgend werden die Stehbolzen mit den im Motorbetrieb auftretenden Lastkollektiven analysiert und bewertet. Dazu werden FEM-Simulationen mit den im Schwingfestigkeitsversuch ermittelten Wöhlerlinien an den schlussgerollten und schlussvergüteten Stehbolzen durchgeführt. Als Lastkollektive werden die Gleitlagerbelastungen unter Serienbetrieb (155 bar) sowie die Zylinderspitzendruckerhöhung (200 bar) verwendet. Als Referenz dient die Stehbolzenverschraubung am Lagerstuhl 2. Für den Beginn des Dauerfestigkeitsbereichs wird eine Lastwechselzahl von $N = 10^6$ gewählt. Die sich aus den Gleitlagerbelastungen ergebenden Sicherheitsfaktoren der schlussgerollten und -vergüteten Stehbolzen sind in Tabelle 6.9 zusammengestellt.

Tabelle 6.9: Vergleich der minimalen Sicherheitsfaktoren von schlussgerollten und schlussvergüteten Stehbolzen bei Benchmark-Belastung und Zylinderspitzendruckerhöhung (Lagerstuhl 2, Dauerfestigkeit bei $N = 10^6$)

	<u>155 bar-Variante</u>	<u>200 bar-Variante</u>		
<i>Stehbolzen links</i>				
Sicherheitsfaktor	Metrisch	Zöllig	Metrisch	Zöllig
$SF_{Vergütet}$	1,74	2,42	1,03	1,75
$SF_{Gerollt}$	2,66	3,67	1,57	2,63
$SF_{Vergütet}/SF_{Gerollt}$	0,65	0,66	0,65	0,67
<i>Stehbolzen rechts</i>				
$SF_{Vergütet}$	1,56	1,97	0,83	0,92
$SF_{Gerollt}$	2,31	2,98	1,25	1,40
$SF_{Vergütet}/SF_{Gerollt}$	0,67	0,66	0,67	0,66

Die Ergebnisse zeigen, dass die Verwendung von schlussvergüteten Stehbolzen zu einer Verringerung des Sicherheitsfaktors um etwa ein Drittel (33 bis 35 %) im Vergleich zu schlussgerollten Stehbolzen führt. Hinsichtlich der zusätzlichen Beanspruchung durch die Zylinderspitzendruckerhöhung besitzen die schlussgerollten Stehbolzen somit die größten Festigkeitsreserven, wie aus den Sicherheitsfaktoren in Tabelle 6.9 ersichtlich ist. Somit lässt sich festhalten, dass schlussvergütete Stehbolzen aufgrund der geringeren Wechselfestigkeit im Vergleich zu schlussgerollten Stehbolzen für eine Substitution am Serienmotor nicht geeignet sind.

Validierung des Zylinder-Warmverzugs:

Im Hinblick auf die in Kapitel „6.1.3 Erstes Konstruktionskonzept – Bewertung von Optimierungspotentialen“ aufgezeigten Potentiale im Zylinder-Kaltverzug werden zur Erhöhung der Ergebnisqualität und zur Quantifizierung der Zylinderverzüge die Zylinder-Warmverzüge validiert. Hierzu wurden von Continental Aerospace Technologies Versuche zur Ermittlung des Zylinderverzugs bei verschiedenen stationären Kurbelgehäuse-Temperaturen durchgeführt. Als Stellgröße für die Validierung der Simulationsergebnisse wird die Wärmeausdehnung der Aluminiumlegierung AlSi7MgCu0,5 betrachtet. Die bisher für die FEM-Analyse verwendete thermische Ausdehnung basiert auf einem statischen Literaturwert. Aufgrund der Temperaturabhängigkeit der Werkstoffkenngröße wird die Wärmeausdehnung der Aluminiumlegierung für verschiedene Bauteiltemperaturen iterativ angenähert. Ein Auszug aus den Mess- und Simulationsergebnissen ist für die Zylinder 1 und 2 mit Tabelle 6.10 für Bauteiltemperaturen von 60 °C und 105 °C gegeben. Es werden vier Messpunkte an der Zylinderwand in jeweils drei Ebenen betrachtet. Die Höhe h der Ebene wird vom Topdeck aus gemessen.

Anhand der Ergebnisse in Tabelle 6.10 ist zu erkennen, dass die Streuung der ermittelten Zylinderverformungen in der jeweiligen Ebene recht hoch ist. Besonders auffällig sind die Ergebnisse bei 0 ° Linerwinkel (90 ° zur Kurbelwellenachse). Diese Zylinderverformungen weisen für beide Zylinder in allen Ebenen die größten Abweichungen auf und liegen unter denen der Messungen. Im direkten Vergleich der beiden Bautemperaturen weisen die Zylinderverzüge bei 105 °C qualitativ die geringsten Abweichungen zu den Messdaten auf.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die dreidimensionale Zylinderverformung ein präzise abgestimmtes FE-Modell mit temperaturspezifischen Materialkennwerten erfordert. In den Simulationen wurde der Bearbeitungsschritt des Honens vernachlässigt, der für eine quantitative Aussage zur Zylinderverformung integriert werden muss. Um Tendenzen von Änderungsmaßnahmen in den Materialkennwerten oder auch in der Konstruktion analysieren und bewerten zu können, ist die durchgeführte Validierung des Zylinder-Warmverzugs für das Kurbelgehäuse des CD-155 hinreichend genau.

Tabelle 6.10: Vergleich der Zylinder-Warmverzüge für die Kurbelgehäuse-Temperaturen von 60 °C und 105 °C

<i>Konditionierung auf T=60 °C</i>									
		Zylinder 1				Zylinder 2			
Winkel am Liner		0°	45°	90°	135°	0°	45°	90°	135°
h = 10	Messung:	0,091	0,046	0,055	0,035	0,078	0,049	0,055	0,036
	Simulation:	0,037	0,042	0,051	0,062	0,044	0,046	0,052	0,056
Übereinstimmung [%]		40,2	91,4	92,7	176,6	56,4	93,5	93,9	156,6
h = 55	Messung:	0,089	0,092	0,071	0,077	0,096	0,089	0,063	0,077
	Simulation:	0,037	0,046	0,053	0,063	0,044	0,049	0,052	0,059
Übereinstimmung [%]		41,3	50,2	74,8	81,4	45,7	55,2	82,4	76,8
h = 103	Messung:	0,063	0,077	0,086	0,065	0,079	0,07	0,068	0,07
	Simulation:	0,035	0,045	0,054	0,059	0,044	0,046	0,052	0,057
Übereinstimmung [%]		56,1	58,4	63,2	90,7	55,5	66,3	76,7	81,5
<i>Konditionierung auf T=105 °C</i>									
		Zylinder 1				Zylinder 2			
Winkel am Liner		0°	45°	90°	135°	0°	45°	90°	135°
h = 10	Messung:	0,176	0,138	0,142	0,121	0,163	0,13	0,129	0,119
	Simulation:	0,092	0,103	0,118	0,137	0,105	0,111	0,120	0,129
Übereinstimmung [%]		52,5	75,0	83,1	113,0	64,3	85,3	92,9	108,2
h = 55	Messung:	0,169	0,177	0,145	0,156	0,178	0,164	0,136	0,159
	Simulation:	0,098	0,109	0,121	0,138	0,109	0,114	0,120	0,133
Übereinstimmung [%]		57,8	61,6	83,7	88,8	61,3	69,7	88,3	83,3
h = 103	Messung:	0,138	0,154	0,159	0,139	0,156	0,144	0,138	0,146
	Simulation:	0,096	0,108	0,124	0,135	0,110	0,111	0,121	0,131
Übereinstimmung [%]		69,8	70,1	78,1	97,0	70,5	77,2	87,5	89,9

Validierung des FE-Modells anhand von Schadensbildern

Anhand von Schadensfällen, die bei Überlastversuchen auf dem Motorenprüfstand der Continental Aerospace Technologies aufgetreten sind, werden diese mit Simulationsergebnissen verglichen. Dabei wird das Lastkollektiv bei einem Zylinderspitzendruck von 200 bar zugrunde gelegt. Der Fokus liegt dabei auf überhöhten Zugbeanspruchungen sowie einer Überschreitung der Wechselfestigkeit der Kurbelgehäuse-Aluminiumlegierung im Bereich der Lagerstühle. In Abbildung 6.28 sind hierzu die Ergebnisse

der Zugbeanspruchungen (maximale Hauptspannungen) infolge der Schraubenvorspannung (Lastschritt 1) dargestellt. Als Simulationsmodell wird hierfür das in Abbildung 6.11 dargestellte, hochvernetzte Teilmodell des Lagerstuhls 1 verwendet. Durch die hohe Auflösung der Rundungen und Fasen soll das Auftreten von Singularitäten minimiert werden. Es ist zu erkennen, dass allein durch die Montage der Hauptlagerdeckel hohe Zugspannungen im Bereich der Gleitlagerschalennut entstehen. Durch die zyklische Belastung in den Verbrennungstakten werden die Lagerstühle stetig schwellend beansprucht. Mit steigendem Zylinderspitzendruck erhöhen sich die Lagerkräfte in den Hauptlagern, was zu erhöhten Spannungsamplituden führt und damit die ertragbare Lastwechselzahl der Betriebsfestigkeit herabsetzt. Die Rissbildung und Ermüdung im Bereich der Nut, wie in Abbildung 6.28 erkennbar, sind wie in Überlastversuchen von Continental Aerospace Technologies die Folge. Mit Hilfe des FE-Modells zum CD-155 können somit bereits ohne Validierungsmaßnahmen kritische Bereiche der Kurbelgehäuse-Struktur detektiert werden.

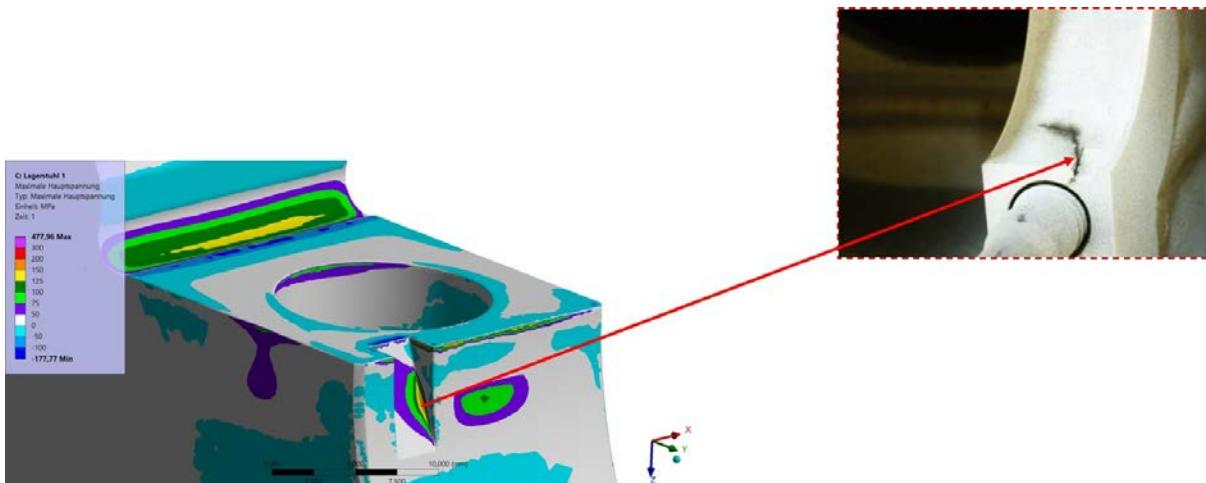


Abbildung 6.28 Rissbildung in der Gleitlagerschalennut bei Überbelastung (Lagerstuhl 1)

Als zweites Beispiel wird die schwellende Beanspruchbarkeit der Lagerstühle betrachtet. Hierzu wurden Betriebsfestigkeitsuntersuchungen auf Basis der mechanischen Beanspruchung im Motorbetrieb mit erhöhten Lagerkräften durchgeführt. Relevant sind dabei die mechanischen Spannungen, die durch die Schraubenvorspannung (Lastschritt 1) sowie durch die Gleitlagerbelastung (Lastschritt 3) hervorgerufenen werden. Aus den jeweiligen Spannungsergebnissen werden die Oberspannung σ_o sowie die Unterspannung σ_u ermittelt, die das Spannungsverhältnis nach Gleichung 6.3 ergeben. Die Mittelspannung aus der Zylinderspitzendruckerhöhung liegt im Bereich von $\sigma_m = 135 \text{ MPa}$ und die der Spannungsamplitude bei $\sigma_a = 115 \text{ MPa}$. Die Ergebnisse der Untersuchung sind in Abbildung 6.29 dargestellt. Es sei darauf hingewiesen, dass die Validierung der Werkstoffdaten für die Aluminiumlegierung AlSi7MgCu0,5 zu diesem Zeitpunkt noch nicht durchgeführt wurde. Sowohl die statischen als auch die dynamischen Materialkennwerte entsprechen der in ANSYS implementierten Aluminiumlegierung.

Die Ergebnisse der Betriebsfestigkeitsuntersuchung spiegeln den im Überlastfall des CD-155 aufgetretenen Schadensfall wider (Abbildung 6.29, rechts). Die Rissbildung tritt bei Betrachtung der Simulationsergebnisse, wie auch des Schadensbilds, am Übergang zwischen Hauptlagerdeckel und Schürzenanbindung auf.

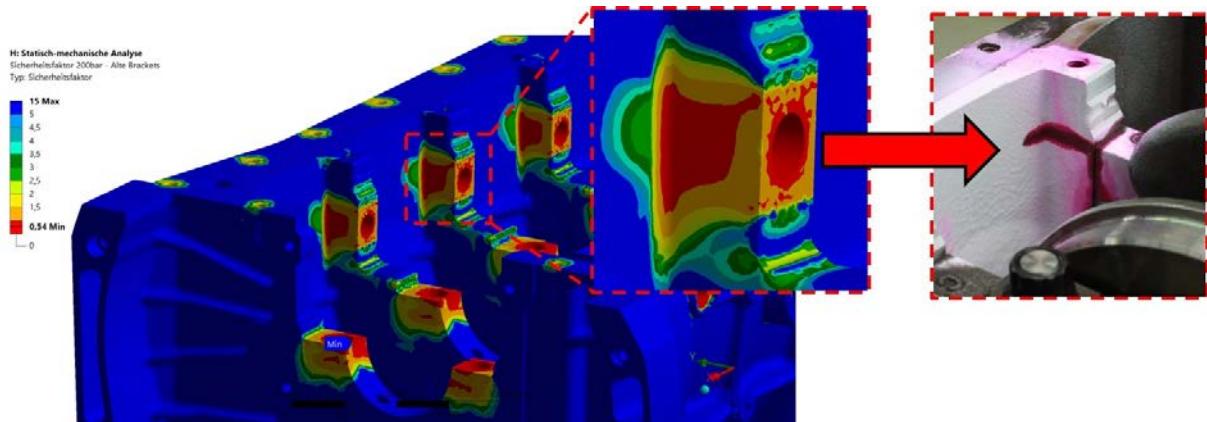


Abbildung 6.29 Rissbildung am Lagerstuhl bei Überbelastung (Seitenverschraubung am Lagerstuhl 3)

Die dargestellten Simulationsergebnisse verdeutlichen die hohe Relevanz von Betriebsfestigkeitsuntersuchungen. Quasistatische Beanspruchungsanalysen, wie in den dargestellten Beispielen, sind dabei zielführend für die Auslegung einer optimierten Kurbelgehäusestruktur.

Validierung und Analyse des Kühlmittelkreislaufs am CD-155

Um die Kühlmittelkühlung am CD-155 analysieren und bewerten zu können, ist eine Validierung des Kühlmittelkreislaufes erforderlich. Aus den Ergebnissen sollen zudem strömungstechnische Optimierungspotentiale abgeleitet werden. In Hinblick auf das Lastprofil des Hubkolbenmotors, das in der Regel bei über 70 % Lastanforderung bis hin zur Volllast liegt, werden hohe Anforderungen an die Kühlmittelkühlung gestellt. Die Wärmeenergie aus der Verbrennung muss optimal abgeführt werden, um eine Überhitzung des Motors sowie lokale Hotspots zu vermeiden. Von großer Bedeutung ist auch der Kühlmitteldruck im System bzw. der stoffspezifische Dampfdruck des Fluids. Abbildung 6.30 verdeutlicht dies anhand der Dampfdruckkurven von reinem Wasser (H_2O), Propylenglykol (41P) und Ethylenglykol (41E) mit einem Gewichtsanteil von 41,84 %. Eine Unterschreitung des Dampfdrucks ist über den gesamten Temperaturbereich zu vermeiden, um das Auftreten von Kavitation und daraus resultierende Abrasionsschäden bzw. Kavitationsfraß im Kühlmittelsystem auszuschließen.

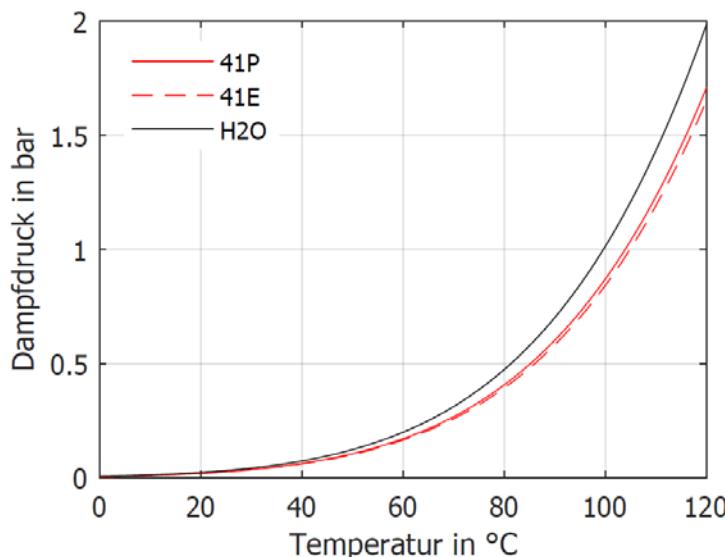


Abbildung 6.30 Dampfdruck für Wasser-Glykol-Gemische im Vergleich zu Wasser [PAN 20]

Für den Aufbau des Simulationsmodells des Kühlmittelkreislaufs wird eine gekoppelte CFD-FEM-Analyse gewählt und eingesetzt. Die CFD-Simulation mit CFX erfasst die realitätsnahe Strömungscharakteristik der Kühlmittelströmung, während die thermisch-stationäre FEM-Analyse den Energieeintrag in die Motorbaugruppe realisiert. Durch die iterative Übertragung der Ergebnisse innerhalb der Analyseverfahren wird der Einfluss der Kühlmittelströmung in Kombination mit dem Wärmeintrag erfasst.

Randbedingungen der CFD und FEM:

Um ein realitätsnahes Strömungsprofil der Kühlmittelströmung abzubilden, wird der gesamte innere Kühlmittelkreislauf des CD-155 in der Simulationsumgebung aufge-

baut. Dies dient dazu, mögliche Querbeeinflussungen der einzelnen Komponenten untereinander zu detektieren. Der Kühlmittelkreislauf besteht dabei aus den WassermanTEL des Kurbelgehäuses und des Zylinderkopfes sowie der Kühlmitteldurchströmung des Saugrohrs. Als Systemgrenzen werden der Eintritt des Kühlmittelstroms aus der Wasserpumpe, der Austritt aus dem Saugrohr sowie die Austritte zum Kühlmittel-/Öl- und Kühlmittel-/Getriebeöl-Wärmetauscher gewählt. Der schematische Kühlmittelkreislauf ist in Abbildung 6.31 dargestellt. Die Randbedingungen für Kühlmitteldurchfluss, -druck und –temperatur wurden durch Prüfstandsmessungen der Continental Aerospace Technologies zur Verfügung gestellt. Die Parametrierung der Strömungs-simulation erfolgt mit den am Motorenprüfstand gemessenen Eintritts- und Austrittsvolumenströmen. Zur Validierung werden die sich einstellenden Kühlmitteldrücke an den jeweiligen Druckmessstellen herangezogen. Als Referenz dienen die Kühlmitteldrücke am Wasserpumpenaustritt, am Saugrohraustritt sowie die Kühlmitteldrücke in den V-Kanälen des Zylinderkopfes. Damit ist der Druckverlust über den gesamten Kühlmit-telkreislauf eindeutig definiert.

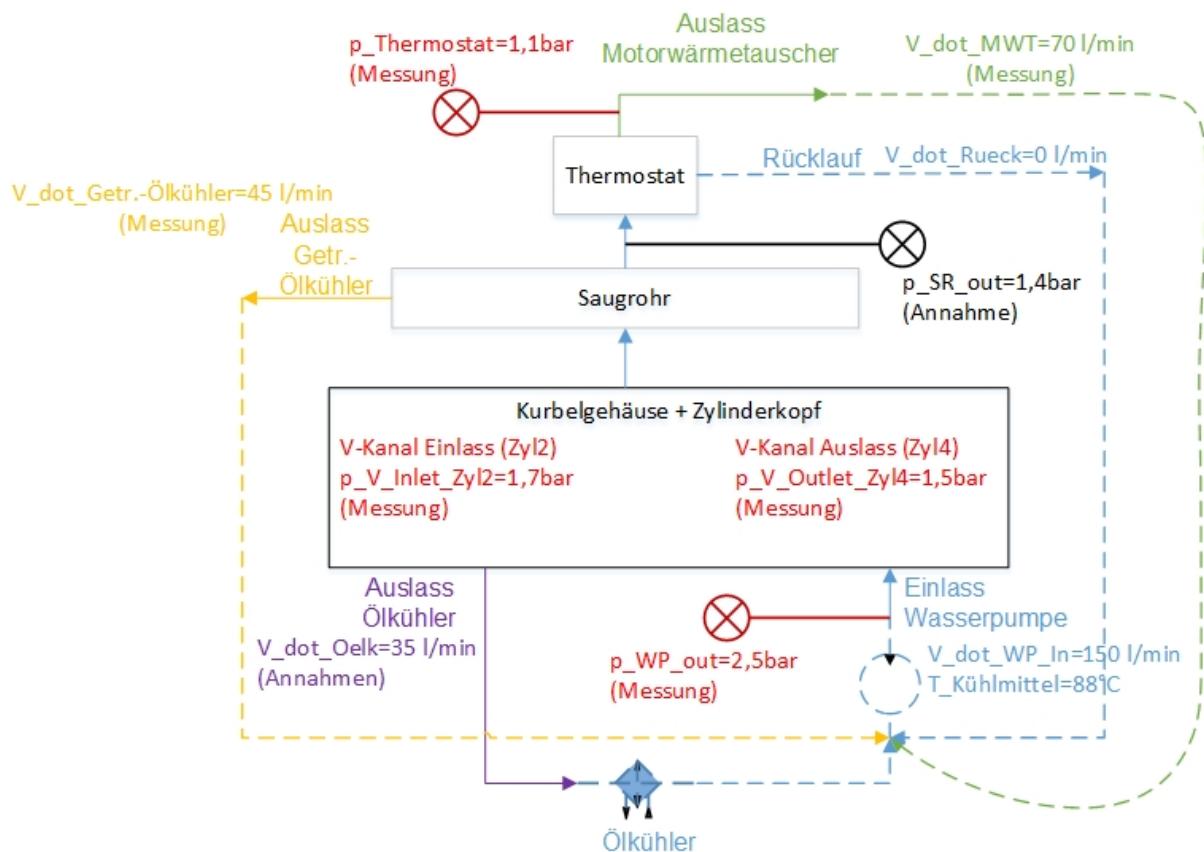


Abbildung 6.31 Schema des Kühlmittelkreislauf am CD-155

Zur simulativen Abbildung der Fluideigenschaften des Wasser-Glykol-Gemisches werden Literaturwerte verwendet. Dabei wird ein Kühlmittel mit ähnlichen Stoffeigenschaf-ten wie das im Motorenversuch verwendete Glysantin® G48® auf Ethylenglykolbasis gewählt. Ein Auszug der Stoffwerte des Wasser-Monoethylenglykol-Gemisches ist mit Tabelle 6.11 gegeben.

Tabelle 6.11: Auszug der Stoffwerte für Monoethylenglykol [VDI 13]

<u>Gelöster Stoff und Volumen-anteil</u>	<u>Frost-sicher-heits-grenze</u>	<u>Tem-pera-tur</u>	<u>Dichte</u>	<u>Spez. Wärme-kapazi-tät</u>	<u>Wärme-leitfähig-keit</u>	<u>Dyn. Visko-sität *10⁻³</u>	<u>Kin. Visko-sität *10⁻⁶</u>	<u>Tem-pera-turleit-fähig-keit *10⁻⁸</u>
[%]	[°C]	[°C]	[kg/m ³]	[kJ/kg·K]	[W/m·K]	[Ns/m ²]	[m ² /s]	[m ² /s]
52	-40	-40	1108	3,04	0,416	110,80	100	12,35
		-20	1100	3,11	0,409	27,50	25	12,0
		0	1092	3,19	0,405	10,37	9,5	11,6
		20	1082	3,26	0,402	4,87	4,5	11,4
		40	1069	3,34	0,398	2,57	2,4	11,1
		60	1057	3,41	0,394	1,59	1,5	10,9
		80	1045	3,49	0,390	1,05	1,0	10,7
		100	1032	3,56	0,385	0,72	0,7	10,5

Die Parametrierung der thermisch-stationären Analyse erfolgt mit Hilfe der Ergebnisse der 1D-Motorprozessrechnung mit GT-Power. Als Validierungsparameter für die gekoppelte CFD-FEM-Analyse dient die Kühlmitteltemperatur am Saugrohraustritt. Die in Kapitel „6.1.2 FEM-Analyse des CD-155“ verwendeten Energieeinträge werden in den Validierungsschritten zur Kühlmittelkühlung um weitere Wärmeströme ergänzt. Hintergrund ist der zu geringe Wärmeeintrag in das Kühlmittel und damit die zu geringe Kühlmittelerwärmung. Die Wärmeströme werden um folgende Bereiche erweitert:

- Ringpartie der Kolben jeweils im OT und UT
- Lauffläche des Kolbenhemdes
- Ventilsitze an den Ein- und Auslasskanälen.

Ergebnisse der CFD zur Kühlmittelerwärmung und Strömungsausprägung:

Für die Validierung der Simulationsergebnisse zur Kühlmittelerwärmung wird die in den Prüfstandsversuchen ermittelte Temperaturdifferenz zwischen dem Kühlmitteleintritt in den Kurbelgehäusewassermantel und Saugrohraustritt von $\Delta T = 12\text{ K}$ angestrebt. Die sich in der gekoppelten CFD-FEM-Simulation einstellenden Kühlmitteltemperaturen sind in Tabelle 6.12 angegeben. Es ergibt sich eine Temperaturerhöhung zwischen dem Wassermanteleintritt und dem Saugrohraustritt von $\Delta T = 10,5\text{ K}$ bzw. zwischen dem Wassermanteleintritt und dem Austritt zum Kühlmittel-/Getriebeöl-Wärmetauscher von $\Delta T = 11,5\text{ K}$. Die Ergebnisse werden als ausreichend genau für die

Validierung des Kühlmittelkreislaufs angesehen. Aus den unterschiedlichen Kühlmittelaustrittstemperaturen kann jedoch geschlossen werden, dass der Kühlmittelkreislauf nicht gleichmäßig durchströmt wird und sich somit lokale Hotspots ausbilden können.

Tabelle 6.12: Ergebnisse zu den Kühlmitteltemperaturen

<u>Position</u>	$T_{Kühlmittel} [^{\circ}\text{C}]$
Eintritt in den Kurbelgehäuse-Wassermantel	88
Austritt aus dem Saugrohr	98,5
Austritt zum Kühlmittel-/Getriebeöl-Wärmetauscher	99,5
Austritt zum Kühlmittel-/Öl-Wärmetauscher	88,9

Die Strömungscharakteristik des Kühlmittels im inneren Kühlkreislauf ist in Abbildung 6.32 dargestellt. Anhand der Stromlinien (links) und der Bereiche mit niedrigen Kühlmittelgeschwindigkeiten (rechts) lassen sich die strömungsarmen Bereiche des Kühlkreislaufs erkennen. Am Kurbelgehäuse befinden sich niedrige Strömungsgeschwindigkeiten im Bereich zwischen Zylinder 3 und 4 auf der Auslassventilseite, wie in Abbildung 6.32 rechts visualisiert. Im Wassermantel des Zylinderkopfes sind die Bereiche oberhalb der Auslassventile schwach durchströmt.

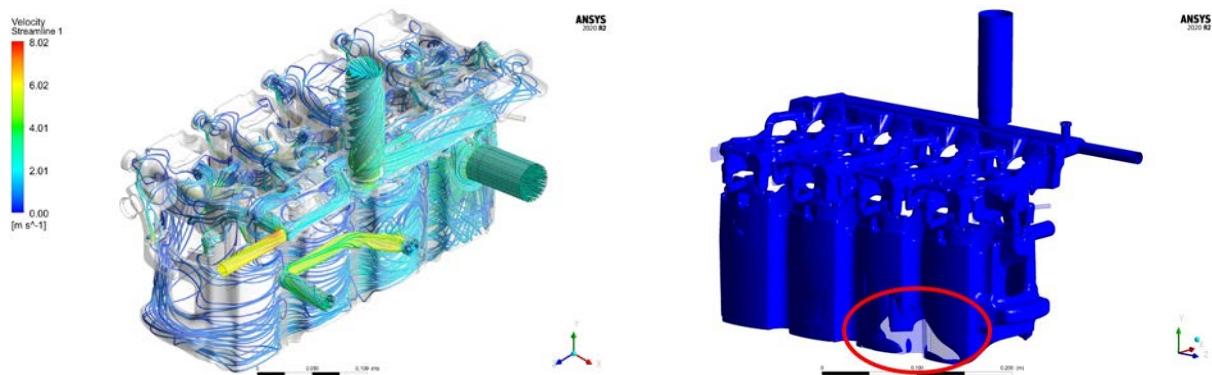


Abbildung 6.32 Strömungsprofil im Kühlmittelkreislauf des CD-155 (links: Stromlinien, rechts: Strömungsgeschwindigkeiten über $v = 0,1 \text{ m/s}$)

Bei Betrachtung der wandnahen Kühlmitteltemperatur in Abbildung 6.33 ist deutlich, dass in diesen Wassermantelbereichen die Gefahr von lokalen Hotspots besteht. Für die Ergebnisse ist anzumerken, dass die Analyse auf linearem Fluidverhalten basiert und eine Zwei-Phasen-Strömung mit ausgebildetem Siedeverhalten bzw. Kavitationsbildung nicht abgebildet wird, wodurch die Fluidtemperaturen weit über die Siedetemperatur aufgeheizt werden. Bei qualitativer Betrachtung kann aus den Ergebnissen jedoch das Risiko der Kavitationsentstehung abgeleitet werden. Bei Überschreiten der kritischen Kühlmitteltemperatur besteht somit die Gefahr die Dampfdruckkurve zu unterschreiten (vgl. Abbildung 6.30). Es können Effekte wie das untermittelte Sieden auftreten, wo lediglich in wandnahen Bereichen die Siedetemperatur erreicht wird.

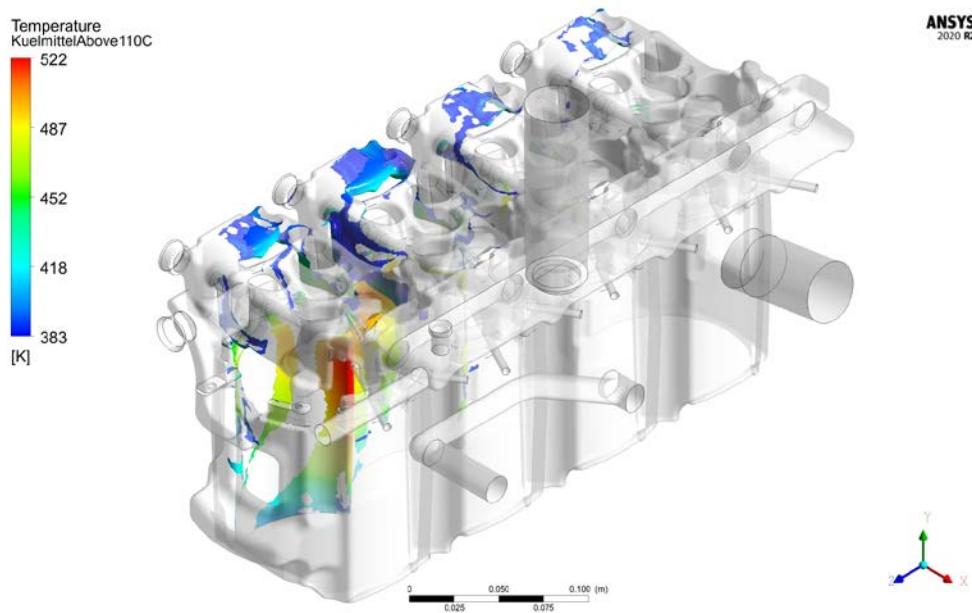


Abbildung 6.33 Kühlmittelerwärmung über 110 °C

Ergebnisse der FEM zu den Oberflächentemperaturen:

Mit den Ergebnissen der thermisch-stationären Analyse kann der Energieeintrag in die Motorbaugruppe sowie die Kühlmittelkühlung am CD-155 beurteilt werden. Die sich in Kombination mit der strömungstechnischen Analyse ergebenden Oberflächentemperaturen sind für das Kurbelgehäuse und den Zylinderkopf in Abbildung 6.34 dargestellt und für ausgewählte Bereiche in Tabelle 6.13 aufgelistet. Es ist anzumerken, dass aufgrund des hohen Aufwands in der Integration und Abdichtung der Sensorik zur Temperaturmessung bis zum Projektende keine Messdaten zur abschließenden Validierung der Bauteiltemperaturen vorlagen. Die Simulationsergebnisse erlauben jedoch eine qualitative Bewertung der Änderungsmaßnahmen und damit eine Quantifizierung der Optimierungen.

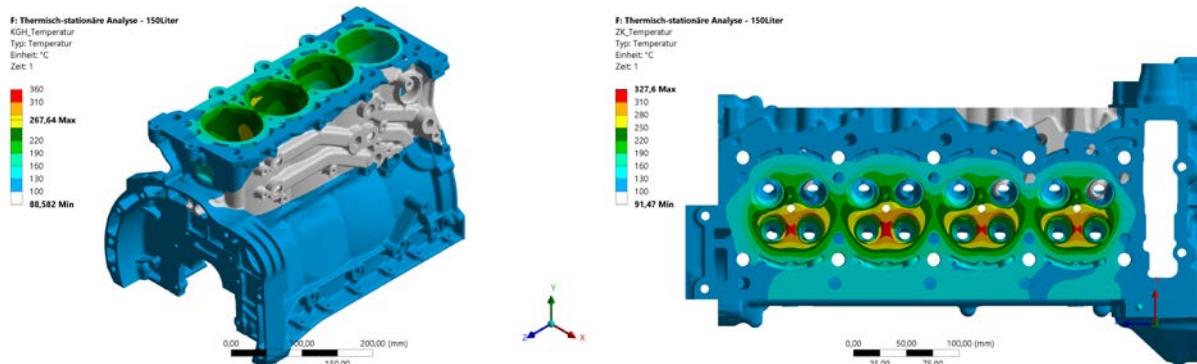


Abbildung 6.34 Oberflächentemperaturen am CD-155 (links: Kurbelgehäuse, rechts: Zylinderkopf)

Abbildung 6.34 und Tabelle 6.13 zeigen die hochbeanspruchten Bereiche am Kurbelgehäuse und am Zylinderkopf. Die Maximaltemperaturen am Kurbelgehäuse treten hierbei an den Zylinderstegen und am Zylinderkopf am Steg der Auslassventile auf. Bei der Betrachtung der Temperaturfelder wird das Potenzial der CFD-FEM-Kopplung deutlich. Im Vergleich zur Ausgangssimulation in Kapitel „6.1.2 FEM-Analyse des CD-155“ (vgl. Abbildung 6.18), in der ein konstanter Energiestrom zur Wärmeabfuhr angenommen wurde, erfolgt die Kühlmittelkühlung anhand der realitätsnahen Durchströmung des Kühlmittelkreislaufs. Daraus lässt sich die Notwendigkeit einer Optimierung der Kühlmitteldurchströmung im Bereich der Zylinder 3 und 4 sowie im Zylinderkopf bei einer Zylinderspitzendruckerhöhung ableiten.

Tabelle 6.13: Ergebnisse zu den Oberflächentemperaturen am Kurbelgehäuse und Zylinderkopf

<u>Bereich</u>	<u>T_{max} [°C]</u>	<u>T_{mittel} [°C]</u>	<u>T_{min} [°C]</u>
Kurbelgehäuse (KGH)	267,64	118,88	88,58
Laufbuchse	267,64	170,26	103,26
Oberfläche am Wassermantel – KGH	249,69	125,66	88,58
Zylinderkopf (ZK)	327,64	117,46	91,47
Brennraumdach	327,64	229,63	139,67
Oberfläche am Wassermantel – ZK	223,66	119,68	91,97
Oberfläche an den V-Kanälen - ZK	183,53	116,99	96,36

6.2 Designstudien Aluminium-Kurbelgehäuse – HAP 2

Hauptarbeitspaket 2.0.0.:	Designstudien Aluminiumguss-Kurbelgehäuse
Bearbeitungszeitraum:	01.03.2020 – 30.11.2022
Paketdauer:	33 Monate

6.2.1 Literaturstudium, Analyse verschiedener Konzepte

Arbeitspaket 2.1.0.:	Literaturstudium, Analyse verschiedener Konzepte
Bearbeitungszeitraum:	01.03.2020 – 31.05.2020
Paketdauer:	3 Monate

Literaturrecherche über Kurbelgehäuse-Konzepte

Bei der Entwicklung eines anforderungsgerechten Kurbelgehäuses gibt es eine Vielzahl von Umsetzungsmöglichkeiten. Nachfolgend soll ein kurzer Überblick über die in der Literatur zu findenden Konzepte zu Kurbelgehäusen gegeben werden.

Bedplate:

Eine besondere Ausführung eines Zylinderkurbelgehäuses ist die Zweiteilung in Oberteil und Bedplate in Höhe der Kurbelwellenachse. Im Gegensatz zur herkömmlichen Ausführung mit einzelnen Lagerdeckeln sind diese bereits im Unterteil integriert. Durch diese Ausführung wird die Konstruktion verstieft und die Schwingungsamplituden werden reduziert, was sich wiederum positiv auf die Akustik auswirkt. Die Verbindung der unteren Hauptlager und deren Verschraubung mit den Lagerstühlen und den Seitenwänden des Kurbelgehäuses führt zu einer stabileren Bauweise und lässt weniger Verformungen im Lastfall zu. Bei besonderen Anforderungen können die Hauptlagerdeckel auch in die Bedplate eingegossen werden. Hierbei werden lokal Elemente aus Sinterwerkstoffen oder Grauguss eingebracht. [KOE 19]

Magnesium-Hybrid Zylinderkurbelgehäuse:

Ziel eines Kurbelgehäuses aus Magnesium mit einem Inlay aus einer übereutektischen Aluminiumlegierung ist es, ein möglichst geringes Leistungsgewicht zu erzielen. Dabei gilt: Je weniger Gewicht bei gleicher Leistung, desto geringer der Kraftstoffverbrauch und damit die Emissionen. Der eingegossene Zylindereinsatz enthält die Verschraubungen für die Zylinderkopfschrauben sowie die Hauptlager. Dies gewährleistet eine ausreichende Festigkeit und reduziert die Verformung. In Abbildung 6.35 ist ebenfalls deutlich zu erkennen, dass der gesamte Wassermantel von der Aluminiumlegierung umgeben ist. Magnesiumlegierungen zeigen im Kontakt mit den standardisierten Kühlmitteln ein stark korrosives Verhalten. Daher ist eine räumliche Trennung erforderlich. Gegenüber Schmieröl sind diese Werkstoffe weitestgehend unempfindlich und können für den innermotorischen Schmiermittelkreislauf eingesetzt werden. Durch die übereutektische Legierung können die Zylinderlaufflächen mit einem zusätzlichen Honschritt direkt in der Fertigung hergestellt werden. Da Magnesium eine deutlich geringere Warmfestigkeit aufweist, ist es zudem wichtig, dass die thermisch hoch belasteten Bereiche durch das Inlay abgedeckt werden. Durch neue Druckgussverfahren kann dieses Konzept auch auf geschlossene Topdecks und damit für höhere Spitzendrücke angewendet werden. In Verbindung mit warmfesteren Magnesiumlegierungen bietet es gute Leichtbaumöglichkeiten. [DOE 05]

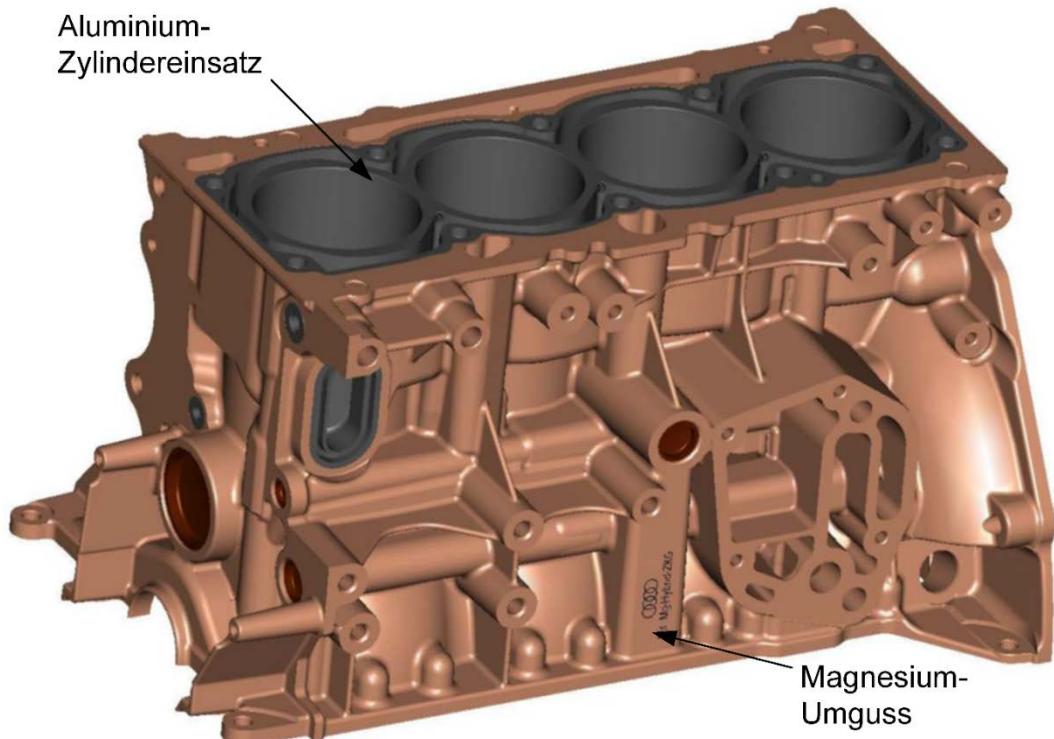
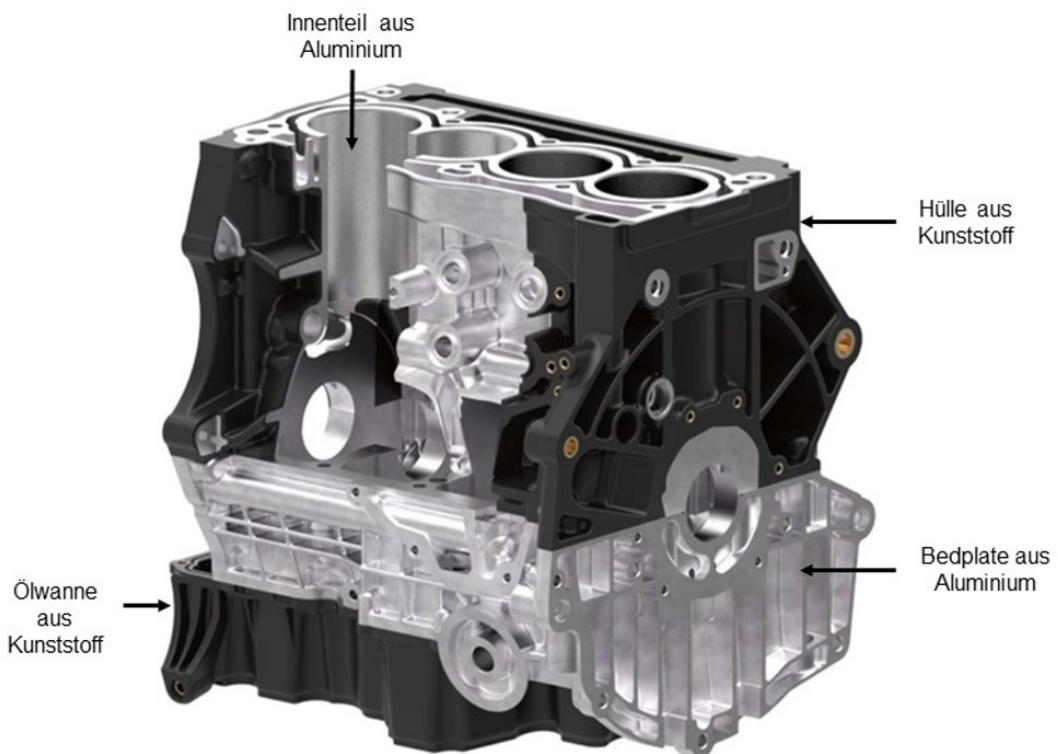


Abbildung 6.35 Magnesium-Hybrid Kurbelgehäuse [DOE 05]

Hybrides Zylinderkurbelgehäuse aus Aluminium und Kunststoff:

Neue Leichtbaupotenziale liegen auch in alternativen Werkstoffen und Werkstoffkombinationen. So wird beispielsweise an neuen Ansätzen geforscht, um das Gewicht des Motors auf das Nötigste zu reduzieren. Durch neue beständigeren Kunststoffe ergeben sich daher auch Untersuchungen an der Machbarkeit eines Kurbelgehäuses aus Kunststoff. Der Grundgedanke ist, ähnlich wie dem bereits erwähnten Kurbelgehäuse aus Aluminium und Magnesium, die gering belasteten Bereiche eines Kurbelgehäuses aus Kunststoff zu fertigen. Das Kurbelgehäusekonzept ist in der Abbildung 6.36 dargestellt und wurde als Prototyp gefertigt. Als Basis diente ein 1,5l TSI Motor der Firma Volkswagen AG.



**Abbildung 6.36 Hybrides Zylinderkurbelgehäuse aus Aluminium und Kunststoff [BEE 19]
[JAU 19]**

Die Bereiche mit den höchsten Belastungen, z.B. aus Montagkräften und Reaktionskräften aus der Verbrennung, werden vom Innenteil (Inlay) aus einer Aluminiumlegierung aufgenommen. Die hier auftretenden Temperaturen von bis zu 200 °C und die wechselnden Gaskräfte übersteigen in diesen Bereichen die Festigkeitseigenschaften von Kunststoffen. Aus diesem Grund sind die Zylinder und deren Hauptlager inklusive Bedplate aus Aluminium gefertigt und nehmen die Hauptbelastungen auf. Die äußere Geometrie dagegen wird von einer Hülle aus Kunststoff gebildet und dient als Anschluss für Anbauteile und Nebenaggregate. Der Kunststoff ist als glasfaserverstärkter Duroplast ausgeführt und weist gegenüber einem Thermoplast Vorteile hinsichtlich Kriechneigung und Medienbeständigkeit auf. Die aus Aluminium gefertigte Bedplate beinhaltet neben den Lagerdeckeln der Kurbelwellenlagerung auch einen Teil des Getriebeflansches und sorgt für die notwendige Steifigkeit. Im Vergleich zur Basis weist

dieser Prototyp eine Gewichtserspartis von 13% auf. Dieses Konzept soll daher einen CO₂-Vorteil bringen, der sich zum einen aus der Kraftstoffeinsparung durch das geringere Gewicht und zum anderen aus der Reduzierung der Treibhausgase im Herstellungsprozess zusammensetzt. Durch den geringeren Aluminiumanteil wird weniger Energie für die Produktion des Metalls benötigt. Dieses Konzept hat aber auch deutliche Schwächen. Ein großer Nachteil ist die geringe Haftung zwischen dem Innenteil und der Hülle aus Kunststoff. Während der Fertigung und den anschließenden Wärmebehandlungen ist es zu Ablösevorgängen und Rissbildungen gekommen, weshalb weitere Forschungsarbeit notwendig ist. [BEE 19] [JAU 19]

Kurbelgehäuse für die Additive Fertigung:

Gewichtsreduzierung und damit Emissionsminimierung sind zentrale Themen in der Motorenentwicklung. Konventionelle Fertigungsverfahren stoßen bei der weiteren Gewichtsoptimierung heutiger Otto- und Dieselmotoren an ihre Grenzen, so dass keine signifikanten Gewichtsreduzierungen mehr realisiert werden können. Aus diesem Grund wurde im Forschungsprojekt LeiMot (Leichtbau Motor) die Entwicklung eines additiv gefertigten Kurbelgehäuses und Zylinderkopfes untersucht. Als Referenz diente der 2,0 l TDI Dieselmotor (EA288 evo) von Volkswagen. Das Konzept sieht die Substitution von Serienbauteilen durch additiv gefertigte Bauteile im Laser-Powder-Bed-Fusion-Verfahren vor. [LIN 20]

Durch die hohe Gestaltungsfreiheit beim Einsatz der additiven Fertigung konnte bereits mit Hilfe eines neuen Zylinderkopfdesigns eine Gewichtseinsparung von ca. 8,5 kg erzielt werden. Dies entspricht einer Gewichtsreduktion von 22% gegenüber dem Referenz-Serienzylinderkopf. Beim Kurbelgehäuse wird die bisherige Deep-Skirt-Bauweise durch ein Short-Skirt-Design mit Bedplate ersetzt. Schwach belastete Bereiche werden durch Hohlräume und Lattice-Strukturen ersetzt. Das Kurbelgehäusekonzept wird in Abbildung 6.37 veranschaulicht. Neben der Gestaltungsfreiheit bei der Integration belastungsangepasster Wandstärken und Stützstrukturen mittels additiver Fertigung wird im LeiMot-Projekt die gezielte Kühlung hochbelasteter Bereiche sowie eine druckverlustminimierte Ölversorgung umgesetzt. So erfolgt die Umströmung der Liner mittels Zwickelkühlung (siehe Abbildung 6.37), die mit konventionellen Fertigungsverfahren nicht realisierbar ist. Zur weiteren Gewichtsminimierung wird im Projekt der Einsatz von Kunststoffen verfolgt. Die Seitenwände des Kurbelgehäuses bestehen dabei auf der Ein- und Auslassseite aus einem hochbelastbaren Faserverbundwerkstoff. Insgesamt werden durch den Einsatz der additiven Fertigung Gewichtsoptimierungen für Zylinderkopf und Kurbelgehäuse von 21% gegenüber dem betrachteten Serienmotor erzielt. [LIN 20]



Abbildung 6.37 Konzept des additiv gefertigten Kurbelgehäuses im LeiMot-Forschungsprojekt [LIN 20]

Zuganker-Konzept:

Die Entwicklung hin zu höheren Literleistungen bei Verbrennungsmotoren und damit zu höheren Zylinderdrücken wirkt sich auch auf die Verschraubungen des Zylinderkopfes und der Hauptlager aus. Um die höheren Belastungen aufzunehmen und gleichzeitig einen optimalen Kraftfluss zu gewährleisten, gibt es Zugankerbolzen aus Stahl, die in das Aluminium-Kurbelgehäuse eingepresst werden. Ziel ist es, dass die Hauptlager- und Zylinderkopfschrauben in den Zuganker eingeschraubt werden und so eine geringere Verformung erzeugen. Die Zugkräfte aus den Schrauben wirken größtenteils im Zugankerbolzen selbst und wirken dabei in entgegengesetzte Richtungen. Dies führt zu geringen Reaktionskräften auf das umliegende Gehäuse aus Aluminium. Bei der Verbrennung entstehen Gaskräfte, die als Zusatzlasten über den Zylinderkopf bzw. Kurbeltrieb auf die Schraubverbindungen übertragen werden. Aufgrund des verwendeten Stahls, der höhere Festigkeitswerte als die Aluminiumlegierung aufweist, können die daraus resultierenden Spannungen im Zugankerbolzen besser aufgenommen werden. Aufgrund des höheren Elastizitätsmoduls ist zudem die Dehnung des Ankergewindes bei gleicher Belastung geringer als bei einer vergleichbaren Verschraubung im Grundwerkstoff aus Aluminium. Die geringere Belastung des Kurbelgehäuses führt dementsprechend zu minimierten Verformungen. Die folgende Abbildung 6.38 zeigt einen Ausschnitt aus einem CAD-Modell mit einem Zugankerkonzept. [WEI 13]

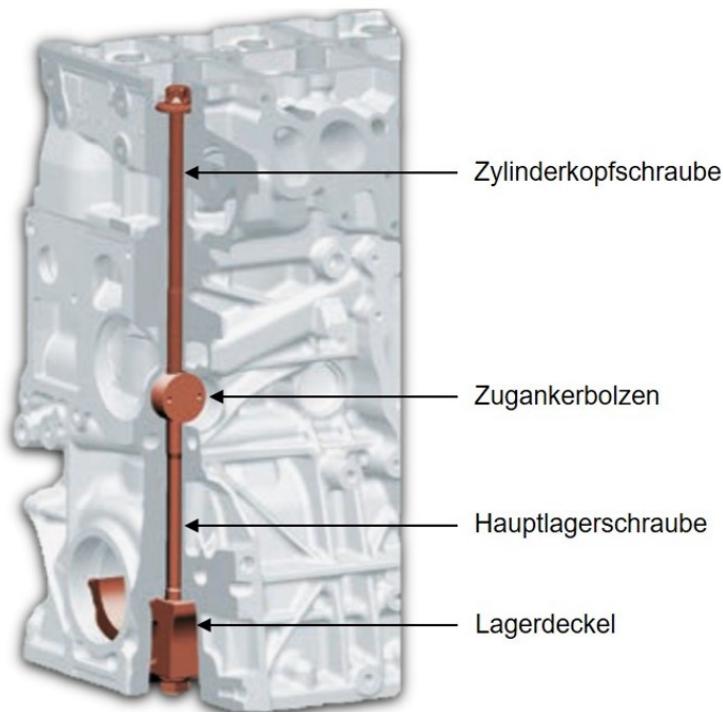


Abbildung 6.38 Zuganker-Konzept [WEI13]

6.2.2 Kreisprozessrechnung zur Ermittlung notwendiger Randparameter

Arbeitspaket 2.2.0.:	Kreisprozessrechnung zur Ermittlung notwendiger Randparameter
Bearbeitungszeitraum:	01.05.2020 – 31.08.2020
Paketdauer:	4 Monate

Zur Ermittlung der notwendigen Randparameter für die Spitzendrucksteigerung und damit zur Wirkungsgradoptimierung des Hubkolbenmotors wurde die 1D-Motorprozessrechnung mit Hilfe der Software GT-Suite eingesetzt. GT-Suite wird von der Firma Gamma-Technologies entwickelt und lizenziert. Gamma Technologies bietet eine Vielzahl von Simulationswerkzeugen für diverse Branchen, wie z.B. Automobil-, LKW- und Nutzfahrzeuge- oder auch Luft- und Raumfahrt an. Die Grundlage bildet eine Multi-Physik-Plattform, die verschiedene Bibliotheken zur Erstellung von Simulationsmodellen enthält [GAM 23]:

- Durchflussbibliothek (beliebige Flüssigkeiten)
- Thermische Bibliothek (alle Arten von Wärmeübertragung)
- Mechanische Bibliothek (Kinematik, Mehrkörperdynamik)
- Steuerungsbibliothek (Signalverarbeitung)
- Integrierte 3D-CFD und 3D-Finite-Elemente (FE) (thermisch und strukturell)

Mit Hilfe des 1D-Modells sollen zudem thermische und mechanische Beanspruchungen abgeleitet werden, die als Randbedingungen für die FEM-Simulation benötigt werden.

Erstellung und Validierung des 1D-Basismodells

Zunächst muss der betrachtete Hubkolbenmotor CD-155 mit Hilfe von GT-Suite virtuell nachgebildet werden. Ziel war es, den kompletten Motor mit Ansaug- und Abgasstrecke, seinem Steuergerät und den Nebenaggregaten abzubilden. Abbildung 6.39 zeigt die grafische Übersicht des 1D-Simulationsmodells, in der die Submodelle sowie wichtige Bereiche der Luftführung hervorgehoben sind. Das Modell ist in die folgenden Teilmodelle gegliedert:

- Hauptmodell: Das Hauptmodell stellt das Grundmodell des Motors dar, mit dem alle weiteren Teilmodelle verknüpft sind. Es bildet die konstruktiven Motorkomponenten einschließlich des Ansaug- und Abgasleitungssystems, der Abgasturboaufladung sowie der Sensorik und Aktorik des Motors ab.
- FADEC: Dieses Teilmodell bildet das Motorsteuergerät FADEC (Full Authority Digital Engine Control) ab. Es beinhaltet die Modellierung der Signalverarbeitung, der Steuerungs- und Regelungsorgane und den Großteil der hinterlegten Kennfelder.

- Reibmodell nach Fischer: Zur Modellierung der Motorreibung wird ein empirisches Modell nach Fischer verwendet, das im Vergleich zu anderen Ansätzen eine einfache Implementierung und Abschätzung der Motorreibung erlaubt.
- Umsatzschwerpunkt: In diesem Teilmodell werden verschiedene Berechnungsschritte verbrennungsrelevanter Größen abgebildet. Dazu gehören die Berechnung des normierten Heizverlaufes, der Verbrennungsschwerpunktlage und die Zylinderdruckabstimmung für den Niederdruck- und Hochdruckteil.
- Zylinderspitzendruckregelung: Für die Regelung des Zylinderspitzendrucks kann ein separates Teilmodell aktivieren werden, das durch Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes den Spitzendruck auf einen vorgegebenen Wert einstellt.
- Ladeluftkühlung: Die Abbildung der Ladeluftkühler ist über ein zusätzliches physikalisches Modell implementiert, das zudem die manuelle Vorgabe der Ladelufttemperatur zur Modell- und Motorauslegung erlaubt.
- Propeller: Die Modellierung und Regelung der mit dem Motor verbundenen Verstellluftschraube erfolgt in diesem Teilmodell. Das Modell ist dabei mit den Parametern eines Kleinflugzeugs und dessen angenommener Beladung bedatet, woraus sich der Propellerwiderstand ergibt.

Die Randbedingungen eines Betriebspunktes (Schub, Flughöhe etc.) können dem Simulationsmodell über das sogenannte Case Setup frei vorgegeben werden. Dort können auch die Parameter des Verbrennungsmodells, der Voreinspritzung und die Funktion der Zylinderspitzendruck- und Umsatzschwerpunkt-Regelung sowie des LLK-Modells angepasst werden. Weitere Größen wie Luftdruck, Umgebungs- und Saugrohrtemperatur können ebenfalls im Case Setup vorgegeben werden, um die Randbedingungen möglichst genau abzubilden. Die Steuerung der Einspritzung im Modell erfolgt über Kennfelder, die den Einspritzverlauf in Abhängigkeit von Injektor-Bestromsdauer und Raildruck über Kennlinien abbilden. Ferner wurde eine Leistungsregelung in das Modell implementiert, die es ermöglicht, die effektive Motorleistung auf einen Zielwert einzustellen, indem die Masse der Haupteinspritzung pro Arbeitsspiel durch Regelung angepasst wird.

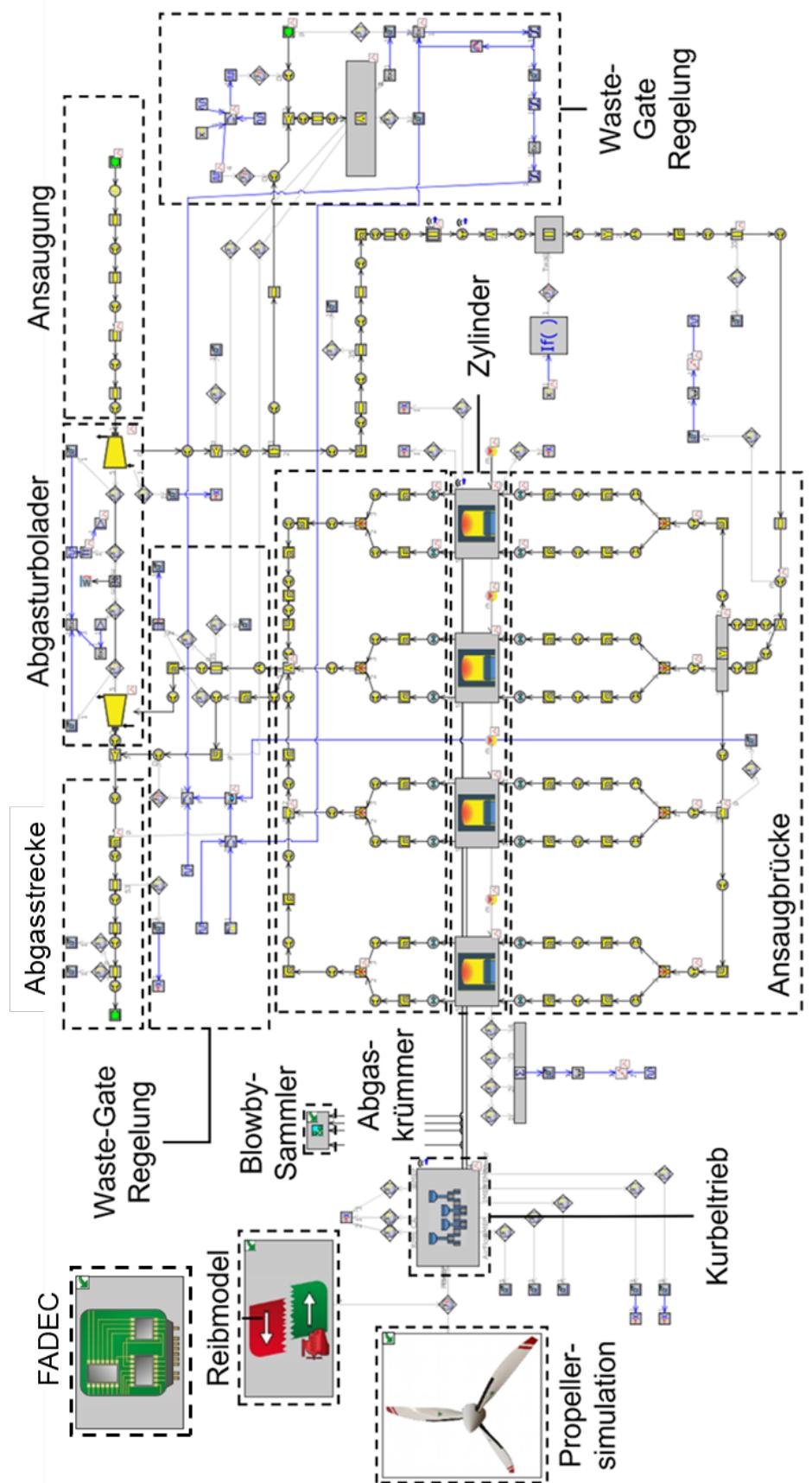


Abbildung 6.39 Überblick des 1D-Simulationsmodells

Die für die Modellparametrierung notwendigen Daten wurden vom Projektpartner Continental Aerospace zur Verfügung gestellt. Abbildung 6.40 gibt einen Überblick über die für die Abstimmung verwendeten Betriebspunkte.

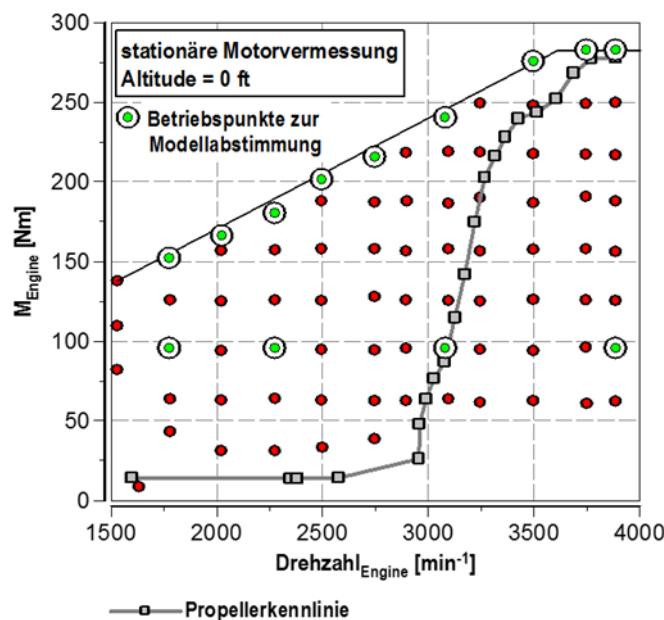


Abbildung 6.40 Stationäre Betriebspunkte für die Modellabstimmung

Um in den folgenden Simulationsstudien zuverlässige Vorhersagen über den Motorprozess treffen zu können, ist ein zuverlässiges und präzise abgestimmtes Verbrennungsmodell erforderlich. Für die Verbrennungssimulation im vorliegenden Modell wurde das Verbrennungsmodell DI Pulse verwendet. Dabei handelt es sich um ein prädiktives Mehrzonenmodell für direkteinspritzende Dieselmotoren mit Einfach- oder Mehrfacheinspritzung. Der Brennraum wird in drei Zonen unterteilt. Die erste Zone stellt die unverbrannte Zone dar und enthält dabei die gesamte Masse im Brennraum bei Einlassschluss. Die zweite Zone wird als Zone des unverbrannten Kraftstoffsprays (Spray Unburned Zone) bezeichnet und besteht aus dem eingespritzten Kraftstoff und dem mitgerissenen Gas. Die dritte Zone enthält die Verbrennungsprodukte und wird daher als Zone des verbrannten Kraftstoffsprays (Spray Burned Zone) bezeichnet. Darüber hinaus existieren mehrere Submodelle zur Simulation der physikalischen und chemischen Vorgänge während der Einspritzung und der Verbrennung. Die Bezeichnung DI Pulse ergibt sich aus der Modellierung der Einzeleinspritzungen als unabhängige separate Einspritzimpulse, die der Zone des unverbrannten Kraftstoffsprays zugeschlagen werden. Der eindringende Kraftstoff jedes Einspritzimpulses führt zu einem Mitreißen von Gasen (Entrainment) aus der verbrannten und der unverbrannten Zone. Dies wird durch ein empirisches Modell abgebildet, das auf dem Ansatz der Impulserhaltung des Einspritzstrahls basiert; die Abstimmung des Modells erfolgt über einen Multiplikator (Entrainment Rate Multiplier). In weiteren Untermodellen wird die Verdampfung und anschließende Durchmischung des verdampften Kraftstoffes mit

den mitgerissenen Gasen abgebildet. Dabei wird von einem turbulenten Durchmischungsprozess im Brennraum ausgegangen. Der Zündverzug wird als Arrhenius-Gleichung formuliert und kann über einen Multiplikator abgestimmt werden. Bei der Zündung eines Impulses findet zunächst die vorgemischte Verbrennung des bereits vorgemischten Anteils statt. Sie wird in einem Teilmodell simuliert und als kinetisch kontrolliert angenommen, für deren Abstimmung ein weiterer Multiplikator zur Verfügung steht. Der verbleibende ungemischte Kraftstoff reagiert mit der Brennraumluft in einem diffusiven Verbrennungsmodell, für dessen Abstimmung ebenfalls ein Multiplikator verwendet wird. [GAM 15]

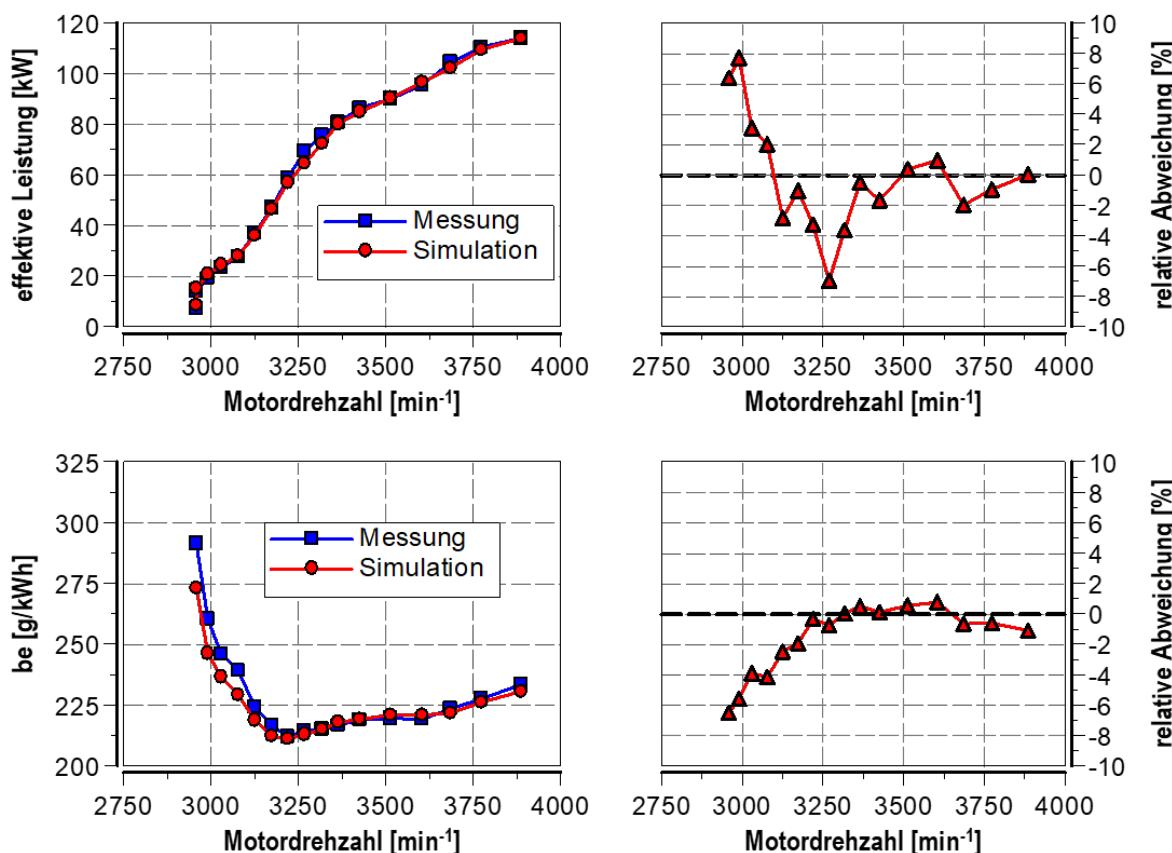


Abbildung 6.41 Modellabgleich über Propellerkennlinie

Abbildung 6.41 zeigt den Vergleich der Leistung und des spezifischen Kraftstoffverbrauchs des abgestimmten Basismodells mit den Prüfstandsmessungen. Die relativen Abweichungen liegen hierfür über die Propellerkennlinie hinweg deutlich unter 10% und im oberen Lastbereich unterhalb von 2 %, weshalb die Modellgüte als hinreichend genau für die Kreisprozessoptimierung angesehen wird.

Plausibilisierung der Bauteiltemperaturen

Neben der Kreisprozessoptimierung soll das GT-Modell thermische und mechanische Belastungen als Randbedingungen für die FEM-Simulation liefern. Dazu wurden die

mit GT-Suite berechneten Bauteiltemperaturen mit vorhandenen Messdaten des Lehrstuhls abgeglichen. Bei dem Versuchsmotor für die Vergleichsmessungen handelte es sich um einen Diesel-Einzylinder-Forschungsmotor mit einem Hubraum von 500 cm³ und einem Verdichtungsverhältnis von 15,5:1. Instrumentiert war der Forschungsmotor mit 16 Temperaturmessstellen zur Bestimmung der Bauteiltemperaturen. Die Übersicht der Messstellen ist in Abbildung 6.42 dargestellt.

Messstellenplan EZM:

1. Laufbuchse Druckseite oben
2. Laufbuchse Druckseite Mitte
3. Laufbuchse Druckseite unten
4. Laufbuchse Gegendruckseite oben
5. Laufbuchse Gegendruckseite Mitte
6. Laufbuchse Gegendruckseite unten
7. Zylinderkopfmitte Gegendruckseite
8. Zylinderkopfmitte Druckseite
9. Kolben Muldenrand Gegendruckseite
10. Kolben Muldenrand Druckseite
11. Kolben Kolbenboden Mitte
12. Kolben Bolzenabse
13. Kolben Muldengrund Druckseite
14. Kolben Ringnut Kompressionsring
15. Zylinderkopf Einlassseite
16. Zylinderkopf Auslassseite

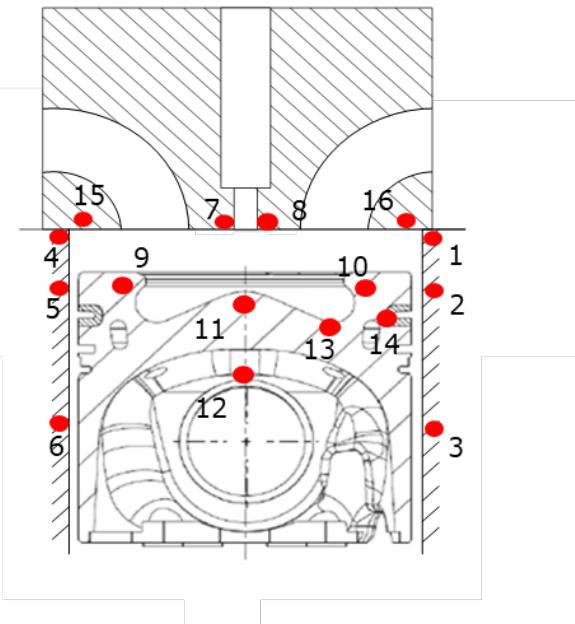


Abbildung 6.42 Übersicht der Temperaturmessstellen der Bauteiltemperaturmessung

Der Abgleich des GT-Modells mit den vorhandenen Messergebnissen dient lediglich der qualitativen Plausibilisierung des 1D-Modells. Eine Quantifizierung der Modellgüte ist aufgrund der Unterschiede im Verdichtungsverhältnis und Hub-Bohrungsverhältnis diesbezüglich nicht möglich. Zudem war die Anzahl der vergleichbaren Betriebspunkte in der vorhandenen Messkampagne und dem Propellerbetrieb begrenzt. Es wurde ein Teillastbetriebspunkt mit einer Drehzahl von 2280 min⁻¹ und einem indizierten Mitteldruck von 10 bar gewählt, der dem 50 %-Lastpunkt ($n=2350\text{ min}^{-1}$, $p_{mi}=9,6\text{ bar}$) am nächsten kommt. Der zweite Betriebspunkt ist ein Nennleistungspunkt mit $n=4000\text{ min}^{-1}$ und $p_{mi}=22\text{ bar}$, der mit dem 100 %-Lastpunkt ($n=3900\text{ min}^{-1}$, $p_{mi}=19,7\text{ bar}$) vergleichbar ist.

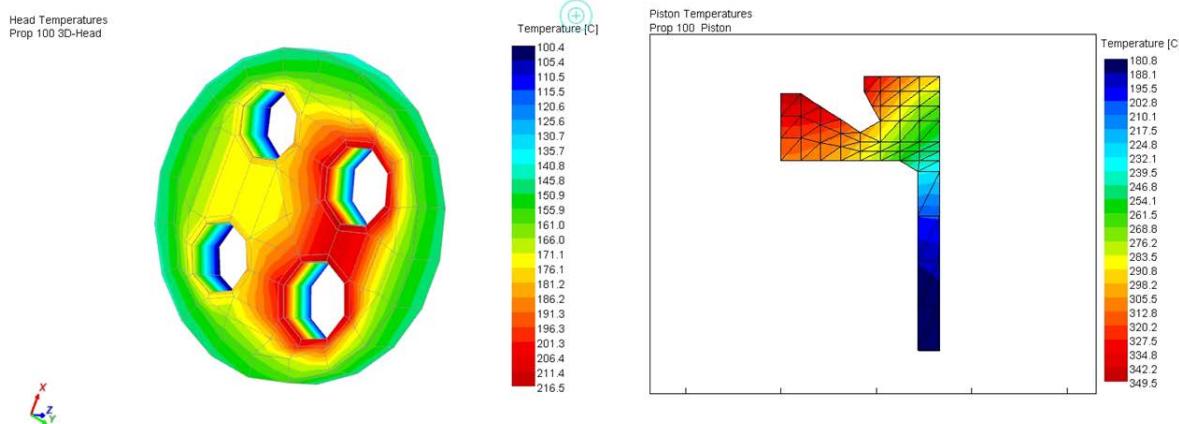


Abbildung 6.43 Beispiel für die Temperaturauflösung über der FE-Struktur (links: Brennraumdeckel, rechts: Kolben)

Das Wandwärmemodell EngCylITWallSoln von GT-Suite gibt die Bauteiltemperaturen für generische FE-Strukturen (u.a. Brennraumdeckel, Kolben und Zylinderbuchse) aus. Ein Beispiel dafür ist in Abbildung 6.43 dargestellt sowie der tabellarische Vergleich der betrachteten Messstellen in Tabelle 6.14. Die betragsmäßige absolute Abweichung beträgt hier ca. 25 K, was einer mittleren relativen Abweichung von ca. 5,3 % entspricht. Die Bauteiltemperaturen des GT-Modells liegen tendenziell über denen des Einzylinders, was auf die höheren Brennraumtemperaturen infolge des höheren Verdichtungsverhältnisses zurückzuführen ist. Insgesamt können die Bauteiltemperaturen als plausibel angesehen und somit als Randbedingung für die FEM-Simulation herangezogen werden.

Tabelle 6.14: Gegenüberstellung der Bauteiltemperaturen von GT-Modell und Einzylindermotor

<u>Messstelle</u>	<u>Einzylindermotor</u>		<u>GT-Modell</u>	
	<u>Teillast</u>	<u>Nennleistung</u>	<u>50% Last</u>	<u>100% Last</u>
Laufbuchse oben (1/4)	136°C	200°C	154°C	212°C
Laufbuchse Mitte (2/5)	131°C	184°C	148°C	203°C
Laufbuchse unten (3/6)	110°C	129°C	146°C	195°C
Zylinderkopfmitte GDS (7)	139°C	201°C	135°C	176°C
Zylinderkopfmitte DS (8)	141°C	210°C	143°C	201°C
Kolben Muldenrand GDS (9)	190°C	310°C	235°C	330°C
Kolben Muldenrand DS (10)	205°C	348°C	235°C	330°C
Kolbenbodenmitte (11)	180°C	284°C	230°C	320°C
Kolben Muldengrund (13)	182°C	250°C	207°C	276°C
Zylinderkopf Einlass (15)	120°C	125°C	132°C	161°C
Zylinderkopf Auslass (16)	169°C	183°C	152°C	191°C

Simulationsstudien zur Kreisprozessrechnung

Mit Hilfe des validierten Basismodells wurden Simulationsstudien zur Optimierung des Kreisprozesses des CD-155 durchgeführt. Da im Rahmen dieses Projektes die Steigerung des Spitzendrucks auf bis zu 200 bar im Fokus steht, wurde dieser Wert als Grenzspitzendruck für die folgenden Betrachtungen gewählt. Dadurch soll der Kraftstoffverbrauch bei gleicher Leistung nochmals um bis zu 15 % gesenkt werden (spez. Kraftstoffverbrauch von 215 g/kWh auf 180 g/kWh). Als Vergleichsgrundlage für die Bewertung des Kreisprozesses wird der indizierte Wirkungsgrad bzw. der indizierte spez. Kraftstoffverbrauch herangezogen, da dieser nur vom Motorprozess abhängt. Die durchgeführten Simulationsstudien wurden in mehrere Etappen unterteilt, die im Folgenden näher betrachtet werden.

Optimierungsetappe 1: Ausnutzung des Grenzspitzendrucks durch Einspritzsetting:

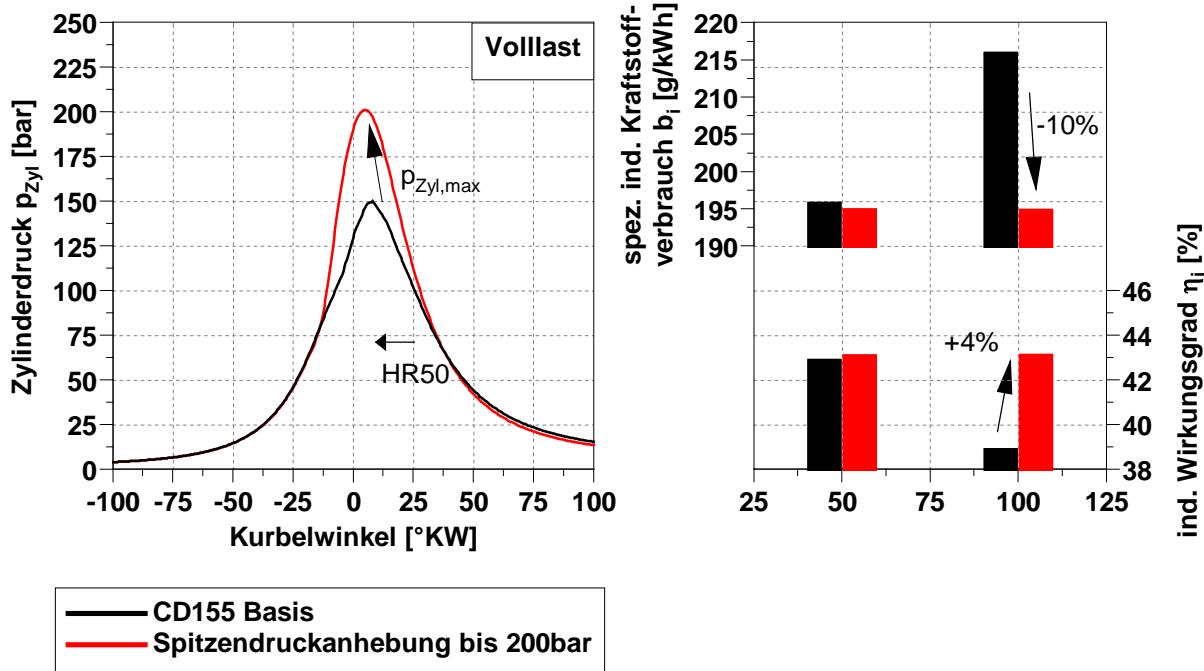


Abbildung 6.44 Wirkungsgradoptimierung durch Frühverschiebung der Kraftstoffeinspritzung

Die erste Optimierungsetappe diente dazu, das Potential eines höheren Grenzspitzendrucks mit minimalsten Anpassungen am (virtuellen) Motor darzustellen. Dazu wurden die im Modell hinterlegten FADEC-Kennfelder für die Einspritzsteuerung durch zusätzlich implementierte Regler überschrieben. Der erste Regler verschiebt die Einspritzung nach früh, um den Verbrennungsschwerpunkt HR50 dem theoretischen Optimum von 8 °KW anzunähern. [TSC 18] Die Frühverschiebung ist jedoch begrenzt. Wird der Grenzspitzendruck (200 bar) überschritten, wird der Einspritzzeitpunkt nach spät korrigiert. Ein zweiter Regler passt die Einspritzmenge der Haupteinspritzung an, um die gleiche Leistung wie beim Basismodell des CD-155 zu erzielen. Ansonsten sind die

beiden Modellvarianten vergleichbar. Abbildung 6.44 zeigt den Vergleich des Zylinderdruckverlaufs des Basismodells ($p_{zyl,max} = 150$ bar) mit dem der Optimierungsetappe 1 ($p_{zyl,max} = 200$ bar) für den Vollastpunkt sowie eine Gegenüberstellung des indizierten Wirkungsgrads und des spez. indizierten Kraftstoffverbrauchs für 50 % Last und 100 % Last. Allein diese kleine Maßnahme führt bei Vollast zu einer Verbesserung des indizierten Kraftstoffverbrauchs von ca. 10 %. Im 50 %-Lastpunkt ist der Einfluss minimal, da dieser in der Basis nicht Spitzendruck begrenzt ist und der HR50 bereits nahe am theoretischen Optimum liegt. Das Optimierungsziel kann damit aber noch nicht erreicht werden.

Optimierungsetappe 2: Wirkungsgradsteigerung auf Basis der aktuellen Motorkonfiguration:

In der zweiten Optimierungsetappe wurden Stellhebel zur Wirkungsgradsteigerung ausgewählt, die mit vertretbaren Anpassungen an der Motorhardware umsetzbar waren. Dazu wurden die Variation des Einspritzdrucks (Hochdruckpumpe), des Ladedrucks (Abgasturbolader) und des Verdichtungsverhältnisses (Kolben) ausgewählt. Die Variation des Einspritzdrucks erfolgte auf Basis von Einspritzkennfeldern des CD-300 von Continental Aerospace. Die Einspritzpumpe und Injektoren sind kompatibel zum CD-155. Zur Variation des Verdichtungsverhältnisses wurde das Volumen der Kolbenmulde angepasst. Mit Hilfe der oben beschriebenen Regler wurde die Einhaltung des Grenzspitzendrucks sowie eine leistungsäquivalente Betrachtung sichergestellt.

Tabelle 6.15: Gegenüberstellung der varierten Stellgröße von Basismotor und Optimierungsergebnis der Optimierungsetappe 2

	<u>CD155 Basis</u>	<u>Optimierungsetappe 2</u>
Verdichtungsverhältnis	18:1	19,5:1
Ladedruck [mbar]	2350	2500
Raildruck [bar]	1350	2000

Die Optimierungsstudie wurde mit dem in GT-Suite integrierten Design Optimizer durchgeführt, der die freien Parameter iterativ variiert, bis die optimalen Werte innerhalb bestimmter Konvergenzkriterien gefunden werden oder bis die vom Benutzer vorgegebene maximale Anzahl von Designs erreicht ist. Tabelle 6.15 zeigt die optimierten Größen für das Verdichtungsverhältnis, den Ladedruck und den Einspritzdruck. In Abbildung 6.45 sind die erzielten Wirkungsgrade für eine Lastvariation von 50 % bis 100 % mit denen der Basis und der Optimierungsetappe 1 gegenübergestellt. Es ist zu erkennen, dass der indizierte spez. Kraftstoffverbrauch über den gesamten Lastbereich weiter reduziert werden konnte. Im Cruisebetrieb (75 % Last) werden bereits

185 g/kWh erreicht. Bei Vollast liegt der Verbrauch bei 194 g/kWh, was einer Verbrauchsersparnis von 10% entspricht.

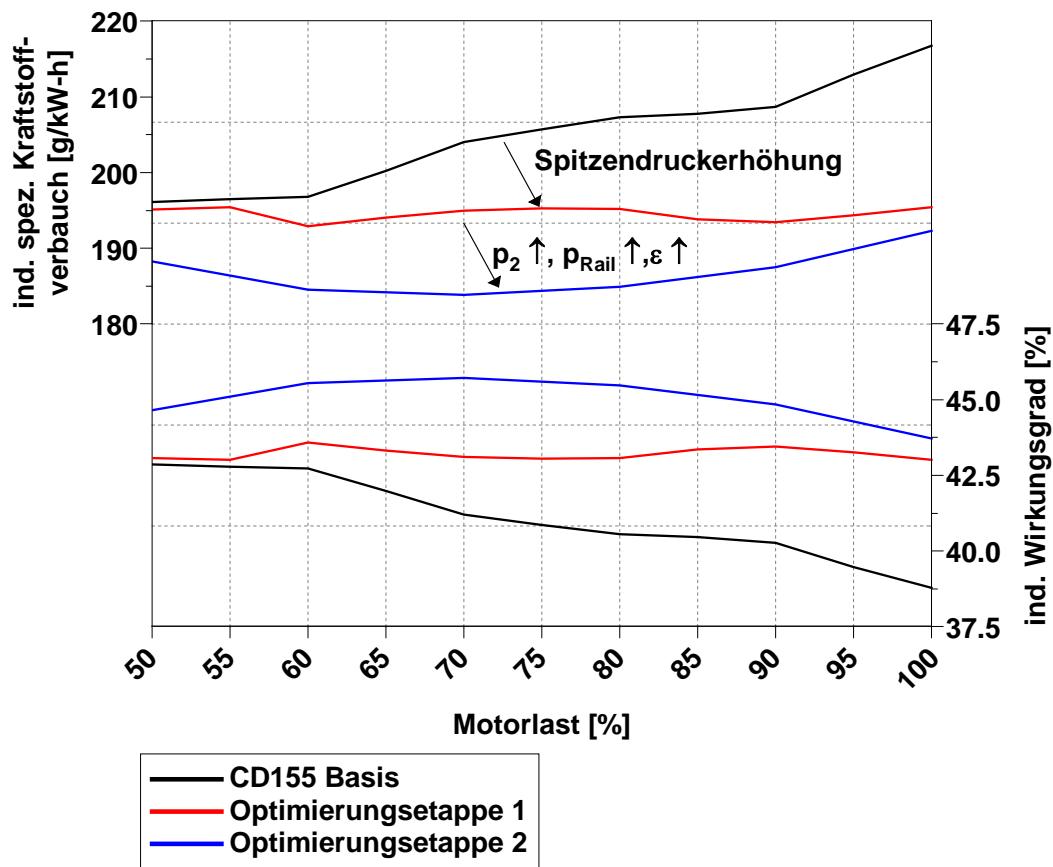


Abbildung 6.45 Gegenüberstellung von Optimierungsetappe 2 mit Etappe 1 und Basis

Optimierungsetappe 3: Bestimmung notwendiger Prozessrandbedingungen für optimalen Wirkungsgrad:

Wie aus Optimierungsetappe 2 hervorgeht, reichen die bisher betrachteten Maßnahmen zur Wirkungsgradsteigerung nicht aus, um das gesteckte Ziel von 180 g/kWh zu erreichen. Daher wird in der dritten Optimierungsetappe der Motorprozess von den mitmodellierten Komponenten freigeschnitten. Dadurch ergibt sich eine größere Variabilität in der Vorgabe der Randbedingungen. Neben den bereits varierten Parametern konnten so zusätzlich der Abgasgegendruck, die Ventilsteuerung (Steuerzeiten und -querschnitte) sowie der Injektordurchfluss frei parametriert werden.

Hierzu wurden zunächst Sensitivitätsanalysen der einzelnen Stellhebel durchgeführt, um deren Wertebereich für die Designoptimierung sinnvoll einzuschränken. Im Anschluss wurde eine Optimierung mit dem Design Optimizer von GT-Suite durchgeführt. Die optimierten Randbedingungen sind in Tabelle 6.16 aufgeführt. Hervorzuheben ist, neben einer weiteren Erhöhung des Ladedrucks und des Raildrucks, die Anpassung der Steuerzeiten.

Tabelle 6.16: Gegenüberstellung der variierten Stellgröße von Basismotor und Optimierungsergebnis der Optimierungsetappe 3

		<u>CD155 Basis</u>	<u>Optimierungs- etappe 2</u>	<u>Optimierungs- etappe 3</u>
Verdichtungsverhältnis	[-]	18:1	19,5:1	18,5:1
Max. Ladedruck	[mbar]	2350	2500	2900
Max. Abgasgegendruck	[mbar]	2280	2400	2500
Max. Raildruck	[bar]	1350	2000	2200
Einlass öffnet/ Einlass schließt	[°KW]	353/-155	353/-155	317/-194
Auslass öffnet/ Auslass schließt	[°KW]	134/-354	134/-354	134/-354

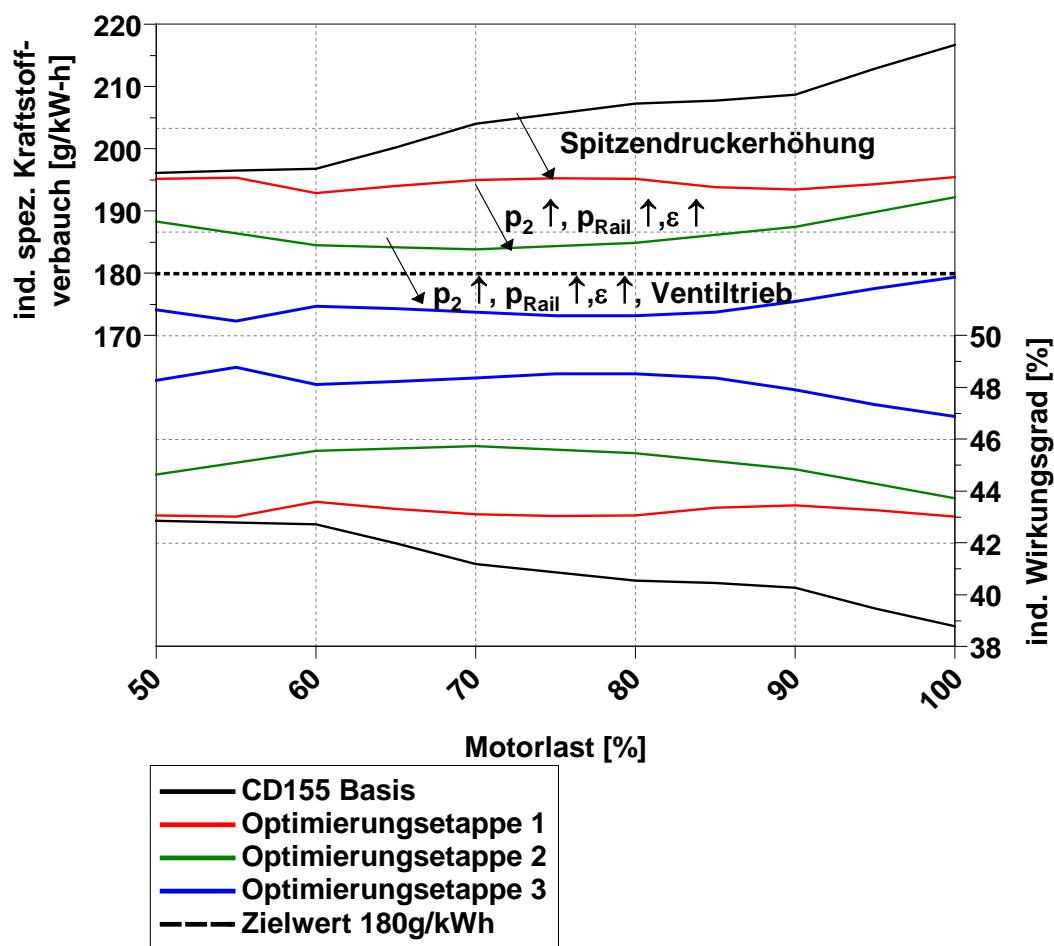


Abbildung 6.46: Gegenüberstellung der Ergebnisse von Optimierungsetappe 3 mit denen der vorangegangenen Betrachtungen

Das Potenzial der ermittelten Randbedingungen zur Wirkungsgradsteigerung wird in Abbildung 6.46 deutlich. Über den gesamten Lastbereich kann der Verbrauchszielwert von 180 g/kWh unterschritten werden. Es ist jedoch zu beachten, dass hierfür umfangreiche Anpassungen am Motor und seiner Peripherie notwendig sind. Dazu gehören unter anderem: Kolben, Ventiltrieb, Einspritzsystem und Abgasturbolader.

Optimierungsetappe 4: Ermittlung des theoretisch optimalen Grenzspitzendrucks:

Aufbauend auf Optimierungsetappe 3 soll im letzten Optimierungsschritt ein theoretischer Grenzspitzendruck ermittelt werden, der das Wirkungsgradoptimum darstellt. Da der Verbrennungsschwerpunkt HR50 bereits im theoretischen Optimum von 8 °KW liegt, ist eine Spitzendruckanhebung durch Anpassung der Einspritzzeiten nicht zielführend. Daher wurde eine weitere Variation des Verdichtungsverhältnisses bei sonst gleichen Randbedingungen gewählt, um den theoretischen Grenzspitzendruck und das damit verbundene Verbrauchspotential abzuschätzen.

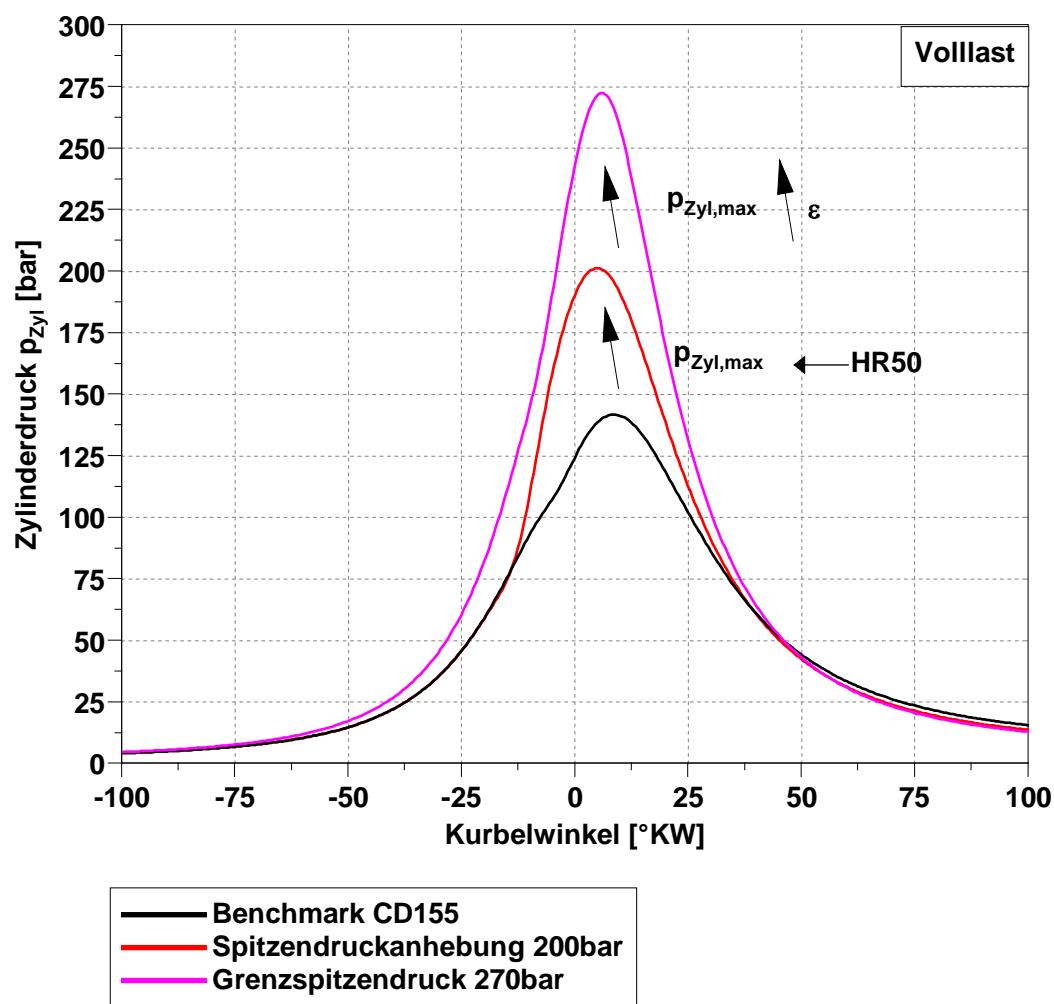


Abbildung 6.47 Zylinderdruckverlauf für optimierte Wirkungsgrade

Diese Optimierungsstudie zeigt, dass bei einer Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses auf 1:22 unter sonst gleichen Randbedingungen das Wirkungsgradoptimum bei Volllast mit 48,6% erreicht wird. Dies entspricht einem indizierten spezifischen Kraftstoffverbrauch von 171,8 g/kWh und ist damit um 20 % niedriger als in der Ausgangsbasis. Zu beachten ist, dass die Steigerung des Spitzendrucks auch zu einer Steigerung der Spaltenlast der Hauptlager um ca. 35 % führt. Die zugehörigen Zylinderdruckverläufe sind in Abbildung 6.47 dargestellt, der Wirkungsgrad über den Betriebsbereich in Abbildung 6.48. Daraus geht hervor, dass eine weitere Anhebung des Spitzendrucks und die damit verbundenen Möglichkeiten zur Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses zu einer weiteren Verbesserung des Wirkungsgrades beitragen könnten. Dies würde jedoch erhebliche Anpassungen am gesamten Motor erfordern.

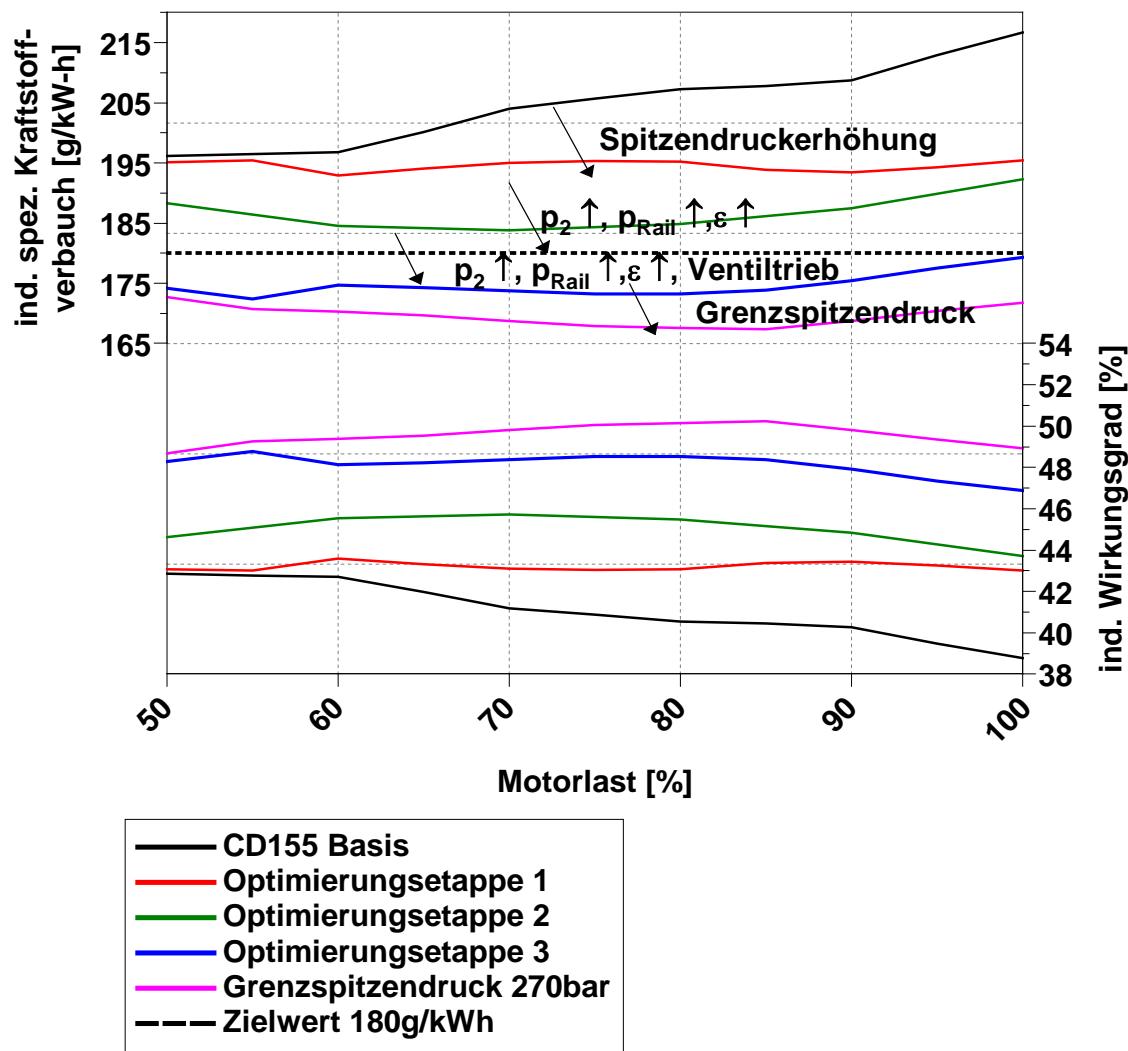


Abbildung 6.48 Gegenüberstellung der Wirkungsgradsteigerung für die Grenzspitzendruckbetrachtung zu den vorangegangenen Optimierungen

Überführung des Wassermantels in den Kühlkreislauf

Um die Wechselwirkungen zwischen dem Kurbelgehäuse (im speziellen dem Kühlmittelmantel) und dem Motorprozess betrachten zu können, wurde mit Hilfe von GT-GEM-3D ein Heat-Distribution-Modell des Kurbelgehäuses erstellt, welches anschließend mit dem erstellten GT-Modell gekoppelt wurde. Diese thermische Koppelung dient dazu, den Wärmeübergang vom Brennraum auf den Kühlmittelmantel in Abhängigkeit von der Drehzahl, Motorlast und Bauteiltemperatur abzubilden. GEM-3D überführt dabei die komplexe Kühlmittelmantelgeometrie in Zylinderkopf, Kurbelgehäuse und Ansaugbrücke anhand von CAD-Daten in diskrete Subvolumen. Zudem werden die Wärmeleitkapazitäten von Zylinderkopf, Kurbelgehäuse und Ansaugbrücke bestimmt. Für die Erstellung der Zylinderstrukturen und der Wärmeübergangskoeffizienten stellt GEM-3D Vorlagen (Templates) zur Verfügung. Im Anschluss werden die einzelnen Bearbeitungsschritte zur Überführung der CAD-Daten des CD-155 in ein vollständiges Thermokoppelmodell beschrieben.

Kühlmittelmantel:

Der erste Schritt zur Erstellung des Heat-Distribution-Modells ist die Überführung der Kühlmittelmantelstruktur, die sich beim CD-155 im Kurbelgehäuse, in der Zylinderkopfdichtung, im Zylinderkopf und zu einem kleinen Teil in der Ansaugbrücke befindet. Um den Kühlmittelmantel später als definiertes Gesamtvolume exportieren zu können, muss zunächst das jeweilige Teilvolumen aus den einzelnen Bauteilen extrahiert werden. Die Extraktion dieses Negativvolumens wird mit Hilfe von GT-Spaceclaim durchgeführt. Die Vorgehensweise soll im Folgenden anhand des Kurbelgehäuses erläutert werden.

Zunächst wird die CAD-Datei des Kurbelgehäuses importiert. Mit der Funktion „Volume Extract“ werden zunächst die Begrenzungsflächen des Kühlmittelmantels selektiert. Anschließend wird ein Flächenabschnitt bestimmt, in dem sich das Kühlmittel befindet. Anschließend wird das Negativvolumen bis zu den Begrenzungsflächen erzeugt und als Teilvolumen exportiert. Dieser Vorgang ist in der Abbildung 6.49 dargestellt.

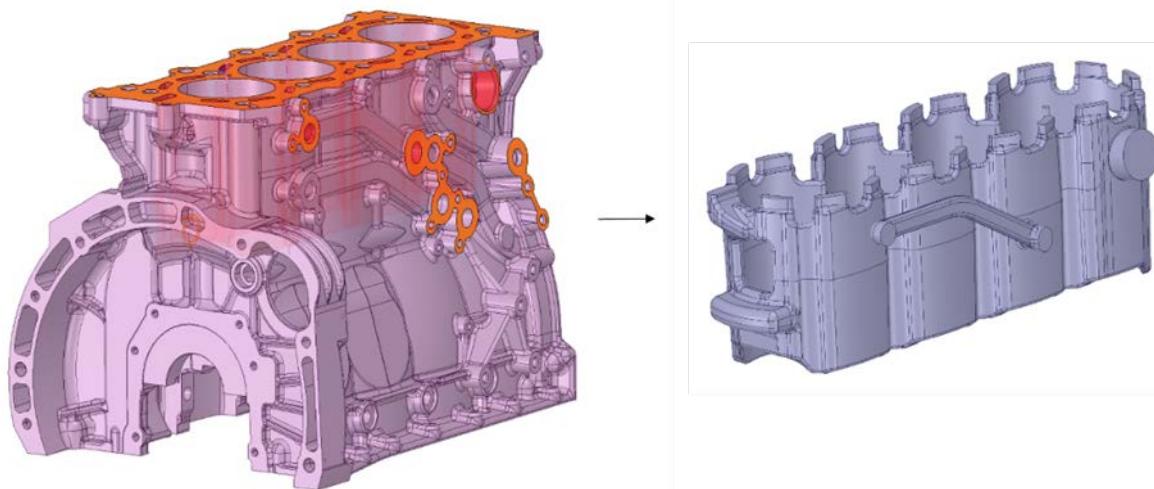


Abbildung 6.49 Definition der Begrenzungsflächen (links, orange) und extrahierter KühlmittelmanTEL des Kurbelgehäuses (rechts)

Nachdem alle Teilvolumina extrahiert wurden, werden diese Teilvolumina in GEM-3D zu einem Gesamtvolumen zusammengefügt. Das finale Gesamtvolumen des Kühlmittelmanets ist in Abbildung 6.50 dargestellt. Im letzten Schritt wird das Gesamtvolumen in GEM-3D als „Solid Flow Volume“ definiert, welches später als 1D-Strömungskomponente in GT-Suite exportiert werden kann. Zusätzlich wird der Einlass in das Kurbelgehäuse und die Auslässe für den kleinen Kühlkreislauf, das Thermostat und den Ölkühler festgelegt.

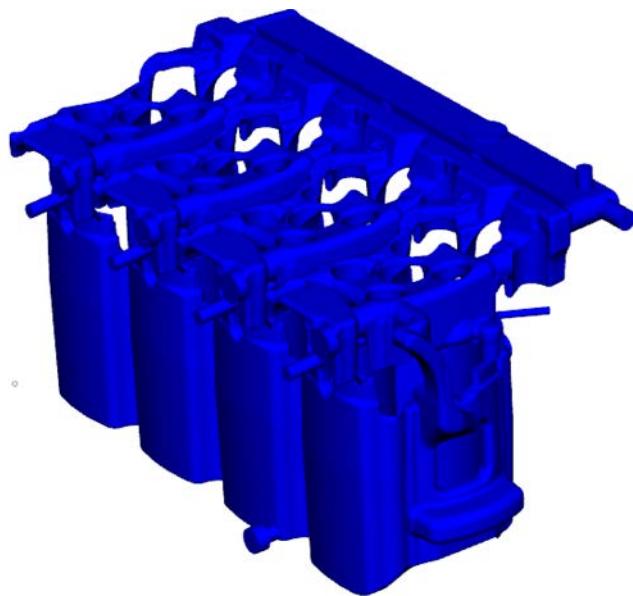


Abbildung 6.50 Zusammengesetzter KühlmittelmanTEL in GEM-3D

Zur besseren Unterteilung und Analyse der ablaufenden Wärmeübergänge und Temperaturverteilungen werden Schnittebenen eingefügt, die den KühlmittelmanTEL zwischen jeder Zylinderlaufbahn, aber auch zwischen dem Zylinderkopf und Kurbelgehäuse in kleinere „Flow-Volumen“ unterteilen. Diese Ebenen dienen später ebenfalls zur Unterteilung von Zylinderkopfes und Kurbelgehäuse.

Zylinderstruktur:

Für die Überführung der Zylinderstrukturen wird eine Vorlage namens „Parametric Finite Element Cylinder Structure“ verwendet. Diese Vorlage beschreibt die Zylinderstruktur eines Verbrennungsmotors durch eine parametrische FE-Darstellung der Zylinderlaufbuchse, des Zylinderkopfes mit Einlass- als auch Auslassventilen und des Kolbens. Durch diese sehr detaillierte Darstellung der jeweiligen Zylinderstruktur können komplexe Wärmeströme zwischen den Verbrennungsgasen im Zylinder und zu externen Medien wie Kühlmittel und Öl simuliert werden. Dies ist entscheidend für die Vorhersage der Wärmeabfuhr oder des Warmlaufverhaltens eines Verbrennungsmotors. Diese FE-Struktur stellt somit die direkte Schnittstelle zwischen Verbrennungsmodell und Kühlkreislauf dar. Dadurch kann bei der späteren Auswertung präzise verfolgt werden, wie sich die Temperaturverteilung bei verschiedenen Optimierungsansätzen verändert und ob sich gegebenenfalls große lokale Temperaturdifferenzen ergeben, die später mitberücksichtigt werden müssen. Die notwendigen Parameter und geometrischen Abmessungen des Kolbens, der Einlass- und Auslassventile sowie deren Position und Lage zueinander werden aus den Konstruktionsdaten des Motors entnommen. Anschließend werden die einzelnen Werkstoffe mit ihren spezifischen thermischen Eigenschaften wie Wärmeleitfähigkeit, Dichte und spezifische Wärme in Abhängigkeit von der Bauteiltemperatur definiert und den einzelnen Komponenten zugeordnet. Abschließend wird die Position der Zylinderstrukturen im Kurbelgehäuse mit GT-Spaceclaim bestimmt und die ermittelten Koordinaten auf die Zylinderstrukturen übertragen. Die schematische Darstellung einer „Parametric Finite Element Cylinder Structure“ sowie deren finale Anordnung in GEM-3D ist in Abbildung 6.51 dargestellt.

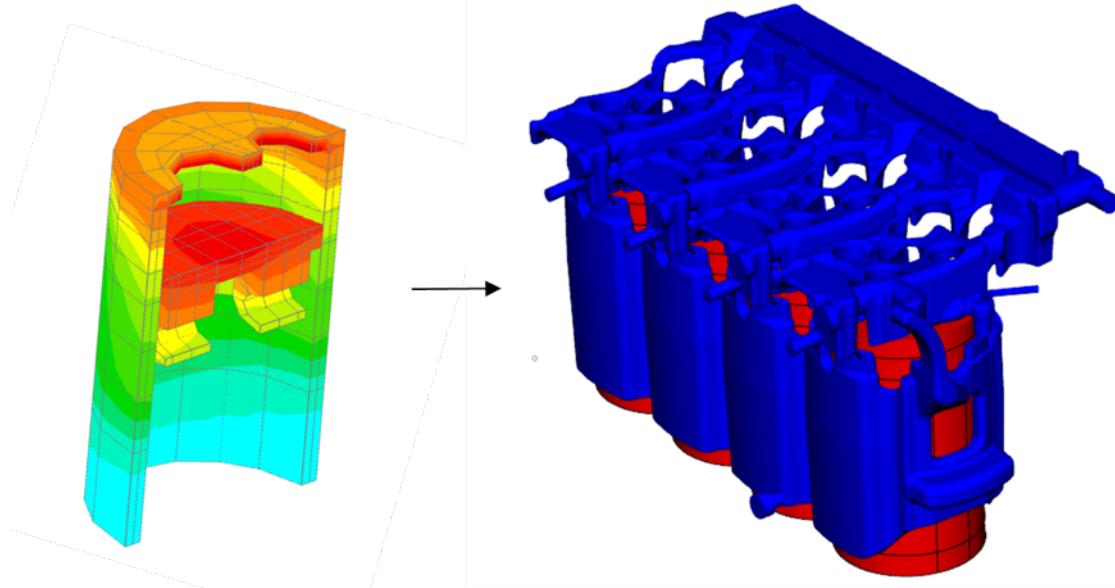


Abbildung 6.51 Schematische Darstellung einer „Parametric Finite Element Cylinder Structure“ und deren Positionierung in GEM-3D (rot)

Wärmekapazitäten:

Nachdem der Kühlmittelmantel und die Zylinderstrukturen überführt wurden, werden als nächster Schritt die Wärmekapazitäten des Kurbelgehäuses, des Zylinderkopfes und der Ansaugbrücke erstellt. Dazu wird die Vorlage „GEM Thermal Mass“ verwendet. Diese Vorlage überführt das Volumen aus der CAD-Datei mit Hilfe der definierten Materialeigenschaften in eine Wärmekapazität. Nachdem die Wärmekapazität der Komponenten bestimmt wurde, können mit Hilfe der „Surface Port of a Thermal Mass“-Vorlage verschiedene Oberflächenbereiche für Konvektion und Wärmeleitung definiert werden. Diese Flächen werden später mit Hilfe von Konvektions- und Wärmeleitungs-vorlagen mit anderen Flächen oder den Umgebungsbedingungen gekoppelt. Am Beispiel des Kurbelgehäuses werden die Flächen für die Konvektion zwischen Kühlmittel und Kurbelgehäuse sowie zwischen Motoröl und Kurbelgehäuse, die Fläche für die Wärmeleitung zum Zylinderkopf sowie die Flächen für die Konvektion mit der Umgebung definiert. Abbildung 6.52 zeigt die Definition der Fläche für die Konvektion mit der Umgebung.

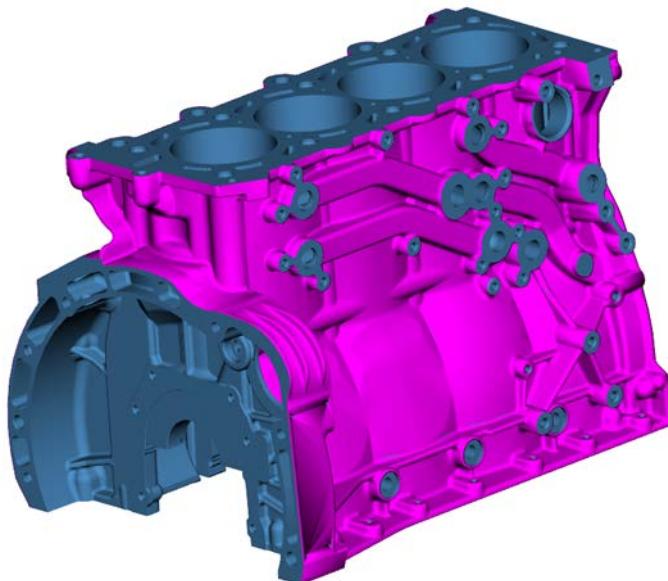


Abbildung 6.52 Definition der Oberfläche (pink) für die Konvektion mit der Umgebung am Beispiel des Kurbelgehäuses

Wärmeübergangskoeffizienten:

Im letzten Schritt werden die Wärmeübergangskoeffizienten bestimmt. In diesem Modell werden sowohl Wärmeleitungs- als auch Konvektionsvorlagen verwendet. Um einen Wärmeübergangskoeffizient hinzuzufügen, wird zunächst das gewünschte Bauteil ausgewählt. Anschließend wird die Art der Übertragung festgelegt. Zuletzt wird das dazugehörige Bauteil definiert, auf welches die Wärmeübertragung stattfinden soll. GEM-3D ermittelt anschließend die Kontaktflächen zwischen den Bauteilen und erstellt beim anschließenden Export den Wärmeübergang zwischen beiden Bauteilen in Form

von vielen einzelnen Konvektions- oder Wärmeleitungsvorlagen. Jedem Koeffizienten ist dann eine definierte Fläche zugeordnet, an der der Wärmeübergang stattfindet. Abbildung 6.53 zeigt die Definition der Konvektion vom Kurbelgehäuse zum Kühlmittelmantel in GEM-3D.

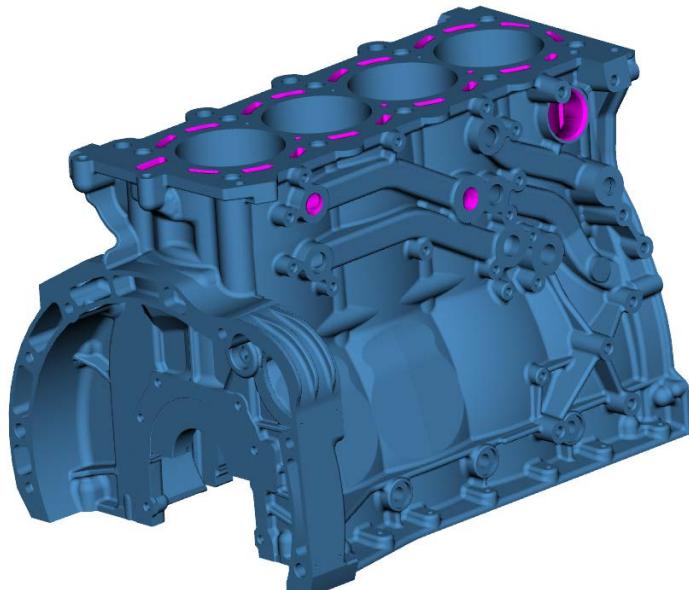


Abbildung 6.53 Definition der Konvektionsfläche (pink) zwischen Kurbelgehäuse und Kühlmittelmantel

Folgende Wärmeübertragungen wurden definiert:

- Konvektion zwischen Motoröl und Kurbelgehäuse
- Konvektion zwischen Motoröl und Zylinderkopf
- Konvektion zwischen Zylinderkopf, Ansaugbrücke, Kurbelgehäuse und Umgebung
- Konvektion zwischen Kühlmittelmantel und Zylinderkopf, Ansaugbrücke sowie Kurbelgehäuse
- Wärmeleitung zwischen der Zylinderstruktur und Kurbelgehäuse
- Wärmeleitung zwischen Kurbelgehäuse und Zylinderkopf
- Wärmeleitung zwischen Zylinderkopf und Ansaugbrücke

Die Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten erfolgt einerseits automatisch durch GT-Suite unter Verwendung der vorgegebenen Materialien und der zugehörigen thermischen Eigenschaften. Andererseits kann auch eine Matrix vorgegeben werden, die den Wärmeübergang in Abhängigkeit von zwei Kenngrößen variiert. In diesem Fall kann auf eine bereits erstellte Matrix zurückgegriffen werden, in der die Wärmeübergangskoeffizienten von Zylinderkopf und Kurbelgehäuse auf den Kühlmittelmantel und das Motoröl in Abhängigkeit von der Motordrehzahl und dem Mitteldruck dargestellt sind. Die Wärmeübergangskoeffizienten der Wärmeleitung zwischen Kurbelgehäuse,

Zylinderkopf und Ansaugbrücke werden von GEM-3D bestimmt. Der Wärmeübergangskoeffizient zwischen den Bauteilen und der Umgebung wird als frei wählbarer Parameter gesetzt. Auch nach dem Export in GT-Suite ist es jederzeit möglich, verschiedene Koeffizienten nachträglich anzupassen und Ergebnisse aus realen Messungen hinzuzufügen. Nachdem alle Wärmeübergangskoeffizienten definiert und die zugehörigen Übertragungsflächen von GEM-3D berechnet wurden, wird das Heat-Distribution-Modell in GT-Suite exportiert. Abbildung 6.54 zeigt das final erstellte Heat-Distribution-Modell in GEM-3D.

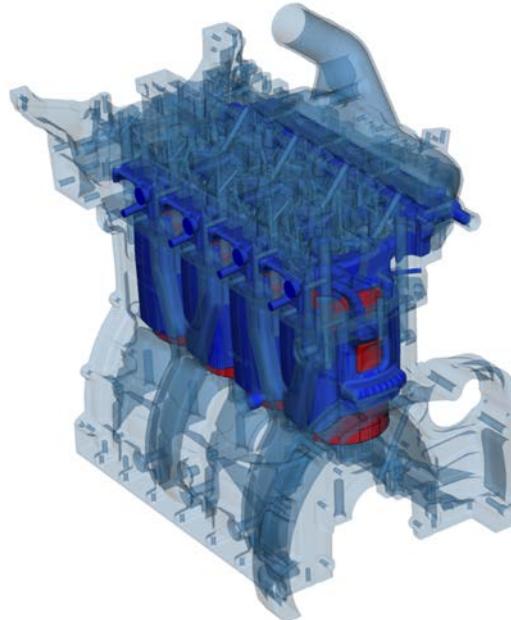


Abbildung 6.54 Final erstelltes Heat-Distribution-Modell mit Wärmekapazitäten (hellblau), Kühlmittelmantel (dunkelblau) und Zylinderstrukturen (rot)

Nach dem Export des Heat-Distribution-Modell in GT-Suite muss dieses zunächst geordnet werden, um ein besseres visuelles Systemverständnis zu erhalten. Anschließend wird die Ölversorgung für den Zylinderkopf und das Kurbelgehäuse mit jeweils einem Flow-Split definiert. Dieser enthält die zuvor aus GEM-3D ermittelte Übertragungsfläche. Auf dem jeweiligen Flow-Split wird der Wärmeübergang zwischen dem Öl und der entsprechenden Komponente realisiert. Somit werden die hinterlegten Übertragungsflächen der Wärmekapazitäten mit der erstellten Ölversorgung gekoppelt. Die Ölzufluhr und -abfuhr wird wiederum mit einem End-Flow-Inlet und einem End-Environment realisiert. Dies ermöglicht die Vorgabe eines definierten Ölstroms, der Öltemperatur und des Öldrucks. Zuletzt werden einzelne Temperaturblöcke, die die Umgebungstemperatur widerspiegeln, mit den Wärmeübergangskoeffizienten für die Umgebungskonvektion gekoppelt. Das final in GT-Suite überführte Heat-Distribution-Modell ist in Abbildung 6.55 dargestellt. Mit diesem Modell ist es nun möglich, die Wechselwirkung zwischen Wassermantel und Verbrennungsprozess zu bewerten.

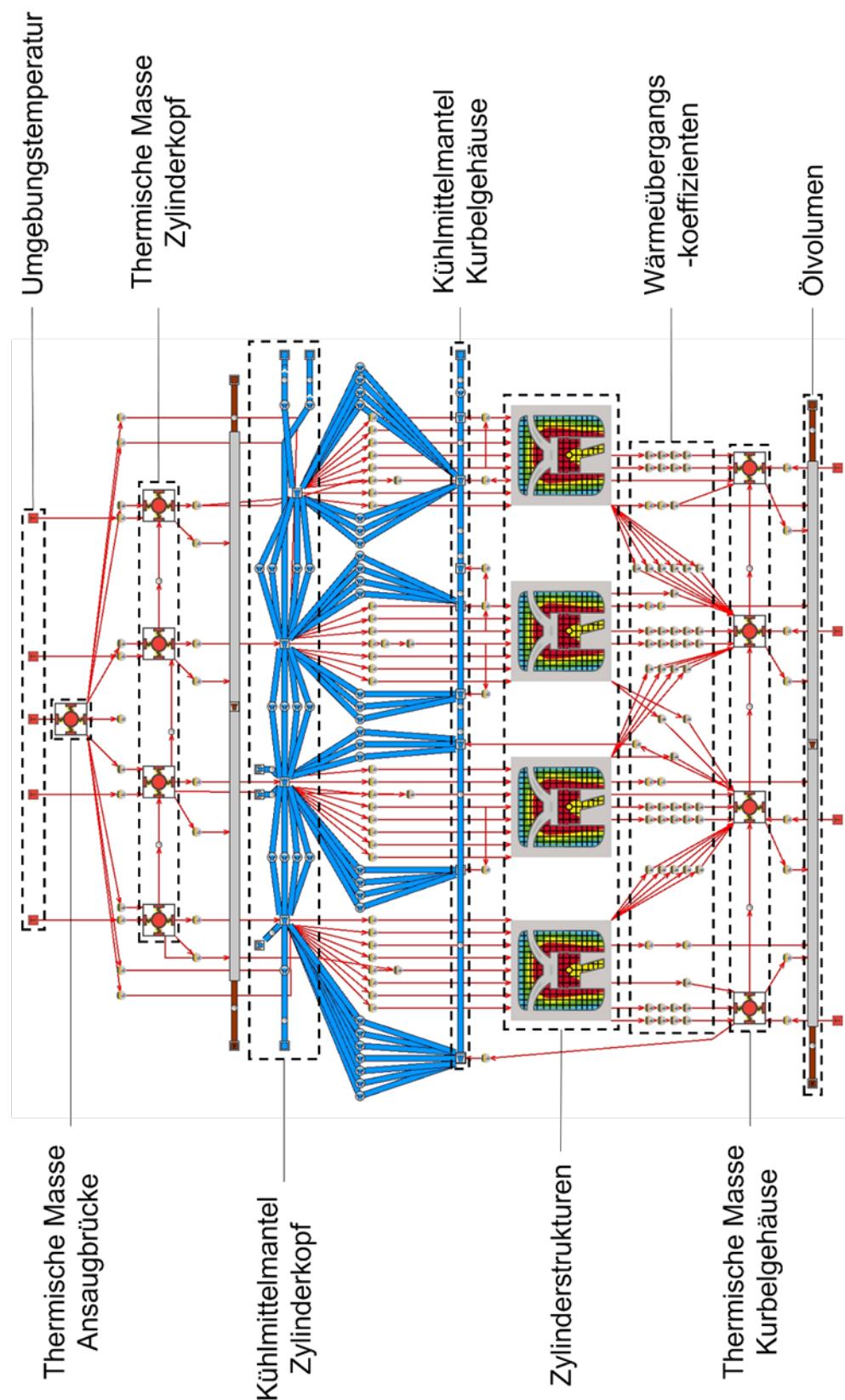


Abbildung 6.55 Überführtes Heat-Distribution-Modell in GT-Suite

6.2.3 Variantenkonstruktion mit rechnerischem Nachweis

Arbeitspaket 2.4.0.: Variantenkonstruktion mit rechnerischem Nachweis

Bearbeitungszeitraum: 01.08.2020 – 31.01.2022

Paketdauer: 22 Monate

Konzept 1: Kurbelgehäuse mit Eingriffen in den Nachbearbeitungsschritten

Um die mechanische Belastbarkeit des Serienkurbelgehäuses zu erhöhen, werden in diesem Konzept mögliche Konstruktionsänderungen in Form von Anpassungen in den Nachbearbeitungsschritten am Kurbelgehäuse untersucht. Der Kurbelgehäuse-Rohling besitzt hierbei Materialzugaben an den Funktions- und Anschlussflächen, die eine mechanische Nachbearbeitung für einen sicheren Funktionsbetrieb erfordern. Als Optimierungspotential wird die Verstärkung der Lagerstühle am Kurbelgehäuse untersucht, die in diesem Konzept anhand des Rohlings maximiert wird. Alle Lagerstühle und Hauptlagerdeckel, mit Ausnahme des Passlagers (Lagerstuhl 3), werden von 20 mm auf die maximal mögliche Lagerstuhlbreite von 23 mm verstärkt. Begrenzendes Bauteil ist hierbei die serienmäßige Kurbelwelle. Weiterhin erfolgt ein Versatz der Stehbolzenverschraubung von einem Abstand von 77 mm auf 80,3 mm zur Verbreiterung des Steges zwischen Stehbolzen und Gleitlagerschale sowie die Integration einer Senkbohrung im Kurbelgehäuse für die Zylinderkopfverschraubung. Ersteres dient der Reduzierung der Spannungen in der Gleitlagerschalennut an den Lagerstühlen, während die Senkbohrung den durch die Zylinderkopfmontage hervorgerufenen Zylinder-Kaltverzug reduzieren soll. Als weitere Anpassung wird der Verzicht auf die Zylinderstegbohrung untersucht. Abbildung 6.56 zeigt das Kurbelgehäusekonzept 1.

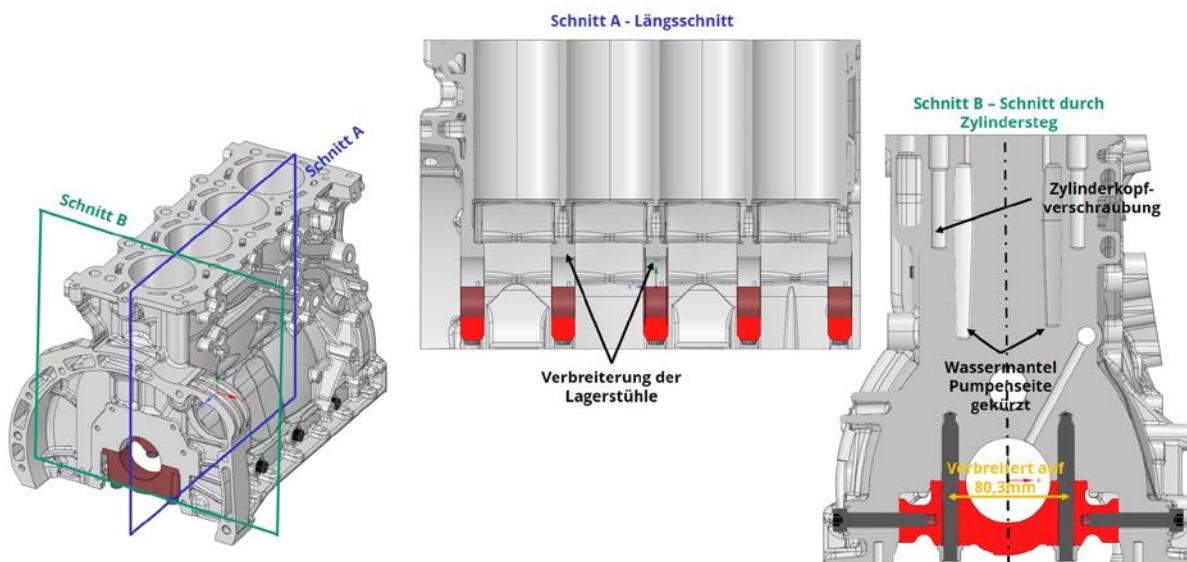


Abbildung 6.56 Kurbelgehäusekonzept 1 mit Anpassungen in den Nachbearbeitungsschritten

Die thermische Belastung erfolgt analog zur FEM-Analyse des Benchmark-Kurbelgehäuses in Abbildung 6.18 (Kapitel 6.1.2). Dabei werden zum einen die Belastungen im Serienbetrieb und zum anderen die der Zylinderspitzendruckanhebung auf 200 bar betrachtet. Die Belastungen beruhen dabei auf den Ergebnissen der 1D-Motorprozessrechnung mit GT-Suite. Die Temperaturfelder der beiden Varianten sind in Abbildung 6.57 dargestellt.

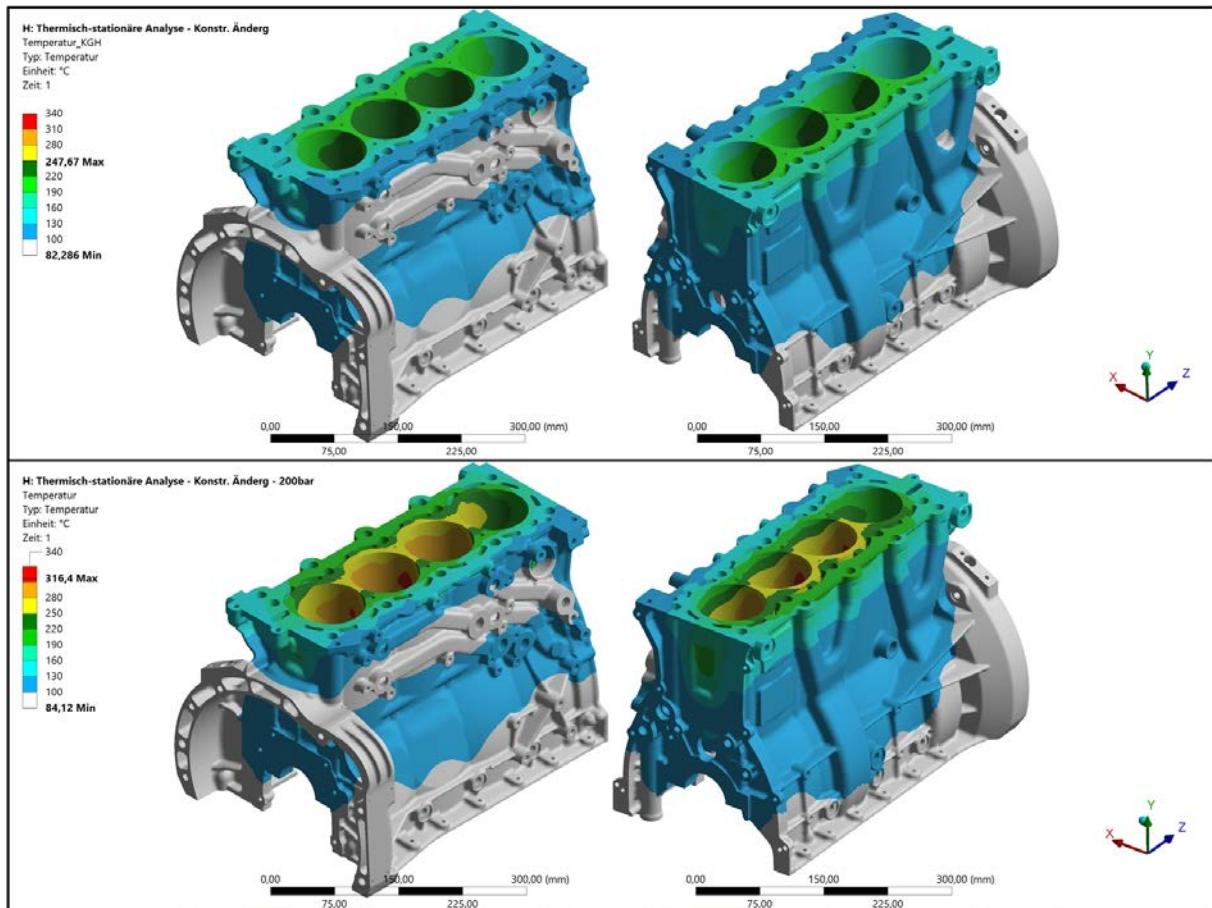


Abbildung 6.57 Temperaturfelder am Kurbelgehäusekonzept 1 (oben: Serienbelastung, unten: Zylinderspitzendrucksteigerung auf 200 bar)

Im Vergleich zu den Ergebnissen der Benchmark-Analyse (vgl. Abbildung 6.18) sind keine signifikanten Veränderungen in den Temperaturfeldern zu erkennen. Sowohl die Maximaltemperaturen als auch die Temperaturverläufe weisen eine hohe Übereinstimmung auf. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der Wassermantel des Kurbelgehäuses bis auf den Wegfall der Zylinderstegbohrungen nahezu identisch ist. Die Beeinflussung der Linertemperaturen durch den Wegfall dieser Bohrungen ist durch die Aufprägung einer konstanten Kühlleistung auf die Wassermanteloberfläche nicht erkennbar. Die detaillierte Analyse und Bewertung der Zylinderstegbohrungen mittels CFD erfolgt in der „Konzeptstudie zur Optimierung des Wassermantels“.

Durch die Vergrößerung der Kontaktfläche zwischen Lagerstuhl und Hauptlagerdeckel werden die auftretenden mechanischen Spannungen bereits beim Vorspannen der Schraubverbindungen (Lastschritt 1) reduziert. Im Bereich der Gleitlagernut werden

durch den Versatz der Stehbolzen die Spannungserhöhungen eliminiert, die im Überlastfall zu einer Schädigung des Lagerstuhls führen können (vgl. Abbildung 6.28). Reduzierte Spannungen sind zudem im letzten Lastschritt der Gleitlagerbeanspruchung zu erkennen. Als Randbedingung für die mechanische Beanspruchung des Konstruktionskonzepts 1 werden die im Verbrennungstakt des Zylinders 1 auftretenden Gleitlagerbelastungen verwendet. Die Beanspruchungen der Liner und der Außenkontur des Kurbelgehäuse sind gegenüber dem Benchmark nahezu unverändert, wie die Spannungsverteilung in Abbildung 6.58 zeigt.

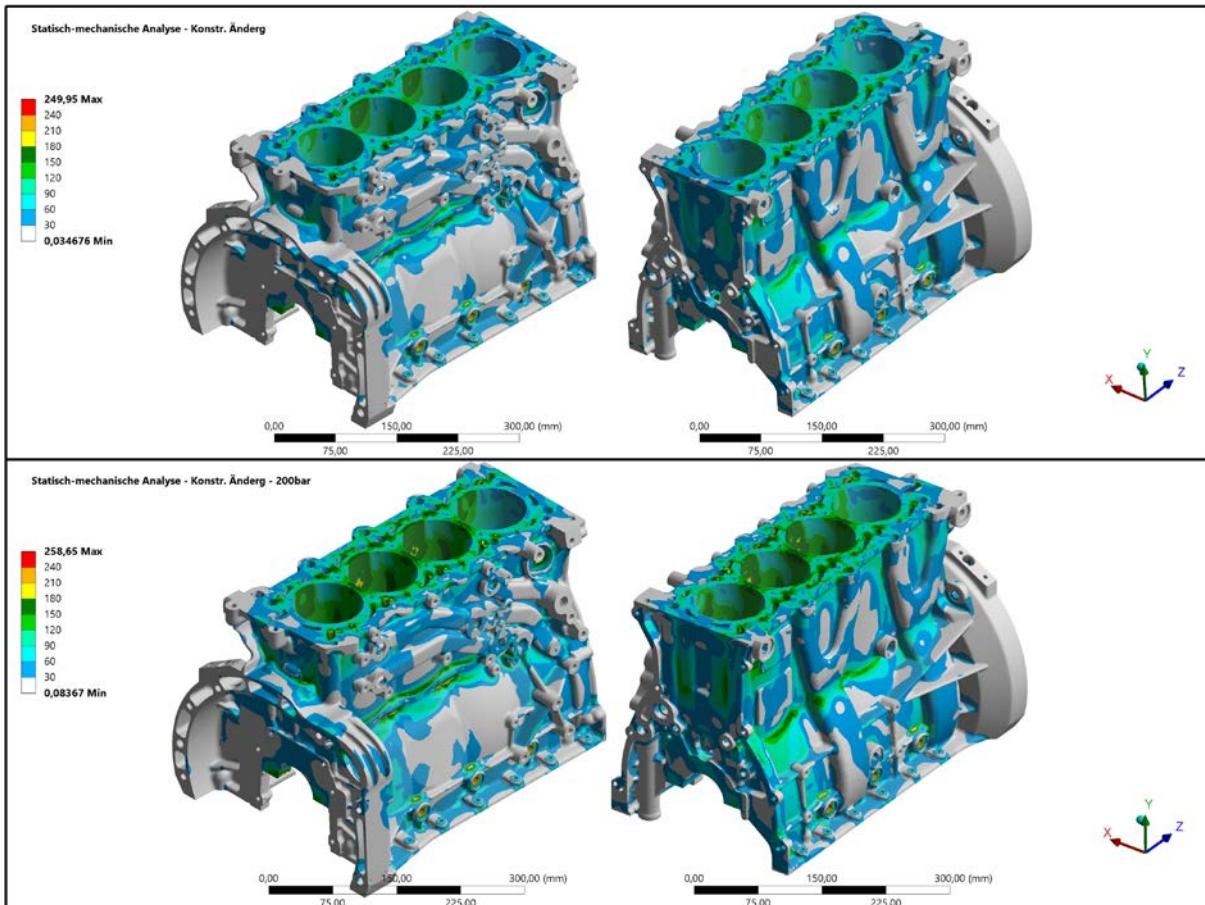


Abbildung 6.58 Spannungsbeanspruchung infolge thermomechanischer Belastung am Konzept 1 (oben: Serienbelastung, unten: Zylinderspitzendrucksteigerung auf 200 bar)

Konzept 2: Kurbelgehäuse in Anlehnung an den OM 654 von Mercedes-Benz

Neuere Serienmotoren im Pkw-Bereich sind bereits auf Zylinderspitzendrücke von über 200 bar ertüchtigt. Diesbezüglich wird das Kurbelgehäusekonzept des OM 654 von Mercedes Benz analysiert, um mechanische Optimierungspotenziale für den CD-155 ableiten zu können. Dazu werden in Tabelle 6.17 die technischen Daten des

OM 654 und des CD-155 gegenübergestellt. Hinsichtlich des Hub-Bohrungsverhältnisses sowie der Zylinderabstände zeigen sich Ähnlichkeiten im Kolbentrieb, wodurch lediglich die technische Realisierbarkeit des Kurbelgehäuses in den Fokus rückt.

Tabelle 6.17: Vergleich der technischen Daten vom CD-155 und OM 654 [CON 23] [EDE 16]

	<u>Einheit</u>	<u>CD-155</u>	<u>OM 654</u>
Hubraum	[cm ³]	1991	1950
Bohrung	[mm]	83	82
Hub	[mm]	92	92,3
Hub/Bohrung	[λ]	1,11	1,13
Zylinderabstand	[mm]	90	90
Zylinderstegbreite	[mm]	7	8
Hauptlagerbreite	[mm]	20	20
Max. Zylinderdruck	[bar]	155	205

In Anlehnung an den OM 654 wird ein Kurbelgehäusekonzept entwickelt, das in Abbildung 6.59 dargestellt ist. Die konstruktiven Anpassungen umfassen dabei:

- Kürzung des Wassermantels (Wassermantelhöhe ca. 80 mm)
- Tiefliegende Gewinde (unterhalb des Wassermantels) für die Zylinderkopfverschraubung
- Verbreiterung der Lagerstühle auf 23 mm (Gleitlagerfläche: 20 mm)
- Vereinfachung der Stegwände hinzu planaren Seitenflächen (Lagerstühle und Getriebeseite)
- Verbreiterung der Hauptlagerdeckel und Versatz der Hauptlagerverschraubung auf einen Abstand von 86 mm (Benchmark: 77 mm)
- Substitution der Stehbolzen durch Schrauben
- Verlängerung der Hauptlagerverschraubung um 15 mm und Winkelversatz der Ölversorgungsbohrungen zu den Gleitlagern

Die konstruktiven Änderungen am Kurbelgehäuse führen zu einer zusätzlichen Masse von 2,33 kg, was einer Gewichtszunahme von ca. 14 % gegenüber dem Benchmark-Kurbelgehäuse entspricht. Dabei ist zu beachten, dass zum derzeitigen Konstruktionsstand keine gießtechnische Optimierung durchgeführt wurde. Materialanhäufungen durch die Verkürzung des Wassermantels wurden nicht berücksichtigt. Durch konstruktive Anpassungen zur Vermeidung dieser Materialanhäufungen kann das Gesamtgewicht des Kurbelgehäuses reduziert werden.

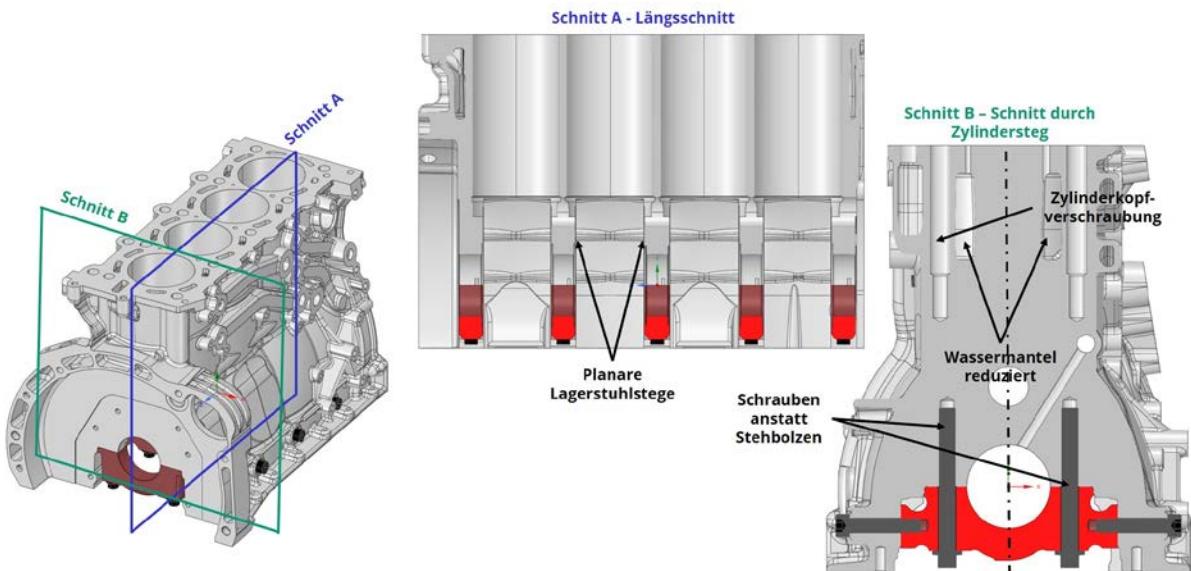


Abbildung 6.59 Kurbelgehäusekonzept 2 in Anlehnung an den OM 654

Die thermische und thermomechanische Analyse des Kurbelgehäusekonzepts 2 erfolgt analog zu Konzept 1. Hierbei werden die gleichen Randbedingungen sowie thermischen und mechanischen Belastungen für die Serienbelastung und die Zylinderspitzendruckerhöhung auf 200 bar zugrunde gelegt. Die sich einstellenden Temperaturfelder sind in Abbildung 6.60 dargestellt.

Die Ergebnisse zeigen, dass die Maximaltemperaturen im Vergleich zur Serienkonfiguration um bis 25 K und die der Zylinderspitzendruckerhöhung um bis zu 33 K gesenkt werden. Dies ist auf die gleiche angenommene Kühlleistung bei reduzierter Wassermanteloberfläche zurückzuführen. Die Oberflächentemperaturen unterhalb des (verkürzten) Wassermantels erhöhen sich aufgrund der fehlenden Kühlmitteldurchströmung in diesen Bereichen. Die Temperaturen steigen hier gegenüber der Serie um ca. 20 K an. Im Hinblick auf die Festigkeitsreserven in diesem Bereich sind die Temperaturerhöhungen als unkritisch einzustufen. Zur Beurteilung der tatsächlichen Kühlleistung durch die Wassermantelkühlung sind strömungstechnische Untersuchungen erforderlich. Analog zur Serienkonfiguration sowie zum Kurbelgehäusekonzept 1 erhöhen sich die Maximaltemperaturen durch den erhöhten Energieeintrag bei der Zylinderspitzendrucksteigerung auf 200 bar. Die Maximaltemperaturen erhöhen sich um bis zu 55 K. Im Vergleich zur Serie und zum Konzept 1 (Temperaturerhöhung von ca. 70 K) fällt die Erhöhung geringer aus, da die Kühlleistung in den hochbelasteten Bereichen höher ist.

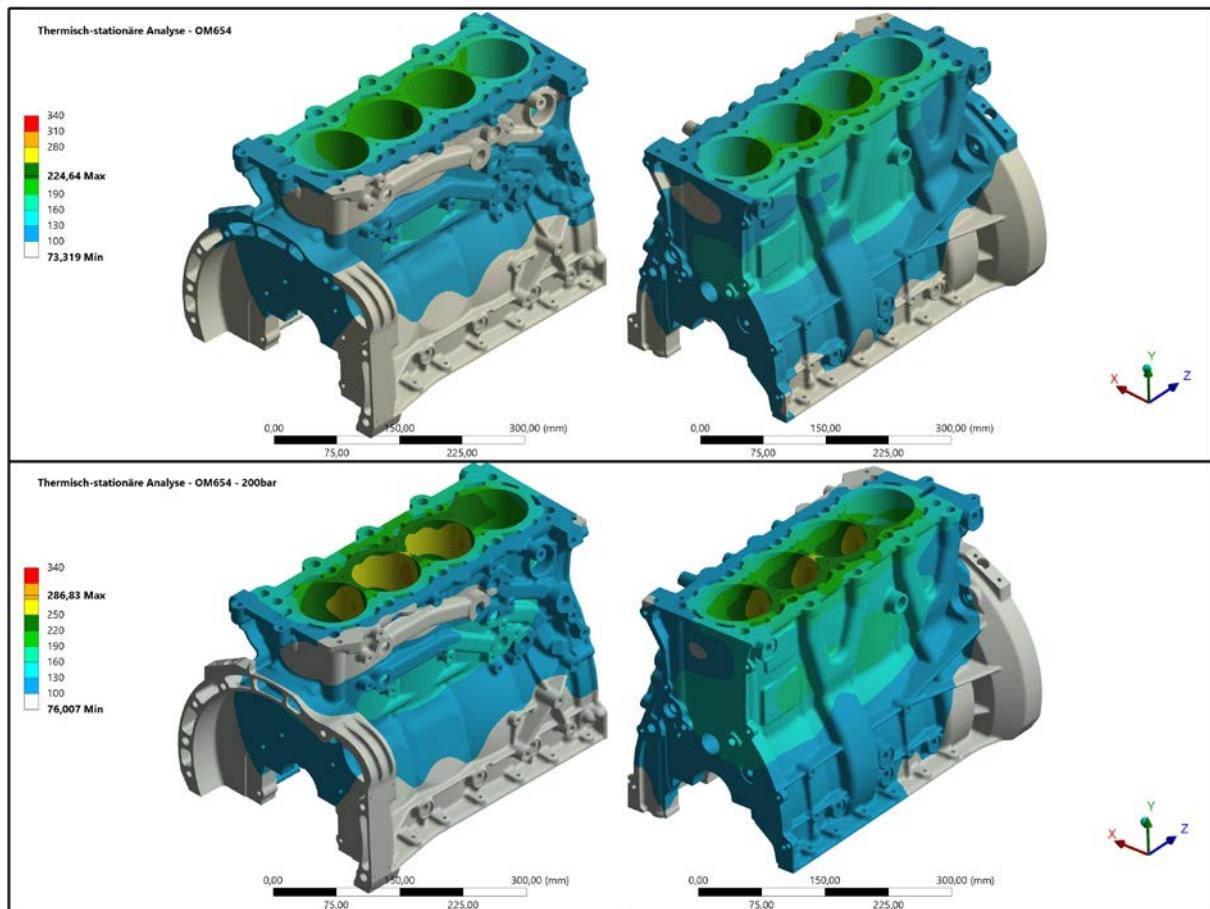


Abbildung 6.60 Temperaturfelder am Kurbelgehäusekonzept 2 (oben: Serienbelastung, unten: Zylinderspitzendrucksteigerung auf 200 bar)

Anhand der in Abbildung 6.61 dargestellten Spannungsverteilungen infolge der thermomechanischen Beanspruchung des Kurbelgehäusekonzepts wird das Potenzial in der steiferen bzw. massiveren Bauweise deutlich. Die Beanspruchung der kritischen Bereiche wird reduziert. Die Vergleichsspannungen an den Linern sowie an der Ölgalerie werden im Vergleich zur Serie deutlich reduziert (vgl. Abbildung 6.20). Zudem wird durch die Verbreiterung der Lagerstühle deren Belastbarkeit erhöht.

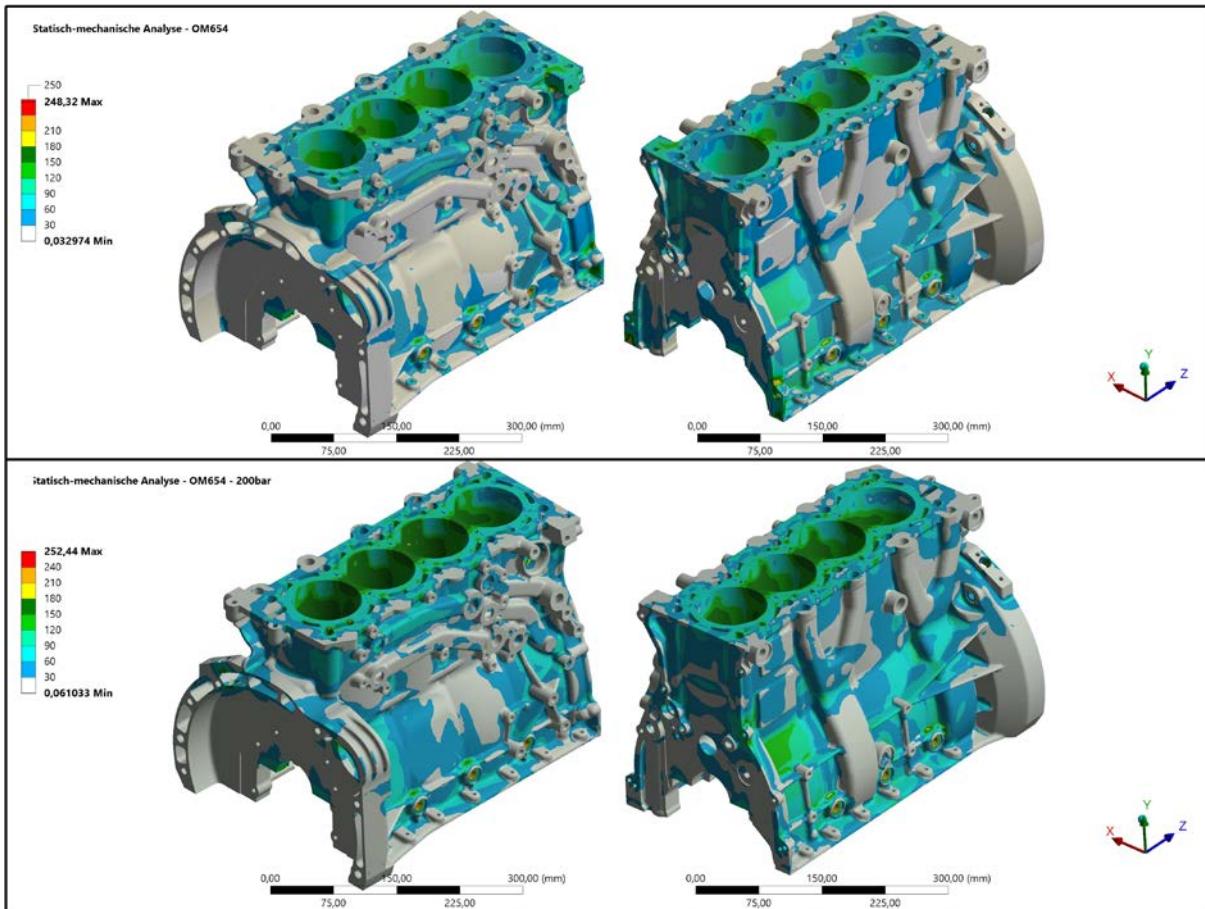


Abbildung 6.61 Spannungsbeanspruchung infolge thermomechanischer Belastung am Konzept 2 (oben: Serienbelastung, unten: Zylinderspitzendrucksteigerung auf 200 bar)

Konzept 3: Kurbelgehäuse mit Bedplate

Die resultierenden Spannungen, die mit den Verschraubungen der Hauptlagerdeckel einhergehen, und die aufgrund der Zylinderdruckanhebung erhöhten Kräfte im Kurbeltrieb sollen Anlass für die konstruktive Umsetzung einer Bedplate sein. Dadurch soll eine Steifigkeitssteigerung erreicht werden, die eine höhere Belastbarkeit des Kurbelgehäuses zum Ziel hat. In Abbildung 6.62 ist das Konzept des zweiteiligen Kurbelgehäuses mit Bedplate (orange) dargestellt. Die Zylinderkopfdichtung und der Zylinderkopf bleiben unverändert und werden für die Simulation mit berechnet, jedoch in der nachfolgenden Auswertung nicht berücksichtigt.

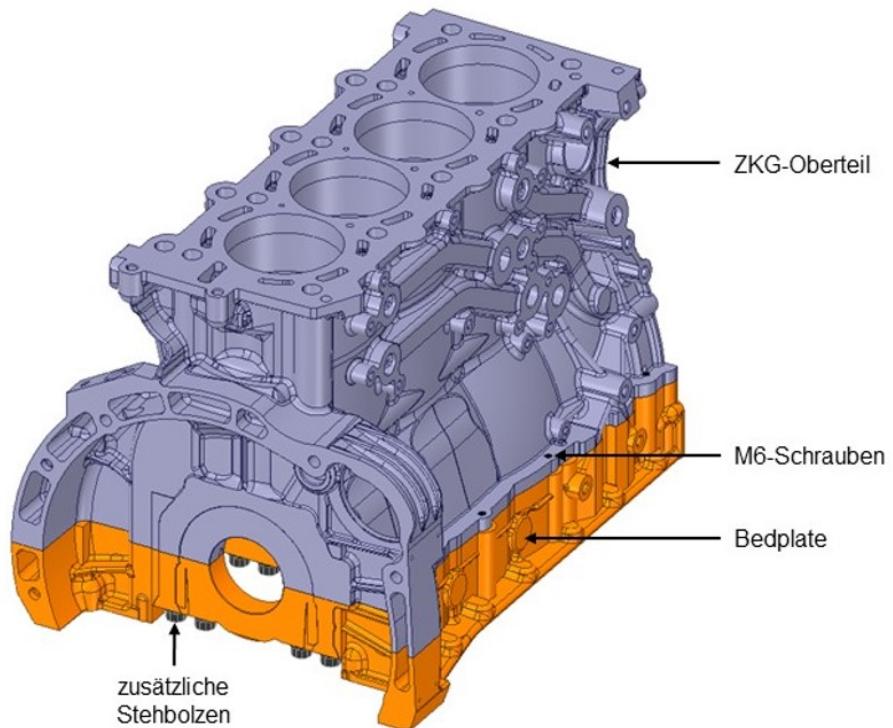


Abbildung 6.62 Konzept zum Kurbelgehäuse mit Bedplate

Die Verschraubung des Unterteils erfolgt über die doppelte Anzahl von Stehbolzen in der Nähe der hoch belasteten Kurbelwellenlagergasse und soll eine gleichmäßige Flächenpressung gewährleisten. Zusätzlich werden in den weniger belasteten Außenbereichen M6-Schrauben eingesetzt, die gleichzeitig als Ölwanneverschraubung dienen. Für die Umsetzung dieser Variante wird das ursprüngliche Kurbelgehäuse in der Höhe der Kurbelwellenachse getrennt und in ein Kurbelgehäuseoberteil und ein Kurbelgehäuseunterteil aufgeteilt. Die bisher verwendeten Hauptlagerdeckel entfallen. Dafür wird das Unterteil so konstruiert, dass die Hauptlager in das Unterteil integriert werden. Die Werkstoffauswahl für Ober- und Unterteil wird für erste Untersuchungen einheitlich gewählt. In die Bedplate integrierte Grauguss-Inlays für die Kurbelwellenlagerung werden zunächst vernachlässigt. Aufgrund der gleichen Ausdehnungskoeffizienten und der relativ hohen Festigkeitswerte bei gleichzeitig geringem Gewicht bestehen beide Komponenten aus der Aluminiumlegierung AlSi7MgCu0,5. Zusätzlich werden die Vorspannkräfte der Stehbolzen von 55.000 N auf 40.000 N reduziert, da durch den Einsatz der doppelten Anzahl an Stehbolzen die benötigte Flächenpressung gleichermaßen erreicht werden soll. Die Schrauben bestehen wie beim Benchmark-Modell aus der Festigkeitsklasse 12.9. Trotz der doppelten Anzahl an Stehbolzen weist dieses Konzept nur ein um 100 g höheres Gesamtgewicht gegenüber dem Benchmark-Motor auf.

Durch die beinahe baugleiche Konstruktion und die identischen Werkstoffe zum Benchmark-Kurbelgehäuse bilden sich bei der Bedplate-Ausführung ähnliche Temperaturfelder aus. Das Unterteil und dessen Verschraubungen nehmen ähnliche Temperaturen an, wie sie der Ausgangsmotor in diesen Bereichen aufweist. Aufgrund der

gleichen Konstruktion, der unveränderten Vorspannkräfte der Zylinderkopfschrauben und der ähnlichen Temperaturen aus der thermischen Analyse bilden sich somit im Oberteil des Kurbelgehäuses nahezu identische Spannungen wie im Ausgangsmotor aus.

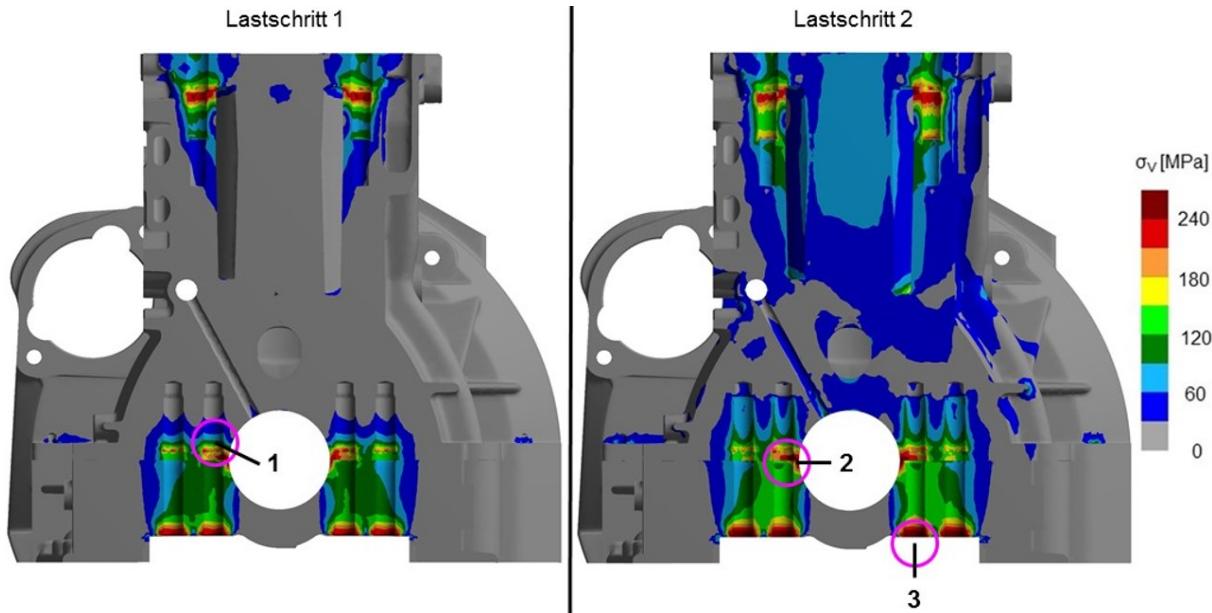


Abbildung 6.63 Spannungsbeanspruchung im 1. und 2. Lastschritt (Schnittansicht)

In Abbildung 6.63 sind geringe Unterschiede in den resultierenden Spannungen im Unterteil aufgrund der Montagekräfte aus Lastschritt 1 und der Temperatureinwirkungen aus Lastschritt 2 zu erkennen. Die verringerten Vorspannkräfte der Stehbolzen reduzieren nicht nur die resultierenden Vergleichsspannungen in den Stehbolzen selbst, sondern auch die Spannungen im Kontaktbereich zu den Lagerstühlen (siehe Bereich 1 in Abbildung 6.63). Die erhöhten Vergleichsspannungen des 2. Lastschrittes im Bereich 1 resultieren aus den unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten von Bedplate ($\alpha=22\text{ K}^{-1}$) und Stehbolzen ($\alpha=11\text{ K}^{-1}$). Die Erwärmung von 20°C im Montagezustand auf über 100°C , die in diesem Bereich durch die Öltemperatur erreicht wird, führt zu einer größeren Ausdehnung des Kurbelgehäuse-Unterteils im Vergleich zu den verspannten Stehbolzen. Auf diese wirken im Umkehrschluss erhöhte Zugspannungen, welche über das Gewinde in das Kurbelgehäuse-Oberteil übertragen werden. Die Vergleichsspannungen steigen in den tieferen Gewindegängen auf über 100 MPa an. Gleichzeitig steigen aufgrund der Wärmedehnung im Bereich 3 auch die Druckspannungen auf das Kurbelgehäuse-Unterteil an. Dabei wirken die Muttern der vorgespannten Stehbolzen der Dehnung des Kurbelgehäuse-Unterteils entgegen und erhöhen die Druckspannungen. Eine Erhöhung der Vergleichsspannungen im Kontaktbereich 2 von Ober- und Unterteil resultiert ebenfalls aus dieser unterschiedlichen Wärmedehnung. Ähnlich einer Feder wirken die Stehbolzen der Ausdehnung entgegen und bewirken höhere Druckspannungen, die in Richtung der Kurbelwellenlager zunehmen. Die Vergleichsspannungen erreichen damit ein ähnliches Niveau wie die Lagerstühle des Ausgangsmotors.

Im Folgenden soll die mechanische Beanspruchung des Kurbelgehäusekonzepts mit Bedplate untersucht werden. Dazu wird die Motorbaugruppe zusätzlich mit den mechanischen Belastungen aus dem Verbrennungstakt von Zylinder 2 beaufschlagt. Zur Quantifizierung des Einflusses der mechanischen Beanspruchung wird die Spannungs differenz $\Delta\sigma_V$ zwischen dem erwärmt en, unbelasteten und dem aus der thermomechanischen Beanspruchung resultierenden Spannungszustand betrachtet. Der Vergleich der Ergebnisse mit denen der Referenzsimulation ist in Abbildung 6.64 dargestellt.

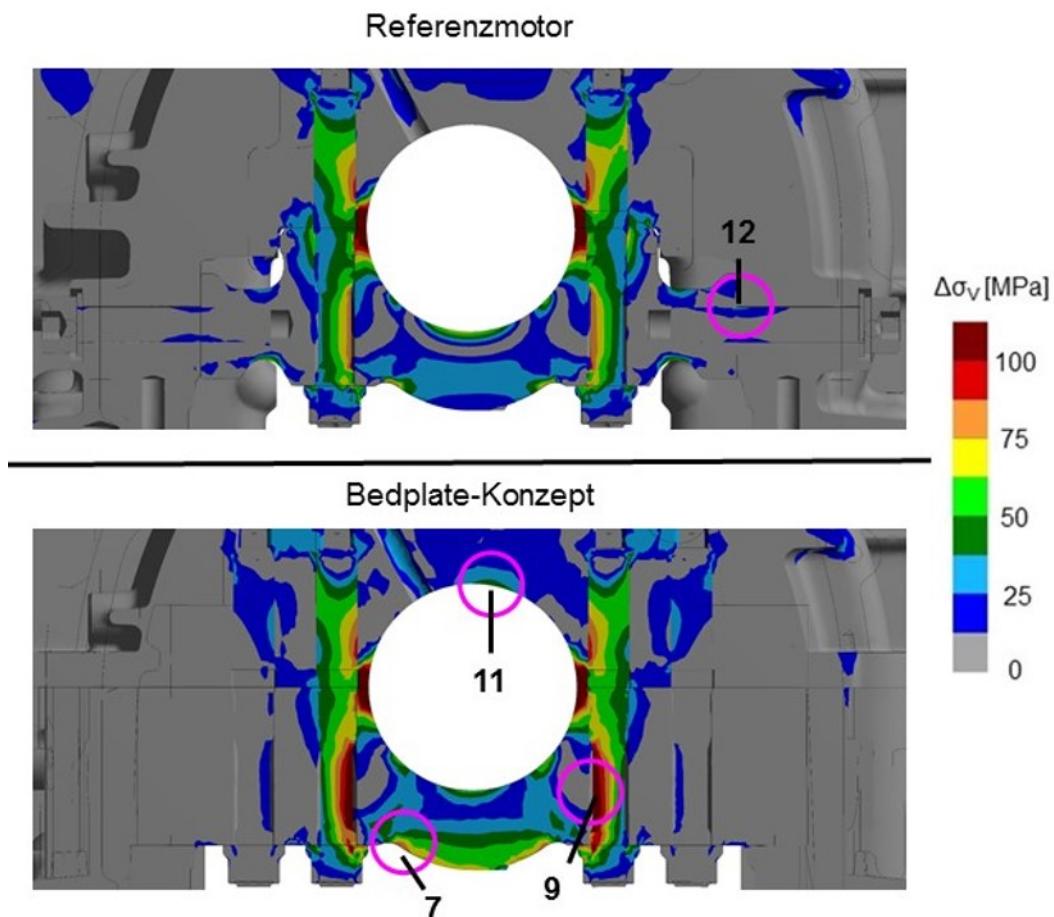


Abbildung 6.64 Resultierende Spannungs differenz durch die mechanische Belastung (oben: Serienstand, unten: Kurbelgehäuse mit Bedplate)

Die nahezu unveränderte Geometrie des Kurbelgehäuse-Oberteils und die gleichen Belastungen führen zu einem ähnlichen Spannungsverlauf. Im Unterteil zeigen sich jedoch größere Unterschiede, die sich vor allem in den Bereichen 7 und 11 äußern. Diese umfassen die Kurbelwellenlager des Unter- bzw. Oberteils und weisen im Vergleich zum Benchmark-Motor größere Bereiche mit höheren Spannungs differenzen auf. Dies ist auf den geringeren E-Modul der verwendeten Aluminiumlegierung zurückzuführen, aus der das komplette Kurbelgehäuse mit den Hauptlagern gefertigt ist. Im Vergleich zu den Lagerdeckeln aus Grauguss werden die Belastungen aus den Hauptlagerkräften weniger in die umliegenden Bereiche abgeleitet. Bei der Konstruktion des

Benchmark-Motors nehmen auch die seitlichen Verschraubungen einen Teil der auftretenden Lagerkräfte auf und leiten diese über die seitlichen Verschraubungen in die Schürzen des Kurbelgehäuses ein, wie im Bereich 12 zu sehen ist. Gleiches ist auch bei den Stehbolzen des Bedplate-Konzeptes zu beobachten. Im Bereich 9 der inneren Stehbolzen treten höhere Spannungsdifferenzen auf, während die äußereren Stehbolzen nur geringe Unterschiede zwischen den zwei Lastschritten aufweisen. Die Hauptlagerkräfte werden somit fast ausschließlich von den inneren Verschraubungselementen aufgenommen. Die geringere Steifigkeit des für das Unterteil verwendeten Werkstoffes führt zusätzlich zu einer geringeren Lastverteilung in den umgebenden Bereichen, so dass sich lokal höhere Vergleichsspannungen ausbilden. In der nachfolgenden Tabelle 6.18 sind die maximalen Spannungsdifferenzen $\Delta\sigma_V$ der relevanten Bereiche der Bedplate-Konstruktion mit den daraus resultierenden R-Werten und Sicherheiten S_D aufgelistet.

Tabelle 6.18: Spannungsdifferenzen, Spannungsverhältnis R und Sicherheitsfaktoren S_D des Bedplate-Konzeptes im Vergleich zur Referenz

<u>Bereich</u>	<u>Max. Spannungsdifferenzen $\Delta\sigma_V$ [MPa]</u>	<u>R</u>	<u>S_D Bedplate</u>	<u>S_D Referenz</u>
1	80	0,35	2,5	2,41
2	170	0,31	1,17	1,14
7	100	0,13	2,1	2,8
9	170	0,83	6,4	>10
11	50	0,33	3,1	>10

Aus den Werten der Betriebsfestigkeitsanalyse geht hervor, dass mit der Bedplate-Konstruktion in den Bereichen 1 und 2 minimale Verbesserungen erzielt werden. Die leicht erhöhten Sicherheiten liegen demnach in den Gewindebohrungen für die Stehbolzen, da deren Oberspannungen σ_o reduziert werden. Zusätzlich verringern sich die Spannungsdifferenz $\Delta\sigma_V$ und damit auch die Spannungsamplitude σ_a im Kontaktbereich 2 zwischen dem Ober- und Unterteil. Demgegenüber stehen die untersuchten Bereiche der Konstruktion, die ebenfalls hohe Spannungsamplituden σ_a aufweisen und die Sicherheiten in den Bereichen im Vergleich zum Referenzmotor reduzieren. Diese liegen jedoch mit einem Faktor über 2 in einem akzeptablen Bereich. Durch eine Materialkombination für die Bedplate aus einer Aluminiumlegierung als Trägerwerkstoff und Grauguss für die Hauptlager-Inlays können die oben aufgezeigten Verschlechterungen eliminiert werden bzw. besteht ein großes Potenzial zur Optimierung der Belastungsfähigkeit dieses Konzeptes. Die Fertigung der Hybridbauweise des Bedplates aus Aluminiumlegierung und Grauguss birgt jedoch weitere Herausforderungen und Forschungsuntersuchungen, weshalb diese Variante im Folgenden nicht weiter betrachtet wird.

Konzept 4: Magnesium-Hybrid-Kurbelgehäuse mit Aluminium-Inlay

Für die konstruktive Umsetzung eines hybriden Kurbelgehäuses sind einige Maßnahmen zu treffen, die für das Konzept unabdingbar sind. Zu den Anforderungen gehört die vollständige Abbildung des Wassermantels durch das Aluminium-Innenteil (-Inlay), welches gleichzeitig die Aufnahmen für die Hauptlager- und Zylinderkopfverschraubungen sicherstellt. Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, muss ein komplett neues Innenteil entwickelt werden. Zusätzlich muss das Magnesium-Gehäuse an die Geometrie des Innenteils angepasst werden und gleichzeitig die notwendigen Anschlüsse für Getriebe und andere Anbauteile aufnehmen. Die Neukonstruktion erfordert weiterhin die Modellierung des gesamten Kurbelgehäuse-Unterteils, welches auch die eingegossenen Lagerdeckel beinhaltet. Für das Inlay wird auf die Legierung AlSi7MgCu0,5 des Benchmark-Motors zurückgegriffen, da sie gute mechanische und physikalische Eigenschaften aufweist. Insbesondere die hohe Festigkeit, die durch die Legierungselemente Magnesium und Kupfer auch bei höheren Temperaturen erhalten bleibt, ermöglicht den Einsatz auch bei Spitzendrücken bis 200 bar und Temperaturen über 200 °C. Aufgrund des geringen Siliziumgehalts ist die Zylinderoberfläche nicht als direkte Lauffläche für die Kolben geeignet. Wie beim Benchmark-Motor ist auch bei diesem Konzept die nachträgliche Beschichtung erforderlich. Die Magnesiumlegierung AZ91 ist aufgrund der geringeren Warmfestigkeit nicht als hochbelastetes Innenteil geeignet. Aufgrund der geringeren Dichte ($\rho = 1,81 \text{ g} \cdot \text{cm}^{-3}$) im Vergleich zur Aluminiumlegierung ($\rho = 2,67 \text{ g} \cdot \text{cm}^{-3}$) und der guten Festigkeitseigenschaften bei tiefen Temperaturen wird der Umguss des Inlays aus dieser Legierung gefertigt und reduziert das Gewicht des Gesamtkonzepts um 6 % gegenüber dem Benchmark-Motor. Die hybride Struktur wird durch die Verwendung einer Bedplate als Kurbelgehäuse-Unterteil zusätzlich verstärkt. In der folgenden Abbildung 6.65 sind die einzelnen Komponenten der Baugruppe zur besseren Veranschaulichung dargestellt.

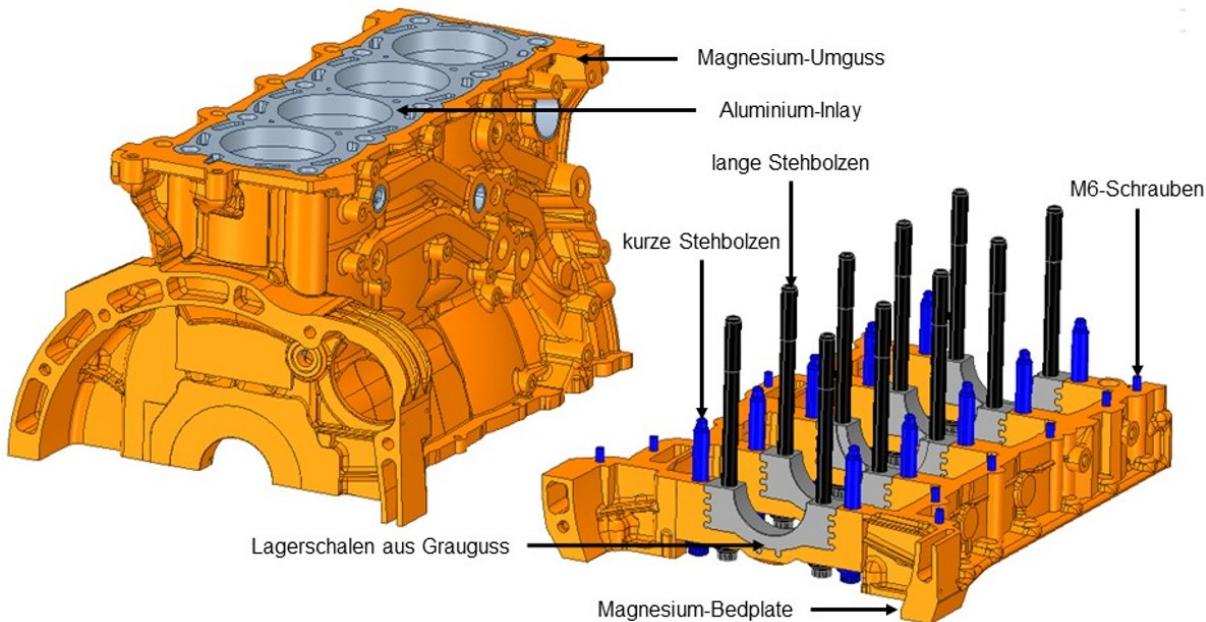


Abbildung 6.65 Konzept des Magnesium-Hybrid-Kurbelgehäuses

Der größere Wärmeausdehnungskoeffizient des Magnesiums gegenüber dem Stahl der Kurbelwelle würde bei Erwärmung das Lagerspiel vergrößern und den Lauf der Kurbelwelle beeinträchtigen. Deshalb wird das Unterteil in Kombination mit vorgefertigten Lagerschalen aus Grauguss GJS-450-10 gegossen. Diese sorgen für die notwendige Steifigkeit im hochbelasteten Hauptlagerbereich und gewährleisten einen sicheren Betrieb der Kurbelwelle. Die langen Stehbolzen aus Vergütungsstahl der Festigkeitsklasse 12.9 sind in das Aluminium-Inlay eingeschraubt und nehmen den größten Teil der Hauptlagerkräfte auf. Die kürzeren Stehbolzen verstetigen die Konstruktion und bestehen aus der Aluminiumlegierung EN-AW-6065-T6. Zur Verbindung der Ölwanne und der Bedplate mit dem Oberteil werden M6-Schrauben aus der gleichen Aluminiumlegierung verwendet. Für die Verschraubungen im Gehäuse wird kein Stahl verwendet, da dieser eine zu große Differenz in der Elektronegativität gegenüber dem Magnesiumwerkstoff aufweist. Eine verstärkte Kontaktkorrosion im Bereich der Gewinde würde das unedlere Magnesium zunehmend schädigen und die Tragfähigkeit der Verschraubung reduzieren. Die Verwendung von hochfesten Aluminiumschrauben führt zudem zu einem geringeren Vorspannkraftverlust der Schrauben und reduziert das Gewicht der Baugruppe. [JAK 15]

Da die größten Wärmeeinträge hauptsächlich im oberen Drittel der Zylinder auftreten und eine ausreichende Stabilität und Verankerung des Inlays gewährleistet sein muss, wird die Höhe des Wassermantels auf etwa die Hälfte reduziert. Die gute Wärmeleitfähigkeit der Aluminiumlegierung sorgt dafür, dass die entstehende Verbrennungswärme von den Zylinderwänden in das Kühlmittel abgeführt wird. Der direkte Vergleich mit dem Benchmark-Motor in Abbildung 6.66 zeigt daher nahezu identische Temperaturverläufe im Inlay. Der reduzierte Wassermantel führt im Bereich (6) der Ölgalerie zu einem Temperaturanstieg von 120 °C auf bis zu 142 °C, da hier die reduzierte Kühlleistung im unteren Zylinderbereich zu einer Erwärmung des Magnesiumgehäuses

führt. Die Kriechfestigkeit der Mg-Legierung AZ91 sinkt bei 150 °C deutlich ab und darf insbesondere in den hoch belasteten Bereichen des Kurbelgehäuses nicht überschritten werden, um eine mögliche Abnahme der Vorspannkräfte im Dauerbetrieb zu verhindern [DOE 05].

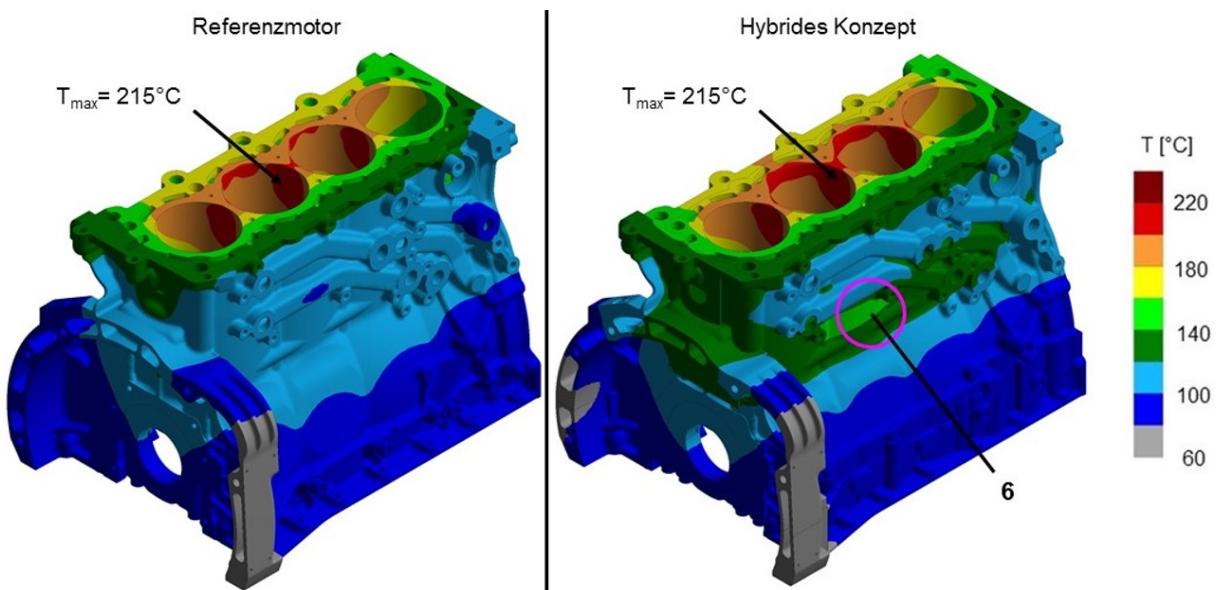


Abbildung 6.66 Vergleich der thermisch-stationären Analysen zwischen Benchmark- und Magnesium-Hybrid-Kurbelgehäuse

Durch die Verwendung unterschiedlicher Kurbelgehäusewerkstoffe und die damit verbundenen unterschiedlichen Wärmedehnungen ist eine Betrachtung der statischen Vergleichsspannungen unumgänglich. Die Verwendung der Bedplate und die doppelte Anzahl von Stehbolzen im Vergleich zum Benchmark-Motor reduzieren die erforderlichen Vorspannkräfte. Die inneren Stehbolzen aus Vergütungsstahl werden mit 40 kN und die äußeren Stehbolzen aus Aluminium mit 20 kN vorgespannt. Die Vergleichsspannungen im Bereich der Lagerstühle am Oberteil (vgl. Bereich 2o in Abbildung 6.68), die hauptsächlich aus den Druckkräften dieser Verschraubungen resultieren, überschreiten dabei den elastischen Bereich der Magnesiumlegierung und führen zu geringen plastischen Verformungen ϵ_p von 0,3 %. Bei der Erstmontage müssen diese Verfestigungen in den Hauptlagern berücksichtigt werden, um die Rundheit der Lager zu gewährleisten. Die eingegossenen Lagerdeckel aus Grauguss sind aufgrund der höheren Festigkeitswerte unempfindlicher gegen Druckbelastungen und erreichen ihre Maxima im Kantenbereich der Lagergasse ($\sigma_V=270 \text{ MPa}$). Die unteren Hauptlagerschalen weisen im Lastschritt 2 (vgl. Bereich 7 in Abbildung 6.68) höhere Spannungswerte auf. Die Erwärmung führt zu unterschiedlichen Ausdehnungen der beiden Werkstoffe im Kurbelgehäuse-Unterteil und erzeugt Vergleichsspannungen an der Innenseite des Hauptlagers in Höhe von 135 MPa. Der thermisch höher belastete Bereich 6 (siehe Abbildung 6.66) ist aufgrund der größeren Materialdicke mechanisch geringer beansprucht und weist Spannungen unter 90 MPa auf. Eine Besonderheit bei diesem Konzept ist das Inlay, das separat im Sandgussverfahren gefertigt und anschließend mit der Magnesiumlegierung umgossen wird. In Abbildung 6.67 sind die

Vergleichsspannungen und die relevanten Bereiche des Innenteils für den Lastschritt 2 dargestellt.

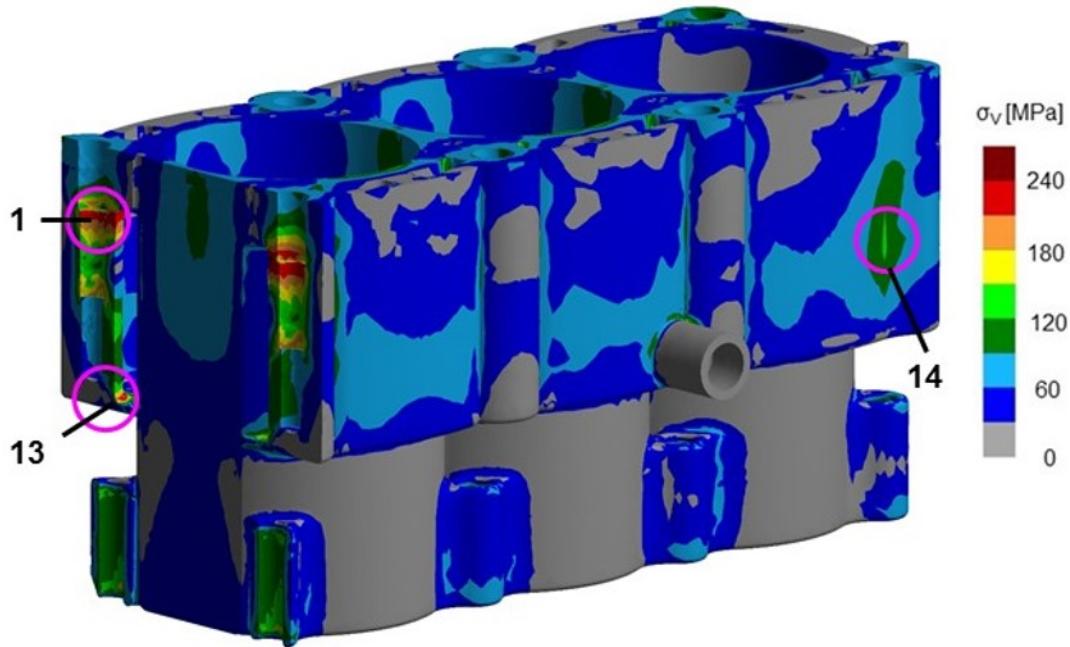


Abbildung 6.67 Vergleichsspannungen und relevante Bereiche des Aluminium-Inlays (Schnittansicht)

Aufgrund der unveränderten Vorspannkräfte ergeben sich im Bereich 1 ähnliche Zugspannungen wie im Benchmark-Motor. Im Bereich 13 treten Spannungsüberhöhungen auf, die nahe der Zugfestigkeit des erwärmten Materials liegen. An diesen dünnwandigen Stellen können Risse im Wassermantel auftreten. Durch die Erwärmung entstehen an den Kontaktstellen zwischen Inlay und Gehäuse Spannungen bis zu 125 MPa. Der Verbundkontakt in dieser FEM-Analyse berücksichtigt keine gießbedingten Eigenspannungen. Diese werden in [DOE 05] separat betrachtet und mit in einem speziellen Programm zur Abbildung von Gießprozessen näher analysiert. Die Untersuchungen zeigen, dass die beim Umgießen des Innenteils verwendeten Parameter einen großen Einfluss auf die Eigenspannungen haben. Die Erwärmung im Motorbetrieb führt zu einem Spannungsabbau im Verbundkontakt und senkt das Mittelspannungsniveau in den dynamischen Beanspruchungen [DOE 05]. Das Eigenspannungsverhalten infolge des Gießprozesses und des anschließenden Motorbetriebs muss daher in weiterführenden Untersuchungen genauer betrachtet werden.

In der Abbildung 6.68 sind die Vergleichsspannungsdifferenzen $\Delta\sigma_v$ für das Ober- und Unterteil dargestellt, die sich durch die Verbrennung im Motor einstellen. Bei gleichen Hauptlagerbelastungen zeichnen sich auch ähnlich relevante Bereiche ab. In der quasistatischen Betrachtung werden die entsprechenden Spannungsverhältnisse R ermittelt und die Betriebsfestigkeitsanalyse liefert daraufhin die Sicherheiten S_D als Ergebnis. Zur besseren Übersicht und Vergleichbarkeit sind in Tabelle 6.19 die Ergebnisse aus ANSYS mit den Sicherheiten für den Benchmark-Motor tabellarisch aufgeführt.

Dabei wird der Kontaktbereich 2 separat für die Lagerstühle des Magnesium-Oberteiles (2_o) und der Grauguss-Lagerdeckel (2_L) betrachtet. Das Aluminium-Inlay weißt im Vergleich zum Benchmark-Motor nahezu identische quasistatische Werte auf. Die hochbelasteten Bereiche im Topdeck bleiben aufgrund der konstruktiven Ähnlichkeit unverändert und werden im Folgenden nicht weiter betrachtet.

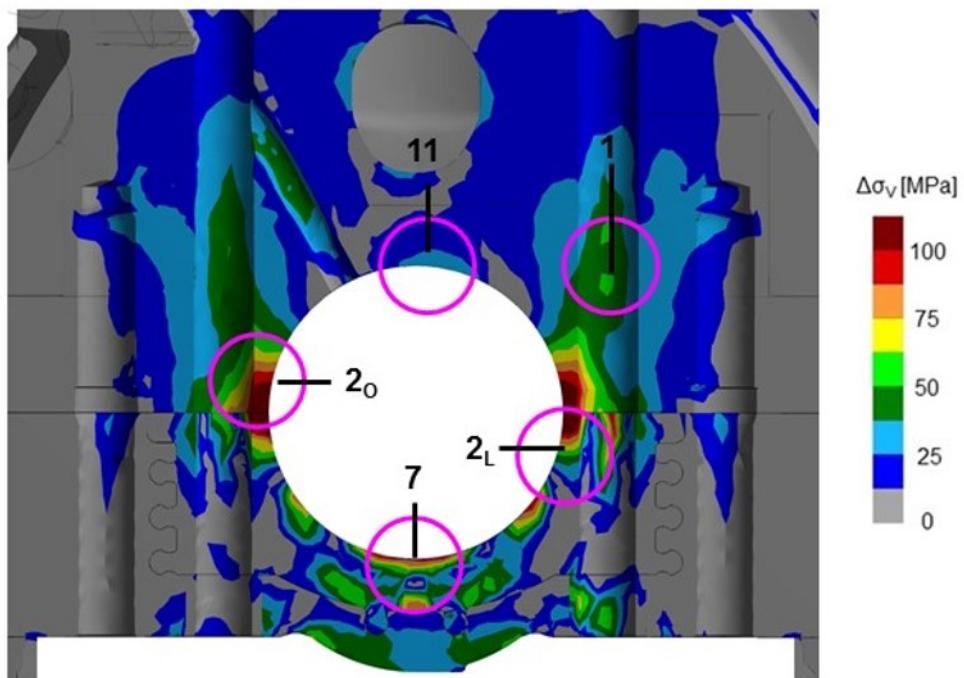


Abbildung 6.68 Spannungsdifferenzen im Ober- und Unterteil des hybriden Konzepts (Schnittansicht)

Tabelle 6.19: Spannungsdifferenzen, Spannungsverhältnis R und Sicherheitsfaktoren S_D des hybriden Konzepts im Vergleich zur Referenz

<u>Bereich</u>	<u>Max. Spannungsdifferenzen</u> $\Delta\sigma_V$ [MPa]	<u>R</u>	<u>S_D Hybrides</u> <u>Konzept</u>	<u>S_D Referenz</u>
1	53	0,35	2,52	2,41
2_o	150	0,14	0,9	1,14
2_L	185	0,31	1,6	1,55
7	130	0,1	2,1	2,8
9	170	0,78	6,7	>10
11	37	0,33	3,25	>10

Die Betriebsfestigkeitsanalyse des hybriden Konzeptes zeigt, dass sich die schlechteren mechanischen Eigenschaften der Magnesiumlegierung gegenüber dem Werkstoff des Benchmark-Motors im Kurbelgehäuse-Oberteil bemerkbar machen. Die deutlich

geringeren Sicherheiten ($S_D < 1$) im Lagerstuhlbereich 2o gewährleisten keinen sicheren Betrieb und deuten auf ein Bauteilversagen hin. Die hier wirkenden Spannungsamplituden übersteigen die Beanspruchbarkeit des Werkstoffes AZ91. Die Beanspruchungen aus den Hauptlagerkräften sind daher in diesem Bereich für die Konstruktion zu hoch. Hinzu kommen die hohen Zugbeanspruchungen im Wassermantel (Bereich 13). Für zukünftige Untersuchungen besteht an diesen Stellen dringender Handlungsbedarf. Zusätzlich müssen gießtechnische Untersuchungen durchgeführt werden, die das Eigenspannungsverhalten während der Abkühlphase des Magnesium-Gehäuses gegenüber dem Aluminium-Innenteil berücksichtigen. Ebenso könnten durch den Einsatz von eingegossenen Lagerelementen im Kurbelgehäuse-Oberteil bessere Ergebnisse erzielt werden (z.B. Lagerstuhl-Inlays aus Grauguss oder hochfestem Aluminium).

Vorstudie 1 zum Konzept 5: Simulation von Gitterstrukturen

Ersatzmodell für die Gitterstruktur:

In ANSYS gibt es die Möglichkeit, die Materialeigenschaften von Stützstrukturen mit einem Ersatzmodell zu simulieren. Dabei wird die Gitterstruktur nicht auskonstruiert, sondern der Raum, den diese Struktur einnimmt, wird mit einem neuen Bauteil aus Vollmaterial gefüllt. Diesem neuen Bauteil werden die gleichen Materialeigenschaften wie der zu ersetzenen Gitterstruktur zugewiesen. Mit Hilfe einer FEM-Analyse werden die mechanischen und thermischen Eigenschaften einer Zelle der Gitterstruktur berechnet. Basierend auf diesen Ergebnissen werden die Materialeigenschaften, wie z.B. E-Modul oder Wärmeleitfähigkeit, für das Ersatz-Bauteil bestimmt. Im Ersatzmodell kann der Struktur-Ersatzkörper in der FEM-Analyse wesentlich größer vernetzt werden. Daher ist die Anzahl der Elemente im vernetzen Bauteil deutlich geringer. Der wesentliche Vorteil der Methode mit dem Struktur-Ersatzmodell besteht darin, dass der Rechenaufwand im Vergleich zum auskonstruierten Gitter deutlich geringer ist und das Modell für die Analyse mehrfach unverändert übernommen werden kann. Dadurch ist es möglich, mit dem gleichen Rechenaufwand eine wesentlich größere Anzahl von Stützstrukturen zu untersuchen. Um die verschiedenen Stützstrukturen in der Simulation zu verwenden, muss lediglich die Struktur im Material-Designer erzeugt und analysiert werden. Anschließend werden die berechneten Materialdaten in ANSYS-Mechanical importiert und dort dem entsprechenden Ersatzkörper zugewiesen. Der Nachteil dieser Methode ist, dass bei der Verwendung des Ersatzkörpers nicht beachtet wird, dass im realen Bauteil die auskonstruierte Struktur aufgrund der Porosität nicht über die gesamte Fläche mit den umliegenden Bauteilen verbunden ist. Dadurch werden die Kräfte zwischen der Stützstruktur und den angrenzenden Flächen nur an den Kontaktstellen übertragen. Darüber hinaus ist es mit dem Ersatzmodell nur sehr eingeschränkt möglich, Aussagen über die Größe der Spannungen innerhalb der Stützstruktur zu treffen. Aufgrund der Tatsache, dass die Stützstrukturen meist aus Gittern

oder ähnlichen Formen bestehen, gibt es viele Knotenpunkte und der Kraftfluss konzentriert sich aufgrund der Porosität der Struktur in diesen Knotenpunkten. Dies hat zur Folge, dass lokale Belastungsspitzen in der Struktur auftreten können, die diese gefährlich überlasten. Dieser Effekt wird im Ersatzmodell nur sehr begrenzt simuliert. Aus diesem Grund können mit dem Material-Designer für Stützstrukturen nur grund-sätzliche Aussagen über die zu erwartenden Spannungen und Verformungen in der Baugruppe getroffen werden. Um genaue Aussagen über die Spannungen in der Bau-gruppe und die Belastungen in der Stützstruktur treffen zu können, muss die Simula-tion mit einer auskonstruierten Stützstruktur durchgeführt werden.

Analyse der Ersatzmodell-Methode im ANSYS-Material-Designer:

In der folgenden Studie werden auskonstruierte Gitter mit Ersatzmodellen aus dem Material-Designer in einer statisch-mechanischen FEM-Simulation miteinander vergli-chen. Als Analyse-Geometrie dient eine Gitterstruktur in Form eines 120 mm langen Balkens mit quadratischer Grundfläche und einer Kantenlänge von 20 mm (siehe Ab-bildung 6.69). Um diese Struktur wird eine Wand mit einer Stärke von 1 mm hinzuge-fügt. Für die Simulation mit dem Material-Designer wird die Gitterstruktur durch einen Balken aus Vollmaterial ersetzt. Die Einheitszellen in der gleichförmigen Gitterstruktur haben eine kubische Form und eine Dichte von 30 %. Für diese Simulation werden zwei unterschiedliche Zellgrößen (5 mm und 10 mm) simuliert. In die Gitterstruktur ein-gefügt ergeben sich Gitter mit 4x6 Zellen (10 mm Zellgröße) und 16x24 Zellen (5 mm Zellgröße).

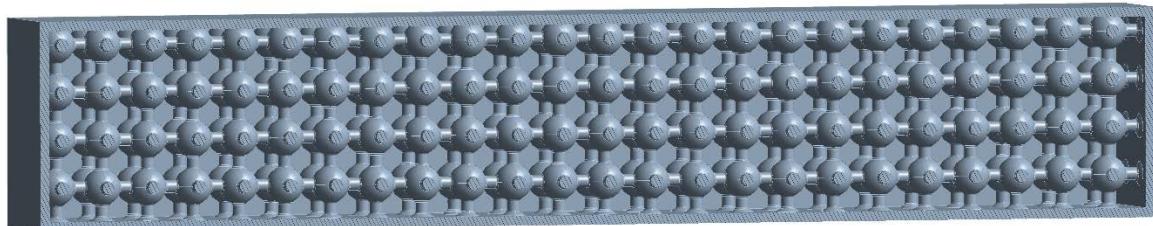


Abbildung 6.69 Balken mit auskonstruiertem 5 mm-Gitter

Es werden zwei verschiedene Zellgrößen bei den auskonstruierten Gittern verwendet um zu zeigen, inwiefern die Anzahl und Größe der Zellen die Simulationsdauer beein-flusst. Die Geometrien werden in Creo Parametric erstellt und die Analyse wird in AN-SYS durchgeführt. Alle Balken werden mit einer maximalen Elementgröße von 2 mm vernetzt. Für die statisch-mechanische Analyse wird der originale Kurbelgehäuse-Werkstoff AlSi7MgCu0,5 verwendet. Als Belastung wird auf eine der quadratischen Grundflächen eine Kraft senkrecht zur Längsachse des Balkens aufgebracht. Die ge-genüberliegende Seite wird eingespannt (siehe Abbildung 6.70).

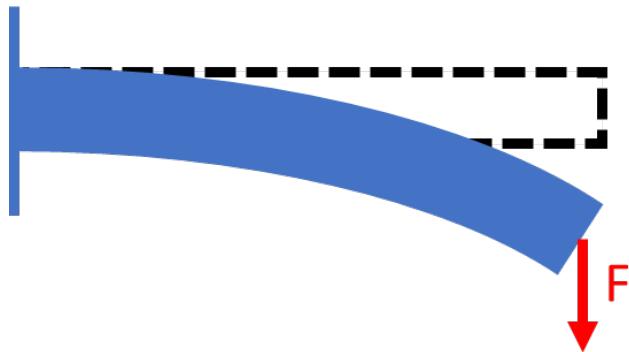


Abbildung 6.70 Biegebalken nach [GEB 18]

Auswertung der Material-Designer-Studie:

Die Ergebnisse der Gitterstudie in ANSYS sind in der folgenden Tabelle 6.20 aufgeführt. Bei der Anzahl der Elemente zeigen sich die zu erwarteten signifikanten Unterschiede bei der Elementanzahl und der Berechnungsdauer. Während das Ersatzmodell bei einer Zellgröße von 10 mm nur 8.345 Elemente aufweist, werden für das äquivalente Gittermodell mit 141.709 Elementen fast 17-mal so viele Elemente benötigt. Die Ergebnisse der Studie zeigen, dass durch die Verwendung des Ersatzmodells die Simulationsdauer um bis zu 90 % gegenüber der auskonstruierten Variante reduziert werden kann. Aufgrund der kleinen zu vernetzenden Geometrien ist die Elementanzahl bei der Analyse der feineren Struktur (5 mm Gittergröße) mit 584.984 Elementen nochmals deutlich höher. Daraus resultiert die deutlich höhere Berechnungszeit von 926 s gegenüber den 26 s im Ersatzmodell mit dem vereinfachten Gitter. Gleichzeitig weisen die Spannungen und Verformung an der Außenseite des Balkens zwischen dem auskonstruierten Modell und dem Ersatzmodell nur geringe Abweichungen von unter 2 % auf (siehe Abbildung 6.71).

Tabelle 6.20: Vergleich zur FEM-Analyse von auskonstruierten und simulierten Gitterstrukturen

<i>Eigenschaften</i>	<i>Parameter</i>		
Gitterstruktur	Gitter (aus-konstruiert)	Gitter (aus-konstruiert)	Material-Designer (Ersatzmodell)
Größe der Einheitszelle	5 mm	10 mm	10 mm
Anzahl der Elemente	584.984	141.709	8.345
Berechnungszeit	926 s	251 s	26 s
Gesamtverformung Balken	0,68 mm	0,72 mm	0,71 mm
Vergleichsspannung Seitenfläche (Mittelwert)	49,5 MPa	52,6 MPa	53,6 MPa
Vergleichsspannung Seitenfläche (Maximum)	122 MPa	139 MPa	138 MPa
Vergleichsspannung Balken (Maximum)	281 MPa	226 MPa	138 MPa

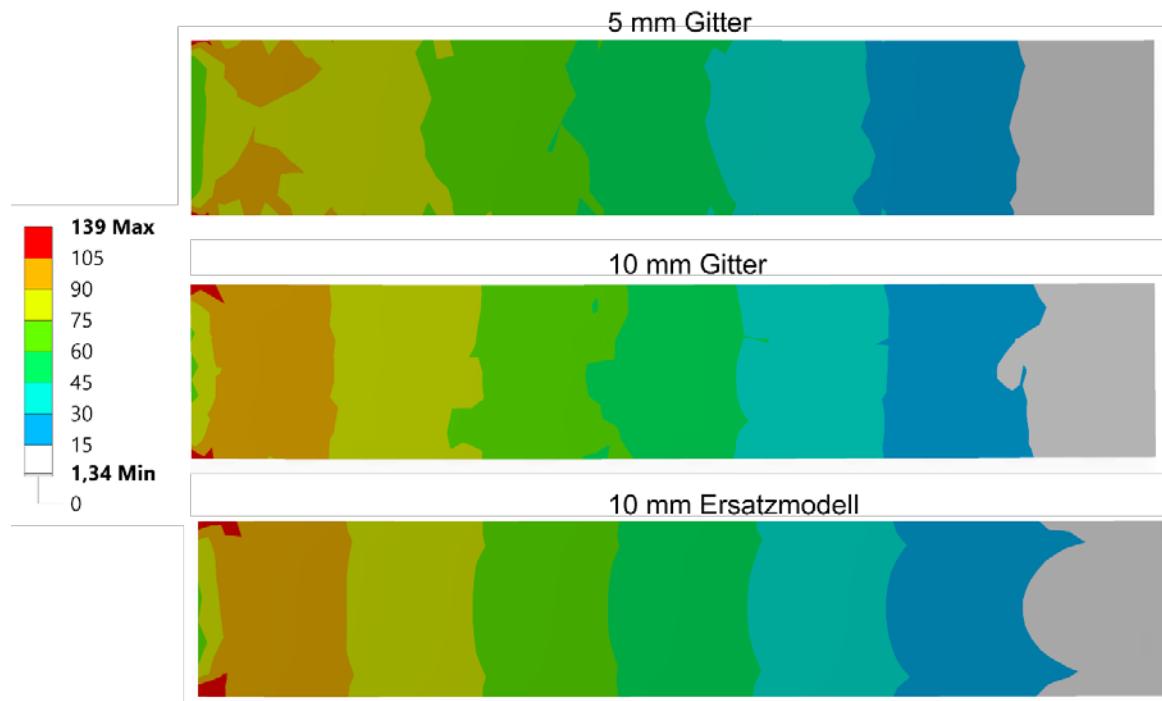


Abbildung 6.71 Vergleichsspannungen auf der Außenseite der Balken (Einspannung links, Krafteinwirkung rechts)

Die einzigen signifikanten Unterschiede treten im Inneren des Balkens auf, wo sich die Gitterstruktur befindet (siehe Abbildung 6.72). Die Gitterstruktur im Ersatzmodell wird

nur durch einen einfachen Balken repräsentiert, daher sind die auftretenden Spannungen im Balken in der Simulation deutlich geringer. Dieser Zusammenhang zeigt sich auch in den deutlich größeren maximalen Vergleichsspannungen im gesamten Balken bei der auskonstruierten Variante mit einer Erhöhung von über 75% gegenüber dem Ersatzmodell (siehe Tabelle 6.20).

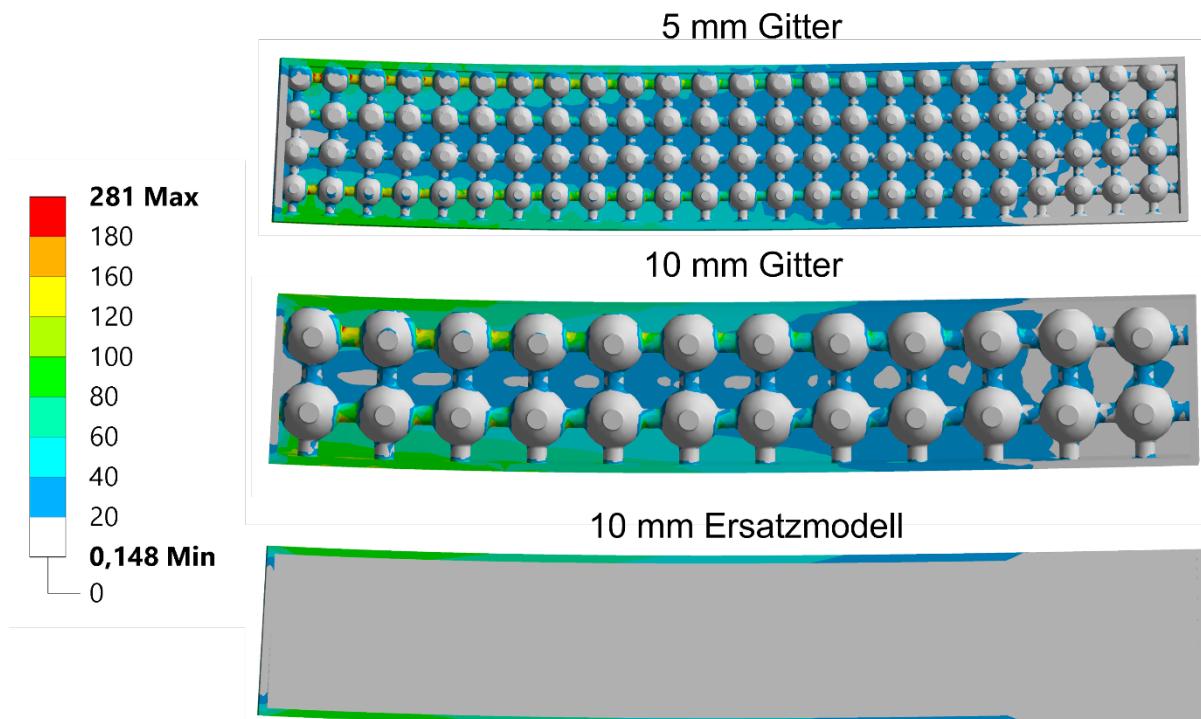


Abbildung 6.72 Vergleichsspannungen im geschnittenen Balken (Einspannung links, Krafteinwirkung rechts)

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Variante mit dem Gitter-Ersatz aus dem Material-Designer eine signifikante Verkürzung der Simulationsdauer aufweist. Gleichzeitig zeigen die berechneten Spannungen und Verformungen für das Vollmaterial (Hülle), dass keine signifikanten Abweichungen auftreten. Aufgrund der Abweichungen im Materialverhalten innerhalb des Gitters können mit der Ersatzmodell-Methode nur primär substanzelle Aussagen getroffen werden. Die Spannungen in den Zellen des Gitters müssen daher in einer separaten, detaillierten Methode berechnet werden.

Einfluss der Zellparameter Größe, Dichte und Form auf die Materialeigenschaften:

Die Materialeigenschaften der Gitterstrukturen hängen stark von der Form der Einheitszelle ab. Im Folgenden wird der Einfluss der Parameter Dichte und Größe der Einheitszelle auf die Materialeigenschaften der Stützstruktur untersucht. Dazu werden im Material-Designer in ANSYS unter anderem die Materialkennwerte E-Modul, Schub-Modul, Poissonzahl und Wärmeleitwert in Abhängigkeit der Parameter Dichte und Größe bestimmt. Dabei variiert die Dichte der Einheitszelle von 10 bis 80 % und

die Größe von 5 bis zu 50 mm. Die Dichte der Zelle wurde auf 80 % begrenzt, da ab diesem Wert die Materialeigenschaften üblicherweise über andere Formeln berechnet werden, da die Porosität des Materials sehr gering ist und die FEM-Analyse größere Abweichungen aufweist. Im Folgenden wird nur auf den E-Modul näher eingegangen, da dieser für die Steifigkeit der Struktur entscheidend ist und sich in Abhängigkeit von der Dichte stark verändert. Für die Benennung der Gitterstrukturen wird folgende Nomenklatur verwendet. Die Bezeichnung der Gitterstruktur setzt sich aus Gittertyp, der Gitterdichte und der Ausrichtung der Zellen (nur für anisotrope Zellen) zusammen. Die erste Abkürzung bezeichnet den Gittertyp, während die nachfolgende Zahl die Dichte der Struktur in Prozent angibt. Abschließend gibt ein Buchstabe an der letzten Stelle die Ausrichtung der Zellen an. Ein pyramidenförmiges Gitter mit einer Dichte von 40 % und einer Ausrichtung in Z-Richtung wird dementsprechend als „PMG-40-Z“ bezeichnet. Die Bezeichnung für ein kubisches Gitter lautet: „KUG“. Die in der folgenden Studie betrachteten Gitterformen PMG und KUG sind in Abbildung 6.73 dargestellt.

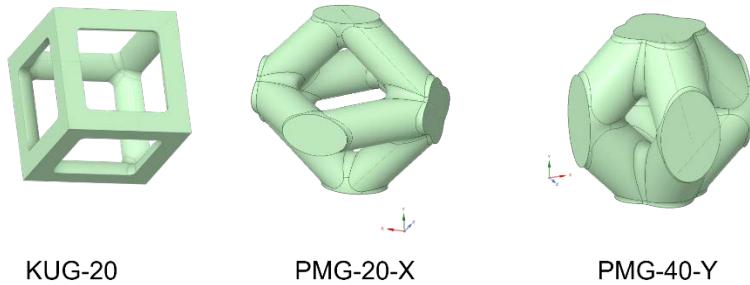


Abbildung 6.73 Einheitszelle der Gitter mit 10 mm Größe

Im Gegensatz zum KUG ist die Form der Einheitszelle beim PMG nicht symmetrisch. Daher sind die Materialeigenschaften richtungsabhängig. Nachfolgend sind die Materialeigenschaften für PMG-X angegeben. Bei einer Größe von 10 mm ergibt sich für die Gitter der in der Abbildung 6.74 dargestellte Verlauf für des Elastizitätsmoduls E und des Schubmodul G.

Der Verlauf des E-Moduls und des Schubmoduls beweist, dass die Dichte der Zelle einen großen Einfluss auf das E-Modul der Zelle hat. Erwartungsgemäß nimmt mit steigender Dichte die Steifigkeit der Zelle zu. Das PMG zeigt deutlich die Anisotropie der Zelle. In X-Richtung weist das PMG-X-Gitter einen höheren Schub- und E-Modul auf. Mit zunehmender Dichte wird beim PMG-X die Differenz zwischen dem E-Modul in X- und Y-Richtung kleiner, während beim Schubmodul der umgekehrte Trend zu beobachten ist. Die Größe der Zelle hat keinen signifikanten Einfluss auf den Schub- oder E-Modul. Bei einer Gitterauslegung sollte zuerst eine geeignete Dichte gewählt werden, bevor die Zellgröße festgelegt wird.

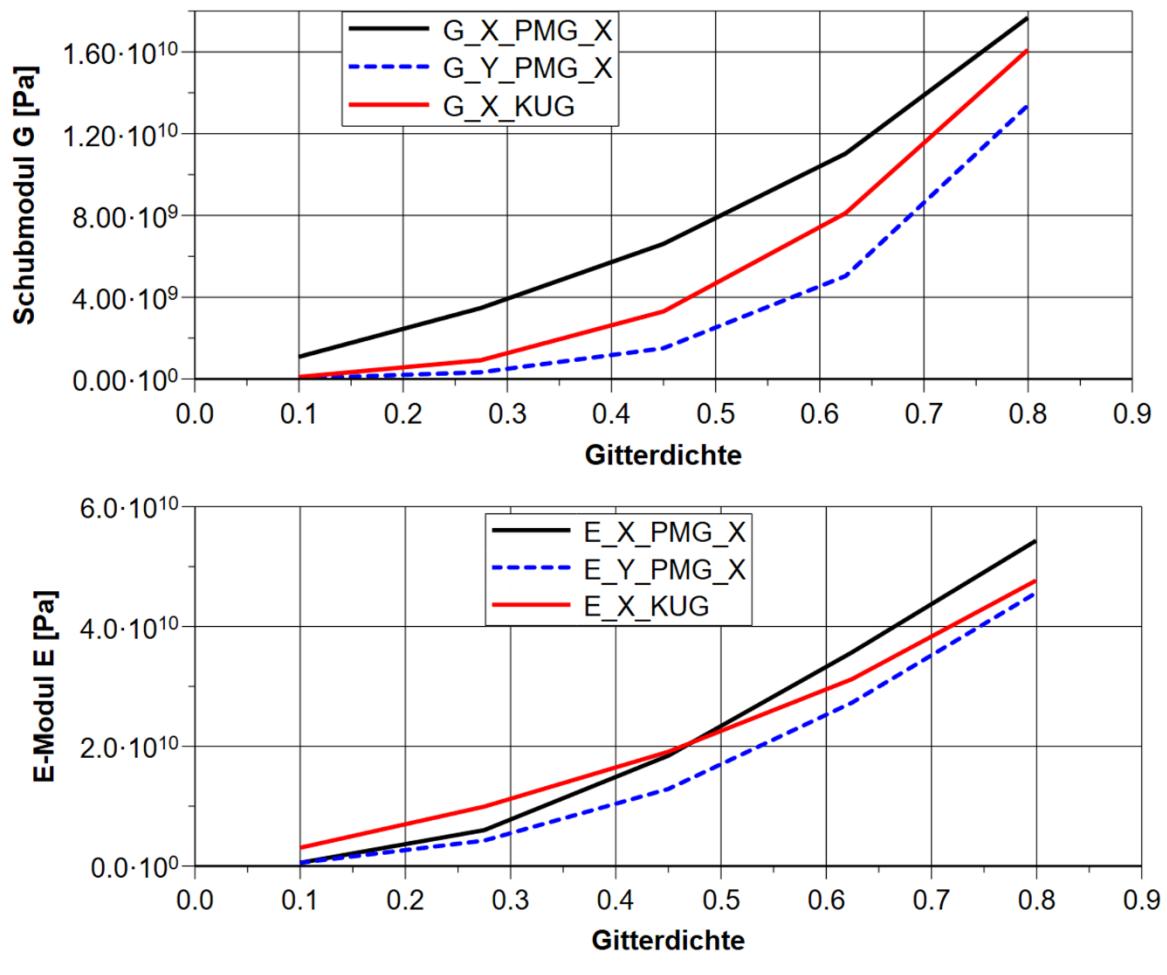


Abbildung 6.74 Schubmodul G und Elastizitätsmodul E in Abhängigkeit der Dichte

Vorstudie 2 zum Konzept 5: Variantenstudie zum Kurbelgehäusekonzept

Für die Variantenstudie wird ein vereinfachtes Kurbelgehäuse-Modell des CD-155 verwendet, da die Integration von Stützstrukturen durch die vorhandenen Freiformflächen im Originalmodell erschwert wird. Als Konzept wurde eine Integration von Stützstrukturen in den Wassermantel sowie in die Lagerstühle ausgearbeitet. Die Stützstrukturen im Wassermantel sollen die Belastbarkeit der Liner erhöhen und die Kalt- und Warmverzüge reduzieren. Die Stützstrukturen in den Lagerstühlen dienen der Gewichtsreduzierung und sollen durch eine anforderungsgerechte Ausrichtung der Gitterstruktur zur Mehrbelastung durch Zylinderspitzendruckerhöhungen ausgelegt werden.

Zur Absenkung der Temperaturen werden drei Kühlkanäle im Zylindersteg integriert. Diese kreisförmigen Kanäle verlaufen senkrecht zu den Zylinder- und Kurbelwellenachsen. Im Originalmotor verlaufen zwei Kanäle schräg durch den Steg, da sie vom Topdeck aus in das Kurbelgehäuse gebohrt werden. Die Gestaltungsfreiheit der additiven Fertigung erlaubt es, die Kanäle waagerechte zu fertigen. Dadurch können die Kanäle näher beieinander und an der heißen Stelle des Stegs positioniert werden. Wie

im Originalmotor haben die Kanäle einen Durchmesser von 3mm. Der Abstand zwischen den Kanälen beträgt 13mm und wurde so gewählt, dass genügend Vollmaterial verbleibt, um den hohen Belastungen im Betrieb standzuhalten.

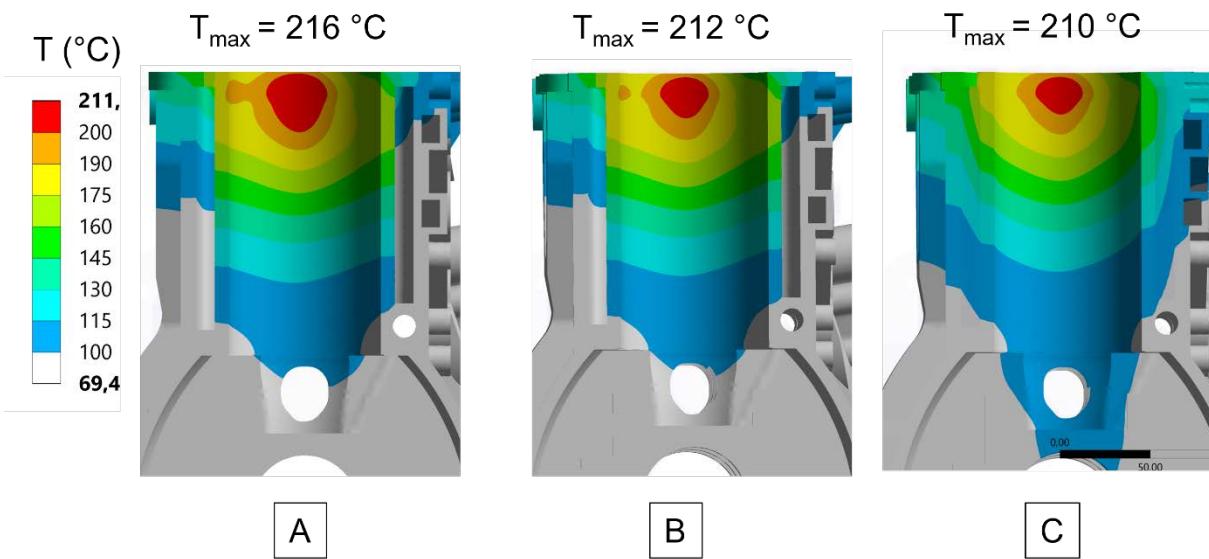
Die Analyse der Gitterstruktur erfolgt mit der oben beschriebenen Umsetzung von Gitter-Ersatzmodellen mit Hilfe des Material-Designers. Den folgenden Ergebnissen liegen die gleichen thermischen und mechanischen Belastungen sowie die gleiche Elementgröße für die Vernetzung zugrunde. Um den Einfluss der unterschiedlichen Gitterstrukturen beurteilen zu können, werden die Ergebnisse für die Gittervarianten mit einem Vollmaterial-Ersatzmodell verglichen. Dazu werden die Gitterkörper in den Lagerstühlen als Vollmaterial definiert. Die Gitter-Ersatzkörper im Wassermantel werden entfernt. Im Zylindersteg werden Kühlkanäle hinzugefügt.

Thermische Analyse:

Die Ergebnisse der thermisch-stationären Analysen zeigen deutliche Unterschiede in den Zylinderwandtemperaturen, die auf die Integration der Stützstruktur in den Wassermantel zurückzuführen sind (siehe Abbildung 6.75). Die Gitterstrukturen werden im Modell durch Ersatzkörper repräsentiert und infolgedessen kann die Konvektion des Wassers an der Außenseite des Zylinders nicht in dem Bereich simuliert werden, in dem dieser Ersatzkörper Kontakt zur Zylinderwand hat. Stattdessen wird die Wärme aufgrund des Verbundkontakte direkt in den Ersatzkörper geleitet. Die Konvektion des Kühlwassers wird im Modell an allen freien Außenseiten der Ersatzkörper im Wassermantel angesetzt. Dies führt zu einer ungenauen Berechnung der Kühlung, da in der Realität das Wasser durch die Struktur strömen würde und somit direkten Kontakt mit der Zylinderwand und den einzelnen Streben des Gitters hätte. Nach der Gleichung 6.5 ist der durch Konvektion übertragene Wärmestrom umso größer, je größer die Oberfläche eines Körpers ist. Die Ergebnisse der Zylinderwandtemperaturen sind daher mit einer großen Ungenauigkeit der Berechnung verbunden. Hinzu kommt, dass durch die komplexe geometrische Form des Gitters die Wasserströmung im Kühlmantel stark beeinflusst wird und das Gitter sehr turbulent umströmt wird, was zu einer sehr ungleichmäßigen Verteilung der Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Wasser und Gitter führt. Dennoch wird im folgenden Abschnitt davon ausgegangen, dass der Einfluss dieser Simulationsungenauigkeit auf die Ergebnisse der Zylindertemperatur gering genug ist, um grundsätzliche Aussagen über den Einfluss der Gitterdichte auf die Zylinderwandtemperatur zu ermöglichen.

$$\dot{Q}_{W_K} = \alpha_K \cdot A \cdot (T_{W,a} - T_K)$$

Gl. 6.5



**Abbildung 6.75 Temperatur des Kurbelgehäuses in der Schnittansicht durch Zylinder 2
(A: Benchmark, B: Benchmark mit Kühlkanal im Zylindersteg, C: Variante mit Kühlkanal und PMG-40-X)**

Basierend auf den Simulationsergebnissen in Abbildung 6.75 wird die maximale Bauteiltemperatur des Kurbelgehäuses allein durch die Integration von drei Kühlkanälen in die Zylinderstege um ca. 4K reduziert. Durch die Integration von Stützstrukturen kann diese maximale Zylinderwandtemperatur noch weiter gesenkt werden. Durch die hohe Wärmeleitfähigkeit der Aluminiumlegierung wird die Wärme aus den heißen Bereichen der Zylinderwand in den Gitter-Ersatzkörper geleitet. Die Analyse der verschiedenen Gitterstrukturen zeigt, dass mit zunehmender Dichte der Stützstruktur die maximale Zylinderwandtemperatur weiter abgesenkt wird. Dies ist darauf zurückzuführen, dass je dichter die Gitterstruktur ist, desto höher die Wärmeleitfähigkeit der Zellen ist. Die Integration von pyramidenförmigen Gittern mit einer Dichte von 40 % in den Wassermantel reduziert die maximalen Wandtemperaturen um weitere 2K auf 210 °C. Besonders deutlich zeigt sich der Einfluss der Gitter auf die Wandtemperaturen an der Außenwand des Kurbelgehäuses. Die Variante mit dem PMG-40-X zeigt, dass der Wärmestrom aus dem Zylinder in die Außenwand des Kurbelgehäuses vergleichsweise groß ist, da die Wandtemperaturen dort deutlich höher sind als bei den Varianten ohne Gitter. Außerdem macht sich die gute Wärmeleitung des Gitters auch auf der heißeren Auslassseite bemerkbar. Beim PMG ist kaum ein Unterschied in der Wandtemperatur zwischen Ein- und Auslassseite zu erkennen. Durch die Integration der Gitterstruktur wird mehr Wärme von der Zylinderwand abgeführt, wodurch die Temperatur an der Außenseite des Kurbelgehäuses ansteigt.

Im unteren Bereich der Zylinderwand und im oberen Bereich der Lagerstühle ist zu erkennen, dass die Wandtemperaturen beim Gitter mit höherer Dichte niedriger sind. Die niedrigen Temperaturen sind auf die Wärmeleitung durch das Gitter im Wassermantel und die thermische Isolation der Gitterstruktur im Lagerstuhl zurückzuführen.

Durch das Einbringen des Ersatzkörpers in den Wassermantel erhöht sich der Wärmestrom durch die Zylinderwand. Dadurch wird auch dem oberen Teil des Lagerstuhls mehr Wärme entzogen. Zusätzlich verringert sich die Wärmeabfuhr aus dem Lagerstuhl in die Außenwand bei der Verringerung der Dichte des Gitters im Lagerstuhl (siehe Markierung in Abbildung 6.76). Die isolierende Eigenschaft der hochporösen Struktur wird durch den Vergleich der beiden Gitter in der folgenden Abbildung deutlich.

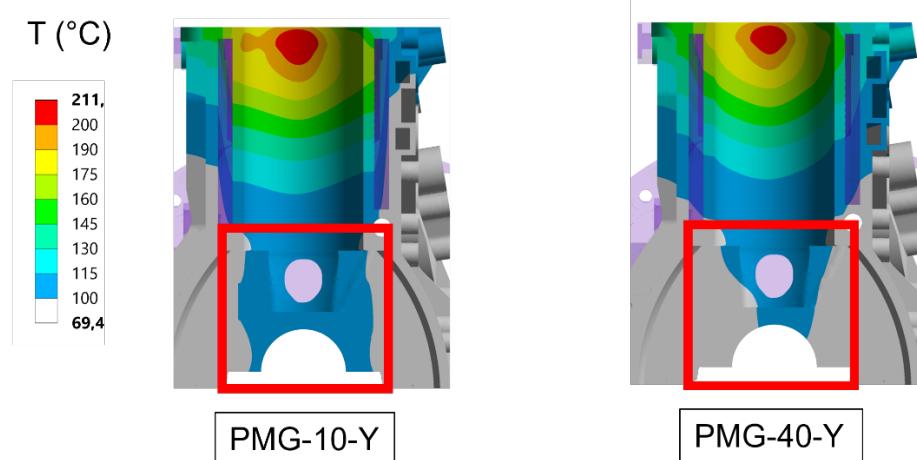


Abbildung 6.76 Temperatur der Lagerstühle im Kurbelgehäuse für verschiedene PMG

Beim Gitter mit 10 % Dichte verlaufen die Temperaturen im Lagerstuhl vom Zylinder bis zur Auflagefläche der Lagerschalen in einem breiten Band mit relativ konstanter Breite. Im Gegensatz dazu ist der Temperaturverlauf beim Gitter mit 40 % Dichte in Richtung Lagerschale spitz zulaufend. Grundsätzlich bestätigt sich die Annahme, dass infolge der direkten Wärmeleitung zwischen Ersatzkörper und Zylinderwand die Temperaturen an der Innenseite der Zylinderwand sinken. Die mit zunehmender Dichte steigende Wärmeleitfähigkeit der Gitterstrukturen bewirkt, dass dichtere Gitter mehr Wärme aus dem Zylinder abführen können.

Mechanische Analyse

Bei der Vorspannung der Schraubverbindung im ersten Lastschritt zeigen die Ergebnisse der Variantenstudie keine signifikanten Unterschiede in den auftretenden Spannungen und Verformungen. Im Lastschritt 2 werden die Bauteiltemperaturen in die mechanische Analyse importiert. Die Temperaturverteilung in der Baugruppe ist für alle untersuchten Varianten annähernd gleich und unterscheidet sich um maximal 4 K. Daher sind die Unterschiede der thermisch induzierten Spannungen im Bauteil sehr gering und werden daher nicht für jede Gittervariante einzeln betrachtet. Im dritten Lastschritt werden wie in der Benchmark-Analyse die Betriebslasten in die Motorbaugruppe eingebracht. Im Folgenden werden nur die relevanten Bereiche des Kurbelgehäuses betrachtet, in denen sich durch die Anpassung der Form eine veränderte Beanspruchung ergibt. Die Verwendung von Ersatzkörpern für die Gitterstrukturen führt

dazu, dass für die Beanspruchung in den Gittern keine aussagekräftigen Ergebnisse erzielt werden können. Sie werden daher in dieser Auswertung nicht weiter betrachtet.

Die Ergebnisse der Analysen zeigen, dass die Integration von Gittern und Kühlkanälen zu einer Verringerung der maximalen und durchschnittlichen Spannungen in der Zylinderwand führt. Zusätzlich zu den Spannungen verringern die Gitter erwartungsgemäß die Aufweitung der Zylinderbohrungen (siehe Abbildung 6.77). In Tabelle 6.21 sind die Spannungen und Verformungen der Zylinderwand für die zwei verschiedenen Gittertypen und das Vergleichsmodell aufgeführt. Aus der Voruntersuchung der Gitterstrukturen geht hervor, dass die PMG-X für die seitliche Abstützung der Zylinderwand am besten geeignet sind. Die Variantenstudie bestätigt diese Annahme. Bei allen untersuchten Varianten ist die Aufweitung der Zylinder bei gleicher Gitterdichte bei den PMG-Y größer als bei den PMG-X. Bei einer Gitterdichte von 20 % beträgt die Aufweitung bei PMG-20-Y 0,66 mm und bei PMG-20-X 0,64 mm. Dies entspricht einer Differenz von 20 µm und somit einem relativen Unterschied von 15 %. Bezogen auf die Gitterdichte zeigt PMG-20-X die gleiche Zylinderaufweitung wie PMG-30-Y, obwohl der Dichteunterschied 10 % beträgt.

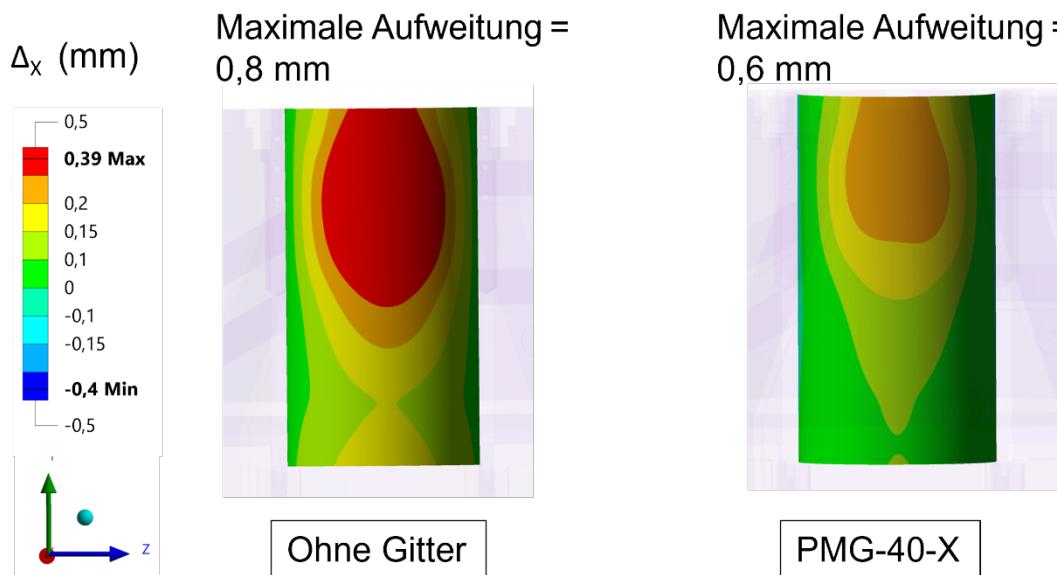


Abbildung 6.77 Verformung der Zylinderwand in X-Richtung am Zylinder 3

Bei den Spannungen im Zylinder ist der Unterschied zwischen PMG-X und PMG-Y nicht so deutlich. Je nach Dichte der Zellen ist die gemittelte Spannung auf der Zylinderwand bei PMG-X um 1,5 MPa bis 0,3 MPa geringer als bei PMG-Y.

Tabelle 6.21: Einfluss des Gitters im Wassermantel auf die Verformung und Spannungen in der Zylinderwand

<u>Gittertyp im Wassermantel</u>	<u>Gitter-dichte</u>	<u>Gitter-Ausrich-tung</u>	<u>Maximale Aufweitung des Zylinders [mm]</u>	<u>Reduzierung der Aufweitung durchs Gitter [mm]</u>	<u>Mittlere Spannung im Zylinder [MPa]</u>
Kein Gitter	0 %		0,80	0	86,4
PMG	10 %	X	0,69	0,11	75,7
PMG	20 %	X	0,64	0,15	73,7
PMG	30 %	X	0,62	0,18	73,0
PMG	40 %	X	0,60	0,19	72,6
PMG	20 %	Y	0,66	0,14	74,4

Grundsätzlich zeigt sich erwartungsgemäß, dass mit zunehmender Gitterdichte die Verformung und Spannung der Zylinderwand gesenkt werden kann. Bei der Betrachtung der Änderung der Aufweitung bei den verschiedenen Dichten der PMG-X fällt auf, dass sich mit zunehmender Dichte die Reduzierung der Aufweitung asymptotisch einem Wert annähert. Während der Unterschied der Aufweitung zwischen PMG-X-10 und PMG-X-20 0,04 mm beträgt, beträgt es zwischen PMG-X-30 und PMG-X-40 nur noch 0,01 mm. Dieser Zusammenhang ist bei der Auswahl geeigneter Gitterstrukturen zu beachten, wenn das Bauteilgewicht eine wichtige Rolle spielt. Weiterhin fällt auf, dass die Gitterstruktur nur im oberen Bereich stark beansprucht wird.

Durch die Integration von Gitterstrukturen in die Lagerstühle erhöhen sich erwartungsgemäß die Spannungen im Vollmaterial um die Gitter. Dies ist sehr deutlich an der Außenseite des Lagerstuhls zu erkennen. Abbildung 6.78 zeigt die Vergleichsspannung auf der Oberfläche des mittleren Lagerstuhls. Beim Modell mit dem Lagerstuhl aus Vollmaterial sind Spannungen über 70 MPa nur am Gewinde für die Lagerbolzen und an der Bohrung für die seitliche Lagerverschraubung zu erkennen. Ursachen hierfür sind neben der hohen Belastung auch die grobe Vernetzung der scharfen Kanten sowie das Auftreten von Singularitäten. Diese Spannungen treten bei allen untersuchten Varianten auf und zeigen keine signifikanten Unterschiede zwischen den verschiedenen Gittern. Daraus kann geschlussfolgert werden, dass die Spannungen im Lager und in der seitlichen Verschraubung durch die Gitterstrukturen nicht signifikant beeinflusst werden. Dasselbe gilt für die Verformungen in diesen Bereichen. Schlussfolgernd daraus lässt sich sagen, dass zwischen den Gitterstrukturen und den Anschlussflächen genügend Vollmaterial für eine sichere Lagerung der Kurbelwelle verbleibt. Im oberen Teil des Bereichs B sind die Spannungen bei PMG-10-Y geringer als im Bereich A, da die Gitterstruktur auf dieser Seite kürzer ist. Daher besteht alles um den Ölkanal herum aus Vollmaterial und besitzt somit ein höheres Schub- und E-Modul als das Gitter im oberen Teil von Bereich A.

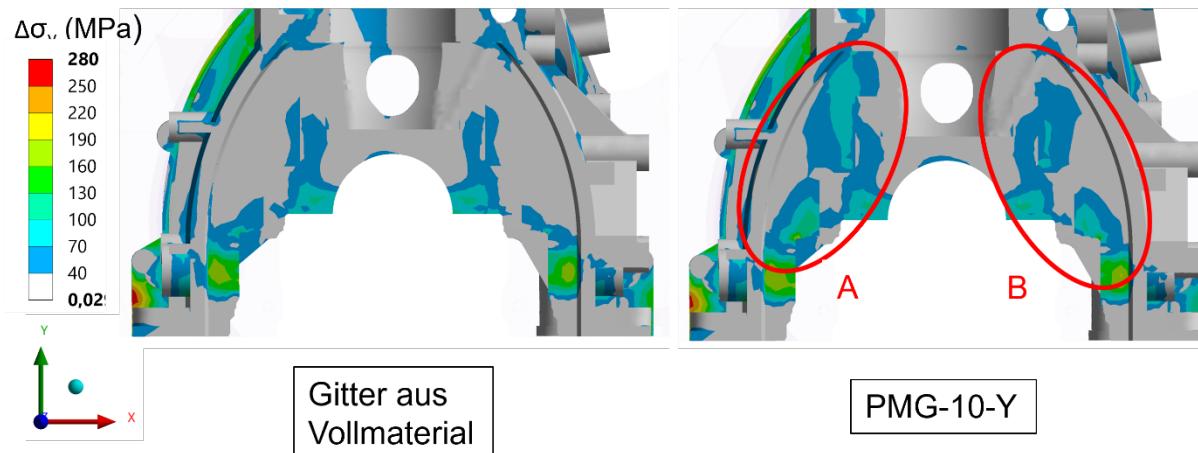


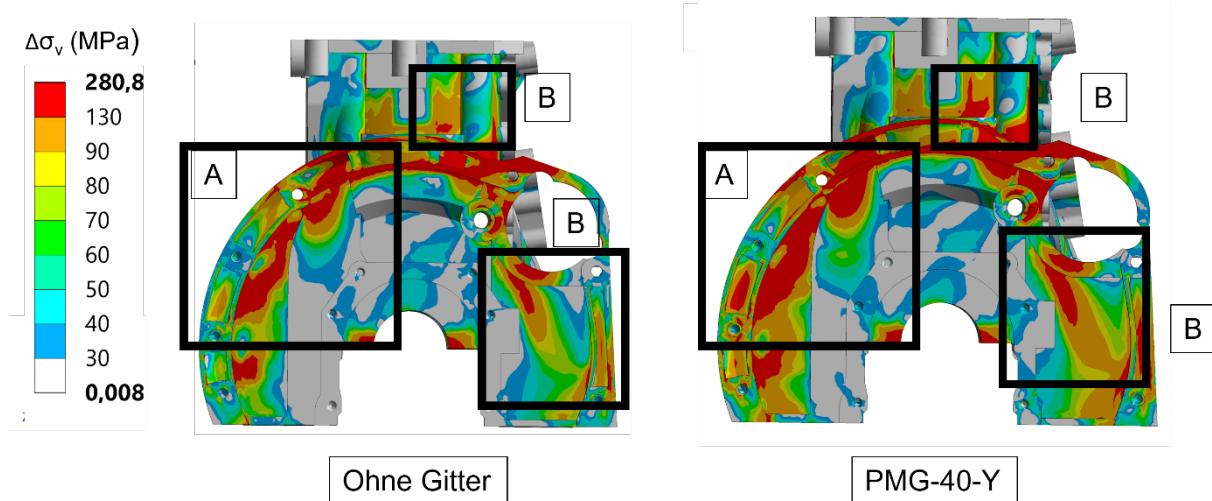
Abbildung 6.78 Vergleichsspannungen am Lagerstuhl 3

Beim Vergleich der Varianten mit unterschiedlichen Gittern zeigt sich, dass die Spannungen in den Bereichen A und B zunehmen, je geringer die Dichte der PMG ist. Dies ist darauf zurückzuführen, dass mit abnehmender Gitterdichte der Kompressions- und E-Modul und damit die Steifigkeit der Gitterkörper sinkt. Deshalb verläuft der Kraftfluss nicht mehr gleichmäßig über die gesamte Breite der Lagerstuhlwanne, sondern hauptsächlich über die 2 mm starken Wände aus Vollmaterial neben dem Gitter. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 6.78 gut zu erkennen. Die geringe Dichte des PMG-10-Y führt zu höheren Spannungen in den Bereichen A und B. Im Ersatzmodell mit den Gittern aus Vollmaterial liegen die Spannungen in diesen Bereichen unter 75 MPa, während sie beim PMG-10-Y bei über 120 MPa liegen. Die folgende Tabelle 6.22 zeigt die mittleren Vergleichsspannungen auf den Lagerstühlen verschiedener Gittervarianten. Wie bei den Gittern im Wassermantel ist auch bei den Gittern im Lagerstuhl zu erkennen, dass mit zunehmender Dichte die Vergleichsspannung abnimmt und sich asymptotisch dem Wert des Vollmaterials annähert. Bei den Gittern in den Lagerstühlen fällt auf, dass bei den auftretenden Spannungen und Verformungen keine Unterschiede zwischen PMG-X und PMG-Y auftreten. Im Gegensatz zu den Gittern im Wassermantel ist die Spannungsbeanspruchung in X- und Y-Richtung ähnlich, so dass die leicht unterschiedlichen E-Module der beiden PMG's keinen signifikanten Einfluss auf die auftretenden Spannungen haben. Es ist zu beachten, dass durch die Verwendung der Ersatzgitterkörper die Simulation im Allgemeinen vereinfacht wird. Ein weiterer wichtiger Aspekt ist, dass die Spannungen in den einzelnen Zellen des Gitters bei der Simulation nicht bestimmt werden und somit die Ausrichtung der Zellen bei der Analyse der Varianten nur bedingt berücksichtigt wird.

Tabelle 6.22: Spannungen auf der Außenfläche der Lagerstühle für verschiedene Gitter

<u>Gittertyp im Lagerstuhl</u>	<u>Gitterdichte</u>	<u>Gitter-Ausrichtung</u>	<u>Gemittelte Vergleichsspannung auf der Außenseite des Lagerstuhls</u>
Vollmaterial	100 %	-	40 MPa
PMG	10 %	Y	56 MPa
PMG	20 %	Y	52 MPa
PMG	30 %	Y	48 MPa
PMG	40 %	Y	45 MPa
PMG	50 %	Y	43 MPa
PMG	30 %	X	48 MPa

Durch die Integration des Gitters in den Lagerstuhl am Getriebeanschluss wird die Vergleichsspannung in den umgebenden Geometrien signifikant erhöht. Durch die Verschraubung des Getriebes mit dem Kurbelgehäuse werden die Außenwände im Bereich A (siehe Abbildung 6.79) stark beansprucht. Die Lagerung des Motors wird in dieser Analyse vereinfacht an der Anschlussfläche zum Getriebe angenommen. Die hohen Spannungen am Getriebeanschluss resultieren zum Teil aus der Vernetzung und Einspannung.


Abbildung 6.79 Vergleichsspannungen auf der Getriebeseite des Kurbelgehäuses

Die Spannungen in den Lagerstühlen liegen weit unterhalb der Streckgrenze der Aluminiumlegierung. Bei der Auslegung der Lagerstühle ist jedoch zu berücksichtigen, dass die Lagerung der Kurbelwelle zu einer oszillierenden Belastung in den Lagerstühlen führt. Aus diesem Grund muss der Sicherheitsfaktor an dieser Stelle besonders hoch sein, um eine hohe Lastwechselzahl und Lebensdauer zu gewährleisten. Neben

der Belastung der Kurbelgehäusewand ist auch die Lagerung der Kurbelwelle von großer Bedeutung, da ein verdrehtes oder verformtes Lager die Haltbarkeit der Kupplung und das Schwingungsverhalten der Kurbelwelle stark beeinträchtigt.

Auswahl der Vorzugsvariante:

Basierend auf der Auswertung der Variantenstudie wird eine Vorzugsvariante entwickelt. Bei dieser Variante sollen die Anpassungen der Kurbelgehäuse-Geometrie möglichst optimal im Hinblick auf die Steigerung der Effizienz und Leistungsfähigkeit des Motors sein. Außerdem sollen die gewählten Anpassungen mit dem gewählten SLS-Verfahren fertigbar sein. Für jede Anpassung muss ein Kompromiss zwischen dem Bauteilgewicht und der Temperatur- und Spannungsreduzierung im Bauteil gefunden werden.

Kühlkanäle im Zylindersteg:

In der Variantenstudie kann eindeutig nachgewiesen werden, dass durch die Integration der Kühlkanäle die maximale Stegtemperatur um ca. 4 K sinkt. Gleichzeitig bleibt die maximale Spannung unverändert was bedeutet, dass die mechanische Belastung des Stegs nicht erhöht wird. Zusammenfassend ist festzustellen, dass die Integration der Kühlkanäle in den Steg nach den Ergebnissen der Variantenstudie nur Vorteile aufweist. Daher wird diese Anpassung in die Vorzugsvariante übernommen. Die Anzahl und der Durchmesser der Kanäle werden nicht erhöht, da die Gefahr besteht, dass dadurch die maximalen Spannungen im Steg ansteigen. Dieser Spannungsanstieg könnte zu einer Überlastung des Stegs führen und damit die Lebensdauer des Kurbelgehäuses erheblich verringern. Aufgrund ihres geringen Durchmessers können die Kanäle mit dem SLS-Verfahren ohne interne Stützstrukturen gefertigt werden. Unter Umständen kann es erforderlich sein, die kreisförmige Bohrung elliptisch zu gestalten. Es ist davon auszugehen, dass diese Modifikation nur einen sehr geringen Einfluss auf die Temperaturen und Spannungen im Steg hat.

Gitter im Wassermantel:

Die Ergebnisse der Variantenstudie zeigen, dass durch die Integration eines Gitters in den Wassermantel die Aufweitung des Zylinders im Betrieb deutlich verringert werden kann. Bei der Auswahl des bevorzugten Gitters für den Wassermantel sind mehrere Faktoren zu berücksichtigen. Die wichtigsten Faktoren sind der Strömungswiderstand, die Belastbarkeit, das Gewicht der Gitter und die Verringerung der Zylinderaufweitung durch die Gitter. Je größer die Querschnittsfläche des Gitters ist, desto größer ist sein Strömungswiderstand. Mit zunehmendem Strömungswiderstand steigt die erforderliche Pumpleistung, was zu einer Verringerung der Effizienz des Motors führt. Ebenso wirkt sich das zusätzliche Gewicht der Stützstrukturen negativ auf die Effizienz aus. Je geringer die Dichte der Stützstruktur ist, desto feiner sind die Gitterstreben und desto

geringer ist die Belastbarkeit des Gitters. Aufgrund der zu erwartenden großen Temperaturunterschiede innerhalb eines Gitters muss dieses ausreichend dicht sein, um den mechanischen und thermischen Belastungen standzuhalten.

Die Variantenstudie hat gezeigt, dass die PMG-X-Struktur für den Wassermantel optimal ist. Daher wird auch in der Vorzugsvariante ein PMG mit dieser Ausrichtung eingesetzt. Die Gitterdichte wird mit 20 % definiert. Bei der Verwendung eines Gitters mit geringerer Dichte bestünde die Gefahr der Überbelastung. Außerdem weist das PMG-20-X ein sehr gutes Verhältnis zwischen dem Absenken der Zylinderaufweitung und dem Zusatzgewicht auf. Gitter mit einer höheren Dichte zeigen kaum eine Verbesserung bei dem Abstützen der Zylinderwand. Allerdings erhöhen diese dichteren Gitter den Strömungswiderstand und das Gittergewicht deutlich. Die Größe der Einheitszellen der Gitterstruktur im Wassermantel ist mit 5 mm definiert. Der mittlere Abstand zwischen der Zylinderwand und der Außenhaut des Kurbelgehäuses beträgt ca. 10 mm. Damit können zwei hintereinanderliegende Zellen die Kräfte besser übertragen und verteilen als eine einzelne größere Zelle. Ein noch geringeres Außenmaß der Zellen würde dazu führen, dass die Gitterstreben des PMG's sehr dünn ausfallen würden, was eine geringe Belastbarkeit und hohe Rissbildungswahrscheinlichkeit zur Folge hätte. Um das Gewicht nicht unnötig zu erhöhen wird das Gitter im Wassermantel um die Hälfte gekürzt. Damit reicht das Gitter, gemessen vom Topdeck, 80 mm in den Wassermantel hinein. Die Beanspruchung in der unteren Hälfte dieser Gitterstruktur ist vergleichsweise gering und das Gitter bringt daher keinen signifikanten Vorteil bei der Reduzierung der Zylinderaufweitung. Eine Halbierung der Gitterhöhe ist daher zweckmäßig.

Gitter in den Lagerstühlen:

In den Lagerstühlen führt die Integration der Stützstrukturen zur Erhöhung der mechanischen Spannungen um die Gitter. Besonders ausgeprägt ist dieser Einfluss im Lagerstuhl am Getriebeanschluss (siehe Abbildung 6.79). Um die Belastbarkeit des Kurbelgehäuses zu gewährleisten und eine zu starke Krümmung der Kurbelwelle zu verhindern, wird in der Vorzugsvariante kein Gitter in diesen Lagerstuhl integriert. Stattdessen wird dieser Teil des Kurbelgehäuses wie im Ausgangsmodell aus Vollmaterial gefertigt. Die in die Lagerstühle 2 bis 4 integrierten Gitter führen bei ausreichender Dichte zu keinen kritischen Spannungen in der Umgebung der Stützstrukturen. Die Auswertung der verschiedenen Varianten zeigt, dass Gitter mit geringer Dichte die mittlere Spannung im Lagerstuhl um bis zu 16 MPa erhöhen, was einem relativen Anteil von 40 % entspricht. Bei der Auswahl des bevorzugten Gitters ist jedoch auch zu berücksichtigen, dass das Gewicht der Gitter einen Einfluss auf die Effizienz des Motors hat.

Unter der Annahme, dass die größten Steifigkeiten in den Lagerstühlen in Y-Richtung liegen sollten, wird in der bevorzugten Variante PMG-Y verwendet. Die Gitterdichte in der Vorzugsvariante beträgt 40 %. Nach den Berechnungen der Variantenstudie dieses Gitters werden die mittleren Spannungen in den Lagerstühlen um 12,5 % erhöht,

während das Gewicht deutlich gesenkt wird. Das vorliegende Verhältnis zwischen Gewichtsreduzierung und Belastungssteigerung durch die PMG-40-Y-Integration wird als guter Kompromiss angesehen. Aufgrund der massiven Auslegung der Lagerstühle und der Ergebnisse der statisch-mechanischen Analyse wird davon ausgegangen, dass diese Zusatzbelastung zu keiner signifikanten Beeinträchtigung der Lebensdauer und Belastbarkeit des Kurbelgehäuses führt. Die Zellgröße ist mit 5 mm festgelegt. Damit sind über die Breite des Lagerstuhls mehr als 3,5 Zellen in der Struktur vorhanden. Dies führt zu einer großen Anzahl von Stellen, an denen das Gitter mit dem Lagerstuhl verbunden ist. Dadurch kann die Kraft gleichmäßiger in das Gitter eingeleitet werden. Gleichzeitig ergibt sich aus der Zellgröße und der Gitterdichte ein ausreichend großer Strebendurchmesser im PMG, um den Belastungen im Lagerstuhl standzuhalten. Die Strebendurchmesser dürfen aber auch nicht zu groß werden, da bei einem zu großen Gitter die Verformbarkeit des Gitters zu gering ist. Wenn das Gitter zu steif wird, ändert sich der Kraftfluss, der hauptsächlich über die steifen Streben des Gitters verläuft. Dies kann dazu führen, dass die Spannungen in der Struktur die Streckgrenze des Materials überschreiten.

Geometrie der Vorzugsvariante:

Das finale Konstruktionskonzept der Vorzugsvariante ist in Abbildung 6.80 dargestellt. Die Gitter im Wassermantel sind lila und die Gitter in den Lagerstühlen grün eingefärbt.

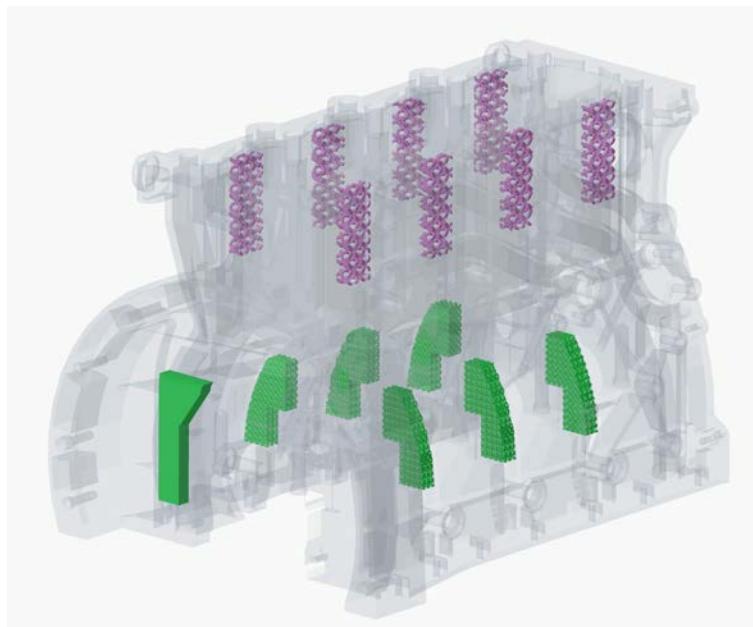


Abbildung 6.80 Finale Geometrie des Kurbelgehäuses der Vorzugsvariante mit den integrierten Gitterkörpern

Konzept 5: Kurbelgehäuse für die additive Fertigung

Ergebnisse der thermisch-stationären Analyse:

Die Ergebnisse der thermischen Analyse zeigen bei der Temperatur der Zylinderwand deutliche Unterschiede zwischen der Simulation der Vorzugsvariante und der Variantenstudie. In der Variantenstudie wird durch die Integration des PMG-20-X in den Wassermantel die maximale Zylinderwandtemperatur um 5K abgesenkt (siehe Tabelle 6.23). In der Berechnung der Vorzugsvariante ergibt sich bei Verwendung des gleichen Gitters eine Absenkung der Zylinderwandtemperatur um 15K. Die Abweichung von 10K absolut und 5 % relativ zwischen den beiden Simulationen ist als signifikant einzustufen. Die Ursache für die große Abweichung der Temperatur liegt in der Art und Weise, wie die Gitterstrukturen simuliert werden. In der Variantenstudie kann die Konvektion zwischen Wasser und Gitter nur an den beiden äußeren Flächen, die nicht in Kontakt mit der Zylinderwand stehen, angetragen werden. Im Gegensatz dazu kann die Konvektion beim auskonstruierten Gitter an der Oberfläche jeder einzelnen Strebe angreifen. Die Konvektionsoberfläche ist daher wesentlich größer, was zu einem größeren Wärmestrom führt (siehe Gleichung 6.5). Alle anderen Temperaturunterschiede zwischen der Simulation der Vorzugsvariante und der Variantenstudie sind nicht signifikant und werden nicht weiter betrachtet. Die Ergebnisse der thermisch-stationären Analyse sind in Abbildung 6.81 dargestellt.

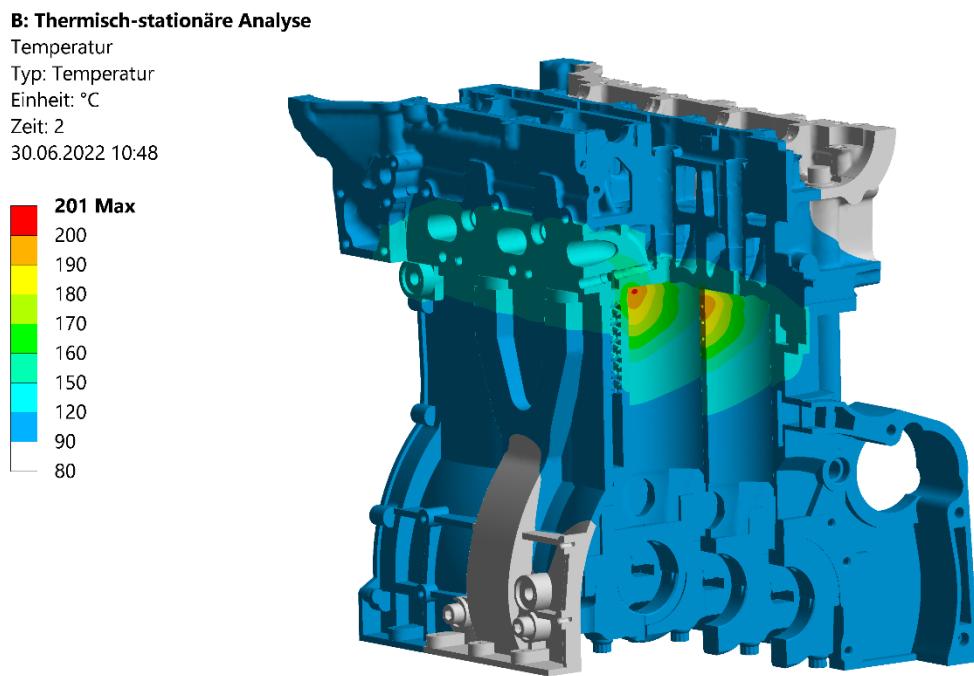


Abbildung 6.81 Temperaturprofil der Vorzugsvariante

Ergebnisse der statisch-mechanischen Analyse:

Zylinderwand:

Die Ergebnisse der mechanischen Analyse der Vorzugsvariante zeigen, dass die Integration des PMG-20-X einen erheblichen Einfluss auf den Belastungszustand der Zylinderwand hat. Die Aufweitung des Zylinders in X-Richtung beträgt bei der Vorzugsvariante 0,56 mm und beim Ersatzmodell ohne Gitter 0,8 mm (siehe Tabelle 6.23). Daraus ergibt sich eine Absenkung der Aufweitung um 0,25 mm (30%). Die Aufweitung des Zylinders in Z-Richtung beträgt nach der Berechnung ca. 0,25 mm. Damit ist die Verformung des Zylinders in X-Richtung immer noch größer als in Y-Richtung. Es besteht also nicht die Gefahr, dass der Kolben im Betrieb zu wenig Abstand zur Zylinderwand hat. Die Spannungen in der Zylinderwand zeigen die gleiche Tendenz wie die Verformungen. Die maximalen Spannungen in der Zylinderwand sind in der Vorzugsvariante 25 MPa geringer als beim Ersatzmodell ohne Gitter. Zusammenfassend lässt sich sagen, dass durch die Integration des Gitters in den Wassermantel die Belastbarkeit der Zylinderwand signifikant gesteigert wurde. Somit können höhere Belastungen, wie sie z.B. bei der Leistungssteigerung durch die Erhöhung des Ladedrucks auftreten, aufgenommen werden.

Tabelle 6.23: Vergleich der Simulationsergebnisse von den verschiedenen Modellgeometrien

<u>Modellgeometrie</u>	<u>Aufweitung der Zylinderwand in X-Richtung [mm]</u>	<u>Maximale Vergleichsspannung im Zylinder [MPa]</u>	<u>Maximale Temperatur der Zylinderwand [°C]</u>
Ausgangsmodell	0,72	207	210
Ersatzmodell ohne Gitter	0,80	216	216
Ersatzmodell mit Ersatz-Gittern	0,64	208	211
Vorzugsvarianten mit Gittern	0,56	191	201

Lagerstuhl:

Bei der Auswertung der Spannungen im Lagerstuhl wird deutlich, dass aufgrund der geringeren Steifigkeit des Gitters der Kraftfluss verändert wird. In Abbildung 6.82 ist zu erkennen, dass im Modell ohne Gitter die Spannungen im Bereich 1 unter 40 MPa liegen. In den Modellen mit Gittern liegen die Spannungen in diesem Bereich dagegen bei bis zu 70 MPa. Dies ist immer noch deutlich unter den kritischen Spannungen, jedoch kann die erhöhte Spannung sich negativ auf die Lebensdauer des Lagerstuhls auswirken, da dadurch die Spannungsamplitude steigt. Im Modell C in der Abbildung 6.82 ist zu erkennen, dass das Gitter im Lagerstuhl nur sehr geringe Spannungen aufweist und somit nur einer geringen Belastung ausgesetzt ist. Beim Vergleich der

Simulationsergebnisse von Modell C mit auskonstruierten Gittern und Modell B mit Gittern aus Ersatzkörpern zeigt sich, dass die Abweichungen zur Vorzugsvariante nur gering sind.

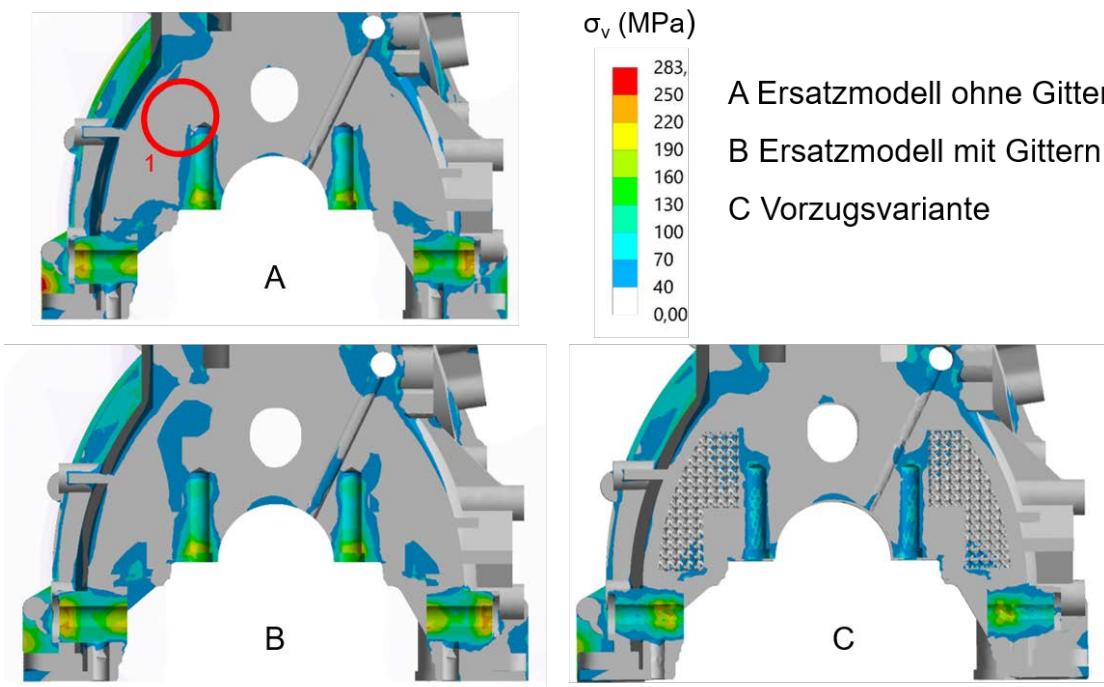


Abbildung 6.82 Vergleichsspannungen in den Lagerstühlen der verschiedenen Modelle

Vergleich der auskonstruierten Gitter und Material-Designer-Gitter:

Die Abweichungen zwischen der Simulation der Vorzugsvariante und der Variantenstudie sind hauptsächlich auf die Unterschiede in den berechneten Wandtemperaturen des Zylinders zurückzuführen. Bei höheren Temperaturen sinkt der Schub- und E-Modul der Aluminiumlegierung. Dementsprechend verformt sich die Zylinderwand in der Variantenstudie mit dem Gitterersatzkörper deutlich stärker. Aufgrund der Ersatzkörper ergeben sich in der thermischen Analyse große Abweichungen zwischen der Variantenstudie und der Vorzugsvariantenberechnung. Dennoch können mit den Ersatzkörpern und den Materialkennwerten aus dem Material-Designer erste grundlegende Aussagen über die Beanspruchungen im Bauteil berechnet werden. Der Vergleich zwischen Rechenaufwand und Genauigkeit der Simulation rechtfertigt den Einsatz eines Gitter-Ersatzmodells in einer frühen Entwicklungsphase.

Beanspruchungen im Gitter:

Die Ergebnisse der Simulation zeigen, dass die Streben in den Gittern sehr unterschiedlich beansprucht werden. Im Wassermantel treten deutlich höhere Spannungen auf als in den Lagerstühlen. Dabei ist zu berücksichtigen, dass das Gitter im Wassermantel nur halb so dicht ist wie das Gitter im Lagerstuhl. Die Spannungen im

PMG-20-X im Wassermantel liegen mit Ausnahme einiger Singularitäten und grob vernetzter Gitterbereiche unter 230 MPa (siehe Abbildung 6.83). Im Gegensatz dazu liegt die maximale Spannung im Lagerstuhlgitter unter Ausschluss der Singularitäten bei 100 MPa.

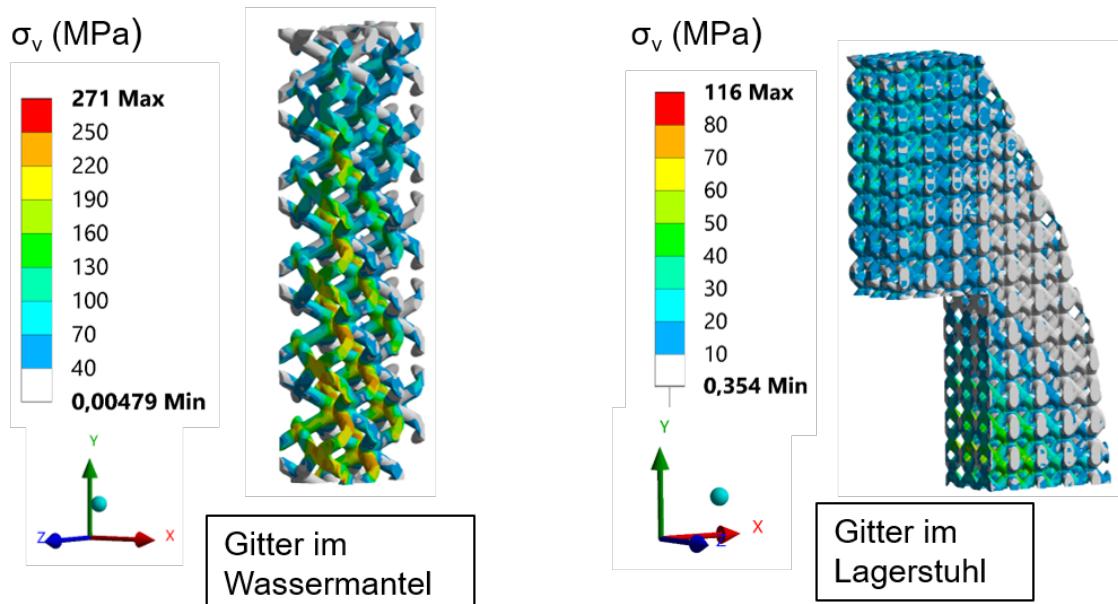


Abbildung 6.83 Vergleichsspannungen in den Gittern der Vorzugsvariante

Gewicht des Kurbelgehäuses:

Das Gewicht der Gitterstrukturen ist entscheidend für die Gesamtmasse des Motors und damit für die Effizienz des Flugzeugs. Durch die Integration des PMG-40-X in die drei mittleren Lagerstühle verringert sich das Gewicht um 270 g. Dementsprechend verringert sich das Gewicht jedes Lagerstuhls um 90 g, was 18 % des Gesamtgewichts eines Lagerstuhls entspricht. Im Gegensatz dazu erhöht sich das Gewicht des Kurbelgehäuses durch die Integration der PMG-20-X in den Wassermantel um 86 g (siehe Tabelle 6.24). Damit erhöht sich das Gesamtgewicht des Kurbelgehäuses um 0,5 %, während gleichzeitig die Belastbarkeit der Zylinderwand deutlich gesteigert wird. Vom Gewichtsaspekt und den Ergebnissen der FEM-Analyse ist die Integration des PMG-20-X in den Wassermantel durchaus sinnvoll. Die Gewichtseinsparung von 18 % bei den Lagerstühlen zeigt das große Potenzial der additiven Fertigung zur Gewichtsreduzierung bei gleichzeitiger Gewährleistung der Belastbarkeit. Im Kurbelgehäuse und im restlichen Motor gibt es viele weitere Stellen, an denen Vollmaterial durch poröse Strukturen ersetzt werden kann. Zusammenfassend lässt sich sagen, dass in der Vorzugsvariante durch die Integration der Gitterstrukturen das Gesamtgewicht des Ersatzmodells von 17.485 g um 184 g reduziert wird. Übertragen auf das Originalmodell ergibt sich daraus, dass die Masse des Kurbelgehäuses mit den vorgeschlagenen Gittern um 1,1 % reduziert werden kann.

Tabelle 6.24: Einfluss der Gitter auf das Gewicht des Kurbelgehäuses

<u>Modell</u>	<u>Gewicht Gitter Wassermantel</u>	<u>Einsparung Ge-wicht Gitter Lager-stuhl</u>	<u>Gesamtgewicht ZKG</u>
	[g]	[g]	[g]
Ersatzmodell ohne Gitter	-	-	17.485
Vorzugsvariante	86	-270	17.301
Originalmodell	-	-	16.914

Konzeptstudie zur Optimierung des Wassermantels

Designstudie und Einflussanalyse:

Die Detektion von lokalen Hotspots sowie schwach durchströmter Bereiche des internen Kühlmittelkreislaufs am CD-155 in Kapitel „6.1.4 Validierung der FEM-Rechnung“ soll Anlass zur Analyse und Bewertung von Optimierungspotentialen im Thermomanagement sein. Wie die thermisch induzierten Spannungen in der Benchmark-Analyse zeigen (vgl. Abbildung 6.19), hat die thermische Belastung einen großen Einfluss auf die Beanspruchung der Motorbaugruppe. Zudem werden durch zu hohe Bauteiltemperaturen die Festigkeitseigenschaften der Werkstoffe, hier speziell die der Aluminiumlegierung, herabgesetzt. Durch ein verbessertes Thermomanagement besteht somit ein hohes Optimierungspotential hinsichtlich der erhöhten thermischen Belastungen durch die angestrebte Zylinderspitzendrucksteigerung auf 200 bar.

Zur Einflussanalyse und Bewertung von Designänderungen am Wassermantel des CD-155 wird eine Studie zur Kühlmitteldurchströmung durchgeführt. Der Fokus liegt dabei auf der Analyse des Einflusses von Strömungsprofilen auf die Bauteilkühlung. Es werden acht Designkonzepte mit folgenden Eigenschaften betrachtet, die in Abbildung 6.84 visualisiert sind:

- Verwendung von Zylinderstegbohrungen
- Entfernung des Übergabekanals zum Kühlmittel-/Öl-Wärmetauscher
- Aufdickung der Schraubenpfeifen um 2 mm mit Übergabekanal
- Aufdickung der Schraubenpfeifen um 2 mm ohne Übergabekanal
- Kürzung des Wassermantels auf 70 mm mit Übergabekanal
- Kürzung des Wassermantels auf 70 mm ohne Übergabekanal
- Kürzung des Wassermantels auf 70 mm mit Anpassungen an den Wassermantelstirnseiten (Entfernung der Abstützstege zu den Linern 1 und 4)
- Kürzung des Wassermantels auf 100 mm.

Mit der Analyse der Volumenstromverteilungen bei konstanten Randbedingungen soll das Potential einer verbesserten Kühlmittelumströmung der Zylinder 3 und 4 sowie der Kühlmitteldurchströmung des Zylinderkopfes beurteilt werden. Die Randbedingungen sind wie folgt gewählt:

- konstanter Einlass-Volumenstrom in den Wassermantel ($\dot{V}_{Inlet} = 83 \text{ l/min}$)
- konstanter Gegendruck am Saugrohr ($p_{rel,Saugrohr} = 0,65 \text{ bar}$)
- konstanter Gegendruck am Ölkühler ($p_{rel,Ölkühler} = 0,79 \text{ bar}$)
- konstante Kühlmitteldichte ($\rho_{Kühlmittel} = 1045 \text{ kg/m}^3$)
- Vernachlässigung des Getriebeölwärmetauschers.

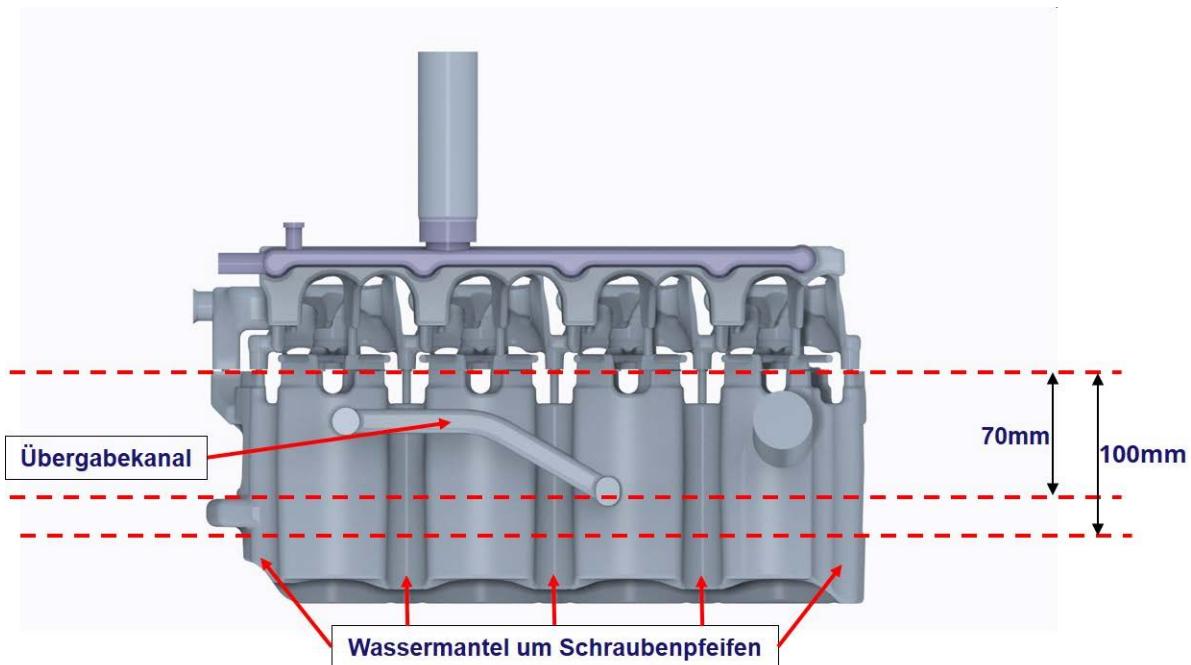


Abbildung 6.84 Übersicht zu konstruktiven Details der Wassermantel-Designstudie

Mit Hilfe der gekoppelten CFD-FEM-Analyse wird der Einfluss von Designänderungen am Wassermantel auf die Bauteilkühlung untersucht. Als Referenz dienen die maximalen und mittleren Oberflächentemperaturen des Kurbelgehäuses und des Zylinderkopfes insgesamt, der Liner, der Brennraumdächer sowie der Wassermantel des Kurbelgehäuses und des Zylinderkopfes. Die Einflussbewertungen der verschiedenen Designänderungen sind mit Tabelle 6.25 und Tabelle 6.26 gegeben.

Die Ergebnisse zeigen, dass die Verwendung von Zylinderstegbohrungen, die Kürzung des Wassermantels und die Aufdickung der Schraubenpfeifen (Verengung des lokalen Wassermantels) einen positiven Einfluss auf die Maximaltemperaturen am Kurbelgehäuse haben. Die Zylinderstegbohrungen verringern teilweise auch die Maximaltemperaturen am Zylinderkopf. Durch strömungstechnische Anpassungen des Wassermantels an den Stirnseiten können weitere Vorteile im Thermomanagement erzielt werden. Dieser Sachverhalt ist in Abbildung 6.85 veranschaulicht. Durch den Wegfall der Verengungen an den Stirnseiten und die ungehinderte Durchströmung der

äußersten Zylinder wird die Kühlmittelkühlung sowohl des Kurbelgehäuses als auch des Zylinderkopfes verbessert. Mit der Kürzung des Wassermantels geht eine leichte Erhöhung der mittleren Temperaturen am Kurbelgehäuse einher, da der Wassermantel lediglich die hochbelasteten oberen Bereiche durchströmt.

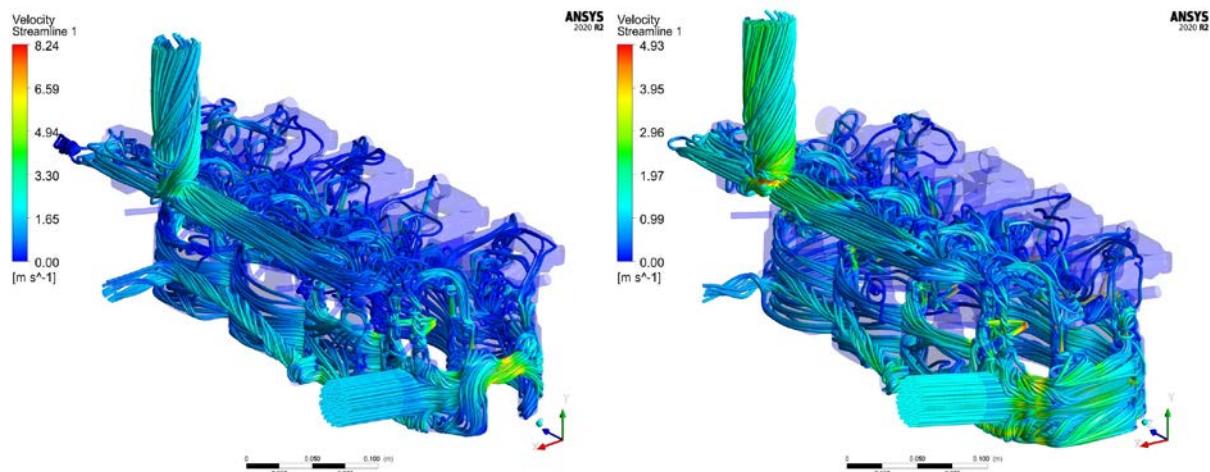


Abbildung 6.85 Gegenüberstellung der Strömungsprofile bei Kürzung des Wassermantels auf 70 mm ohne Anpassung (links) und mit Anpassung der Stirnflächen

Als letztes Designkonzept wurde der Wegfall des Übergabekanals zum Kühlmittel-/Öl-Wärmetauschers untersucht. Hierbei erfolgt die Anbindung direkt an den WassermanTEL des Kurbelgehäuses im Bereich des Zylinders 4. Anhand der Ergebnisse ist ein Anstieg der maximalen als auch mittleren Oberflächentemperaturen zu verzeichnen. Dies resultiert aus der veränderten Verteilung der Volumenströme über die Auslässe des Saugrohrs und des Ölkühlers. Durch die direkte Anbindung strömt mehr Kühlmittel über den Ölkühler, wodurch der Kühlmittolvolumenstrom über das Saugrohr reduziert wird.

Tabelle 6.25: Einfluss der Designänderungen auf die Maximaltemperaturen

<u>Designvariante</u>	<u>KGH</u>	<u>Liner</u>	<u>WM KGH</u>	<u>ZK</u>	<u>BD</u>	<u>WM ZK</u>
Zylinderstegbohrung	++	++	++	+	+	+
Entfernung des Übergabekanals (UEK)	-	-	--	-	-	-
Aufdickung der Schraubenpfeifen mit UEK	+	+	+	/	/	-
Aufdickung der Schraubenpfeifen ohne UEK	+	+	/	/	/	/
Kürzung des Wassermantels (70mm) mit UEK	+	+	++	-	-	-
Kürzung des Wassermantels (70mm) ohne UEK	+	+	++	-	-	-
Kürzung des Wassermantels (70mm) mit UEK + Anpassungen am Wassermantel	+	+	++	+	+	+
Kürzung des Wassermantels (100mm) mit UEK	+	+	+	-	-	-
<u>Legende:</u>	++	>10K				
KGH ... Kurbelgehäuse	+	<10K				
ZK ... Zylinderkopf	/	bis 1K				
BD ... Brennraumdach	-	>-10K				
WM ... Wassermantel	--	<-10K				

Tabelle 6.26: Einfluss der Designänderungen auf die mittleren Temperaturen

<u>Designvariante</u>	<u>KGH</u>	<u>Liner</u>	<u>WM KGH</u>	<u>ZK</u>	<u>BD</u>	<u>WM ZK</u>
Zylinderstegbohrung	/	+	/	/	+	/
Entfernung des Übergabekanals (UEK)	-	--	-	-	-	-
Aufdickung der Schraubenpfeifen mit UEK	/	+	+	/	/	/
Aufdickung der Schraubenpfeifen ohne UEK	/	+	+	/	/	/
Kürzung des Wassermantels (70mm) mit UEK	-	-	-	/	+	/
Kürzung des Wassermantels (70mm) ohne UEK	-	-	-	/	+	/
Kürzung des Wassermantels (70mm) mit UEK + Anpassungen am Wassermantel	-	-	-	/	+	+
Kürzung des Wassermantels (100mm) mit UEK	-	/	/	/	/	/
<u>Legende:</u>						
	++	>10K				
KGH ... Kurbelgehäuse	+	<10K				
ZK ... Zylinderkopf	/	bis 1K				
BD ... Brennraumdach	-	>-10K				
WM ... Wassermantel	--	<-10K				

Optimierungsvariante V01:

Auf Basis der vorangegangenen Designstudie konnten die Einflüsse der aufgeführten Designänderungen auf das Thermomanagement bewertet werden. Demnach lassen sich Optimierungspotentiale bei den Zylinderstegbohrungen, der Aufdickung der Schraubenpfeifen sowie der Kürzung des Wassermantels bei gleichzeitiger Anpassung der Stirnseiten erzielen. Aus den genannten Designänderungen wird ein Kurbelgehäuse mit modifiziertem Wassermantelkonzept entwickelt, das in Abbildung 6.86 (rechts) visualisiert ist. Neben der Kürzung des Wassermantels auf 70mm und der Aufdickung der Schraubenpfeifen um jeweils 2mm verfügt das Konzept über die serienmäßige Zylinderstegbohrung und integrierte Abstützstege zu den außenliegenden Zylindern.

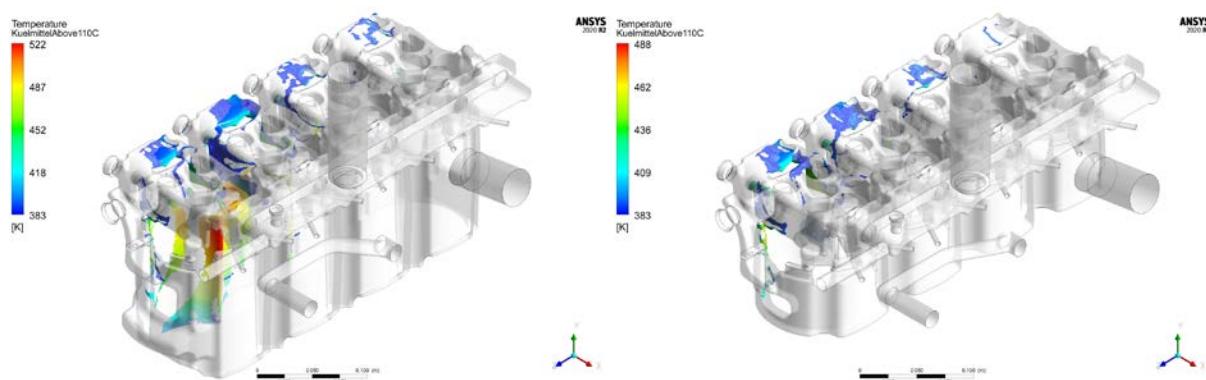


Abbildung 6.86 Vergleich der Kühlmittelerwärmung über 110 °C zwischen Benchmark (links) und Optimierungsvariante V01 (rechts)

Der Vergleich der wandnahen Kühlmitteltemperaturen in Abbildung 6.86 zeigt die verbesserte Kühlmittelströmung in der Optimierungsvariante V01 gegenüber der Benchmark-Analyse. Zum einen können die Maximaltemperaturen gesenkt werden, zum anderen werden die Bereiche der lokalen Hotspots und damit die Kavitationsgefahr deutlich reduziert. Der Einfluss der Konstruktionsänderungen auf die Durchströmung des Zylinderkopfes ist, wie in der Designstudie bereits gezeigt, marginal. Zur Optimierung des gesamten Kühlmittelkreislaufs und zur Reduzierung der Zylinderkopftemperaturen ist es daher erforderlich, die Strömung am Zylinderkopf-Wassermantel anzupassen.

Dieser Sachverhalt wird nochmals durch die Betrachtung der Oberflächentemperaturen am Kurbelgehäuse und Zylinderkopf in Tabelle 6.27 verdeutlicht. Durch die Designänderungen am Wassermantel können die Maximaltemperaturen am Kurbelgehäuse bzw. an den Linern um ca. 20K reduziert werden. Die verbesserte Umströmung der Zylinder 3 und 4 bewirkt zudem eine Reduzierung der Oberflächentemperaturen am Wassermantel um ca. 47K. Dagegen werden die Maximaltemperaturen am Zylinderkopf bzw. am Brennraumdach nur um ca. 7K gesenkt.

Tabelle 6.27: Ergebnisse zu den Oberflächentemperaturen der Optimierungsvariante V01 im Vergleich zur Benchmark-Analyse (vgl. Tabelle 6.13)

Bereich	$\Delta T_{max} [K]$	$\Delta T_{mittel} [K]$	$\Delta T_{min} [K]$
Kurbelgehäuse (KGH)	-19,57	+11,74	+0,79
Laufbuchse	-19,57	+1,73	+10,95
Oberfläche am Wassermantel – KGH	-46,71	-2,00	+0,79
Zylinderkopf (ZK)	-6,58	-1,62	-0,98
Brennraumdach	-6,58	-4,51	-4,67
Oberfläche am Wassermantel – ZK	-4,90	-2,06	-0,87
Oberfläche an den V-Kanälen - ZK	-0,31	-2,66	-2,29

Einfluss der Zylinderstegbohrungen:

Durch den Wegfall der Zylinderstegbohrungen sollen die Nachbearbeitungsschritte am Kurbelgehäuse und damit die Fertigungskosten reduziert werden. Die Zylinderstegbohrungen werden durch Steigbohrungen auf der Auslassventilseite ersetzt. Die Randbedingungen der CFD-FEM-Analyse sind dabei identisch mit denen der Benchmark-Analyse im Unterkapitel „Validierung und Analyse des Kühlmittelkreislaufs am CD-155“. Die Temperaturfelder am Kurbelgehäuse und Zylinderkopf sind in Abbildung 6.87 dargestellt und die Ergebnisse ausgewählter Bereiche in Tabelle 6.28 zusammengestellt.

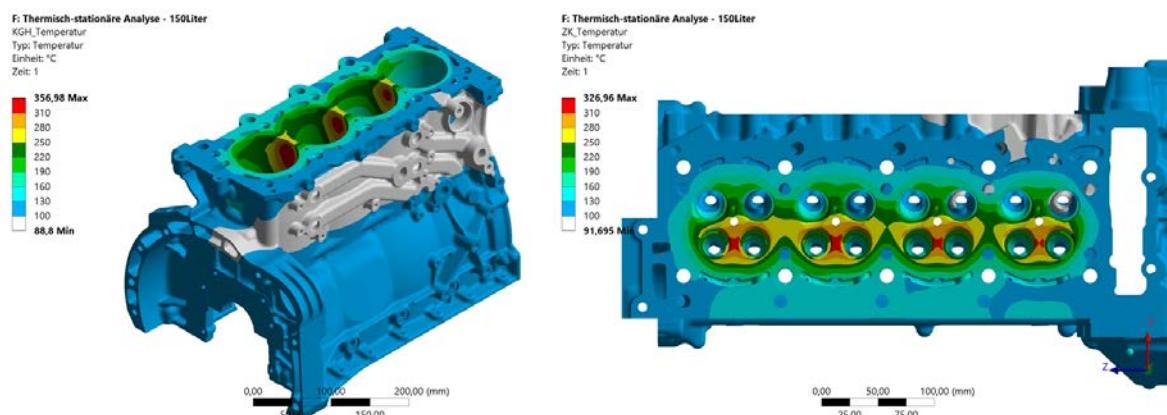


Abbildung 6.87 Oberflächentemperaturen am Kurbelgehäuse ohne Zylinderstegbohrung (links: Kurbelgehäuse, rechts: Zylinderkopf)

Die Ergebnisse zeigen, dass der Wegfall der Zylinderstegbohrungen einen großen Einfluss auf die Maximaltemperaturen am Kurbelgehäuse bzw. speziell an den Linern hat. Die Maximaltemperaturen steigen im Vergleich zur Benchmark-Analyse mit Zylinderstegbohrungen um ca. 90 K an, wobei die mittleren Temperaturen auf einem ähnlichen Niveau bleiben. Der Einfluss auf die maximalen und mittleren Oberflächentemperaturen am Zylinderkopf ist marginal.

Tabelle 6.28: Ergebnisse zu den Oberflächentemperaturen am Kurbelgehäuse ohne Zylinderstegbohrung im Vergleich zur Benchmark-Analyse (vgl. Tabelle 6.13)

<u>Bereich</u>	$\Delta T_{max} [K]$	$\Delta T_{mittel} [K]$	$\Delta T_{min} [K]$
Kurbelgehäuse (KGH)	+89,34	+0,30	+0,22
Laufbuchse	+89,34	+4,81	+0,33
Oberfläche am Wassermantel – KGH	+18,06	-1,43	+0,22
Zylinderkopf (ZK)	-0,68	+0,08	+0,23
Brennraumdach	-0,68	+4,95	+0,3
Oberfläche am Wassermantel – ZK	-1,96	+0,2	+0,24
Oberfläche an den V-Kanälen - ZK	+2,37	+1,1	+0,39

Zur Reduzierung der Oberflächentemperaturen wird mit diesem Modell die Auswirkung der Volumenstromerhöhung auf die Bauteiltemperaturen untersucht. Dabei wird der Gesamtvolumenstrom von 150 l/min um 33 % auf 200 l/min angehoben. Die übrigen Randbedingungen, wie auch der Volumenstrom über den Ölkühler, werden analog zur vorherigen Simulation gewählt und als konstant angenommen. Tabelle 6.29 zeigt den Einfluss der Volumenstromerhöhung auf die Bauteiltemperaturen. Es wird ersichtlich, dass die Maximaltemperaturen der Motorbaugruppe um bis zu 21 K gesenkt werden können. Darüber hinaus werden die mittleren Temperaturen über alle betrachteten Bereiche reduziert. Daraus kann geschlossen werden, dass die Erhöhung des Wasserpumpenvolumenstroms positive Auswirkungen auf die Kühlmittelkühlung hat. Am Beispiel des hier betrachteten Kurbelgehäuses ist die Kompensation der negativen Effekte durch den Wegfall der Zylinderstegbohrungen mit der Temperaturabsenkung durch die Volumenstromerhöhung nicht ausreichend.

Tabelle 6.29: Änderungen der Oberflächentemperaturen am Kurbelgehäuse ohne Zylinderstegbohrungen bei Volumenstromerhöhung

<u>Bereich</u>	$\Delta T_{max} [K]$	$\Delta T_{mittel} [K]$	$\Delta T_{min} [K]$
Kurbelgehäuse (KGH)	-19,18	-4,33	-0,31
Laufbuchse	-19,18	-10,29	-2,40
Oberfläche am Wassermantel – KGH	-21,36	-6,88	-0,31
Zylinderkopf (ZK)	-21,75	-5,48	-2,43
Brennraumdach	-21,75	-14,96	-6,18
Oberfläche am Wassermantel – ZK	-21,04	-7,64	-2,28
Oberfläche an den V-Kanälen - ZK	-15,57	-7,51	-2,95

Optimierungsvariante V02 – Ausblick bei Änderungen am ZK-Wassermantel:

Die geringe Beeinflussung der Oberflächentemperaturen am Zylinderkopf durch Designänderungen am Kurbelgehäuse-Wassermantel war Anlass, mögliche Optimierungspotenziale in der Durchströmung des Zylinderkopfs zu untersuchen. Dazu wird aufbauend auf der Optimierungsvariante V01 ein optimierter Zylinderkopf-Wassermantel entwickelt und untersucht. Am Kurbelgehäuse-Wassermantel werden lediglich geringfügige Anpassungen vorgenommen. Die konstruktiven Änderungen gegenüber der Optimierungsvariante V01 sind folgende und werden in Abbildung 6.88 visualisiert:

- Vergrößerung der Zylinderstegbohrungen von $\varnothing = 2,5 \text{ mm}$ auf $\varnothing = 3 \text{ mm}$
- Ovalförmige Abstützstege zu den außenliegenden Zylindern
- Entfernung der Steigbohrungen an den Stirnseiten
- Zusätzliche Steigbohrungen und Wassermantelvolumen an den Auslassventilen
- Drosselung des Volumenstroms über den Ölkühler.

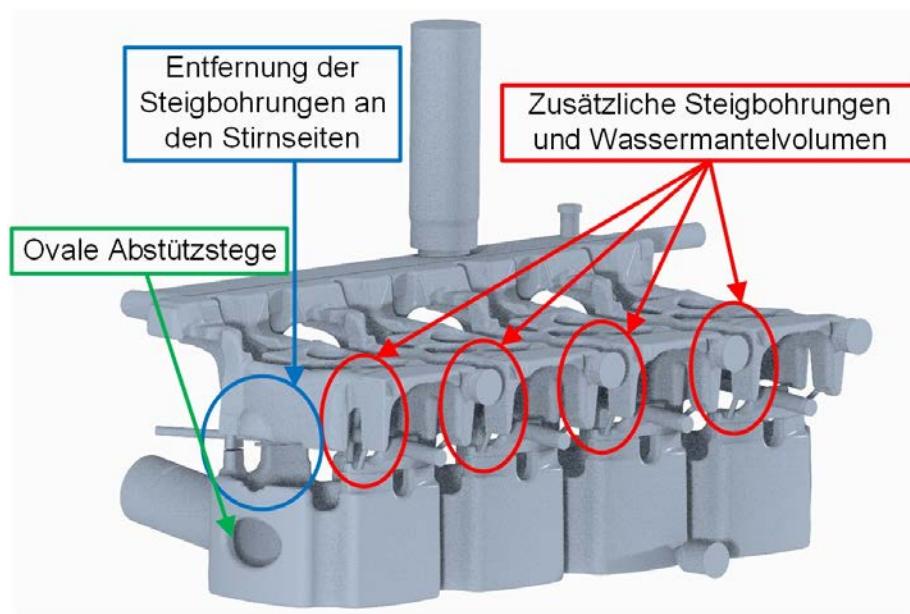


Abbildung 6.88 Wassermantelkonzept der Optimierungsvariante V02

Durch die oben genannten Designänderungen soll die Kühlmitteldurchströmung des Zylinderkopfes gesteigert und damit die Zylinderkopftemperatur gesenkt werden. Gleichzeitig soll die Kühlmitteldurchströmung des Kurbelgehäuses nicht negativ beeinflusst werden. Bei der Betrachtung der wandnahen Kühlmitteltemperaturen (Abbildung 6.89, rechts) ist die (beinahe vollständige) Eliminierung der lokalen Hotspots im Bereich der Auslassventile zu erkennen. Dies deutet auf einen verbesserten Energieabtransport des Kühlmittels in den hochbelasteten Bereichen hin. Die Temperaturänderungen in Tabelle 6.30 bestätigen diesen Effekt. Dabei werden die maximalen Oberflächentemperaturen gegenüber der Optimierungsvariante V01 zusätzlich um bis zu 9 K abgesenkt.

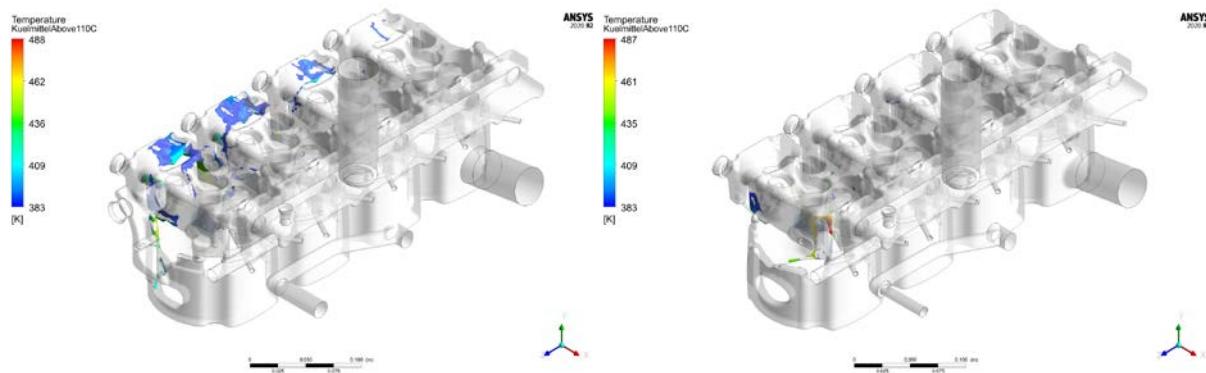


Abbildung 6.89 Vergleich der Kühlmittelerwärmung über 110 °C zwischen Optimierungsvariante V01 (links) und Optimierungsvariante V02 (rechts)

Tabelle 6.30: Änderungen der Oberflächentemperaturen an der Optimierungsvariante V02 im Vergleich zur Optimierungsvariante V01

Bereich	$\Delta T_{max} [K]$	$\Delta T_{mittel} [K]$	$\Delta T_{min} [K]$
Kurbelgehäuse (KGH)	-0,86	+1,11	+0,73
Laufbuchse	-0,86	-1,6	+2,32
Oberfläche am Wassermantel – KGH	+11,81	-0,04	+0,73
Zylinderkopf (ZK)	-8,66	-2,85	0,15
Brennraumdach	-8,66	-5,53	+5,23
Oberfläche am Wassermantel – ZK	-9,36	-4,56	+0,32
Oberfläche an den V-Kanälen - ZK	-7,85	-1,62	+1,41

6.3 Prototypenfertigung – HAP 3

Hauptarbeitspaket 3.0.0.:	Prototypenfertigung
Bearbeitungszeitraum:	01.09.2020 – 28.02.2023
Paketdauer:	29 Monate

Im Hauptarbeitspaket (HAP) 3 sollen verschiedene Entwicklungsstufen und Varianten eines optimierten Kurbelgehäuses in 3 Fertigungsslots untersucht und erprobt werden. Um die Erfolgsaussichten eines Kurbelgehäuses mit besten Wirkungsgraden zu erhöhen, wurden mit dem Verbundpartner mehrere Iterationsschleifen zur Ermittlung und Wichtung möglicher Einflussfaktoren durchgeführt. Die Ergebnisse dienten dabei der detaillierten Definition notwendiger Randbedingungen, um die Iterationsschleifen in der Prototypenfertigung reduzieren zu können. Entgegen der Fertigung von 3 Prototypen, wie in der Projektbeschreibung angestrebt, wurde sich auf ein Prototypen-Kurbelgehäuse konzentriert, wodurch weitere Fertigungskosten eingespart werden konnten.

6.3.1 Variantenbewertung und Auswahl für die Fertigung

Arbeitspaket 3.1.0.:	Variantenbewertung und Auswahl für die Fertigung (1. Slot)
Bearbeitungszeitraum:	01.09.2020 – 31.11.2020
Paketdauer:	3 Monate

Als Ergebnis der Wichtung der Einflussfaktoren und der von Continental Aerospace bevorzugten Designänderung wird die Kürzung des Wassermantels am Kurbelgehäuse priorisiert. Dadurch soll die Warmlaufphase des Flugmotors und damit die Erwärmung des Kühlmittels auf Betriebstemperatur verkürzt werden. Die Anforderungen des Kunden sowie zukünftige Regularien im Schadstoffausstoß heutiger Flugmotoren stehen hierbei im Fokus der Entwicklung. Durch die verkürzte Warmlaufprozedur vor dem Take-off können die Betriebskosten für den Kunden deutlich gesenkt werden. Sowohl die Standzeit im Motorwarmlauf als auch der Kraftstoffverbrauch können damit reduziert werden. Im Hinblick auf den Einsatz von Abgasnachbehandlungssystemen in der Allgemeinen Luftfahrt kann zudem die Aufheizzeit der Katalysatoren verkürzt werden, wodurch neben den CO₂-Emissionen auch die lokal emittierten Schadstoffemissionen an den Flughäfen reduziert werden. Durch das schnelle Erreichung der Light-off-Temperatur wird das volle Leistungspotential des Katalysators frühzeitiger erreicht und somit die Schadstoffemissionen maximal konvertiert.

Die finale Prototypen-Konstruktion des entwickelten Kurbelgehäuses beinhaltet folgende Designänderungen, die in Abbildung 6.90 visualisiert sind:

- Verringerung der Wassermanteltiefe (Reduktion des Wasservolumens um 52,7 % im Vergleich zum Serien-Wassermantel)
- Reduzierung der Wandstärke der Zylinderbank oberhalb der Schürzen von 8 mm auf 5 mm
- Integration von Versteifungsrippen an der Außenkontur der Zylinderbank
- Anpassungen an den Ölrücklaufkanälen vom Zylinderkopf zur Ölwanne

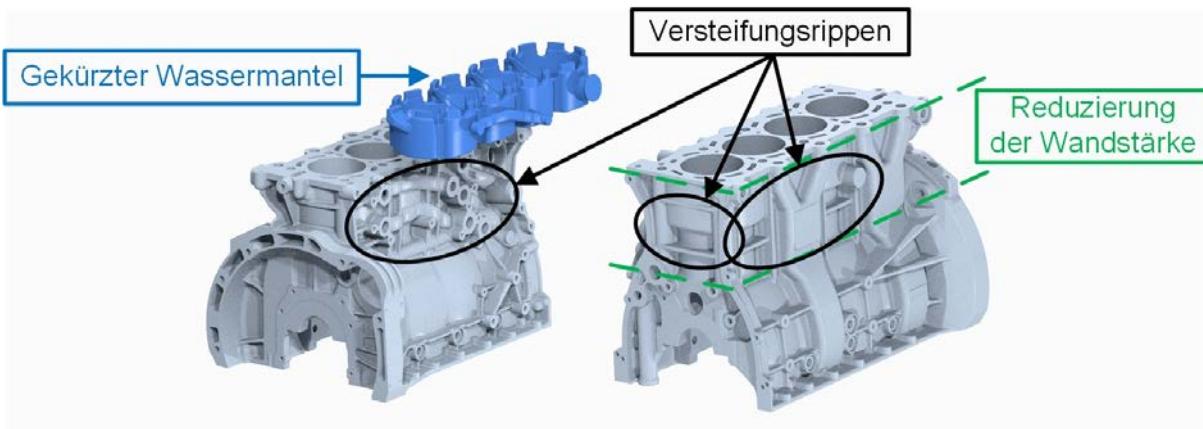


Abbildung 6.90 Konstruktion des Prototypen-Kurbelgehäuses mit Wassermantel

Die Analyse der Prototypen-Konstruktion erfolgt analog zur Benchmark-Analyse mittels einer gekoppelten CFD-FEM-Analyse mit identischen Randbedingungen. Im Folgenden werden die Ergebnisse der thermischen und thermomechanischen Analyse näher erläutert.

Durch die Kürzung des Wassermantels werden die thermisch hochbelasteten Bereiche im oberen Drittel der Kurbelgehäuse-Liner stärker durchströmt, wodurch eine erhöhte Wärmeabfuhr in diesen Bereichen erreicht wird. Bei Betrachtung der Temperaturfelder in Abbildung 6.91 wird deutlich, dass die Liner des Prototypen-Kurbelgehäuses thermisch weniger belastet werden als die der Benchmark-Konstruktion. Durch die Kürzung des Wassermantels geht jedoch die Temperaturerhöhung der Bereiche unterhalb des Wassermantels einher. In Tabelle 6.31 ist dies anhand der Differenzen der mittleren Temperaturen im Vergleich zur Benchmark-Analyse zu erkennen. Die mittleren Temperaturen in den Bereichen des Kurbelgehäuses steigen an, während die Maximaltemperaturen abnehmen. Bei identischen Randbedingungen zur Benchmark-Analyse können die Maximaltemperaturen am Kurbelgehäuse um bis zu 12K und die Oberflächentemperaturen am Wassermantel um bis zu 23K gesenkt werden. Der Einfluss der konstruktiven Änderungen auf die Oberflächentemperaturen am Zylinderkopf ist marginal.

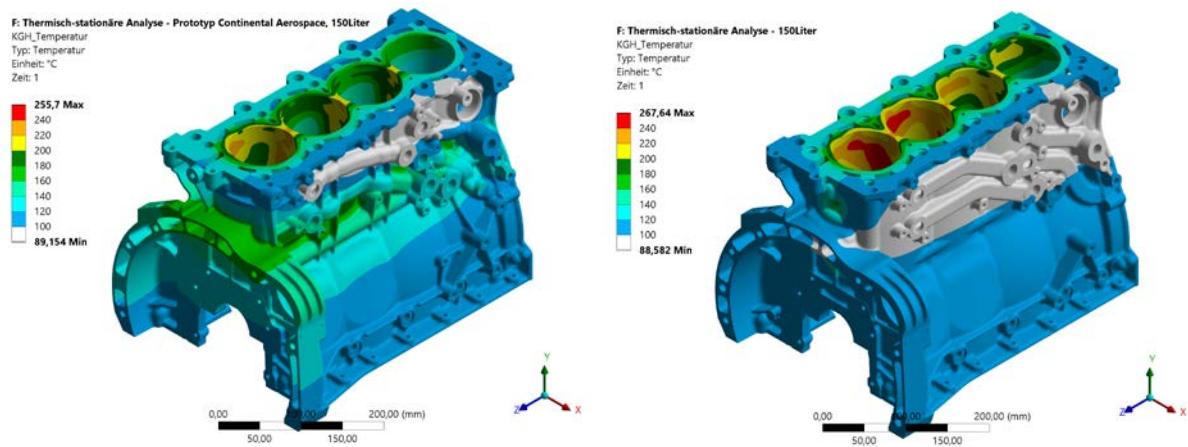


Abbildung 6.91 Vergleich der Oberflächentemperaturen (links: Prototyp, rechts: Benchmark)

Tabelle 6.31: Änderungen der Oberflächentemperaturen am Prototyp im Vergleich zur Benchmark-Analyse (vgl. Tabelle 6.13)

Bereich	$\Delta T_{max} [K]$	$\Delta T_{mittel} [K]$	$\Delta T_{min} [K]$
Kurbelgehäuse (KGH)	-11,94	+15,22	+0,574
Laufbuchse	-11,94	+9,02	+13,78
Oberfläche am Wassermantel – KGH	-23,42	+2,37	+0,57
Zylinderkopf (ZK)	-3,65	+2,62	+0,464
Brennraumdach	-3,65	-2,91	-1,07
Oberfläche am Wassermantel – ZK	-0,52	-0,46	+0,28
Oberfläche an den V-Kanälen - ZK	+1,60	-1,01	-1,44

Die Verringerung der thermisch hochbelasteten Bereiche im Bereich der Liner ist exemplarisch in Abbildung 6.92 dargestellt. Neben der Reduzierung der Maximaltemperaturen werden mit der Prototypen-Konstruktion die hochbelasteten Bereiche im Vergleich zum Benchmark reduziert. Es ist bei beiden Varianten deutlich zu erkennen, dass die Kühlleistung zu den weiter vom Kühlmitteleinlass entfernten Zylindern hin abnimmt. Durch den Prototyp werden die Bereiche hoher Temperatur verkleinert.

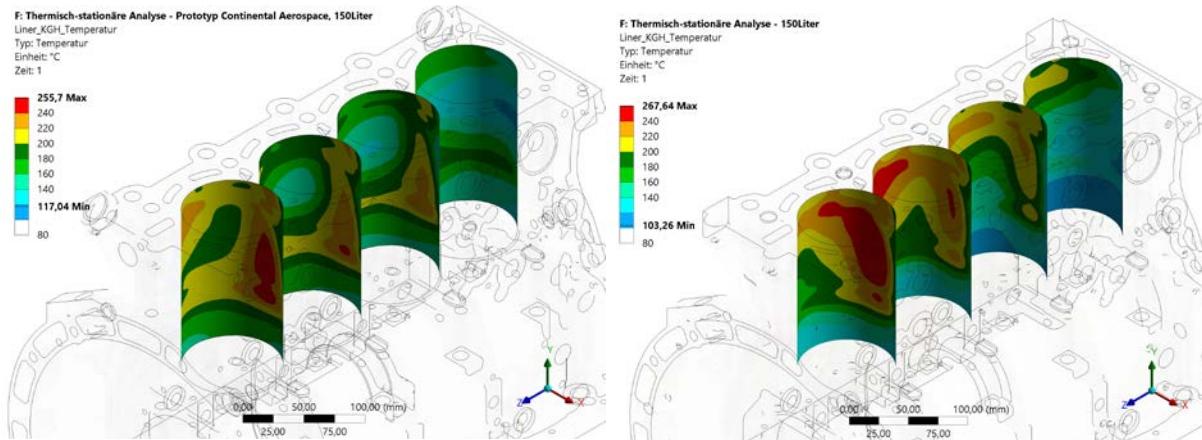


Abbildung 6.92 Vergleich der Temperaturfelder an den Linern (links: Prototyp, rechts: Benchmark)

Bei Betrachtung der thermisch induzierten Spannungen in Abbildung 6.93 wird der Einfluss der Temperaturverringerung bestätigt. Die hochbeanspruchten Bereiche im Linerauslauf werden durch den Prototyp eliminiert. Die mechanischen Spannungen werden dabei im Maximum um ca. 15 % herabgesenkt, wodurch eine höhere Belastbarkeit im Vergleich zum Benchmark erreicht wird.

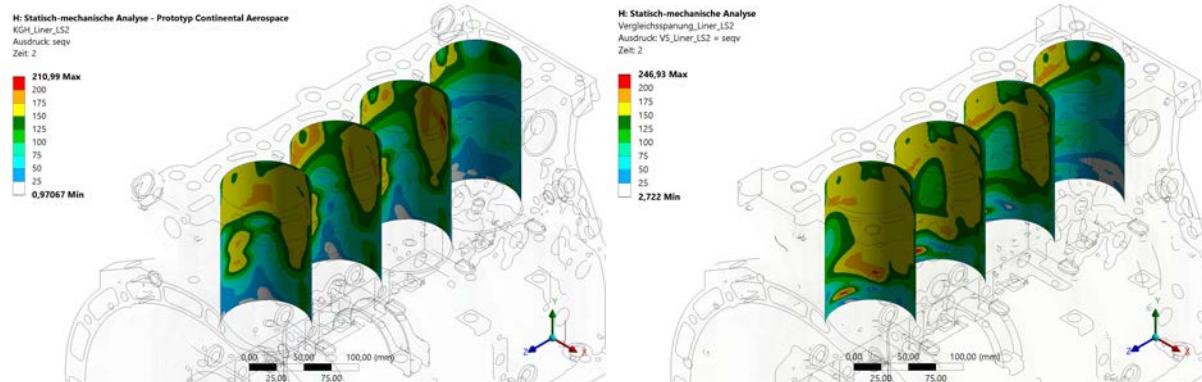


Abbildung 6.93 Vergleich der thermisch-induzierten Spannungen an den Linern (links: Prototyp, rechts: Benchmark)

Durch die Erhöhung der mittleren Temperaturen unterhalb des Wassermantels sowie die Wandstärkenreduzierung beim Prototyp erhöhen sich hingegen die Spannungen an der Außenkontur des Kurbelgehäuses (Abbildung 6.94). Es ist darauf hinzuweisen, dass Umgebungseinflüsse bei den Analysen vernachlässigt wurden und somit keine aussagekräftigen Ergebnisse über reale Oberflächentemperaturen und damit Spannungen getroffen werden können.



Abbildung 6.94 Vergleich der thermisch-induzierten Spannungen am Kurbelgehäuse auf der Auslassseite (links: Prototyp, rechts, Benchmark)

Werden die in der Benchmark-Analyse detektierten kritischen Bereiche am Kurbelgehäuse bewertet, so werden diese mit der Prototypen-Konstruktion weitestgehend eliminiert. Die Spannungserhöhungen im Bereich der Ölgalerie sowie die Bereiche am Übergang von Liner und Schürze werden deutlich gesenkt (Abbildung 6.95).

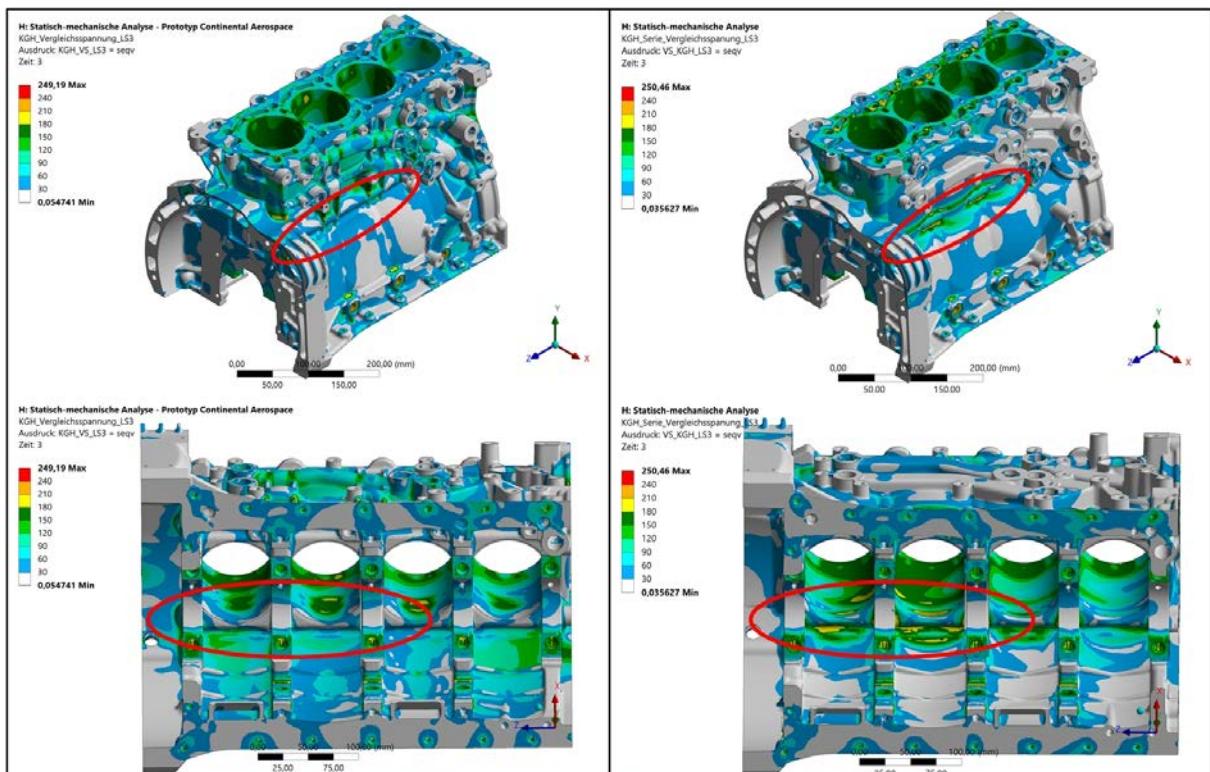


Abbildung 6.95 Gegenüberstellung der Vergleichsspannungen und hochbeanspruchter Bereiche (links: Prototyp, rechts: Benchmark)

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass neben den thermischen Vorteilen einer schnelleren Kühlmittelerwärmung bei verkürztem Wassermantel auch die Belastbarkeit des Prototyps in den im Benchmark detektierten hochbeanspruchten Bereichen erhöht werden kann. Zur Validierung der Simulationsergebnisse sind weiterführend Messversuche am Motorenprüfstand durch die Continental Aerospace Technologies

GmbH erforderlich. Die Vermessung des Prototyps gibt darüber hinaus Aufschluss über die tatsächlich erreichbaren Wirkungsgradverbesserungen des entwickelten Prototyps.

6.4 Prototypenvermessung und FEM-Validierung – HAP 4, HAP 5

Bis zum Projektende lagen keine Messergebnisse zum Prototypen-Versuchsträger von Continental Aerospace Technologies vor, so dass die abschließende Validierung im Rahmen des Projekts nicht durchgeführt werden konnte.

7 Nachweis der Notwendigkeit getätigter Beschaffungsvorgänge und getätigter Arbeitsleistungen

Im Folgenden werden die wesentlichen im Projekt getätigten Beschaffungsvorgänge hinsichtlich Ihrer Notwendigkeit und des Einsatzzwecks näher erläutert.

- Software GT-Suite:
Zur 1D-Motorprozessrechnung und 1D-Kühlkreislaufbetrachtung des 2.0l Kerosinhubkolbenmotor.
- Arbeitsspeicher (RAM) – G.Skill DIMM 64GB DDR4-4400 Kit
Zur Berechnung hochvernetzter, gekoppelter CFD-/FEM-Modelle zur Er-schließung weiterer Optimierungspotentiale im Thermomanagement des luftfahrtsspezifischen Kurbelgehäuses.

Im Folgenden werden die wesentlichen im Projekt getätigten Arbeitsleistungen hin-sichtlich Ihrer Notwendigkeit und des Einsatzzwecks näher erläutert.

- Konstruktions-/Simulationsingenieur:
Erstellung und Validierung von FEM- und CFD-Simulationsmodellen, Kon-struktion von Bauteilen für Designstudien.
- Simulationsingenieur:
Erstellung und Validierung von Simulationsmodellen für Kreisprozessrech-nungen (1D-Motorprozessrechnung) mithilfe GT-Suite; Durchführung von Parameter- und Konzeptstudien zur Wirkungsgradoptimierung des Ba-sismotors.

8 Verwertung der Forschungsergebnisse

Die Ergebnisse zur Entwicklung eines luftfahrtspezifischen Kurbelgehäuses für beste Wirkungsgrade fließen ab dem Wintersemester 2023 (Beginn 01.10.2023) in die Vorlesungen "Konstruktion Verbrennungsmotoren" sowie "Simulation Verbrennungsmotoren" an der TU Dresden ein, speziell im Themenkomplex der Grundlagen und Auslegung von Verbrennungsmotoren unter Extremanforderungen. Seit Projektbeginn konnte eine Vielzahl an Studenten der MINT-Wissenschaften Studienarbeiten zu speziellen Teilthemenkomplexen anfertigen und sich somit an relevanten Aufgabenstellung der Industrie und Forschung weiterbilden. Im Folgenden ist eine Auswahl der absolvierten Arbeiten im direkten Bezug zum Förderprojekt ersichtlich.

➤ Titel der Arbeit:

- Simulation study for the efficiency optimization of a kerosene aircraft engine using 1D engine process calculation
- Verfasser: Lok Chan
 - Art der Abhandlung: Bachelorarbeit
 - Tag der Einreichung: 14.01.2021

➤ Titel der Arbeit:

- Entwicklung eines Zylinderkurbelgehäuses für luftfahrtspezifische Anwendungen
- Verfasser: Christoph Kron
 - Art der Abhandlung: Diplomarbeit
 - Tag der Einreichung: 05.03.2021

➤ Titel der Arbeit:

- Optimierung eines Zylinderkurbelgehäuses für luftfahrtspezifische Anwendungen
- Verfasser: Ke Ding
 - Art der Abhandlung: Projektarbeit zur Studienarbeit
 - Tag der Einreichung: 28.10.2021

➤ Titel der Arbeit:

- Entwicklung eines freiparametrierbaren CAD-Modells
- Verfasser: Fabian Engelberts
 - Art der Abhandlung: Großer Beleg
 - Tag der Einreichung: 09.11.2021

➤ Titel der Arbeit:

- Konzeptionierung und Umsetzung eines Prüfstandes zur FEM-Validierung
- Verfasser: Tobias Krüger
 - Art der Abhandlung: Projektarbeit im Forschungspraktikum
 - Tag der Einreichung: 29.11.2021

➤ Titel der Arbeit:

Development of a method for stress-dependent wall thickness optimization of a cylinder crankcase

- Verfasser: Sa Adul Showkat
- Art der Abhandlung: Project work in the Research Project
- Tag der Einreichung: 19.04.2022

➤ Titel der Arbeit:

Konstruktion und numerische Analyse eines Kurbelgehäuses für die additive Fertigung

- Verfasser: Christian Gocht
- Art der Abhandlung: Diplomarbeit
- Tag der Einreichung: 30.06.2022

➤ Titel der Arbeit:

Numerische Untersuchung zum Einfluss der Wassermantelstruktur auf das Thermomanagement eines Verbrennungsmotors

- Verfasser: Eric Hummel
- Art der Abhandlung: Projektarbeit im Forschungspraktikum
- Tag der Einreichung: 05.07.2022

Mit der in diesem Forschungsvorhaben gesammelten Expertise und Know-how in der numerischen Berechnung, insbesondere in der Strukturanalyse nach der Finite-Elemente-Methode, konnten die Themenkomplexe der Vorlesungen als auch der Forschungsbereich für zukünftige Projekte am Lehrstuhl Verbrennungsmotoren und Antriebssysteme erweitert werden.

9 Neue Forschungserkenntnisse aus Industrie und Forschung

Dem Lehrstuhl Verbrennungsmotoren und Antriebssysteme sind keine neuen Forschungstätigkeiten bzw. Veröffentlichungen außerhalb des eigenen Förderprojektes bekannt, welche das Vorhaben und somit der Zielsetzung des Forschungsprojektes im Gebiet der Entwicklung eines Kurbelgehäuses für beste Wirkungsgrade tangiert. Dies unterstreicht die Relevanz und die Innovation des durchgeführten Forschungsvorhabens.

10 Veröffentlichungen ausgewählter Ergebnisse

Ausgewählte Ergebnisse des Verbundprojektes „AIKGH“ wurden bisher in einer unabhängigen internationalen Veröffentlichung vorgestellt und somit der Allgemeinheit zugänglich gemacht.

➤ Titel der Veröffentlichung:

Konstruktion und numerische Analyse eines Kurbelgehäuses für die additive Fertigung

- Autoren: Ch. Gocht, K. Müller, H. Chlupka, Prof. Dr.-Ing. F. Atzler
- 2. GAPS (General Aviation Propulsion Systems) – Konferenz, 18./19.09.2023 in Dresden
- Vortragender: Ch. Gocht

11 Resümee

Mit dem Ziel einer umweltfreundlichen Allgemeinen Luftfahrt wurde im Rahmen des Verbundförderprojektes die Wirkungsgradsteigerung mithilfe der Applikation des Brennverfahrens hinzu niedrigste Kraftstoffverbräuche in Kombination mit der Entwicklung eines luftfahrtspezifischen Kurbelgehäuses für Zylinderspitzendrücke bis 200 bar untersucht und bewertet.

Zusammenfassend konnte im Rahmen des durchgeführten Verbundförderprojektes ein wesentlicher Beitrag zur stetigen Weiterentwicklung einer leistungsfähigen, effizienten und umweltschonenden Luftfahrt in Deutschland und Europa erzielt werden.

Folgende Teilprojektziele konnten innerhalb des Förderzeitraums erreicht werden:

- Aufbau von detaillierten 1D- und 3D-Simulationsmodellen (1D-Motorprozessrechnung mit Thermokoppel, gekoppelte 3D-CFD-/FEM-Modelle)
- Detektion kritischer Bereiche mit Überlastsimulationen zu Spitzendrucksteigerungen bis 200 bar (kritische Bereiche durch mechanische und thermische Überbeanspruchung)
- Konstruktion, Analyse und Bewertung verschiedener alternativer Konstruktionskonzepte zum Benchmark-Kurbelgehäuse
- Detaillierte Analyse eines Kurbelgehäuses für die additive Fertigung (Ziel einer maximalen Belastbarkeit bei minimalem Bauteilgewicht)
- Simulationsstudien zur Einflussanalyse und Bewertung des Thermomanagements durch gekoppelte 3D-CFD-/FEM-Modelle am Beispiel der Kühlmittelkühlung am CD-155
- Entwicklung und Analyse von Designoptimierungen in der Struktur- als auch der Strömungsmechanik am CD-155
- Berechnung, Analyse und Bewertung des Prototyp-Kurbelgehäuses

12 Literaturquellen im Bericht

- [ALE 23] Aleris Switzerland GmbH:
Pantal 7 / AlSi7Mg0,3
 In: N.N.:
 Festigkeitswerte – Aluminium Gusslegierungen
 Datenbank, Schweizer fn
https://www.schweizer-fn.de/festigkeit/festigkeitswerte/aluminium/aluminium_start.php [Zugriff am: 14.06.2023]
- [BEE 19] Von der Beeke, B.; Sterz, J.; Schütz, C.; Dröder, K.:
Luftdichtigkeit von Kunststoff-Metall-Hybridstrukturen für Zylinderkurbelgehäuse
 Zeitschriftartikel, Lightweight Design, Heft-Nr. 2/2019, S.30-35
- [CON 23] N.N.:
Continental CD-155 Jet-A Engine
 Internetseite, Continental Aerospace Technologies GmbH
<https://www.continental.aero/diesel/engines/cd155.aspx> [Zugriff am: 14.06.2023]
- [DEM 09] Demirel, C.:
Experimentelle Untersuchung und Simulation des Abschreckprozesses von bauteilähnlichen Geometrien aus G-AlSi7Mg
 Dissertation, Fakultät III – Prozesswissenschaften, Technische Universität Berlin
- [DIN 79] Normenstelle Luftfahrt (NL):
DIN ISO 2533 - Normatmosphäre
 DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1979
- [DOE 05] Doerr, J.:
Konzeption, werkstoffgerechte Gestaltung und Festigkeitsnachweis für ein Magnesium-Hybrid-Zylinderkurbelgehäuse
 Dissertation, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, Universität Kaiserslautern, 2005
- [EDE 16] Eder, Dr. T.; Kemmner, Dr. M.; Lückert, P.; Sass, H.:
OM 654 – Start einer neuen Motorenfamilie bei Mercedes-Benz
 Zeitschriftartikel, MTZ – Motortechnische Zeitschrift, Band 77, 3. Ausgabe, 2016

- [GAE 05] Gärtner, Dr. U.; Koch, Dr. T.; König, Dr. G.:
Verdichtungsverhältnis und Zylinderspitzendruck - Einfluss auf das thermodynamische Verhalten von Nfz-Dieselmotoren
Zeitschrifartikel, MTZ – Motortechnische Zeitschrift, Band 66, 1. Ausgabe, 2005
- [GAM 15] Gamma Technologies:
GT-SUITE: Engine Performance Application Manual
Anwendungsdokumentation, 2015
- [GAM 23] Gamma Technologies:
GT-Suite: Integrated Multi-Physics System Simulation
Broschüre, 2023
<https://www.gtisoft.com/wp-content/uploads/2023/05/GT-SUITE-2023.pdf> [Zugriff: 14.07.2023]
- [GEB 18] Gebhardt, C.:
Praxisbuch FEM mit Ansys Workbench
3. Auflage, Carl Hanser Verlag, München, 2018
- [JAK 15] Jakob, T.:
Korrosionsuntersuchungen von verschraubten Mg-Komponenten
Diplomarbeit, Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau, Montanuniversität Leoben, 2015
- [JAU 19] Jauernick, M.; Pohnert, D.; Kujawski, W.; Otte, R.:
Hybrides Leichtbau-Zylinderkurbelgehäuse – Herausforderungen und Machbarkeit
Zeitschrifartikel, MTZ – Motortechnische Zeitschrift, Band 80, 12. Ausgabe, 2019
- [KAS 09] Kasprzak, W.; Emadi, D.; Sahoo. M.; Anolek, M.:
Development of Aluminium Alloys for High Temperature Applications in Diesel Engines
Materials Science Forum Vols. 618-619, Trans Tech Publications, Switzerland, 2009, S.595-600

- [KOE 18] Koehler, I.; Wietholt, B.; Schmidt, A.; Appelt, M.; Klum, C.; Weiß, M.; Weking, H.; Woelke, D.:
Das Aufladekonzept des neuen 2,0l 150kW TDI® Motors von Volkswagen
 In: Zellbeck, Prof. Dr.-Ing. H.:
 23. Aufladetechnische Konferenz 2018
 Konferenzbeitrag, Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2018
- [KOE 19] Köhler, E.:
Verbrennungsmotoren: Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors
 7. Auflage, Springer-Vieweg, Wiesbaden, 2019
- [KUH 01] Kuhn, T.:
Messung der Zylinderdeformierung von Aluminiumkurbelgehäusen für Dieselmotoren
 Dissertation, Universität Hannover, 2001
- [KUN 11] Kuna, M.:
Vorlesungsskript: Technische Mechanik
 Institut für Mechanik und Fluidodynamik, Technische Universität Freiberg, 2011
- [LIN 20] Lindemann, B.; Ghetti, S.; Bey, R.; Kayacan, C.:
Additive Fertigung bei modernen Verbrennungsmotoren
 Zeitschriftartikel, MTZ – Motortechnische Zeitschrift, Band 81,
 12. Ausgabe, 2020
- [MAT 13] N.N.:
Technische Richtlinie Druckguss 1.1.0
 Datenblatt, Matthies Druckguss GmbH, 2013
<https://www.druckgiesser.com/wp-content/uploads/2019/08/Mathties-Technische-Richtlinie-1.1.0a.pdf> [Zugriff am: 14.06.2023]
- [MEY 07] Meywerk, Prof. Dr.-Ing. M.:
CAE-Methoden in der Fahrzeugtechnik
 Springer-Vieweg, Berlin Heidelberg, 2007
- [OST 07] Ostermann, F.:
Anwendungstechnologie Aluminium
 2. Auflage, Springer-Vieweg, Berlin Heidelberg, 2007

- [PAN20] Panitz, F.:
Löslichkeit von Gasen in Wasser-Glykol-Kreisläufen energetischer Anlagen
Dissertation, Technische Universität Dresden, 2020
- [SAL17] Salmansberger, M.; Hiemesch, D.; Stütz, W.; Steinmayr, T.:
Die Dieselmotorenfamilie des Next-Generation-Baukastens von BMW
Zeitschriftnachricht, MTZ – Motortechnische Zeitschrift, Band 78, 12. Ausgabe, 2017
- [SCH04] Schwaderlapp, Dr.-Ing. M.; Bick, Dr.-Ing. W.; Duesmann, M.; Kauth, J.:
200bar Spitzendruck – Leichtbaulösungen für zukünftige Dieselmotorblöcke
Zeitschriftnachricht, MTZ – Motortechnische Zeitschrift, Band 65, 2. Ausgabe, 2004
- [SCH20] Schreiner, K.:
Basiswissen Verbrennungsmotor
3. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden, 2020
- [TSC18] Tschöke, H.; Mollenhauer, K.; Maier, R.:
Handbuch Dieselmotoren
Springer Vieweg, 2018
- [VDI13] VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen:
VDI-Wärmeatlas: D 4.2 – Kältebäder, wässrige Lösungen und Glykole
11. Auflage, Springer-Vieweg, 2013, S.519
- [WEI13] Weissenbek, E.; Zabern, B.; Fent, A.; Stastny, J.; Högl, C.:
Anorganische Innovation für die Diesel-Spitzenmotorisierung im BMW M550xd: Konstruktion und Gießtechnik des Alu-Kurbelgehäuses
Giesserei-Praxis, 05/2013, S.175-181

13 Abbildungs- und Tabellenverzeichnis

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1	Länder in denen die CD-100-Serie zertifiziert ist.....	1
Abbildung 1.2	Luftdruck- und Temperaturverlauf mit Flughöhenänderung	3
Abbildung 3.1	Schematischer Ablauf des Verbundverfahrens	9
Abbildung 4.1	Hauptarbeitsbereich eines PKW- und Flugmotors im Kundenbetrieb.....	12
Abbildung 4.2	Beispiel für die thermischen Wirkungsgrade der Vergleichsprozesse bei einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis von $\lambda = 1,4$ [SCH 20]	13
Abbildung 4.3	Zusammenhang zwischen dem Verbrennungsschwerpunkt und dem Zylinderspitzendruck	14
Abbildung 5.1	Projektstrukturplan	17
Abbildung 6.1	Continental CD-155 Jet-A Engine [CON 23].....	20
Abbildung 6.2	Verlauf des Drucks p_h , Temperatur ϑ_h und Dichte ρ_h in Abhängigkeit der geometrischen Höhe h	22
Abbildung 6.3	Kurbelgehäuse (links) und Gesamtbaugruppe (rechts) des CD-155	23
Abbildung 6.4	Statische Kennwerte von AlSi7MgCu0,5 – Warmzug nach 50h Vorauslagerung auf jeweiliger Temperatur.....	25
Abbildung 6.5	Dauerfestigkeit einer Aluminiumlegierung im Haigh-Diagramm nach [DOE 05]	26
Abbildung 6.6	Dynamische Kennwerte von AlSi7MgCu0,5 – Wöhlerlinie von AlSi7MgCu0,5 (Lastfall: $R = -1$, Prüftemperatur: 150°C).....	27
Abbildung 6.7	Tangentenmodul im vereinfachten Spannungs-Dehnungs-Diagramm für AlSi7MgCu0,5.....	28
Abbildung 6.8	Vereinfachte Baugruppe einer Zylinderkopfverschraubung (Schnittmodell)	32
Abbildung 6.9	Abhängigkeit der maximalen mechanischen Spannungen vom Vernetzungsgrad	33
Abbildung 6.10	Einfluss der Elementgröße auf die Rechenzeit.....	34
Abbildung 6.11	Vernetzung des Lagerstuhls 1 (Teilmodell)	35
Abbildung 6.12	Vergleich der gemittelten und nicht-gemittelten Spannungen am Teilmodell des Lagerstuhls 1	35

Abbildung 6.13	Vergleich der Spannungsverläufe zwischen fein vernetztem Teilmodell (links, Elementgröße von 0,5 mm) und größer vernetztem Vollmodell (rechts, Elementgröße von 1,5 mm) ...	36
Abbildung 6.14	Darstellung der Zonenaufteilung der Zylinderwand in der thermischen Analyse.....	38
Abbildung 6.15	Mit GT-Suite ermittelte Lagerkräfte zum Benchmark und zur Zylinderspitzendruckerhöhung auf 200 bar am CD-155	40
Abbildung 6.16	Kolbenseitenkraft am Beispiel des Zylinders 3 (Benchmark) .	41
Abbildung 6.17	Serienkonstruktion des Kurbelgehäuses vom CD-155	42
Abbildung 6.18	Temperaturfelder am Kurbelgehäuse des CD-155 (oben: Serienstand, unten: Zylinderspitzendrucksteigerung auf 200 bar)	43
Abbildung 6.19	Spannungsbeanspruchung infolge thermischer Belastung (oben: Serienstand, unten: Zylinderspitzendrucksteigerung auf 200 bar)	44
Abbildung 6.20	Spannungsbeanspruchung infolge thermomechanischer Belastung (oben: Serienstand, unten: Zylinderspitzendrucksteigerung auf 200 bar)	45
Abbildung 6.21	Maximale Hauptspannungen (Zugbeanspruchungen) über 100 MPa am Kurbelgehäuse (oben: Serienstand, unten: Zylinderspitzendrucksteigerung auf 200 bar)	46
Abbildung 6.22	Minimale Hauptspannungen (Druckbeanspruchungen) unter - 100 MPa am Kurbelgehäuse (oben: Serienstand, unten: Zylinderspitzendrucksteigerung auf 200 bar)	47
Abbildung 6.23	Darstellung der Fourierordnungen [KUH 01]	48
Abbildung 6.24	Formfüllungsvermögen eines selbstspannenden, geschlitzten Kolbenrings mit einem mittleren Durchmesser von D=80 mm und einem Kolbenringparameter von K=0,03 [KUH 01]	49
Abbildung 6.25	Erstes Konstruktionskonzept – Tiefliegende Zylinderkopfschraubengewinde bei Halbierung des Wassermantels	50
Abbildung 6.26	Vergleich der Zylinder-Kaltverzüge am Benchmark-Kurbelgehäuse sowie am ersten Konstruktionskonzept	51
Abbildung 6.27	Spannungsverteilung an den Lagerstühlen für Lastschritt 1 und 3 (links: Serienstand, rechts: Konstruktionskonzept)	52
Abbildung 6.28	Rissbildung in der Gleitlagerschalennut bei Überbelastung (Lagerstuhl 1).....	60

Abbildung 6.29	Rissbildung am Lagerstuhl bei Überbelastung (Seitenverschraubung am Lagerstuhl 3)	61
Abbildung 6.30	Dampfdruck für Wasser-Glykol-Gemische im Vergleich zu Wasser [PAN 20]	62
Abbildung 6.31	Schema des Kühlmittelkreislauf am CD-155	63
Abbildung 6.32	Strömungsprofil im Kühlmittelkreislauf des CD-155 (links: Stromlinien, rechts: Strömungsgeschwindigkeiten über $v=0,1 \text{ m/s}$)	65
Abbildung 6.33	Kühlmittelerwärmung über 110°C	66
Abbildung 6.34	Oberflächentemperaturen am CD-155 (links: Kurbelgehäuse, rechts: Zylinderkopf)	66
Abbildung 6.35	Magnesium-Hybrid Kurbelgehäuse [DOE 05]	69
Abbildung 6.36	Hybrides Zylinderkurbelgehäuse aus Aluminium und Kunststoff [BEE 19] [JAU 19]	70
Abbildung 6.37	Konzept des additiv gefertigten Kurbelgehäuses im LeiMot-Forschungsprojekt [LIN 20]	72
Abbildung 6.38	Zuganker-Konzept [WEI 13]	73
Abbildung 6.39	Überblick des 1D-Simulationsmodells	76
Abbildung 6.40	Stationäre Betriebspunkte für die Modellabstimmung	77
Abbildung 6.41	Modellabgleich über Propellerkennlinie	78
Abbildung 6.42	Übersicht der Temperaturmessstellen der Bauteiltemperaturmessung	79
Abbildung 6.43	Beispiel für die Temperaturauflösung über der FE-Struktur (links: Brennraumdach, rechts: Kolben)	80
Abbildung 6.44	Wirkungsgradoptimierung durch Frühverschiebung der Kraftstoffeinspritzung	81
Abbildung 6.45	Gegenüberstellung von Optimierungsetappe 2 mit Etappe 1 und Basis	83
Abbildung 6.46	Gegenüberstellung der Ergebnisse von Optimierungsetappe 3 mit denen der vorangegangenen Betrachtungen	84
Abbildung 6.47	Zylinderdruckverlauf für optimierte Wirkungsgrade	85
Abbildung 6.48	Gegenüberstellung der Wirkungsgradsteigerung für die Grenzspitzendruckbetrachtung zu den vorangegangenen Optimierungen	86
Abbildung 6.49	Definition der Begrenzungsflächen (links, orange) und extrahierter Kühlmittelmantel des Kurbelgehäuses (rechts) ..	88

Abbildung 6.50	Zusammengesetzter Kühlmittelmantel in GEM-3D	88
Abbildung 6.51	Schematische Darstellung einer „Parametric Finite Element Cylinder Structure“ und deren Positionierung in GEM-3D (rot)	89
Abbildung 6.52	Definition der Oberfläche (pink) für die Konvektion mit der Umgebung am Beispiel des Kurbelgehäuses	90
Abbildung 6.53	Definition der Konvektionsfläche (pink) zwischen Kurbelgehäuse und Kühlmittelmantel	91
Abbildung 6.54	Final erstelltes Heat-Distribution-Modell mit Wärmekapazitäten (hellblau), Kühlmittelmantel (dunkelblau) und Zylinderstrukturen (rot)	92
Abbildung 6.55	Überführtes Heat-Distribution-Modell in GT-Suite.....	93
Abbildung 6.56	Kurbelgehäusekonzept 1 mit Anpassungen in den Nachbearbeitungsschritten	94
Abbildung 6.57	Temperaturfelder am Kurbelgehäusekonzept 1 (oben: Serienbelastung, unten: Zylinderspitzendrucksteigerung auf 200 bar).....	95
Abbildung 6.58	Spannungsbeanspruchung infolge thermomechanischer Belastung am Konzept 1 (oben: Serienbelastung, unten: Zylinderspitzendrucksteigerung auf 200 bar)	96
Abbildung 6.59	Kurbelgehäusekonzept 2 in Anlehnung an den OM 654.....	98
Abbildung 6.60	Temperaturfelder am Kurbelgehäusekonzept 2 (oben: Serienbelastung, unten: Zylinderspitzendrucksteigerung auf 200 bar).....	99
Abbildung 6.61	Spannungsbeanspruchung infolge thermomechanischer Belastung am Konzept 2 (oben: Serienbelastung, unten: Zylinderspitzendrucksteigerung auf 200 bar)	100
Abbildung 6.62	Konzept zum Kurbelgehäuse mit Bedplate	101
Abbildung 6.63	Spannungsbeanspruchung im 1. und 2. Lastschritt (Schnittansicht)	102
Abbildung 6.64	Resultierende Spannungsdifferenz durch die mechanische Belastung (oben: Serienstand, unten: Kurbelgehäuse mit Bedplate)	103
Abbildung 6.65	Konzept des Magnesium-Hybrid-Kurbelgehäuses.....	106
Abbildung 6.66	Vergleich der thermisch-stationären Analysen zwischen Benchmark- und Magnesium-Hybrid-Kurbelgehäuse	107

Abbildung 6.67	Vergleichsspannungen und relevante Bereiche des Aluminium-Inlays (Schnittansicht)	108
Abbildung 6.68	Spannungsdifferenzen im Ober- und Unterteil des hybriden Konzepts (Schnittansicht).....	109
Abbildung 6.69	Balken mit auskonstruiertem 5 mm-Gitter.....	111
Abbildung 6.70	Biegebalken nach [GEB 18].....	112
Abbildung 6.71	Vergleichsspannungen auf der Außenseite der Balken (Einspannung links, Krafteinwirkung rechts)	113
Abbildung 6.72	Vergleichsspannungen im geschnittenen Balken (Einspannung links, Krafteinwirkung rechts).....	114
Abbildung 6.73	Einheitszelle der Gitter mit 10mm Größe	115
Abbildung 6.74	Schubmodul G und Elastizitätsmodul E in Abhängigkeit der Dichte	116
Abbildung 6.75	Temperatur des Kurbelgehäuses in der Schnittansicht durch Zylinder 2 (A: Benchmark, B: Benchmark mit Kühlkanal im Zylindersteg, C: Variante mit Kühlkanal und PMG-40-X)	118
Abbildung 6.76	Temperatur der Lagerstühle im Kurbelgehäuse für verschiedene PMG.....	119
Abbildung 6.77	Verformung der Zylinderwand in X-Richtung am Zylinder 3	120
Abbildung 6.78	Vergleichsspannungen am Lagerstuhl 3	122
Abbildung 6.79	Vergleichsspannungen auf der Getriebeseite des Kurbelgehäuses	123
Abbildung 6.80	Finale Geometrie des Kurbelgehäuses der Vorzugsvariante mit den integrierten Gitterkörpern.....	126
Abbildung 6.81	Temperaturprofil der Vorzugsvariante	127
Abbildung 6.82	Vergleichsspannungen in den Lagerstühlen der verschiedenen Modelle.....	129
Abbildung 6.83	Vergleichsspannungen in den Gittern der Vorzugsvariante	130
Abbildung 6.84	Übersicht zu konstruktiven Details der Wassermantel-Designstudie.....	132
Abbildung 6.85	Gegenüberstellung der Strömungsprofile bei Kürzung des Wassermantels auf 70 mm ohne Anpassung (links) und mit Anpassung der Stirnflächen	133
Abbildung 6.86	Vergleich der Kühlmittelerwärmung über 110°C zwischen Benchmark (links) und Optimierungsvariante V01 (rechts) .	136

Abbildung 6.87	Oberflächentemperaturen am Kurbelgehäuse ohne Zylinderstegbohrung (links: Kurbelgehäuse, rechts: Zylinderkopf)	137
Abbildung 6.88	Wassermantelkonzept der Optimierungsvariante V02	139
Abbildung 6.89	Vergleich der Kühlmittelerwärmung über 110 °C zwischen Optimierungsvariante V01 (links) und Optimierungsvariante V02 (rechts)	140
Abbildung 6.90	Konstruktion des Prototypen-Kurbelgehäuses mit Wassermantel.....	142
Abbildung 6.91	Vergleich der Oberflächentemperaturen (links: Prototyp, rechts: Benchmark)	143
Abbildung 6.92	Vergleich der Temperaturfelder an den Linern (links: Prototyp, rechts: Benchmark).....	144
Abbildung 6.93	Vergleich der thermisch-induzierten Spannungen an den Linern (links: Prototyp, rechts: Benchmark)	144
Abbildung 6.94	Vergleich der thermisch-induzierten Spannungen am Kurbelgehäuse auf der Auslassseite (links: Prototyp, rechts, Benchmark)	145
Abbildung 6.95	Gegenüberstellung der Vergleichsspannungen und hochbeanspruchter Bereiche (links: Prototyp, rechts: Benchmark)	145

Tabellenverzeichnis

Tabelle 6.1:	Technische Daten zum Continental CD-155 Jet-A Engine [CON 23]	20
Tabelle 6.2:	Spezifische statische Werkstoffkennwerte	24
Tabelle 6.3:	Thermophysikalische Werkstoffkennwerte von G-AlSi7Mg [DEM 09]	30
Tabelle 6.4:	Vorspannkräfte der Schraubverbindungen	39
Tabelle 6.5:	Zyklenzahlen für schlussgerollte Stehbolzen nach dem Perlenschnurverfahren.....	55
Tabelle 6.6:	Zyklenzahlen für schlussvergütete Stehbolzen nach dem Perlenschnurverfahren.....	55
Tabelle 6.7:	Abweichung der Zyklenzahlen zwischen Messung und Simulation (schlussgerollte Stehbolzen)	56
Tabelle 6.8:	Abweichung der Zyklenzahlen zwischen Messung und Simulation (schlussvergütete Stehbolzen)	57

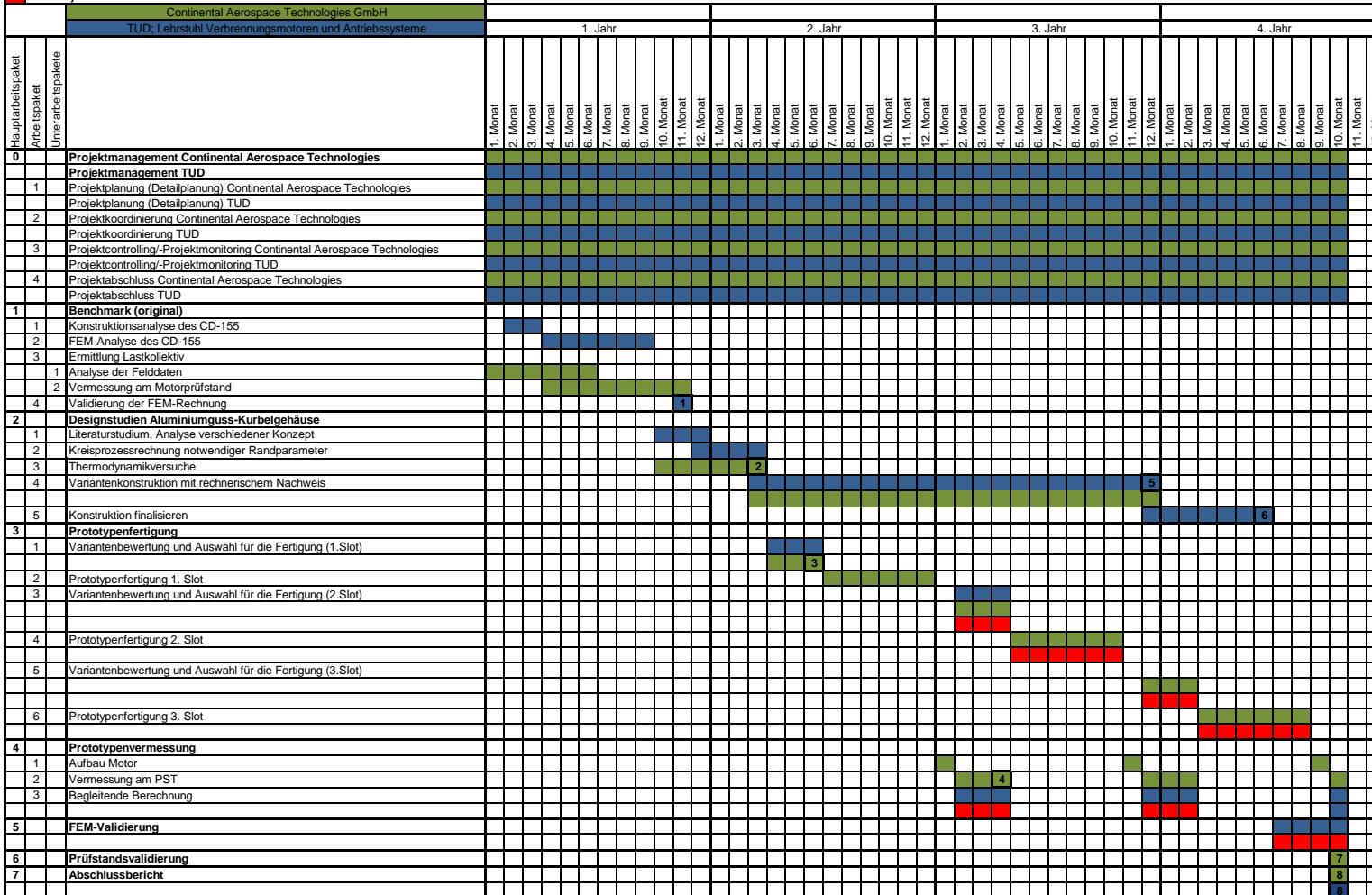
Tabelle 6.9:	Vergleich der minimalen Sicherheitsfaktoren von schlussgerollten und schlussvergüteten Stehbolzen bei Benchmark-Belastung und Zylinderspitzendruckerhöhung (Lagerstuhl 2, Dauerfestigkeit bei N=10 ⁶).....	57
Tabelle 6.10:	Vergleich der Zylinder-Warmverzüge für die Kurbelgehäuse-Temperaturen von 60 °C und 105 °C	59
Tabelle 6.11:	Auszug der Stoffwerte für Monoethylenglykol [VDI 13].....	64
Tabelle 6.12:	Ergebnisse zu den Kühlmitteltemperaturen.....	65
Tabelle 6.13:	Ergebnisse zu den Oberflächentemperaturen am Kurbelgehäuse und Zylinderkopf.....	67
Tabelle 6.14:	Gegenüberstellung der Bauteiltemperaturen von GT-Modell und Einzylindermotor.....	80
Tabelle 6.15:	Gegenüberstellung der variierten Stellgröße von Basismotor und Optimierungsergebnis der Optimierungsetappe 2	82
Tabelle 6.16:	Gegenüberstellung der variierten Stellgröße von Basismotor und Optimierungsergebnis der Optimierungsetappe 3	84
Tabelle 6.17:	Vergleich der technischen Daten vom CD-155 und OM 654 [CON23] [EDE 16]	97
Tabelle 6.18:	Spannungsdifferenzen, Spannungsverhältnis R und Sicherheitsfaktoren S _D des Bedplate-Konzeptes im Vergleich zur Referenz.....	104
Tabelle 6.19:	Spannungsdifferenzen, Spannungsverhältnis R und Sicherheitsfaktoren S _D des hybriden Konzepts im Vergleich zur Referenz.....	109
Tabelle 6.20:	Vergleich zur FEM-Analyse von auskonstruierten und simulierten Gitterstrukturen	113
Tabelle 6.21:	Einfluss des Gitters im Wassermantel auf die Verformung und Spannungen in der Zylinderwand.....	121
Tabelle 6.22:	Spannungen auf der Außenfläche der Lagerstühle für verschiedene Gitter	123
Tabelle 6.23:	Vergleich der Simulationsergebnisse von den verschiedenen Modellgeometrien.....	128
Tabelle 6.24:	Einfluss der Gitter auf das Gewicht des Kurbelgehäuses....	131
Tabelle 6.25:	Einfluss der Designänderungen auf die Maximaltemperaturen.....	134
Tabelle 6.26:	Einfluss der Designänderungen auf die mittleren Temperaturen	
	135	

Tabelle 6.27:	Ergebnisse zu den Oberflächentemperaturen der Optimierungsvariante V01 im Vergleich zur Benchmark-Analyse (vgl. Tabelle 6.13)	137
Tabelle 6.28:	Ergebnisse zu den Oberflächentemperaturen am Kurbelgehäuse ohne Zylinderstegbohrung im Vergleich zur Benchmark-Analyse (vgl. Tabelle 6.13)	138
Tabelle 6.29:	Änderungen der Oberflächentemperaturen am Kurbelgehäuse ohne Zylinderstegbohrungen bei Volumenstromerhöhung ..	138
Tabelle 6.30:	Änderungen der Oberflächentemperaturen an der Optimierungsvariante V02 im Vergleich zur Optimierungsvariante V01	140
Tabelle 6.31:	Änderungen der Oberflächentemperaturen am Prototyp im Vergleich zur Benchmark-Analyse (vgl. Tabelle 6.13)	143

Anlage A

Meilensteine

1	Validierung des FE-Modells
2	Nachweis Thermodynamik
3	Erste Prototypenauswahl
4	Erste Prototypvermessung
5	Abschluss Konstruktionsberechnung
6	Abschluss Konstruktion
7	Prüfstandsvalidierung
8	Abschlussbericht
	Im Projekt nicht umsetzbar



Berichtsblatt

1. ISBN oder ISSN -	2. Berichtsart (Schlussbericht oder Veröffentlichung) Schlussbericht
3. Titel Schlussbericht Forschungsprojekt „AIKGH“ – Teilvorhaben: Entwicklung eines luftfahrtspezifischen Kurbelgehäuses	
4. Autor(en) [Name(n), Vorname(n)] Müller, Kevin Chlupka, Horst Atzler, Prof. Dr.-Ing. Frank	5. Abschlussdatum des Vorhabens 30.06.2023
	6. Veröffentlichungsdatum
	7. Form der Publikation Document Control Sheet
8. Durchführende Institution(en) (Name, Adresse) Technische Universität Dresden - Fakultät Verkehrswissenschaften Friedrich List - Institut für Automobiltechnik Dresden (IAD) - Lehrstuhl Verbrennungsmotoren und Antriebstechnik	9. Ber.-Nr. Durchführende Institution -
	10. Förderkennzeichen 20T1713C
	11. Seitenzahl 164
12. Fördernde Institution (Name, Adresse) Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz (BMWK) 53107 Bonn	13. Literaturangaben 29
	14. Tabellen 31
	15. Abbildungen 102
16. DOI (Digital Object Identifier) -	
17. Vorgelegt bei (Titel, Ort, Datum) Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR), Bonn, 28.09.2023 Technische Informationsbibliothek (TIB), Hannover, 28.09.2023	
18. Kurzfassung Das Projektziel der TU Dresden im Verbundvorhaben ist die Entwicklung eines luftfahrtspezifischen Kurbelgehäuses, das speziell für die Wirkungsgradoptimierung des CD-155 der Continental Aerospace Technologies GmbH ausgelegt ist. Durch innermotorische Wirkungsgradsteigerungen, hier speziell die Zylinderspitzendruckerhöhung auf bis zu 200bar, werden die thermodynamischen Randbedingungen und damit die thermischen und mechanischen Belastungen des Hubkolbenmotors beeinflusst, die konstruktive Optimierungen bis hin zu Neuentwicklungen erfordern. Zur Abschätzung der Optimierungspotentiale des luftfahrtspezifischen Kurbelgehäuses werden hierbei verschiedene numerische Untersuchungsmethoden eingesetzt. Dabei kommen 1D-Motorprozessrechnungen, thermomechanische FEM- sowie 3D-Strömungsberechnungen zum Einsatz, die mit experimentellen Versuchsdaten abgeglichen und validiert werden. Ausgehend von einer Benchmark-Analyse zur Identifikation kritischer Bereiche bei Überbelastung der Serienkonfiguration werden verschiedene Konstruktionskonzepte einer optimierten Kurbelgehäuse-Struktur konzipiert, konstruiert und analysiert. Hierbei steht neben der Erhöhung der mechanischen Beanspruchbarkeit insbesondere das Thermomanagement des Hubkolbenmotors, speziell der Kühlmittelkreislauf, im Fokus der Untersuchungen. Die Designstudien der Strukturmechanik reichen von einfachen Konstruktionsoptimierungen, über Werkstoffsubstitutionen und Neukonstruktionen bis hin zu einem Kurbelgehäusekonzept für die additive Fertigung. Mithilfe einer Einflussanalyse der Strömungsmechanik werden zudem Optimierungspotentiale im Kühlmittelkreislauf aufgezeigt. Den Abschluss des Projektes bildet die Fertigung eines Kurbelgehäuse-Prototypen, der struktur- und strömungsmechanisch an der TU Dresden analysiert und bewertet wird.	
19. Schlagwörter Flugmotor, Kurbelgehäuse, FEM, CFD, 1D-Motorprozessrechnung	
20. Verlag -	21. Preis -

Nicht änderbare Endfassung mit der Kennung 2086948-8

Document control sheet

1. ISBN or ISSN -	2. type of document (e.g. report, publication) Veröffentlichung (Publikation)
3. title Final report of the research project "AIK GH" – Subproject: Development of an aviation-specific crankcase	
4. author(s) (family name, first name(s)) Mueller, Kevin Chlupka, Horst Atzler, Prof. Dr.-Ing. Frank	5. end of project 30.06.2023
	6. publication date
	7. form of publication Document Control Sheet
8. performing organization(s) name, address Technische Universität Dresden - Fakultät Verkehrswissenschaften Friedrich List - Institut für Automobiltechnik Dresden (IAD) - Lehrstuhl Verbrennungsmotoren und Antriebstechnik	9. originators report no. -
	10. reference no. 20T1713C
	11. no. of pages 164
12. sponsoring agency (name, address) Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz (BMWK) 53107 Bonn	13. no. of references 29
	14. no. of tables 31
	15. no. of figures 102
16. DOI (Digital Object Identifier) -	
17. presented at (title, place, date) Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR), Bonn, 28.09.2023 Technische Informationsbibliothek (TIB), Hannover, 28.09.2023	
18. abstract The project target of the TU Dresden in the joint project is the development of an aviation-specific crankcase, which is specially designed for the efficiency optimisation of the CD-155 of Continental Aerospace Technologies GmbH. The thermodynamic boundary conditions and thus the thermal and mechanical loads of the reciprocating engine are influenced by increases in efficiency within the engine, in this case especially the increase in cylinder peak pressure to up to 200bar, which require design optimisations and even new developments. Various numerical investigation methods are used to estimate the optimisation potential of the aviation-specific crankcase. 1D engine process calculations, thermomechanical FEM and 3D flow calculations are used, which are compared and validated with experimental test data. Based on a benchmark analysis to identify critical areas in the event of overloading of the series configuration, various design concepts of an optimised crankcase structure are conceived, constructed and analysed. In addition to increasing the mechanical load capacity, the thermal management of the reciprocating engine, especially the coolant circuit, is the focus of the investigations. The design studies in structural mechanics range from simple design optimisations, material substitutions and new designs to a crankcase concept for additive manufacturing. With the help of an influence analysis of fluid mechanics, optimisation potentials in the coolant circuit are also identified. The project will conclude with the production of a crankcase prototype, which will be analysed and evaluated in terms of structural and fluid mechanics at the TU Dresden.	
19. keywords Aircraft engine, crankcase, FEM, CFD, 1D engine process calculation	
20. publisher -	21. price -

Nicht änderbare Endfassung mit der Kennung 2086953-5