



Verbundprojekt

Steigerung des Gesamtwirkungsgrads und Reduzierung der Reib-
verluste am mittelschnelllaufenden Schiffsmotor

Teilprojekt

Optimierung der anwendungsspezifischen Auftei-
lung der Energieströme am mittelschnell-laufenden
Großmotor

Abschlussbericht

BMW 03SX419C



CATERPILLAR



Ingenieurgesellschaft für
Strukturanalyse und Tribologie



CATERPILLAR®

Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG

Dezember 2020

Abschlussbericht

zum Verbundvorhaben

etaUP

Steigerung des Gesamtwirkungsgrads und Reduzierung der Reibverluste am mittelschnelllaufenden Schiffsmotor

Teilprojekt

Optimierung der anwendungsspezifischen Aufteilung der Energieströme am mittelschnell-laufenden Großmotor

Gefördert durch:



aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages
Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.

Förderkennzeichen:	03SX419C
Laufzeit:	01.09.2016 bis 29.02.2020 (inkl. 6 Monate kostenneutraler Verlängerung)
Forschungsstelle:	Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG Falckensteiner Str. 2 24157 Kiel
Projektleiter:	Dr. Michael Sturm Tel.: 0431/3995 2278 Mail: Sturm_Michael@cat.com
Autoren:	Dr. Michael Sturm

Inhalt

1	Kurze Darstellung.....	4
2	Aufgabenstellung und Ziele des Teilprojektes	5
2.1	Voraussetzungen und Durchführung des Projektes	7
2.2	Wissenschaftlicher und technischer Stand, an den angeknüpft wurde.....	11
2.3	Bekannte Konstruktionen, Verfahren und Schutzrechte, die für die Durchführung des Vorhabens genutzt wurden	11
2.4	Zusammenarbeit mit anderen Stellen	11
3	Eingehende Darstellung.....	14
3.1	AP1: Aufbau der experimentellen Methoden und numerischen Grundmodelle	14
3.2	AP2: Basisvermessungen und Modellvalidierungen.....	21
3.3	AP3: Experimentelle und numerische Analyse der Kolbenbaugruppe	25
3.4	AP4: Experimentelle und numerische Untersuchungen zum Potenzial des Kühlwassersystems	37
3.5	AP5: Experimentelle und numerische Untersuchungen zum Potenzial des Schmierölsystems und Kolbenvariation EVO	43
3.6	AP6: Systematisierung der Ergebnisse, Ableitung motorunabhängiger Auslegungsmethoden, Hochrechnung des kumulativen Gesamtpotenzials der untersuchten Maßnahmen.....	46
4	Wichtigste Positionen des zahlenmäßigen Nachweises	49
5	Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit.....	50
6	Voraussichtlicher Nutzen, Verwertbarkeit im Sinne des fortgeschriebenen Verwertungsplans.....	51
7	Fortschritt auf dem Gebiet des Vorhabens bei anderen Stellen	52
8	Erfolgte oder geplante Veröffentlichungen.....	52
9	Danksagung.....	53
10	Literaturverzeichnis.....	54

1 Kurze Darstellung

Das Projekt „Optimierung der anwendungsspezifischen Aufteilung der Energieströme am mittelschnelllaufenden Großmotor“ ist ein Teilprojekt des Verbundprojekts „Steigerung des Gesamtnutzungsgrades und Reduzierung der Reibverluste am mittelschnelllaufenden Schiffsmotor“ mit dem Kurztitel etaUP. Die weiteren Teilprojekte und Projektpartner sind:

- Analyse experimenteller Forschungsmethoden zur Ableitung neuartiger Lösungsansätze zur signifikanten Reduzierung der Reibverluste an Schiffsmotoren; FVTR GmbH, Rostock
- Parameteridentifikation mechanischer Reibungsverluste sowie Ermittlung von Optimierungspotentialen mittel TEHD/MKS Simulation; IST, Aachen
- Optimierung der Tribosysteme mittelschnelllaufender Schiffsmotoren mit fortschrittlichen Simulationsverfahren; IVB, TU Braunschweig
- Analyse des Wärmehaushalts des Kolbens eines mittelschnelllaufenden Schiffsdieselmotors LTT, Universität Rostock

Unterstützt werden die Projekte durch die Assoziativpartner:

- Addinol Lube Oil GmbH
- FEDERAL-MOGUL Burscheid GmbH
- M. JÜRGENSEN GmbH&Co.KG
- KS Kolbenschmidt GmbH
- Rickmeier GmbH
- ZOLLERN BHW Gleitlager GmbH&Co.KG

Die technische Aufgabe und Ziele des etaUP Projekts sind:

- Halbierung der Reibverluste am Großmotor und damit eine Steigerung des effektiven Wirkungsgrads um ca. 5% bei Nennleistung
- Senkung der CO₂-Emissionen, der NO_x- und Partikelemissionen sowie der SO_x-Emissionen um 5%
- Senkung des Primärenergiebedarfs des gesamten Schiffsbetriebs um 10 bis 15%
- Verkürzung der Innovationszyklen bei der Triebwerksentwicklung von Schiffsmotoren um 30% bis 50%

Weitere Ziele sind:

- Nachwuchsförderung, Kompetenzentwicklung und Verbesserung der Lehre
- Wirtschaftlichkeit und Konkurrenzfähigkeit der Projektpartner stärken
- Kontakt und Netzwerk der Partner stärken

2 Aufgabenstellung und Ziele des Teilprojektes

Die mechanische Nutzleistung der Verbrennungskraftmaschine ergibt sich aus der Differenz von indizierter Leistung und Reibleistung. Dabei bestimmt sich die indizierte Leistung aus der Wirkung der Gaskräfte auf die Kolben (Volumenänderungsarbeit), während sich die Reibleistung aus den Reibungsverlusten in den Lagern des Kurbel- und Nockenwellentriebs sowie den Antriebsleistungen der für den Motorbetrieb unabdingbaren Aggregate (Schmieröl-, Kühlwasser-, Einspritzpumpen) zusammensetzt. Verringert man die Reibleistung bei gleichbleibender indizierter Leistung, so erhöht sich logischerweise die Nutzleistung und somit der Wirkungsgrad. Dadurch senkt man die auf die Nutzleistung bezogenen Schadstoff- und Treibhausgasemissionen. Neben der mechanischen Nutzleistung fallen aufgrund der nötigen Kühlung und Schmierung des Motors Abwärmen an, die sich je nach Temperaturniveau der Kühlmittel- und Schmierölströme für weitere Zwecke nutzen lassen (Kraft-Wärme-Kopplung) und somit den Gesamtwirkungsgrad erhöhen. Die bei Großmotoren fertigungsbedingt großen Lagerpalte sowie die zum Einsatz kommenden Schmieröle bedingen vergleichsweise niedrige Schmieröltemperaturen, die eine Nutzbarmachung der mit dem Schmieröl abgeführten Wärme erschweren. Eine Anhebung des Schmieröltemperaturniveaus ist aus dieser Sicht erstrebenswert, muss jedoch mit Blick auf die Tragfähigkeit des Schmierfilms in den Lagern konstruktiv und simulativ abgesichert werden.

Im hier beschriebenen Teilaspekt des Projekts wurden Maßnahmen erforscht und entwickelt, die es erlauben die Energieströme im und am mittelschnelllaufenden Großmotor entsprechend ihrer Quellen zu qualifizieren und quantifizieren. Daraus wurde eine Methodik abgeleitet, mit der sich die auftretenden und auskoppelbaren Abwärmeströme entsprechend der Anforderungen im Schiffsbetrieb aufteilen lassen. Die Methodik steht für alle Anwendungen mit mittelschnelllaufenden Großmotoren unabhängig vom Arbeitsprozess (Diesel-, Mehrstoff- und Gasmotor) oder Einsatzgebiet zur Verfügung. Im Ergebnis wurde damit eine deutliche Senkung des primären Energiebedarfs der Schiffe bei unveränderten Leistungsparametern und damit einhergehend eine signifikante Reduzierung der betriebsbedingten Emissionen erreicht. Grundlegende Untersuchungen zu den Reibverlusten und Gesamtnutzungsgrad von mittelschnelllaufenden Großmotoren haben die Methodenerforschung begleitet.

Die angestrebte Reduzierung der Reibverluste am Großmotor entspricht im Umkehrschluss einer Steigerung des effektiven Wirkungsgrads. Bedingt durch den gesteigerten effektiven Wirkungsgrad sinken, bei ansonsten unveränderter Motorprozessführung, alle absoluten und relativen Emissionswerte im gleichen Maße. Neben den CO₂-Emissionen betrifft das die NO_x- und Partikelemissionen sowie die SO_x-Emissionen (bei Einsatz schwefelhaltiger Kraftstoffe).

Dem Schiffs- und Bordbetrieb werden neben primärer mechanischer Antriebsleistung auch weitere hochwertige und direkt nutzbare Energieströme zur Verfügung gestellt und somit der Gesamtnutzungsgrad erhöht. Dazu müssen die heute am Schiffsmotor auskoppelbaren Abwärmeströme auf Temperaturniveaus gehoben werden, die deren weitere, direkte Nutzung ermöglichen. Bei geänderter Integration der Energieströme in zukünftige Energie- und Antriebsanlagenkonzepte lassen sich entsprechende Gewinne im Gesamtwirkungsgrad erreichen. Ausgehend von einer aktuellen Referenzanlage mit einem Motor des Typs Caterpillar MaK 6M20C wurde eine Steigerung des Gesamtnutzungsgrads von 69- auf 86% erreicht. Mit diesem Wert liegt diese Schiffsapplikation auf dem Wirkungsgradniveau moderner BHKWs. Im Vergleich zu einer getrennten Erzeugung der Wärme können mit dieser Konfiguration ca. 10% Kraftstoff und demzufolge Emissionen eingespart werden.

Im Rahmen dieser Forschungsarbeiten wurden für den Großmotor optimierte simulative sowie experimentelle Methoden erforscht. Davon ausgehend wurden die bisherigen Produktentwicklungsprozesse analysiert und eine effiziente Übertragung der in diesem Vorhaben untersuchten Methoden in zukünftige Produkte und Systeme untersucht, um die Innovationszyklen zu verkürzen. Die experimentellen und simulationsgestützten Forschungs- und Entwicklungswerkzeuge wurden verifiziert, sodass eine Methodik für zukünftige F&E-Prozesse unabhängig vom Arbeitsprozess bereitsteht.

2.1 Voraussetzungen und Durchführung des Projektes

Das Verbundprojekt etaUP wurde mit seinen Teilprojekten am 01.09.2016 für den Zeitraum 01.09.2016 bis 31.08.2019 vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) bewilligt. Für die Abwicklung des Projekts im Namen des BMWi wurde die Forschungszentrum Jülich GmbH, Projektträger Jülich, Fachbereich Maritime Technologien bevollmächtigt. Projektkoordinator auf Seiten der Zuwendungsempfänger war die FVTR GmbH in Rostock.

Während des Projekts wurden halbjährliche Zwischenberichte angefertigt sowie regelmäßige Telefonkonferenzen der Projektpartner zum Projekt durchgeführt. Diese wurden in einem zweiwöchigen Rhythmus durchgeführt. Zur Intensivierung des Informationsaustauschs mit den assoziierten Partnern wurden diese ab Mitte des Projekts zu erweiterten Telefonkonferenzen eingeladen. Während der Durchführung waren vier Milestone-Meetings geplant, wobei ein zusätzliches Meeting durchgeführt wurde. Bei der Durchführung des Projekts wurden die Regelungen des BMWi, sowie die Regelungen aus dem Zuwendungsbescheid angewandt. Aufgrund des zeitlichen Verzugs wurde das Projekt kostenneutral bis 29.02.2020 verlängert und bis zur Abgabe des Berichts weiterbearbeitet. Geleitet wurde das Projekt seitens der Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG von Herrn Dr.-Ing. Michael Sturm.

Planung und Ablauf des Vorhabens

Die Arbeiten erfolgten als Teil eines Verbundvorhabens mit einer thematischen Aufteilung der Arbeiten auf insgesamt fünf Projektpartner. Diese sind im Einzelnen:

- Forschungszentrum für Verbrennungsmotoren und Thermodynamik Rostock GmbH (FVTR)
- Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG (Cat)
- Universität Rostock – Lehrstuhl für Technische Thermodynamik (LTT)
- TU Braunschweig – Institut für Verbrennungskraftmaschinen (IVB)
- Ingenieurgesellschaft für Strukturanalyse und Tribologie (IST)

Caterpillar Motoren lieferte im Rahmen eines Vorhabenteils den Projektpartnern Basisinformationen des Motors 6M20 für deren Arbeiten. Hierzu war es erforderlich, einzelne Komponenten des Serienmotors M20 in Form von CAD-Daten aufzubereiten bzw. neu zu erstellen. Dieser Umfang wurde aufgrund der Umrüstung der Bauteile zu Beginn des Projektes reduziert. Dies diente u.a. zur Unterstützung der Ertüchtigung des Versuchsträgers durch die FVTR GmbH sowie als Basis der eigenen Modellierung als auch der Projektpartner. Weiterhin wurden Konstruktionsanpassungen an verschiedenen Motorkomponenten (z.B. Pleuel-

stange) durchgeführt und an verschiedenen Bauteilen (z.B. Zylinderlaufbuchse, -kopf, -ventile, etc.) Temperaturmesstechnik appliziert, deren detaillierte Anforderungen (genaue Anzahl der Messstellen, Messbereich und -genauigkeit) im Laufe des Projektes festgelegt wurden. Während des Vorhabens wurde von Caterpillar Motoren, in enger Abstimmung mit den Zulieferern, eine Kolbenvariante inklusive eines angepassten Ringpaketes und einer überarbeiteten Laufbuchse entworfen. Die Neukonstruktion des KoRiBu-Verbandes wurde dann am Versuchsträger erfolgreich erprobt.

Ein weiterer Teilbereich umfasste den Aufbau von Simulationsmodellen der Medienkreisläufe im Motor und der motornahen Peripherie sowie die anschließende 1-D-Simulation der entsprechenden Systeme. Diese Arbeiten dienten im Folgenden als Basis für die detaillierten Betrachtungen durch das IVB, dem IST und dem LTT. Auf Basis der Messungen des FVTR am Versuchsträger erfolgte die Validierung der Simulationsmodelle.

Final galt es eine Auslegungsmethodik zu entwickeln, die den Entwicklungsprozess eines neuen Motors beschleunigen kann. Dazu wurden die Ergebnisse des Vorhabens zusammengeführt.

Zur Beurteilung der Ergebnisse wurden quantifizierbare Meilensteine definiert (Abbildung 1).

Aufteilung der Arbeitspakete & Meilensteine von Caterpillar Motoren

AP1: Aufbau der experimentellen Methoden und numerischen Grundmodelle

AP2: Basisvermessungen und Modellvalidierungen

AP3: Experimentelle und numerische Analyse der Kolbenbaugruppe

AP4: Experimentelle und numerische Untersuchungen zum Potenzial des Kühlwassersystems

AP5: Experimentelle und numerische Untersuchungen zum Potenzial des Schmierölsystems und Kolbenvariation 2

AP6: Systematisierung der Ergebnisse, Ableitung motorunabhängiger Auslegungsmethoden, Hochrechnung des kumulativen Gesamtpotenzials der untersuchten Maßnahmen

AP 1: Aufbereitung Motorgeometrie Modellaufbau Applikation Messtechnik	
AP 2: Validierung Modellgüte	Milestone 2
	Ziel: Abgeglichenes Modell mit einer Güte +/- 5% bzw. 5 K
AP 3: Fortführung Modellvalidierung Konstruktive Anpassung Triebwerkskomponenten	
AP 4: Simulative Optimierung Medienkreisläufe	Milestone 3
	Ziel: Reduzierung der Mediendurchflüsse um ca. 15% Verminderung der Pumpenantriebsleistung von ca. 40%
AP5: Modellvalidierung optimierte Konfiguration (Kolben, etc.)	Milestone 4
	Ziel: Auskonstruierte Variante Pleuel (für Kolbenvariante 2).
AP 6: Methodenentwicklung Quantifizierung optimierte Medienkreisläufe	Milestone 5
	Ziel: Prozessplan für die Auslegung neuer Produkte

Abbildung 1: Meilensteinplan

Gegenüber der ursprünglichen Planung konnten die einzelnen Arbeitspakete nicht in der ursprünglichen geplanten Reihenfolge abgearbeitet werden. Aufgrund der Verfügbarkeit von Messergebnissen wurde der Zeitplan an die Gegebenheiten adaptiert. Der reale Bearbeitungszeitraum ist durch die Schraffur ersichtlich. Der ursprüngliche als auch der endgültige Ablauf ist Abbildung 2 zu entnehmen.

2.2 Wissenschaftlicher und technischer Stand, an den angeknüpft wurde

Im Bereich der schnelllaufenden Diesel- und Ottomotoren, wie sie in PKW und LKW aber auch in BHKW eingesetzt werden, gab es in den letzten Jahren verstärkte Anstrengungen in Forschung und Entwicklung, um neben den Schadstoffemissionen auch den CO₂-Ausstoß zu reduzieren. Im Rahmen dieser Forschung konnten nennenswerte Fortschritte bei den Wirkungsgraden dieser kleineren Motoren erreicht werden. Aktuelle Studien zum Wirkungsgradvergleich unterschiedlicher Motorenkategorien zeigen, dass z.B. LKW-Dieselmotoren deutlich geringere Reibverluste aufweisen als Großmotoren [1]. Folgende Maßnahmen zur Verbesserung des mechanischen Wirkungsgrads wurden erfolgreich in den Markt eingeführt:

- Optimierung der Reibpaarung Kolben/Kolbenring/Laufbuchse
- neuartige Lagerwerkstoffe
- hochwertige, reibungssenkende Schmieröle
- bedarfsgerechte Steuerung der Kühl- und Schmiermittelpumpen
- Verlustreduzierung im Einspritzsystem

Damit konnten die PKW- und LKW-Dieselmotoren den Wirkungsgradvorsprung der Großmotoren reduzieren. Im Ergebnis sind die Reibungsverluste bzw. Reibmitteldrücke moderner Fahrzeug-Dieselmotoren laut [1] nur noch etwa halb so groß wie bei aktuellen mittelschnelllaufenden Schiffsdieselmotoren. Eine wissenschaftlich fundierte Bewertung der oben genannten reibungsreduzierenden Maßnahmen hinsichtlich ihres Potenzials am Großmotor liegt nicht vor.

2.3 Bekannte Konstruktionen, Verfahren und Schutzrechte, die für die Durchführung des Vorhabens genutzt wurden

Es wurden keine bekannten Konstruktionen, Verfahren und Schutzrechte genutzt.

2.4 Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Die Zusammenarbeit innerhalb des Projektes erfolgte mit den zugehörigen Partnern, aus denen sich das Projektkonsortium formiert hatte. Dieses besteht neben der Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG aus dem Forschungszentrum für Verbrennungsmotoren und Thermodynamik Rostock GmbH (FVTR), dem Lehrstuhl für Technische Thermodynamik (LTT) der

Universität Rostock, der Ingenieurgesellschaft für Strukturanalyse und Tribologie (IST), dem Institut für Verbrennungskraftmaschinen (IVB) der TU Braunschweig, sowie den assoziierten Partnern wie der Addinol Lube Oil GmbH, der Federal-Mogul Burscheid GmbH, der M. Jürgensen GmbH & Co. KG, der KS Kolbens Schmidt GmbH, der Rickmeier GmbH und der Zollern BHW Gleitlager GmbH & Co. KG..

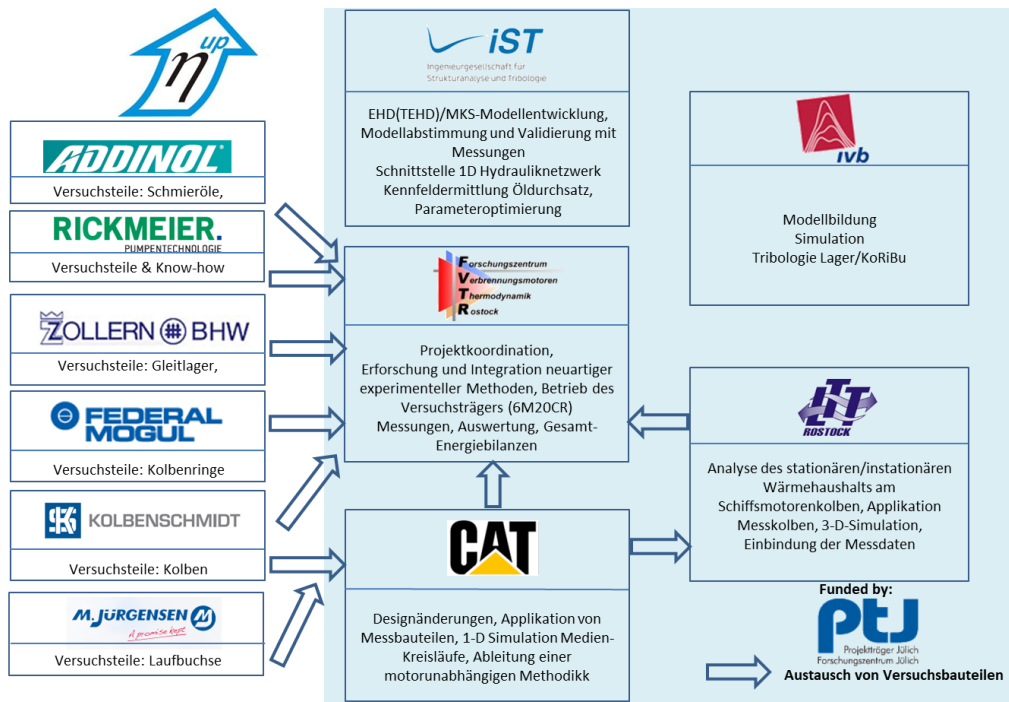


Abbildung 3: Austausch von Bauteilen innerhalb des Konsortiums

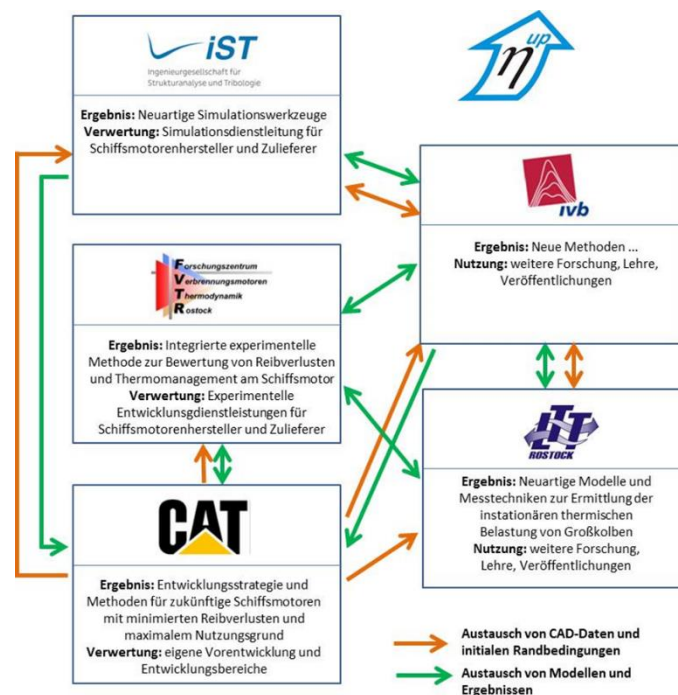


Abbildung 4: Informationsaustausch innerhalb des Konsortiums

Die Kommunikation im Projekt erfolgte regelmäßig bei vierzehntägigen Telefonkonferenzen mit den Projektpartnern bzw. bei den monatlichen Telefonkonferenzen mit den assoziierten Partnern. Offene Punkte konnten aber auch jeder Zeit mit allen Partnern individuell geklärt werden. Anhand der Abbildungen 3 & 4 ist die komplexe Verflechtung des Konsortiums ersichtlich.

3 Eingehende Darstellung

In diesem Abschnitt werden die Aktivitäten sowie die Ergebnisse der einzelnen Arbeitspakete dargestellt. Wie der Abbildung 2 zu entnehmen ist, konnte die ursprüngliche Reihenfolge der Abarbeitung nicht eingehalten werden. Im Folgenden werden die Erkenntnisse bzw. Ergebnisse jedoch in der ursprünglich vereinbarten Reihenfolge zusammengestellt.

3.1 AP1: Aufbau der experimentellen Methoden und numerischen Grundmodelle

Das Arbeitspaket 1 beinhaltete im Wesentlichen Vorarbeiten, die für die einzelnen Projektpartner erforderlich waren. Die vollständige Modellierung des Kurbeltriebs in 3D-CAD stand nach AP1 zur Verfügung. Diese waren unerlässlich für die Teilprojekte von IVB, LTT und IST. Entgegen der ursprünglichen Planung musste der Versuchsträger mit neuen Komponenten ausgerüstet werden, da bei der Bestandsaufnahme eine Mischbestückung festgestellt wurde. In diesem Zug wurde der Versuchsträger mit aktuellen Serienbauteilen ausgerüstet. Dies hat den 3D-CAD Bedarf deutlich reduziert. Durch das gewählte Vorgehen war zusätzlich eine einheitliche Laufzeit der Bauteile gewährleistet.

		Anzahl
Lager	Kurbelwellenlager	7
	Pleuellager	6
	Kolbenbolzenbuchse	6
	Lager Nockenwelle	8
	Kolben	7
Kolben- ringe	Rechteckring	7
	Minutenring	7
	Dachfasenring	7
	Buchse	7
	Dichtungssatz	7
	Dichtungssatz KW Gehäuse	7

Abbildung 5: Übersicht über die zu tauschenden Bauteile



Abbildung 6: Umfang der zu tauschenden Komponenten für den Versuchsmotor (6M20)

In Zusammenarbeit mit der IST mbH, dem IVB der TU Braunschweig sowie dem LTT der UNI Rostock wurden die benötigten CAD-Umfänge (Abbildung 7) abgestimmt. Diese wurden frühzeitig innerhalb des Konsortiums ausgetauscht.

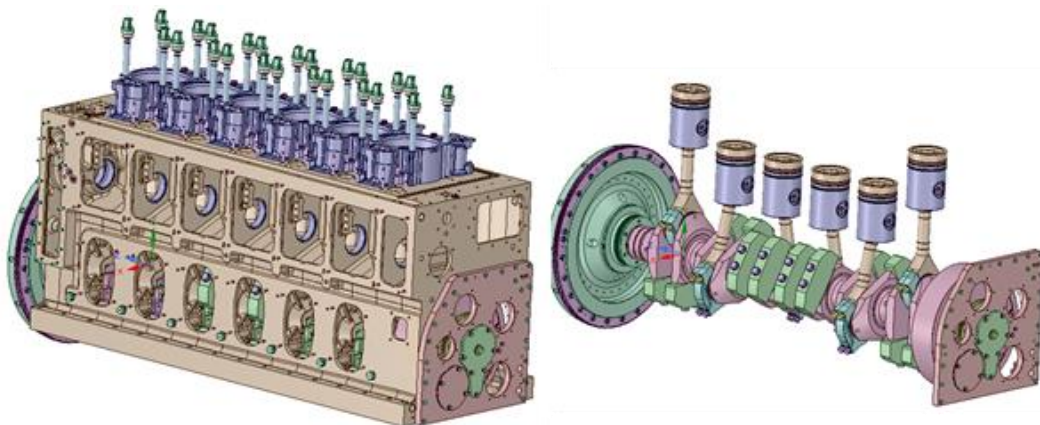


Abbildung 7: Umfang des initial übermittelten CAD-Modells

Die im AP1 ausgetauschten CAD-Umfänge stellen einen Mindestumfang sowohl für die anderen Projektpartner als auch für die Modellierung der Medienkreisläufe dar. Die CAD-Umfänge wurden im Laufe des Projektes erweitert, so dass eine umfassende numerische Berechnung bzw. Konstruktion der Messbauteile gewährleistet war.

Im Laufe des zweiten Projektjahres wurden die Umfänge der ausgetauschten CAD-Daten signifikant erweitert. Dazu gehören u.a. die Steuerwelle inklusive Ventilantrieb, der Räder-

trieb sowie der Zylinderkopf. Somit standen dem Konsortium alle reibungsrelevanten Bauteile als CAD-Datensatz zur Verfügung.

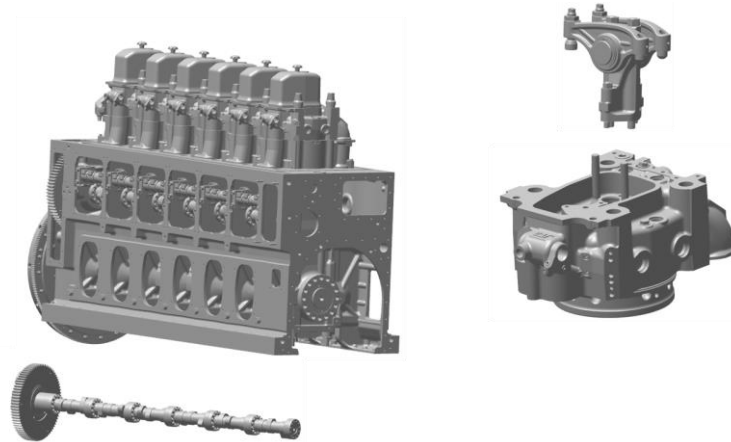


Abbildung 8: Fortschritt in CAD Daten

Neben den bereitgestellten Bauteilen aus Abbildung 5 und den CAD basierten Modellen wurden im Rahmen des AP1 Temperaturmessbauteile an das FVTR übergeben. Im Einzelnen wurde für den Versuchsmotor ein vorhandener Indizierzylinderkopf mit 12 Temperaturmessstellen erweitert sowie eine neue Zylinderlaufbuchse mit 24 Thermoelementen bestückt (Abbildung 9).



**Bohrung für
Thermoelement**

Abbildung 9: Bei Caterpillar Motoren gefertigte Messbauteile

Für die experimentelle Ermittlung der Motorreibung ist eine Druckindizierung aller Zylinder zwingend erforderlich. Da jedoch lediglich 5 der 7 vorhandenen Zylinderköpfe eine funktionsfähige Indizierbohrung aufwiesen, wurden 2 Zylinderköpfe in der mechanischen Bearbeitung

bei Caterpillar Motoren in Kiel instandgesetzt. Dieses wurde durch das Einsetzen einer neuen Indizierhülse erreicht (Abbildung 10).

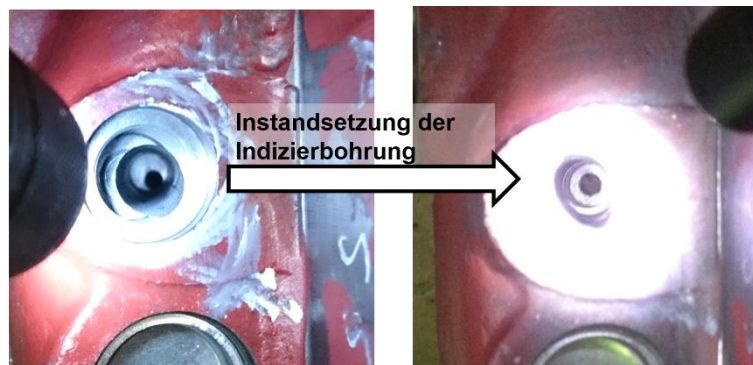


Abbildung 10: Instandgesetzte Indizierbohrung

Mittels der zur Verfügung stehenden CAD-Daten war es möglich, ein der realen Geometrie entsprechendes Simulationsmodell für das Schmierölsystem zu erstellen (Abbildung 11).

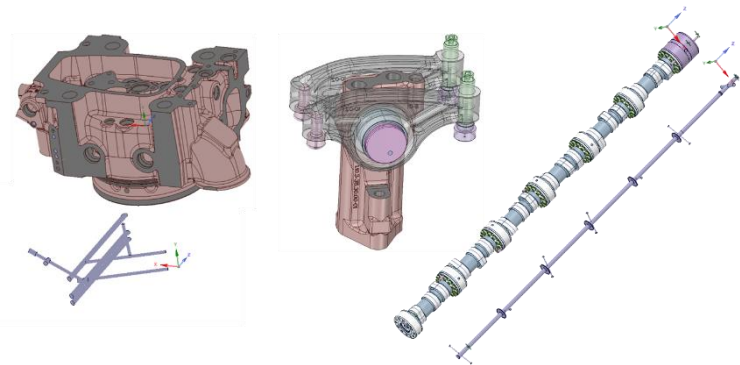


Abbildung 11: Extrahieren des Ölolumens

Zur Extraktion der ölführenden Volumina wurde das Programm GT-Spaceclaim genutzt. Die dabei erzeugten geometrischen Informationen wurden dann im nächsten Schritt an den Baustein Gem3D übergeben. Mithilfe dieses Tools wurde die reale Geometrie in vereinfachte Rohrsegmente zerlegt und dem Berechnungsmodell in GT-ISE zugeführt (Abbildung 12). Dieses Vorgehen wurde auf die in Abbildung 7 bzw. Abbildung 8 dargestellten Geometrien angewendet, so dass ein detailliertes Berechnungsmodell für das Ölsystem eines Kurbeltriebs abgeleitet werden konnte.

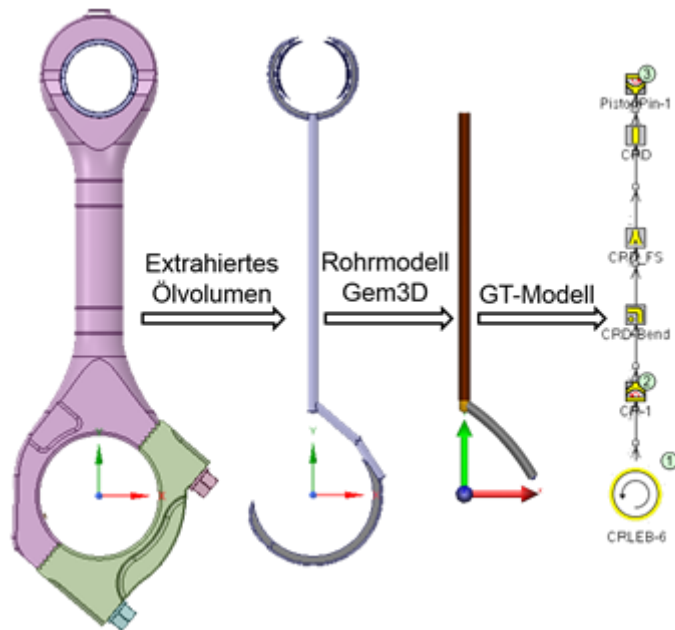


Abbildung 12: Aus CAD-Modell abgeleitetes Berechnungsmodell in GT-ISE

Aufgrund der zeitlichen Verfügbarkeit von 3D Daten wurde zunächst ein Modell eines einzelnen Kurbeltriebs erstellt (Abbildung 13).

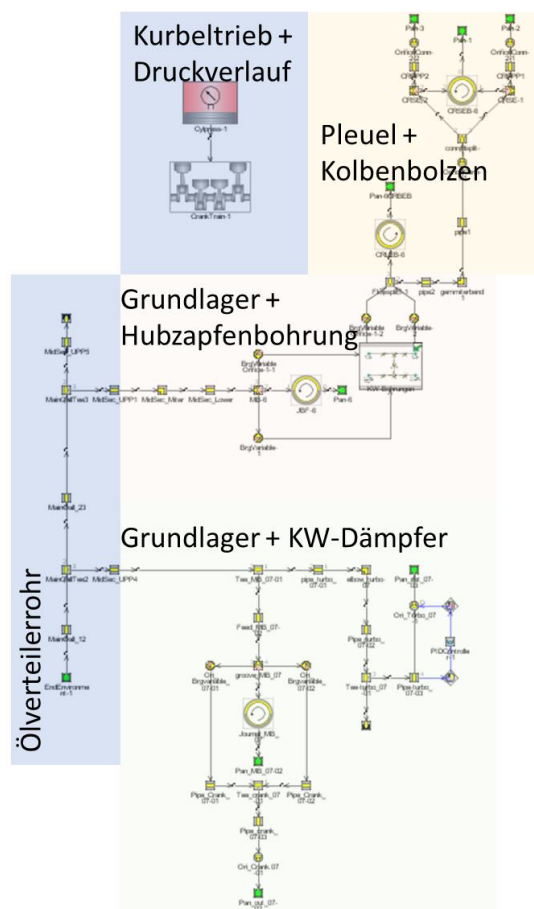


Abbildung 13: GT-Power Modell für einen einzelnen Kurbeltriebs

Ausgehend von [2] wird mit diesem Umfang der dominante Anteil des Schmierölbedarfs abgebildet. Der Aufbau gliedert sich gemäß des Ölflusses wie folgt:

- Ölpumpe (hier als Druckrandbedingung modelliert)
- Ölverteilung (Teil des Zylinderkurbelgehäuses)
- Kurbelwellenlager
 - Ohne Anbindung an das Pleuellager (HL7)
 - Schwingungsdämpfer Kurbelwelle (hier als reiner Verbraucher)
 - Mit Versorgungsbohrung in der Kurbelwelle an das Pleuellager
- Pleuellager
- Ölkanal in der Pleuelstange
- Kolbenbolzenlager
- Kolbenbolzen
 - Zuführung zum Kolben

Im Rahmen der ersten Modellvalidierung wurden die Simulationsergebnisse den Messdaten gegenübergestellt. Dazu wurden das Ergebnis des einzelnen Kurbeltriebs auf den Vollmotor skaliert sowie der Messwert des Turboladers addiert. Die ersten Ergebnisse zeigten, dass eine höhere Lastabhängigkeit des Öldurchsatzes in der Simulation vorhergesagt wurde. Das hat dazu geführt, dass am Volllastpunkt eine Abweichung von lediglich 5% berechnet wurde, während bei 50% Last diese auf 17% anstieg. Durch Anpassung von Simulationsparametern und der Versionswechsel der Simulationssoftware von V7.5 auf V2017 konnte die Qualität der Ergebnisse deutlich verbessert werden. Die daraus folgenden Simulationsergebnisse hatten lediglich eine Abweichung von $\leq 5\%$ (Meilenstein 2). Somit liegen die Ergebnisse innerhalb des gesetzten Qualitätsziels. Die hauptsächliche Verbesserung wurde mit dem Versionswechsel der Berechnungssoftware erreicht (Abbildung 14).

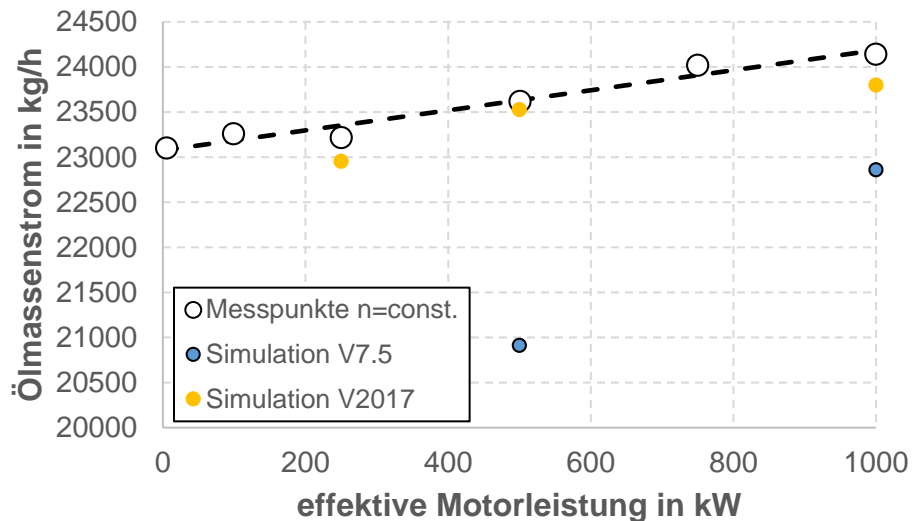


Abbildung 14: Gegenüberstellung der Mess- und Simulationsergebnisse

Anhand des gemessenen bzw. simulierten Schmierölbedarfs lässt nun folgende Bilanz für die Applikation des Serienmotors aufstellen (Abbildung 15).

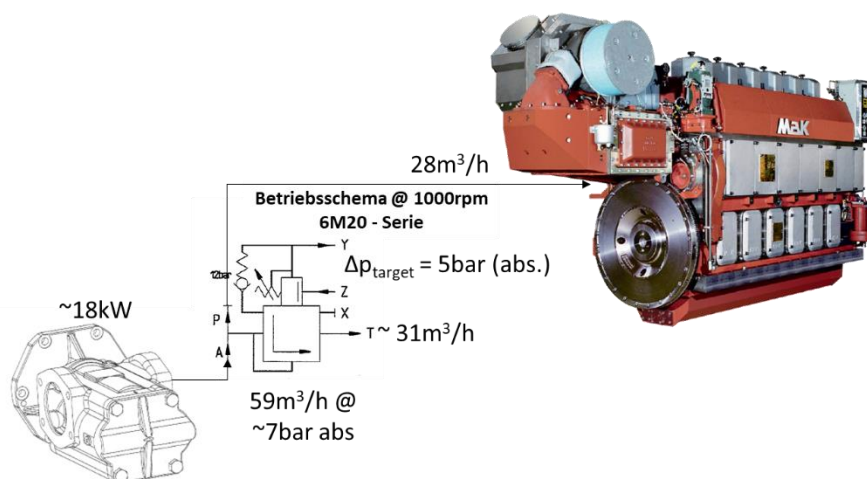


Abbildung 15: Betriebsschema des Schmierölsystems am 6M20 (Serie)

Die Serie des M20C ist für alle Zylindervarianten mit der identischen Pumpe ausgerüstet. Die Spannweite der abzudeckenden Zylinderzahlen (6 bis 9) und die beiden Betriebsdrehzahlen (900 1/min (60Hz) und 1000 1/min (50Hz)) führen zu einem sehr großen Deckungsbereich der eingesetzten Pumpe. Mit dem hier eingesetzten 6M20 mit 1000 1/min hat die Pumpe aufgrund der Drehzahl das höchste Fördervolumen, wobei der Motor als 6 Zylinder den geringsten Bedarf darstellt. Aus Abbildung 15 lässt sich allein aus einer bedarfsgerechten Applikation der Pumpe die Pumpenleistung von 18 kW um mehr als 50% reduzieren (Meilenstein 3). Daraus folgt eine Reduktion des Reibmitteldrucks von 0,22 bar.

Im Rahmen des AP1 wurden die thermischen Randbedingungen für die Warmkonturen der Laufbuchsen mit dem IVB ausgetauscht. Dazu wurden die brennraumnahen Randbedingungen auf Grundlage der 1D-Kreisprozessrechnung erzeugt, welche anhand der Messungen des FVTR validiert wurden. Als Übergabe wurden kurbelwinkelaufgelöste Wärmeübergangskoeffizienten, Massenströme und Temperaturen des Ein- und Auslasskanals, sowie des Brennraums erstellt. Diese wurden dann durch das IVB energetisch gemittelt und im Falle der Laufbuchse entsprechend der Kolbenposition aufgeprägt [3].

3.2 AP2: Basisvermessungen und Modellvalidierungen

Im Rahmen der Basisvermessung wurde sowohl die Generatorkurve (Drehzahl = konst. = 1000 1/min) als auch die Propellerkurve ($P_{\text{Motor}} \sim n^3$) mit der Standardöl- (55°C) und Kühlmitteltemperatur (80°C) aufgenommen. Zur weiteren Validierung des Simulationsmodells wurde eine Zylinderstation separat mit Schmieröl versorgt. Für die einzeln betrachtete Zylinderstation wurde ein Schmierölmassenstrom 2465kg/h am Referenzpunkt (5 bar (abs.) am Motoreintritt) bestimmt. Das entspricht ca. 65% des gesamten Schmieröldurchsatzes.

Ein vergleichbares Verfahren wurde für die stirnseitigen Spritzöldüsen angewendet. Da diese direkt an die Ölverteilbleche angeschlossen sind, kann ein Versuch bei Motorstillstand durchgeführt werden. Dazu wurde ein Vordruck mit der externen Pumpe erzeugt und der Durchsatz an den Spritzdüsen vermessen. Dieser Massenstrom wird als Referenz im Simulationsmodell über eine entsprechende Blende eingestellt. Der Anteil am Gesamtmassenstrom ist jedoch mit ca. 2% sehr klein. Zusammen mit den Durchsätzen am Turbolader können ca. 70% des Schmieröldurchsatzes mit Messungen abgesichert werden. Mit dieser Basis ist es möglich, den Schmieröldurchsatz für den gesamten Last- und Drehzahlbereich in einer Güte von $\pm 5\%$ simulativ zu bestimmen (Abbildung 16). Damit wurde der gesetzte Meilenstein für die Basisvermessung erreicht und musste im Laufe des Projektes noch mittels weiterer Parametervariationen validiert werden.

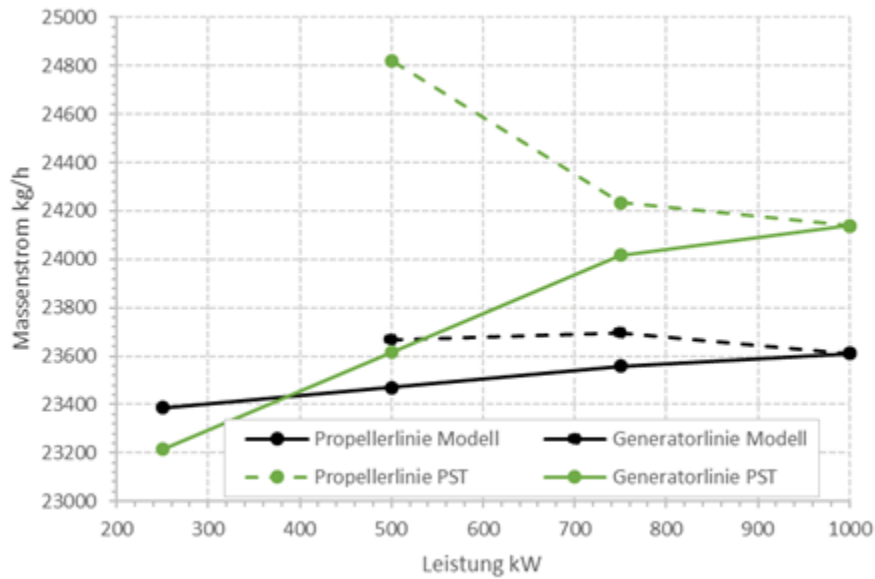


Abbildung 16: Gesamtmassenstrom Messdaten vs. Simulationsmodelldaten

Die Abbildung 17 zeigt verschiedene Modelle in der Simulationsumgebung GT-ISE. Ursprünglich wurden der Kurbeltrieb und der Schmierölkreis getrennt in 2 unterschiedlichen Ansätzen berechnet.

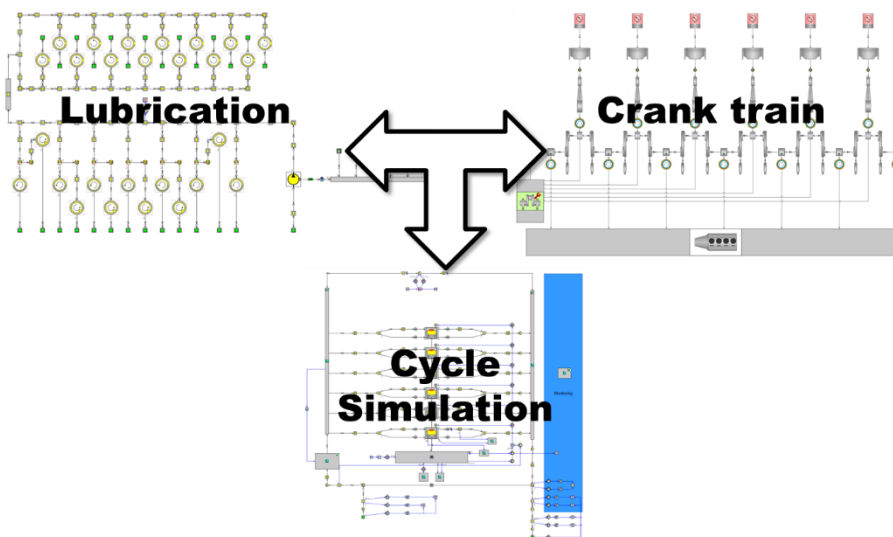


Abbildung 17: Interaktion der einzelnen Simulationsmodelle

Dabei konnten die Ergebnisse der Lagerbelastung nicht in Deckung gebracht werden. Dies ist auf die jeweils getroffenen Vereinfachungen zurückzuführen. Eine Kopplung des mechanischen- und des hydraulischen Modells konnte das Problem beseitigen. Somit ist das erstellte Modell in der Lage, die Lagerlasten sowie die Verlagerungsbahnen des Lagerherstellers wiederzugeben (Abbildung 18). Es kommt lediglich zu einer Spiegelung der Ergebnisse, was auf eine unterschiedliche Definition der „Blickrichtung“ zurückzuführen ist.

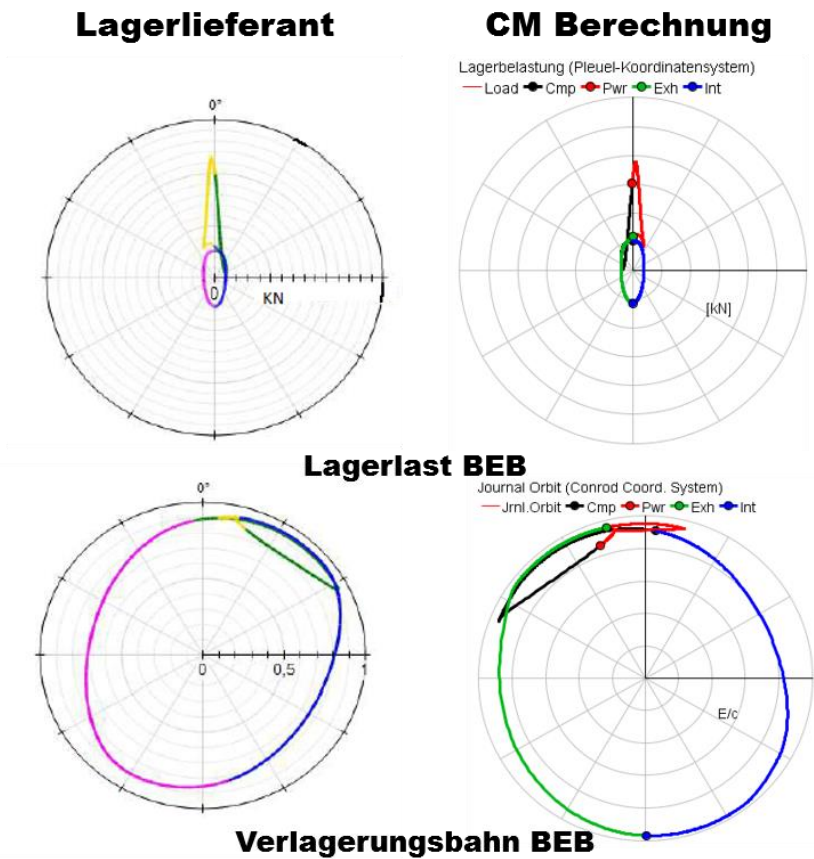


Abbildung 18: Beispiel am großen Pleuelauge Lagerlast und Verlagerungsbahn

Neben dem Schmierölbedarf und den hydrodynamischen Größen berechnet das Simulationsstool auch die Reibleistung der einzelnen Lager. Somit konnte an dieser Stelle eine Potentialabschätzung für die Reduktion des Reibmitteldrucks durch eine Erhöhung der Schmieröltemperatur gegeben werden.

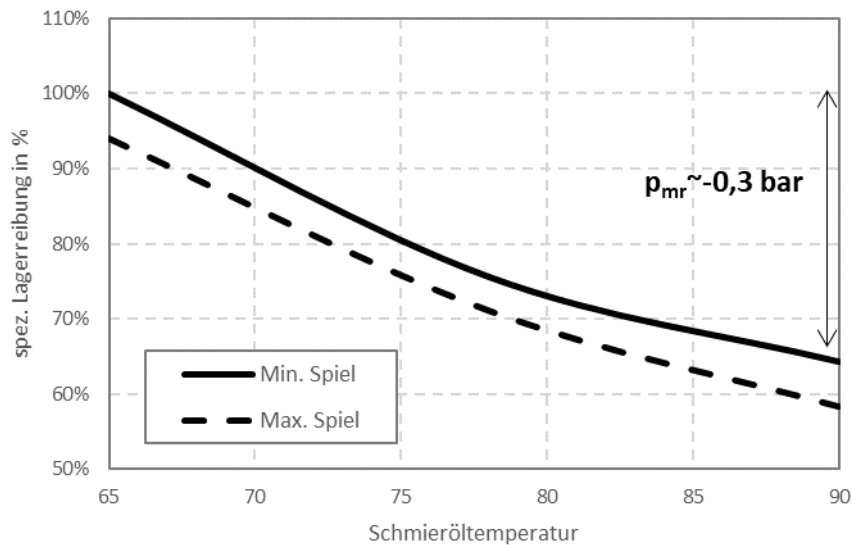


Abbildung 19: Spezifische Lagerreibung in Abhängigkeit der Schmieröltemperatur

Der Wert von 0,3 bar zeigt jedoch nur ein Potential. Dem entgegen steht die Erhöhung des Schmiermitteldurchsatzes, der eine gesteigerte Antriebsleistung der Schmiermittelpumpe zur Folge hat.

Ein weiterer Teil des AP2 war die Übergabe der Lagerrandbedingungen an die Projektpartner IST und IVB. Dazu wurden die kurbelwinkelaufgelösten Druck- und Schmierölmassestromverläufe am Haupt-, Pleuel- und Kolbenbolzenlager berechnet.

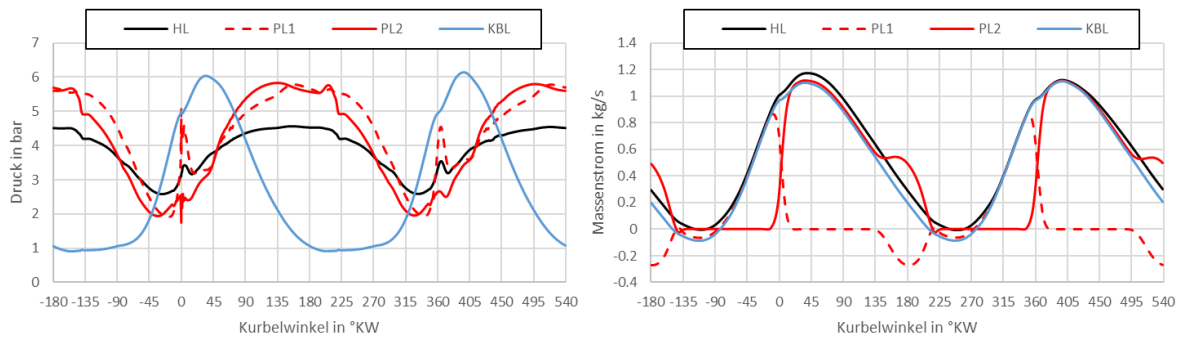


Abbildung 20: Kurbelwinkelaufgelöste Lagerrandbedingungen

Die Druckrandbedingungen haben einen sinusförmigen Verlauf und es ist darüber hinaus eine Verschiebung der Phasenlage erkennbar. Die Druckrandbedingung am Kolbenbolzenlager entspricht dem Verlauf der Kolbenbeschleunigung. Der dabei zu beobachtende Phasenversatz ist auf die Trägheit des Öls zurückzuführen [2]. Zusätzlich entsteht durch die Rotation der Kurbelwelle eine Erhöhung des mittleren Drucks am Pleuellager von ca. 1 bar. Für den Massenstromverlauf ist die Funktion der Ölversorgung über jeweils zwei Zulaufbohrungen zu erkennen. Diese wechseln sich mit einem Abstand von ca. 180°KW ab. Während der kurzen Überschneidung beider Bohrungen kommt es zu leichtem Rückströmen. Die effektiven Massenströme im Zulauf bzw. am Kolbenbolzenlager sind dadurch nur gering beeinflusst.

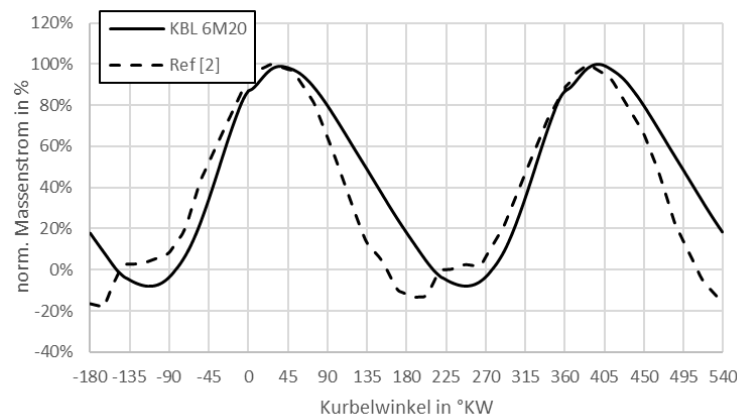


Abbildung 21: Abgleich des berechneten Massenstromverlaufs mit der Literatur [2]

Zur Validierung der Simulationsrechnung wurde ein kurbelwinkelaufgelöster Massenstromverlauf aus [2] verwendet. Dieser wurde ebenfalls an einem mittelschnelllaufenden Dieselmotor aufgenommen. Da sich jedoch die Baugröße signifikant unterscheidet, wird hier eine normierte Darstellung verwendet. Die Verläufe decken sich weitestgehend. Lediglich auf den fallenden Flanken ist bei der Referenz eine schnellere Abnahme feststellbar. Dies ist auf das applizierte Rückschlagventil zurückzuführen, welches den Effekt des Rückströmens minimieren soll. Ein vergleichbares Ventil ist am 6M20 nicht verbaut. Durch die sehr gute Übereinstimmung der transienten- und der stationären Werte, kann von einer realistischen Abbildung des Schmierölsystems durch die Simulation ausgegangen werden.

3.3 AP3: Experimentelle und numerische Analyse der Kolbenbaugruppe

Im Rahmen eines Workshops für das System Kolben-Kolbenringe-Laufbuchse wurden die Beiträge der assoziierten Partner untereinander abgestimmt sowie die Auslegungsparameter der neu zu konstruierenden Bauteile festgelegt. Die angestrebten Veränderungen werden an den Entwürfen des Kolbens deutlich (Abbildung 22).

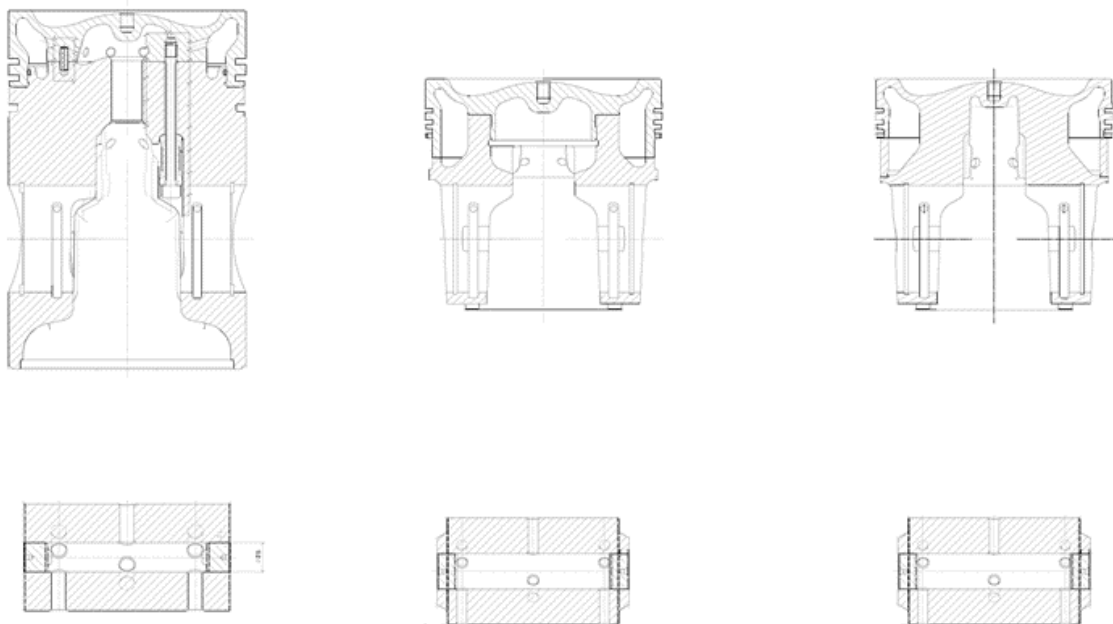


Abbildung 22: Gegenüberstellung der Kolbenvarianten

Im Wesentlichen ist hier die deutlich reduzierte Kompressionshöhe des Kolbens sowie die Reduzierung der Pleuellagerhöhe zu nennen. Um die reduzierte Kompressionshöhe im Pleuellager auszugleichen und ein konstantes Kompressionsverhältnis sicher zu stellen, wurde bei der Caterpillar Motoren eine veränderte Pleuelstange konstruiert. Für die Fertigung wurde zusätzlich eine Machbarkeitsstudie für die Produktion von Kleinstmengen durchgeführt.

Um die erfolgreiche Umrüstung auf die neue Kolbenvariante zu gewährleisten, hat Caterpillar Motoren die Koordination der 3 assoziierten Partner Kolbenschmidt, Federal Mogul und Jürgensen federführend übernommen. Um die Auswirkungen der Kolbenvariation für den Verbrennungsprozess zu eliminieren, musste eine verlängerte Pleuelstange für den Versuchsträger konstruiert und gefertigt werden. Da die Pleuelstangen für mittelschnelllaufende Motoren aus geschmiedeten Rohlingen gefertigt werden, mussten für den Prototyp Freiformrohlinge erzeugt werden (Abbildung 23).

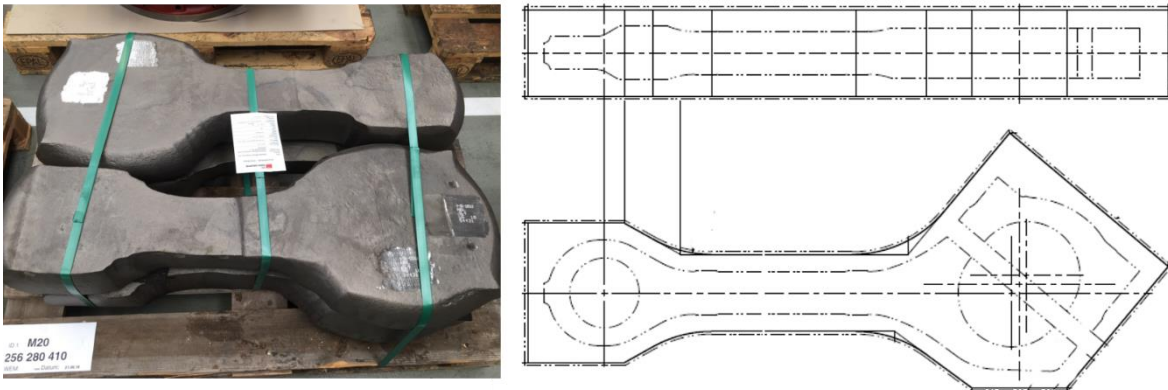


Abbildung 23: Freiform geschmiedete Pleuelstangenrohlinge für den Versuchsträger

Aus diesen Rohlingen wurden die um ca. 60mm verlängerten Pleuelstangen mittels mechanischer Bearbeitung gefertigt. Die Änderung zur Basis ist der Abbildung 24 dargestellt und wirkt sich lediglich auf den verlängerten Schaft aus.

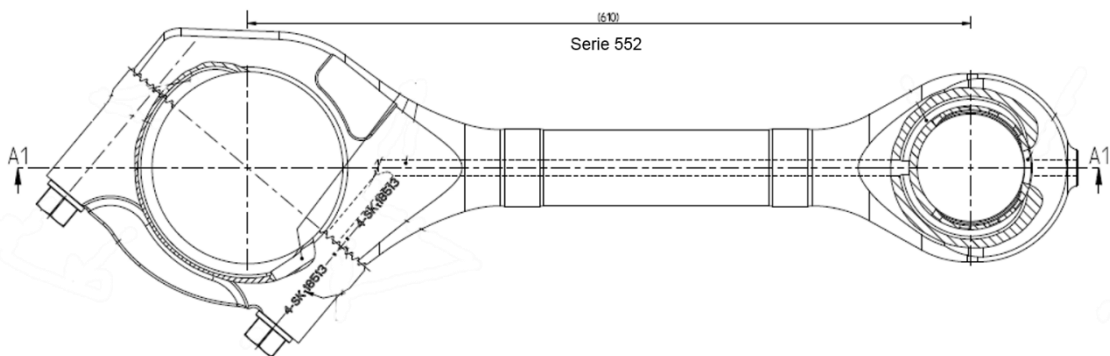


Abbildung 24: Prototypen Pleuelstange (Zeichnung) mit verlängertem Schaft (eta-up)



Abbildung 25: Prototypen Pleuelstange (Foto) mit verlängertem Schaft (eta-up)

Im Rahmen des AP3 wurde beim Umbau auf die neue Kolbenvariante eine Bauteilbegutachtung durchgeführt. Die Bauteile wurden zum Projektstart komplett erneuert und haben derzeit eine Laufzeit von ca. 300 Betriebsstunden. Die visuelle Kontrolle wurde gemeinsam mit den Projektpartnern und den Bauteillieferanten durchgeführt. Dies ist trotz der geringen Betriebsstundenanzahl von großem Interesse, da der Motor außerhalb seiner normalen Temperaturen der Betriebsmedien gefahren wurde.

Kolben:

Alle Kolben zeigten ein sehr ähnliches Betriebsbild mit Koksbelag am Feuersteg über den gesamten Umfang, lokal auch auf der Dichtkante oberhalb der 1. Ringnut. Die 1. Ringnut war im Nutgrund ebenfalls mit einem Koksbelag versehen. Lokal zeigte der 1. Ringsteg dunkle Verfärbungen, teilweise war auch noch im Nutgrund der 2. Ringnut lokal ein dünner Koksbelag erkennbar. An den Kolbenhemden waren kaum Kontaktspuren zur Zylinderbuchse (Tragbilder) erkennbar.

Einige Kolbenhemden hatten leichte Kratzspuren – vermutlich durch Montagetätigkeiten. In der Aufnahme des Kolbenbolzens waren keine signifikanten Tragspuren sichtbar.



Abbildung 26: Beispielhafte Darstellung eines demontierten Kolbens - Kolben an Station 3

Zylinderlaufbuchse und Kalibrierring:

Die Zylinderlaufbuchsen aller Stationen wiesen leichte Verlackungen im oberen Totpunkt des Ringpakets auf. Ansonsten zeigten die Buchsen entsprechend der geringen Laufzeit und Last keine Auffälligkeiten.

Die Kalbrierringe zeigen über 360° Tragbilder vom Feuersteg des Kolbens.



Abbildung 27: Beispielhaft Kalibrierring an der Station 1

Kolbenringe:

Alle Ringpakete zeigten ein ähnliches Betriebsbild mit der Laufzeit entsprechend geringen Laufspiegelhöhen und leichter Trompetenbildung an den Ringstößen. Teilweise waren die Laufspiegelhöhen über den Umfang nicht ganz gleichmäßig (wellenförmig).

Der Ringrücken der 1. Ringe waren leicht mit Koks belegt.



Abbildung 28: Beispielhaft Kolbenringe Station 3

Zusammenfassung der ersten Begutachtung:

Die begutachteten Bauteile aller Stationen zeigten ein dem vorangegangenen Motorbetrieb übliches Betriebsbild. Alle Bauteile können weiterverwendet werden.

Für den Umbau bzw. die Inbetriebnahme sowie das Einfahren wurde folgendes Vorgehen vereinbart:

- Standard – Einfahrprogramm (5h); gem. Vorgaben durch Caterpillar Motoren
- Endoskopie aller Stationen nach dem Einfahrprogramm
- 50 h Dauerlauf bei 100%
- Endoskopie aller Stationen nach dem Dauerlauf
- Demontage von 3 Stationen und gemeinsame Bauteilkontrolle (Projekt- und assoziierte Partner)

Nach dem 50 h Dauerlauf betrug die Gesamtlaufzeit der betrachteten Bauteile ca. 65 Betriebsstunden (Einfahrprogramm + ca. 50 Bh Vollast). Inhalt der rein visuellen Inspektion von 3 Stationen (Station 2 / 3 / 5) war die Überprüfung der Kontakt- und Verschleißbereiche der neu verbauten Bauteile nach dem Einfahrprogramm und 50 h – Dauerlauf mit dem Ziel, der grundsätzlichen Freigabe für die Weiterverwendung im Versuchsmotor und Definition etwaiger Optimierungen.

Ergebnisse:

Durch den Umbau der Kolbengruppe konnte eine Reduktion des gemessenen Reibmitteldrucks festgestellt werden. Die Steigerung der Effizienz ist durch die konstant gehaltene Verbrennung rein auf die Reduktion des Reibmitteldrucks zurückzuführen und beträgt bei Nennleistung ca. 0.5%-pkt. Da es sich jedoch um eine lastunabhängige Reduktion handelt, ist der Vorteil im kunderelevanten Teillastbereich noch stärker. So beträgt die Wirkungsgradsteigerung bei 50%-Nennleistung ungefähr 1.0%-pkt.

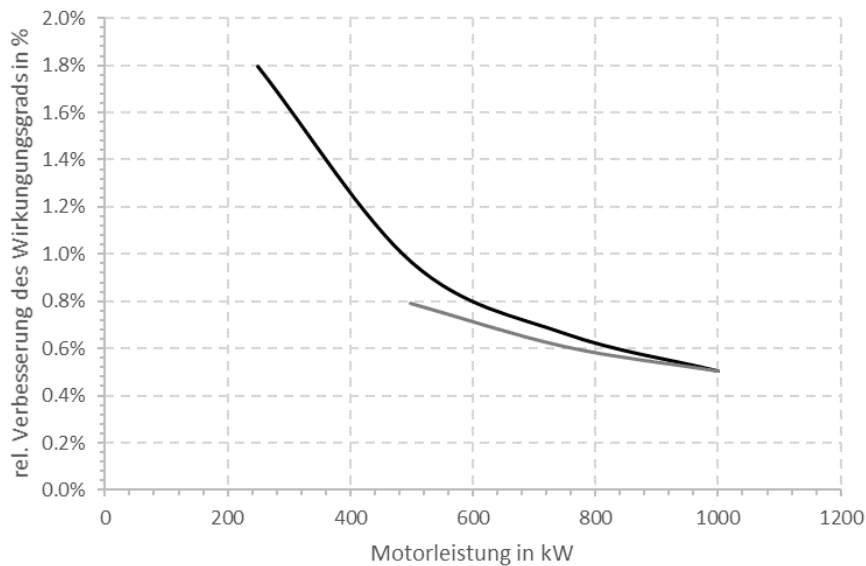


Abbildung 29: Rel. Verbesserung des eff. Wirkungsgrades durch die geänderte Kolbenvariante

Kolben:

Die beiden einteiligen Kolbenvarianten (MonoteKS / Station 2 + 3) zeigten ein sehr ähnliches Betriebsbild. Der Feuersteg war partiell mit Koks belegt, auf der Steuerseite (Druckseite) war lokal ein stärkerer Koksaufbau - auch über die Dichtkante hinaus - sichtbar.

Der Nutgrund der 1. und auch 2. Ringnut war ebenfalls mit Koks belegt, allerdings nicht gleichmäßig. Der erste Ringsteg wies bei beiden Varianten deutliche Verkockungsspuren auf. Am 2. Ringsteg waren partiell ebenfalls noch Koksablagerungen sichtbar.

Der begutachtete zweiteilige Kolben (SreuteKS / Station 5) hatte einen im Vergleich zu den beiden anderen Kolben leicht reduzierten Koksaufbau am Feuersteg und im Ringbereich. Teilweise war hier die Dichtkante frei von Koks.

An den Kontaktflächen der Kolbenhemden aller Kolben waren keine auffälligen Tragspuren erkennbar. In den Kolbenbolzenbohrungen war (noch) kein Tragbild erkennbar. Auffällig war hier eher ein fleckiges Muster (Abbildung 30).

Die Kolbenringe in Nut 1 und 2 ließen sich bei allen drei Varianten nur schwergängig bewegen. Die Ringe der dritten Nut waren freigängig. Der gesamte Ringbereich war nach Demontage der Kolben sichtbar verölt. Weitere Details unter Punkt Kolbenringe.



Abbildung 30: Kolben der Stationen 2, 3 & 5 (MonoteKS geschraubt, MonoteKS & ScrewteKS)

Zylinderlaufbuchse und Kalibrierring:

Die Zylinderbuchsen aller Stationen wiesen leichte, lokale Verlackungen im oberen Bereich auf. Im Bereich Steuerseite (6Uhr) / Höhe Einpaß Zylinderkurbelgehäuse war bei Station 3 eine leicht polierte Stelle sichtbar. Die Honstruktur war hier noch vorhanden. Es gab vereinzelte kleinere Riefen – welche vermutlich durch kleine Schmutzpartikel verursacht wurden.

Bei der demontierten Zylinderbuchse Station 3 war am oberen Einpaß und dort an der Oberkante in vier gleichmäßig verteilten Bereichen ein Tragbild erkennbar. Dies ist der Bereich, in dem die Zylinderkopfschrauben im Zylinderkurbelgehäuse eingelassen sind.

Der Kühlkragen der Zylinderbuchse Station 3 wies eine leichte, bräunliche Schicht über den Umfang auf (Abbildung 32).

Die Kalibrierringe haben kaum Verkokungen oder Kontaktbereiche zum Kolben. An der Außenseite war ein gleichmäßiges Tragbild erkennbar (Abbildung 33).



Abbildung 31: Beispielhaft Kalibrierring Station 2



Abbildung 32: Zylinderlaufbuchse Station 3 / Kühlkragen

Kolbenringe:

Die Ringpakete der drei besichtigten Station hatten ähnliche Betriebsbilder. Bei allen begutachteten Stationen waren besonders die ersten Ringe in der Nut nur schwergängig zu bewegen. Alle Ringe und hier insbesondere die Ölabstreifringe waren nach Kolbendemontage stark verölt. Bei allen 1. und 2. Ringen war eine schwarze, auch fühlbare Belagsbildung auf der Oberflanke sichtbar (Abbildung 35). Beim 1. Ring der Station 5 wurde in einem größeren Bereich dieser Belag wieder abgetragen (Abbildung 34).

Die Ringrücken waren ebenfalls mit Koks belegt, allerdings nicht vollumfänglich. An den Ringstößen der 1. Ringe waren auch Koksablagerungen vorzufinden.

Auf den Ringunterseiten war keine Belagsbildung sichtbar, es waren am 1. und am 2. Ring vielmehr Tragspuren der Nutkante deutlich erkennbar.

Die Laufspiegel waren gleichmäßig und durchgängig ausgebildet. Es waren an den ersten Ringen leichte Trompeten erkennbar. Teilweise war der Laufspiegel nicht bis zum Stoß ausgeprägt (Abbildung 36).

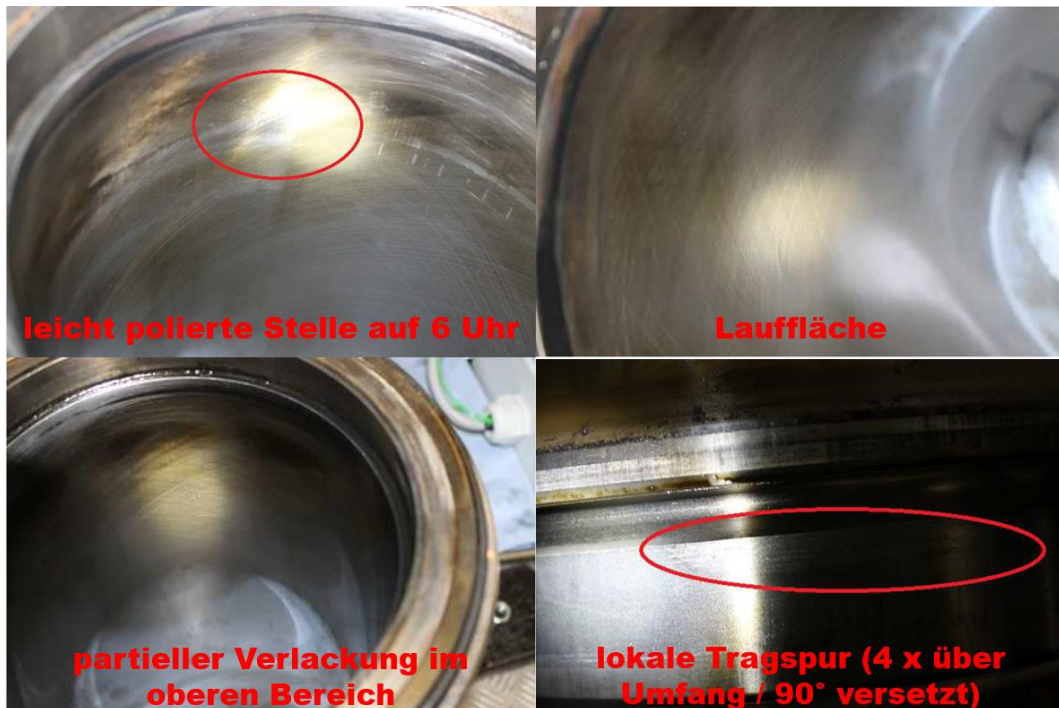


Abbildung 33: Zylinderlaufbuchse der Station 3

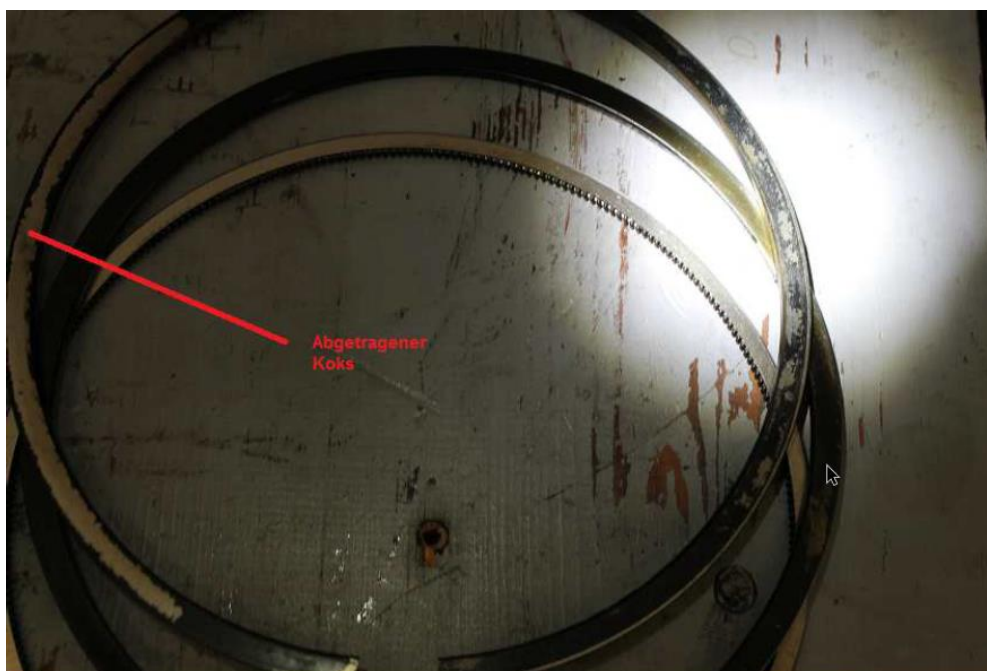


Abbildung 34: Kolbenringe Station 5 / Oberflanke

Zusammenfassung der Begutachtung der Prototypenbauteile:

Bei der Kontrolle von 3 Stationen des mit Prototypenbauteilen bestückten Versuchsmotors nach insgesamt 65 Betriebsstunden wurden keine gravierenden Mängel an den neu entworfenen Bauteilen festgestellt. Die Kolben und Kolbenringe hatten jedoch eine, im Vergleich zur Originalbestückung, verstärkte Verkokung und dadurch teilweise schwergängige Ringe. Des Weiteren zeigte sich ein stärkeres Verschleißbild auf der Unterflanke. Dies wurde jedoch für den weiteren Motorbetrieb im Rahmen des Verbundprojektes etaUp als unkritisch bewertet.

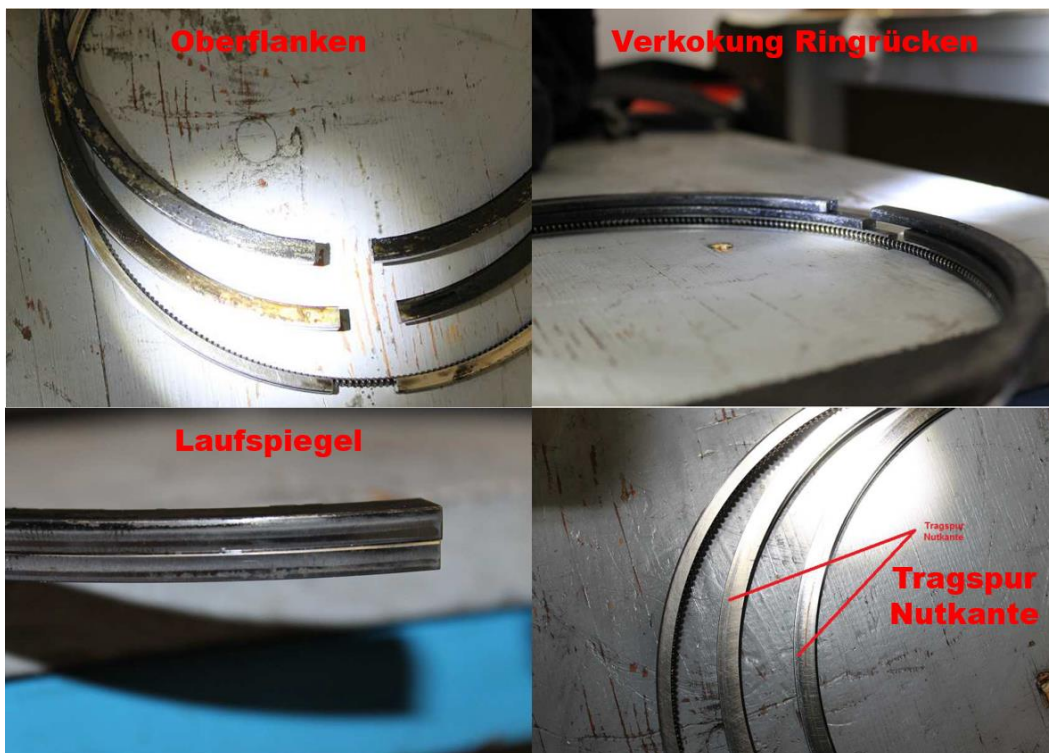


Abbildung 35: Beispielhaft Begutachtungskriterien an den Prototypenringen

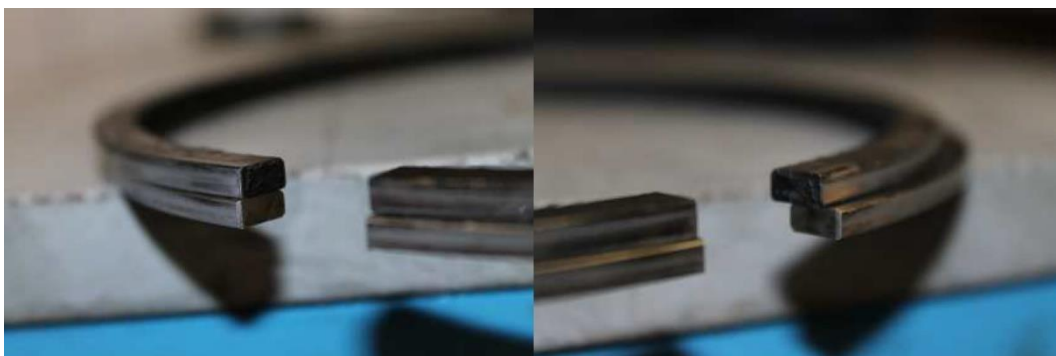


Abbildung 36: Kolbenringe Station 2 / Ringstöße

Für einige Bauteile besteht aufgrund der Begutachtungsergebnisse allerdings Optimierungs- bzw. Diskussionsbedarf für eine etwaige Übertragung auf Produkte von Caterpillar Motoren. Für die weitere Optimierungen liegt der Fokus auf folgenden Punkten:

- Laufspiel Kolben (-krone)
- Tragbild Kolbenbolzenbohrung
- Innendurchmesser Kalibrierring
- Axialspiel Kolbenringe
- Form Kolbenringe
- Stoßspiel Kolbenringe
- Tragbild Unterflanke Kolbenring 1. und 2. Nut

Eine weitere Optimierung für das hier vorliegende Verbundprojekt wird nicht vorgesehen. Es wurde zwischen dem Konsortium und den assoziierten Partnern eine finale Begutachtung der Bauteile nach Projektabschluss vereinbart.

Für das Simulationsmodell des Schmierölkreislaufes wurde das erfolgreich validierte Kurbeltriebsmodell auf den Umfang des Vollmotors erweitert.

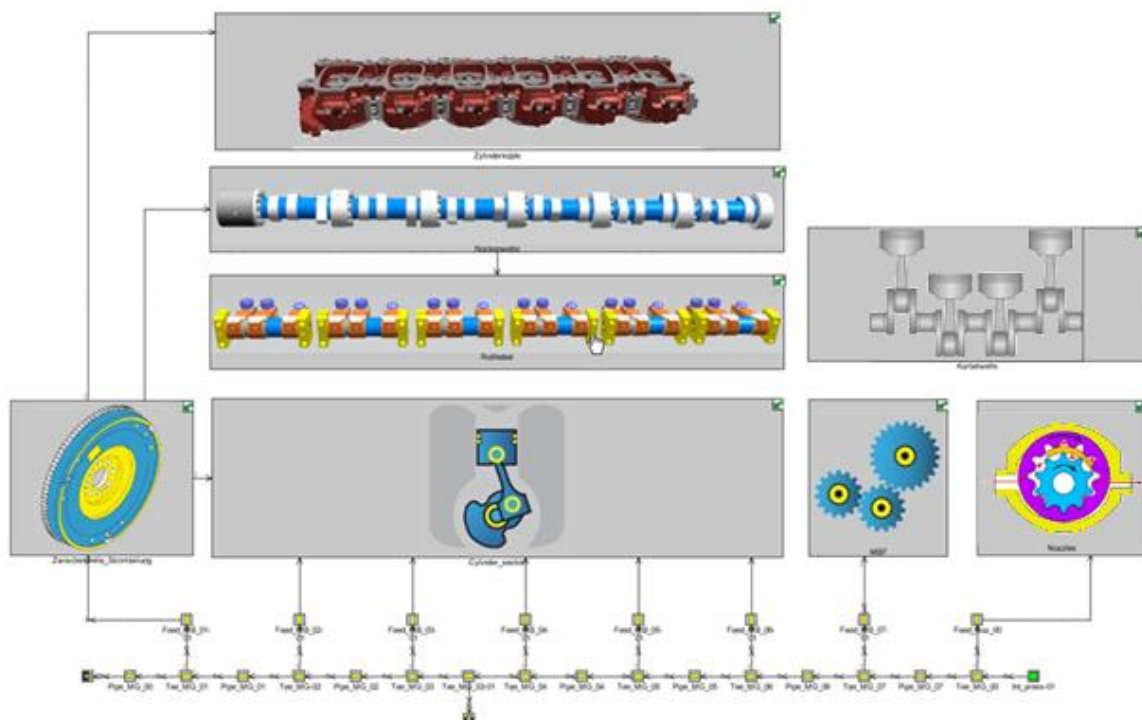


Abbildung 37: Übersichtsdarstellung des Vollmotormodells

Mit dem in Abbildung 37 dargestellten Modell konnte eine detaillierte Aufteilung der Teilmassenströme durchgeführt werden. Eine Aufteilung des Gesamtmassenstroms auf die weiteren Verbraucher zeigt den maßgeblichen Anteil des Kurbeltriebs mit annähernd 70%.

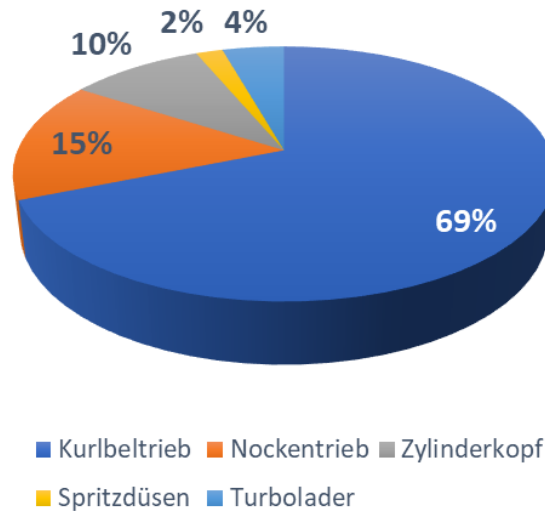


Abbildung 38: Verteilung der Schmierölmassenströme beim 6M20

Mithilfe der Simulation kann dessen Aufteilung weiter verfeinert werden. Bei der Analyse des einzelnen Kurbeltriebs wird die Dominanz des Kolbens als Verbraucher deutlich.

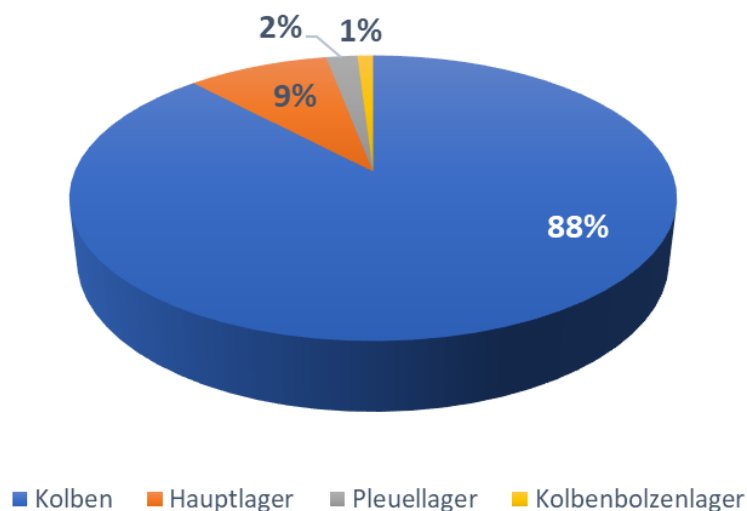


Abbildung 39: Aufteilung des Schmierölmassenstroms innerhalb des Kurbeltriebs

Dieser Teilmassenstrom erfüllt die Funktion der Kolbenkühlung. Bei den errechneten Massenströmen ergibt sich für den 6M20C (200kW/Zyl.) ein spezifischer Kühllöldurchsatz von ca. 13l/kWh. Nach [4] ist jedoch ein Durchsatz von 6 bis 9 l/kWh ausreichend. Hiermit ergibt sich ein Potenzial, den Massenstrom des Kurbeltriebs auf ca. 55% zu reduzieren, was einer Gesamtreduktion um 1/3 entspricht. Diese Reduktion ist vollständig auf die Pumpleistung übertragbar.

3.4 AP4: Experimentelle und numerische Untersuchungen zum Potenzial des Kühlwassersystems

Zur Beurteilung der Auswirkungen veränderter Randbedingungen (z.B. Schmiermittel- und Kühlmitteltemperaturen) wurde eine Erweiterung der vorhandenen Motorprozesssimulation vollzogen. Die Auflösung der einzelnen Energieströme wird mit diesem Schritt möglich und erschließt Kenngrößen, die am Motor nur integral messbar oder gar nicht quantifizierbar sind. Zusätzlich können so Optimierungsmaßnahmen durchgeführt werden, um einen zukünftigen Sollzustand für eine verbesserte Gesamtenergieeffizienz zu definieren.

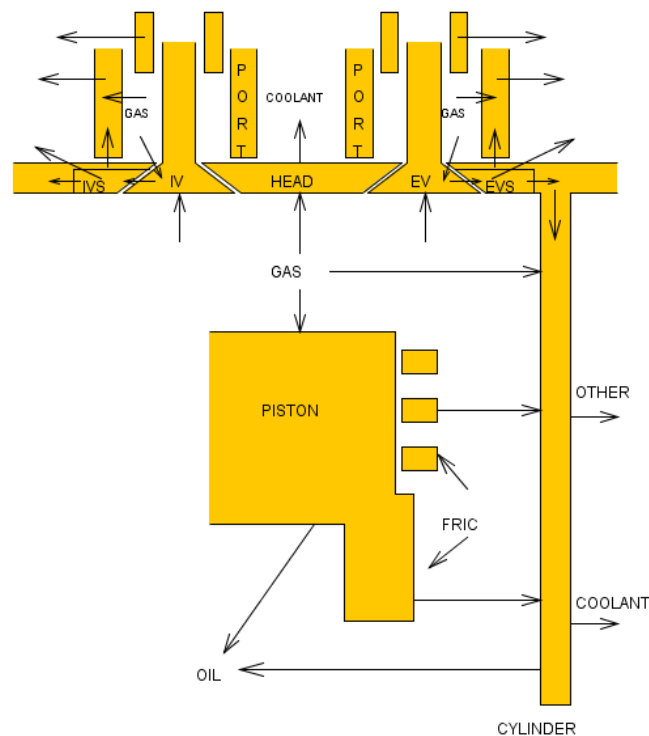


Abbildung 40: Schematische Darstellung des motorinternen Wärmeflusses in GT-Power

Zum Ende des Projektes lagen alle Temperaturmessergebnisse für die brennraumbildenden Bauteile vor. Für den Pleuellager sind diese kurbelwinkelaufgelöst, während die Temperaturen im Zylinderkopf und der Pleuellager einen stationären Temperaturmesspunkt aufweisen. Die Pleuellagertemperaturen liegen demnach nur für die Prototypenvariante (EVO) vor. Die Messergebnisse wurden den Simulationsergebnissen des EVO-Pleuellagers gegenübergestellt.

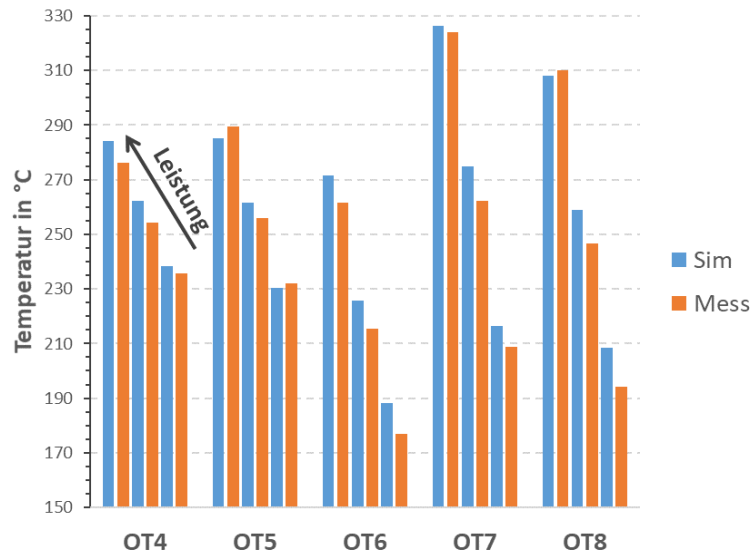
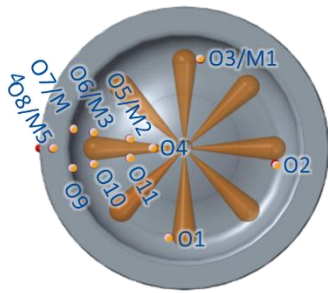


Abbildung 41: Gegenüberstellung der gemessenen und gerechneten Oberflächentemperaturen am EVO-Kolben

Es konnte eine sehr gute Übereinstimmung der ortsabhängigen Temperaturen erzielt werden. Auch der lastabhängige Trend wird qualitativ richtig wiedergegeben. Es kommt jedoch bei niedrigeren Leistungen zu größeren Abweichungen insbesondere bei den Oberflächenthermoelementen OT6 und OT8 (Abbildung 42).

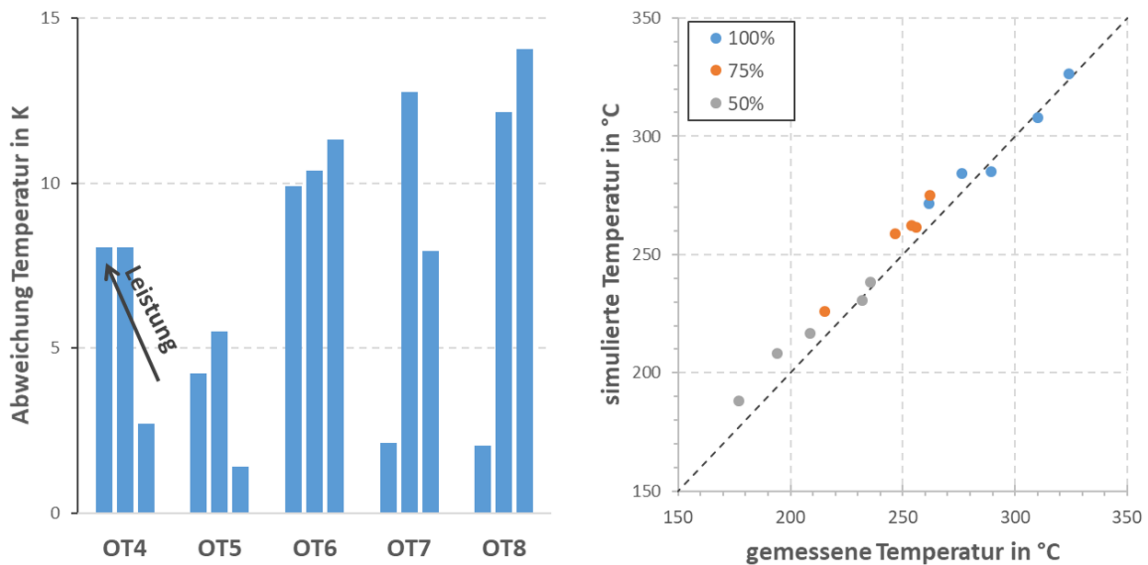


Abbildung 42: Abweichungen zwischen der gemessenen und der simulierten Oberflächentemperatur; Gegenüberstellung der beiden Temperaturen

Die erzielten Ergebnisse sind dennoch als gut zu bezeichnen. Aufgrund der deutlichen Vereinfachung der geometrischen Randbedingungen, sind die Ergebnisse mit sehr einfachen Mitteln zu erreichen. Daher ist die erzielte Qualität sehr positiv zu bewerten. Mit diesem

Verfahren können realistische Bauteiltemperaturen direkt mit der Kreisprozesssimulation erzeugt werden und stehen somit als Bewertungskriterium in einem sehr frühen Entwicklungsstadium zur Verfügung. Dieser Umstand ist einer weiteren Genauigkeitsverbesserung vorzuziehen.

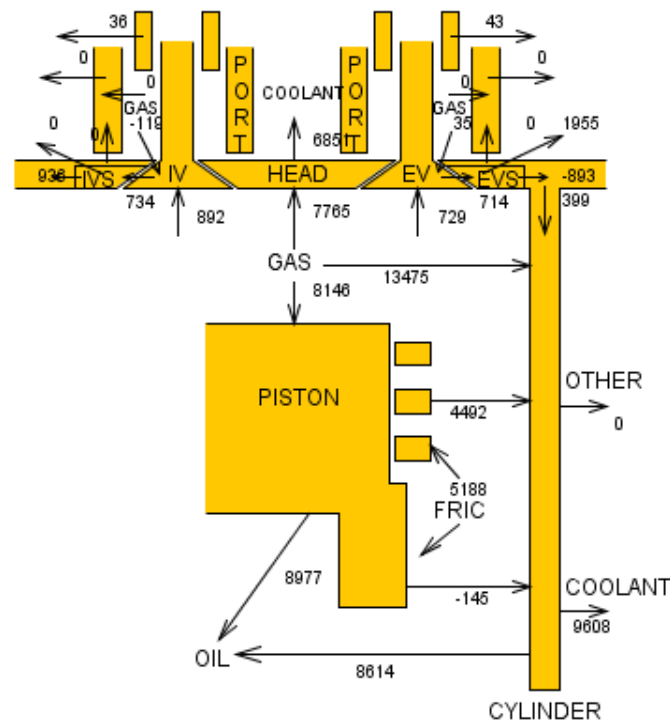


Abbildung 43: Wärmestromverteilung (100%) innerhalb der brennraumbildenden Bauteile

Der Meilenstein 2, „Abgeglichenes Modell mit einer Güte +/- 5% bzw. 5 K“ bezieht sich auf die Medientemperaturen (hier Schmieröl). Mit der hier erreichten Vorhersagequalität der Kolbentemperaturen ist von einer hinreichenden Genauigkeit der ein- und ausgehenden Wärmestromverteilung auszugehen [3]. Der Teilwärmestrom vom Kolben ins Schmieröl (Abbildung 43) ist ebenfalls im Hydraulikmodell hinterlegt und führt zu einem Temperaturanstieg von ca. 10K. Somit gilt das Ziel für den Meilenstein 2 als erreicht, da ein Fehler von >50% bei der Übereinstimmung des Temperaturfeldes nicht zu erwarten ist.

Neben dem Wärmeaushalt des Kolbens sind alle internen und externen Wärmeströme der brennraumbildenden Bauteile modelliert. Für die Temperaturen der Zylinderlaufbuchse liegt eine sehr gute Übereinstimmung vor. Dies gilt auch für den Zylinderkopf. Dennoch weisen die Ergebnisse des Zylinderkopfes größere Unterschiede auf. Der qualitative Verlauf der Temperaturen wird jedoch auch mit diesem vereinfachten Ansatz sehr gut wiedergegeben. Die Abweichung bei der Messstelle Zylinderkopf 5 liegt bei ca. 7K (Abbildung 44). Insgesamt ist das Ergebnis der Bauteiltemperaturberechnung als gut zu bewerten.

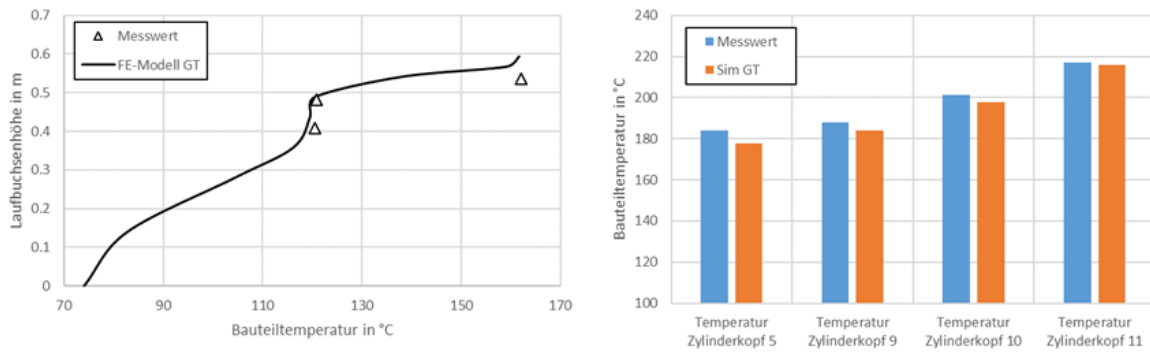


Abbildung 44: Vereinfachter Ansatz zur Bestimmung der Bauteiltemperaturen mit GT-Power

Auf Basis der internen Wärmeflüsse und Bauteiltemperaturen lassen sich Änderungen in den Medienkreisläufen und somit deren Einfluss auf die Nutzbarkeit von Abwärme bewerten. Als Basis zur Beurteilung des Gesamtnutzungsgrads dient das aktuelle Kühlschema eines 6M20C [5] (Abbildung 45).

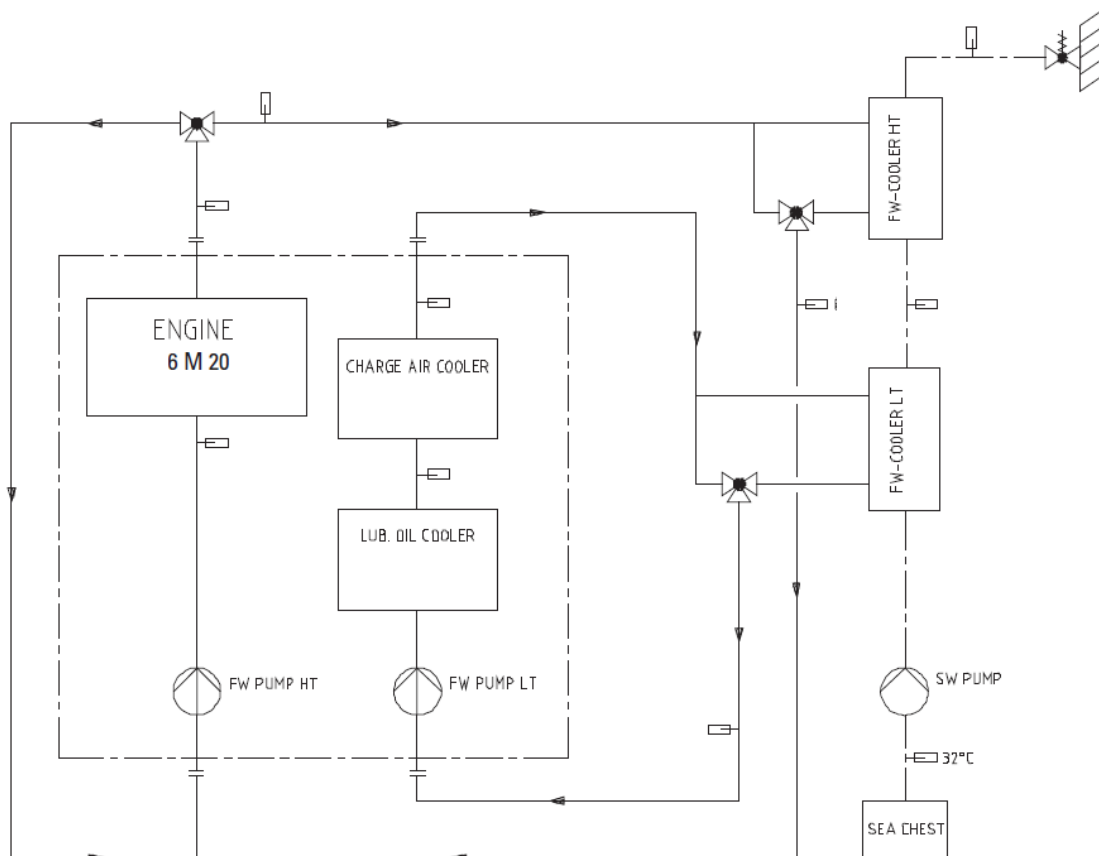


Abbildung 45: Standard Kühlschema 6M20C

Da die Nutzbarkeit von Wärme direkt mit der Temperatur gekoppelt ist, kann für die Konfiguration in Abbildung 45 und den Versuchsträger geschlussfolgert werden, dass der Gesamt-

nutzungsgrad vergleichsweise niedrig ist. In der aktuellen Anordnung ist lediglich das Zylinderwasser im Hochtemperaturkreis (HT) angeordnet.

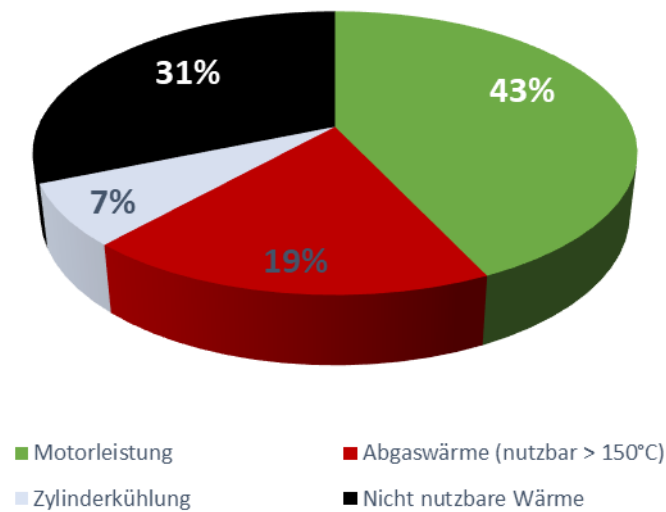


Abbildung 46: Aufteilung von Nutzleistung und Wärmen in der Basiskonfiguration

In einem ersten Schritt wird der Ladeluftkühler, wie bei größeren mittelschnelllaufenden Motoren üblich, in zwei Stufen aufgeteilt. Dabei wird jeweils eine Stufe in den HT-Kreis als auch in den Niedertemperatur-Kreis (NT) integriert. Durch diese einfache Maßnahme steigt der Gesamtnutzungsgrad um 8%-pkt. an.

Um den mechanischen Wirkungsgrad von mittelschnelllaufenden Motoren zu verbessern wurde im Rahmen dieses Verbundprojektes der Einfluss einer höheren Schmieröltemperatur untersucht. Derzeit muss die Schmierölwärme aufgrund des niedrigen Temperaturlimits von 65°C im NT-Kühlkreislauf integriert sein. Bei höheren Öltemperaturen ist jedoch auch eine Integration des Schmierölkühlers im HT-Kreis denkbar. Für dieses Konzept ändert sich die Anordnung der Wärmetauscher aus Abbildung 45 wie folgt:

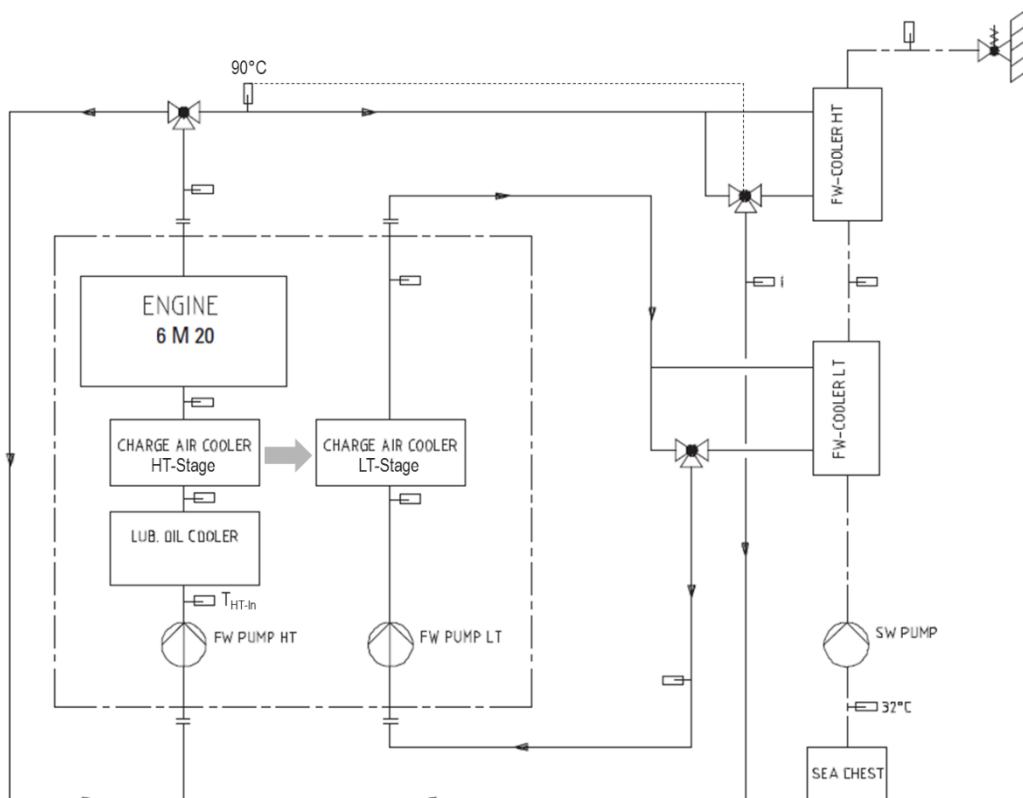


Abbildung 47: Modifiziertes Kühlschema zur Steigerung des Gesamtnutzungsgrads

Entsprechend der Regelstrategie wird das Kühlwasser am Motorausstritt auf konstant 90°C gehalten. Somit würde sich am Versuchsträger eine Kühlmitteltemperaturspannung von ca. 20 K an der Vollast einstellen. Der nicht nutzbare Anteil der Abwärme reduziert sich in dieser Anordnung auf 14%, was einem Gesamtnutzungsgrad von 86% entspricht.

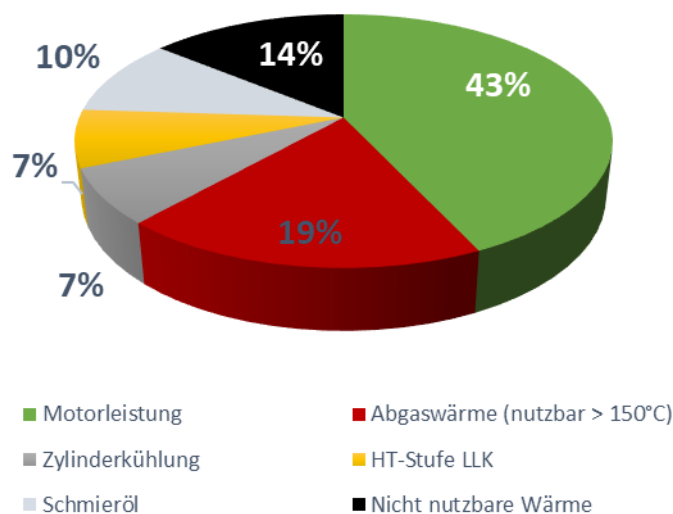


Abbildung 48: Aufteilung von Nutzleistung und Wärmen in der nutzungsgradoptimierten Anordnung

Wird zusätzlich die brennstoffbedingte Grenztemperatur bei der Abgaskühlung von 150°C in der Beurteilung der vorliegenden Verschaltung einbezogen, dann ist diese Konfiguration als hocheffizient zu beurteilen.

Als Folge des lastabhängigen Wärmeeintrags und der Auslegung eines realen Wärmetauschers steigt die Schmieröleintrittstemperatur bei diesem Konzept mit sinkender Motorleistung an. Während bei Volllast die resultierende Schmieröltemperatur mit 75°C noch recht moderat ist, steigt diese zur Nulllast auf ca. 88°C an (Abbildung 49).

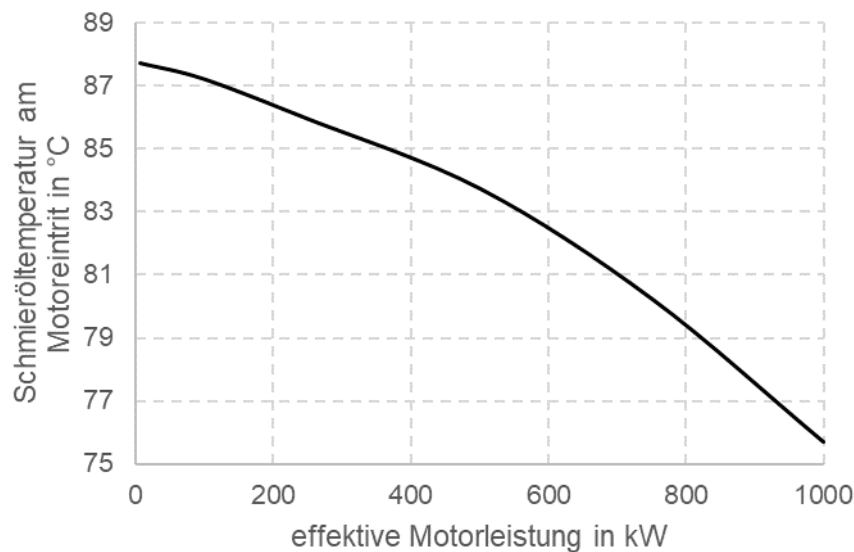


Abbildung 49: Resultierende Schmieröltemperatur am Motoreintritt über der Motorleistung

Da jedoch die Lagerbelastung mit sinkender Leistung abnimmt, ist diese Charakteristik als gutmütig zu bewerten. Dennoch ist für dieses Konzept eine Auslegungstemperatur für das Schmierölsystem von mindestens 80°C zu berücksichtigen.

3.5 AP5: Experimentelle und numerische Untersuchungen zum Potenzial des Schmierölsystems und Kolbenvariation EVO

Das Ziel der EVO-Bauteile bestand in einer deutlichen Reduktion des Reibmitteldrucks. Die Gegenüberstellung der Basisvermessung sowie einer Schmieröltemperaturvariation zeigen eine durchschnittliche Reduktion des Reibmitteldrucks von ~0,1bar (Abbildung 50).

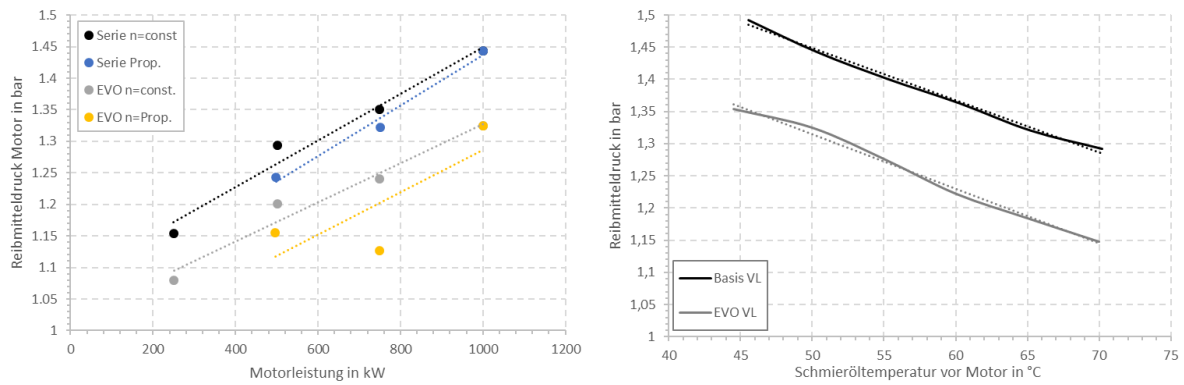


Abbildung 50: Vergleich des Reibmitteldrucks für Serien- & EVO-Kolben

Wird diese Absenkung im Reibmitteldruck auf den Wirkungsgrad umgerechnet, ergibt sich eine deutliche Verbesserung des effektiven Wirkungsgrads. Dieser ist besonders im betriebsrelevanten Teillastbetrieb signifikant. Ab 50% Motorleistung und niedriger beträgt die relative Wirkungsgradsteigerung mehr als 1%. Somit bestätigt sich die erste Interpretation der Ergebnisse aus Abbildung 29. Zusätzlich zu den Auswirkungen auf den Reibmitteldruck wurden die modifizierten Bauteile hinsichtlich ihres Einflusses auf den Schmieröldurchsatz betrachtet.

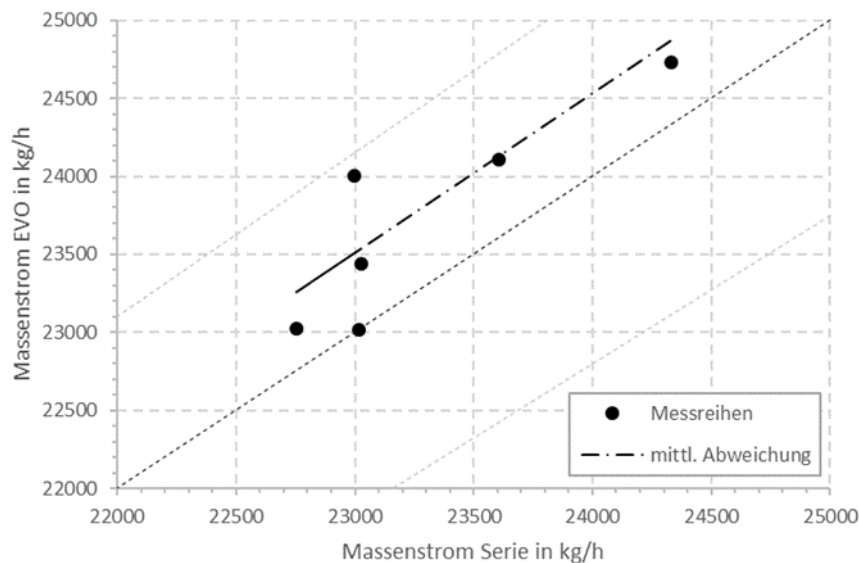


Abbildung 51: Vergleich des Schmieröldurchsatzes Serie vs. EVO-Bauteile

Es ist zu erkennen, dass die EVO Bauteile einen leicht größeren Schmieröldurchsatz aufweisen (Abbildung 51). Der mittlere Offset beträgt ungefähr 2% und ist auf die leicht geänderten Kolbenbolzen und somit Zufluss zum Kolben zurückzuführen. Bei der Änderung von lediglich 2% handelt es sich jedoch um keinen signifikanten Einfluss. Auch für die Simulation wurden weitere Betriebspunkte untersucht (Abbildung 52).

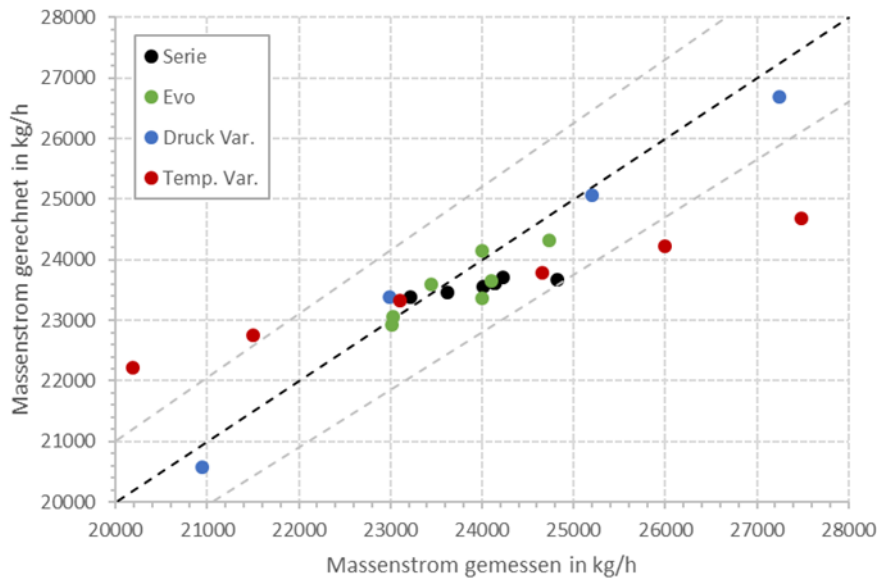


Abbildung 52: Gegenüberstellung der gemessenen und gerechneten Schmierölmassenströme

Die Ergebnisse liegen in einem sehr weiten Betriebsbereich von 20.000 kg/h bis 28.000 kg/h innerhalb des gesetzten Qualitätsziel von $\pm 5\%$. Dies gilt sowohl für die Serien- als auch die EVO-Ausrüstung. Auch eine Variation des Schmieröldrucks (Motoreintritt) wird durch die Simulation mit einer sehr guten Übereinstimmung wiedergegeben. Lediglich bei der Variation der Schmieröltemperatur kommt es zu größeren Abweichungen. Hierbei ist die gemessene Abhängigkeit des Schmierölmassenstroms deutlich größer bei der Simulation. Eine angeschlossene Parametervariation konnte die Differenz zwischen Messung und Rechnung nicht schließen. Daher wurde im Rahmen der Untersuchung die Drossel im Kolbenbolzen so parametrieren, dass diese die reale Schlucklinie des Motors nachbildet. Somit konnte auch für die Variation der Schmieröltemperatur das gesetzte Qualitätsziel erreicht werden.

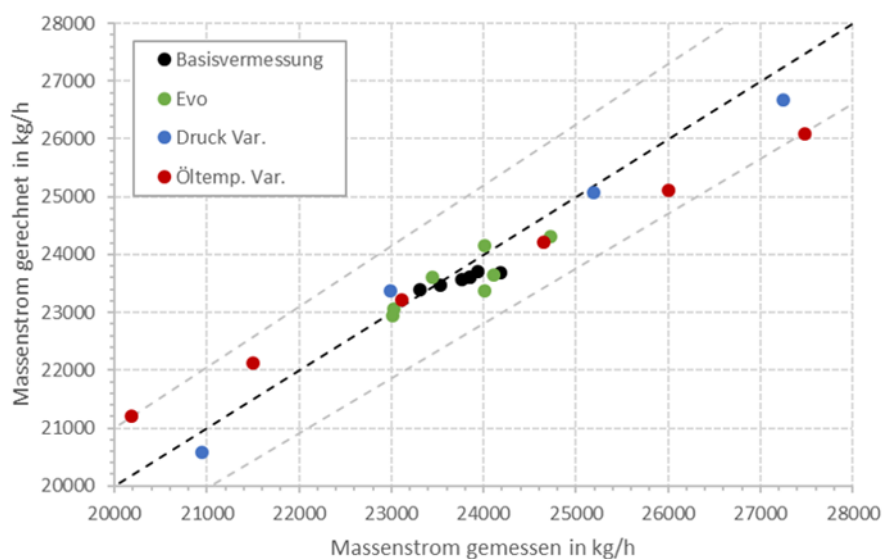


Abbildung 53: Ergebnis aus Abbildung 52 mit parametrierter Drossel

Abschließende Bauteilbegutachtung nach Projektabschluss

Die abschließende Kontrolle der im Projekt gefahrenen Bauteile zeigte keine gravierenden Auffälligkeiten. Es war erkennbar, dass sich im Laufe der Versuchszeit die Verkokung des Ringbereiches der Kolben bei allen Varianten reduziert hat. Leichte Vorteile hinsichtlich Verkokung waren bei der ScrewteKS-Variante weiterhin sichtbar. Bei allen Kompressionsringen waren Tragspuren an der Unterflanke bis zum äußeren Rand sichtbar. Die Verkokungen an den Ringrücken spiegeln das Bild der Ringnuten wider.

Die Laufflächen der Zylinderbuchsen zeigten recht gleichmäßige Verlackungen. Vereinzelt waren Spuren von Stillstandskorrosion sichtbar. Auf einer Station (#5) zeigte sich bei dieser Kontrolle ein polierter Bereich. Am zugehörigen Kolben zeigte sich an der entsprechenden Position eine etwas verstärkte Verkokung am Feuersteg. Hierdurch kann es dann zum Kontakt von Koks mit der Zylinderbuchse und damit zu dem festgestellten Tragbild gekommen sein.

Die Kolbenbolzen und die Kolbenbolzenbuchsen der oberen Pleuelaugen zeigten wenig Veränderungen zur ersten Kontrolle und sind insgesamt unauffällig.

3.6 AP6: Systematisierung der Ergebnisse, Ableitung motorunabhängiger Auslegungsmethoden, Hochrechnung des kumulativen Gesamtpotenzials der untersuchten Maßnahmen

Das Verbundvorhaben etaUP konnte zeigen, dass moderne Simulations- und Messmethoden auf den Großmotor übertragbar und mit akzeptablen Rechenzeiten sehr detaillierte Aussagen zum tribologischen als auch zum thermischen Verhalten möglich sind. Hierbei sind insbesondere die Integration des Versuchsträgers in die (E)MBS/TEHD Simulation durch das IST und das IVB zu nennen. Hierbei konnten Schwachpunkte, wie z.B. die ungleichmäßige Verformung der Zylinderlaufbuchsen oder die Biegelinie der Hauptlagergasse quantifiziert werden. Darüber hinaus konnte die Übertragbarkeit der Methoden sowie der Ergebnisse durch eine Skalierung des M20 auf einen M32 nachgewiesen werden [6]. Jedoch lassen sich die Wesentlichen Erkenntnisse zum Zylinderkurbelgehäuse erst mit einer Neukonstruktion vollumfänglich umsetzen. Wobei Teilaspekte zur Optimierung zeitnah in das aktuelle Motorenportfolio einfließen können.

Der Abgleich der transienten Kolbentemperaturmessung sowie der stationären Temperaturmessung mit der hier vorgestellten vereinfachten Methode, hat deren Eignung unter Beweis

gestellt. So können sehr schnell und in einem frühen Entwicklungsstadium, Anhaltspunkte für die thermische Belastung der Bauteile erzeugt werden. Der in Abbildung 54 dargestellte Überblick über die verwendeten Simulationenethoden, zusammen mit dem hier präsentierten Ergebnissen zeigt, dass die erweiterte Prozessrechnung sowohl für die quantitativen Aussagen als auch für die Erzeugung von Randbedingungen für komplexere Simulationenethoden unerlässlich ist.

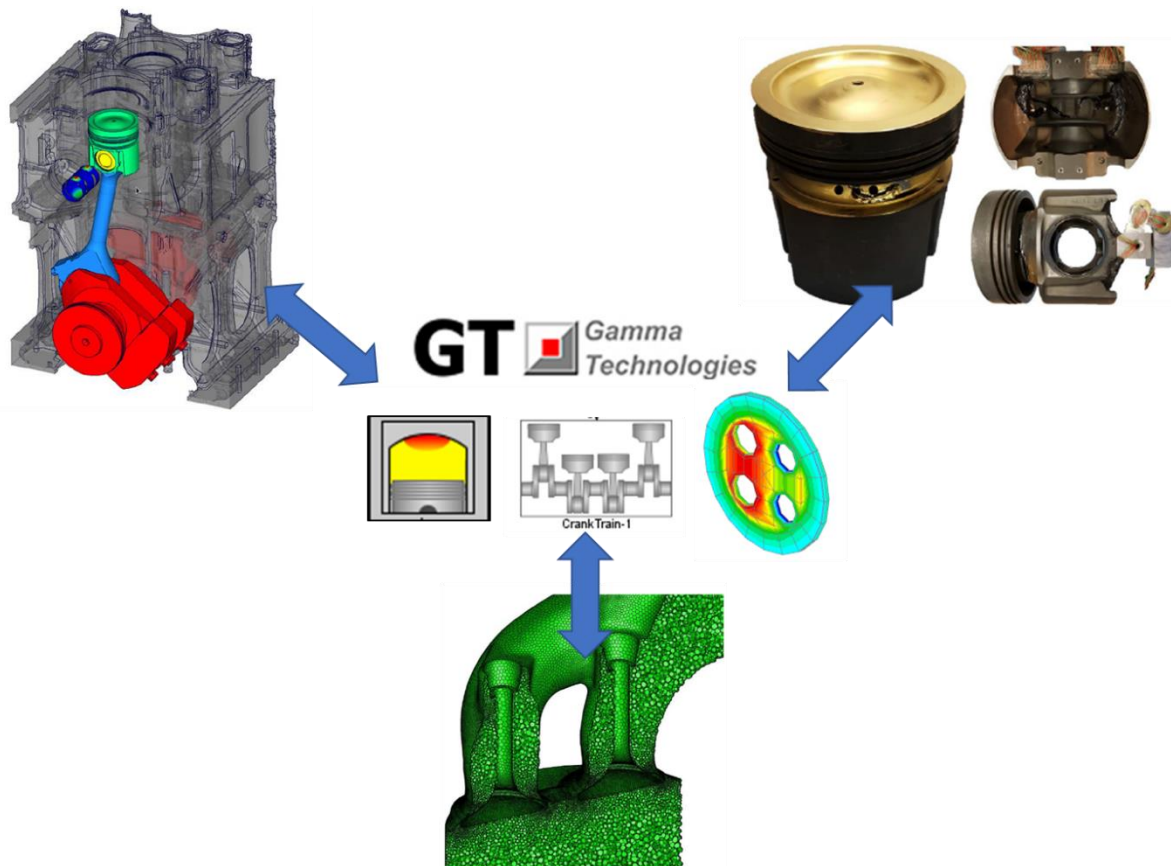


Abbildung 54: Überblick über die unterschiedlichen Simulationenethoden im Verbundprojekt etaUP [7], [8]

Gesamtpotenzialabschätzung:

Für das Projekt konnten folgende Parameter zur signifikanten Reduktion der Reibung bzw. zur Steigerung des Gesamtnutzungsgrads aufgezeigt werden.

- Schmieröltemperaturerhöhung → $\sim -0,1 \text{ bar}/10\text{K } p_{mr}$ Reduktion (Messung FVTR)
 - Gesamtpotential $\leq -0,3 \text{ bar } p_{mr}$ (Abbildung 19)
 - Einbindung des Schmierölkühlers in den HT-Kreis → Steigerung des Gesamtnutzungsgrads um 10%-pkt von 76 auf 86% (Abbildung 47)
- Angepasste Schmierölpumpe $\sim -0.2 \text{ bar } p_{mr}$

- Potential für reduzierten Durchsatz für die Kolbenkühlung → Absenkung der Gesamtschlucklinie auf 67% der Basis → Weiteres Potential durch Reduktion der Schmierölpumpenleistung von $-0,05 \text{ bar } p_{mr}$
- Angepasstes Design des KoRiBu-Verbands → $-0,1 \text{ bar } p_{mr}$ (Abbildung 50)

Die einzelnen Maßnahmen sind fast alle miteinander kombinierbar. Lediglich die Schlucklinie des Schmieröls steigt um ca. 12%/10K mit zunehmender Öltemperatur. Diese Zunahme liegt dann in der gleichen Größenordnung wie die Reduktion für die angepasste Kolbenkühlung. Werden die oben skizzierten Maßnahmen zusammengefasst, kann der mechanische Wirkungsgrad des Versuchsträgers MaK 6M20 von 91,6% auf 94% gesteigert werden. Dies entspricht einer Steigerung des effektiven Wirkungsgrads um 3% im Nennbetriebspunkt. Mit der Erhöhung des mechanischen Wirkungsgrads auf 94% wäre die in [1] aufgezeigte Lücke zu Pkw- und Nkw-Applikationen geschlossen (Abbildung 55).

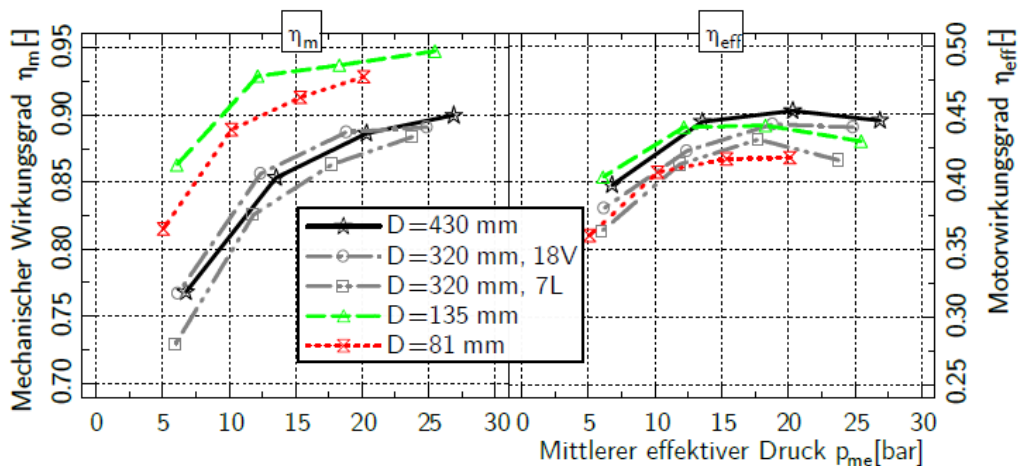


Abbildung 55: Mechanischer und effektiver Wirkungsgrad für verschiedene Applikationen [1]

Zusätzlich konnte in Abschnitt 3.4 eine Verbesserung des Gesamtnutzungsgrades, bezogen auf den Basiszustand, von 69- auf 86% aufgezeigt werden. Dies führt im Nennbetriebspunkt zu einer Brennstoffeinsparung von bis zu 10% gegenüber einer zusätzlichen Wärmeerzeugung. Somit konnte im Rahmen dieses Verbundprojektes ein Potential zur Primärenergieersparnis von deutlich mehr als 10% aufgezeigt werden.

4 Wichtigste Positionen des zahlenmäßigen Nachweises

Zur übersichtlichen Darstellung wird der zahlenmäßige Nachweis der gesamten Projektlaufzeit in folgender Tabelle festgehalten.

Tabelle 1: Gegenüberstellung der insgesamt angefallenen Fördergelder und Kosten

Position	Gesamtvorkalkulation (€)	Gesamtnachkalkulation (€)*
Material	230.432,00	162.590,79
FE-Fremdleistungen		
Personalkosten	586.358,00	646.020,01
Reisekosten		
Abschreibungen auf vorhabenspezifische Anlagen		
Abschreibungen auf sonstige genutzte Anlagen des FE-Bereichs		
sonstige unmittelbare Vorhabenkosten	20.940,00	20.312,00
Summe unmittelbare Vorhabenkosten (Pos. 0813 – 0850)	837.730,00	828.922,80
Kosten innerbetrieblicher Leistungen		
Verwaltungskosten	41.886,00	41.446,14
gesamte Selbstkosten des Vorhabens (Summe Pos. 0855 – 0860)	879.616,00	870.368,94

Für das Projekt wurden Gelder beantragt und bewilligt für Material, Personal, unmittelbare Vorhabenkosten sowie Verwaltungskosten. Die Gesamtsumme des Vorhabens beläuft sich auf 870.368.94€. In der Gesamtvorkalkulation wurde von einer Summe von 879.616,00€ ausgegangen. Die Summe der bewilligten Förderung beträgt 351.846,00€. Dies entspricht einer Förderquote von 40%. Der Großteil der Mittel entfällt mit 586.358,00€ auf die Personalkosten. Innerhalb des Abrechnungszeitraums sind hierfür insgesamt 646.020,01€ angefallen. Während der Projektlaufzeit wurden zwei Änderungsanträge zur Mittelumschichtung gestellt und bewilligt. Im ersten Antrag vom 03.02.2017 wurde eine Umschichtung von Personalkosten in Material von 36.920,00€ für den im Antrag nicht geplanten Umbau des Versuchsträgers beantragt und bewilligt. Bei der zweiten Umschichtung wurden insgesamt 20.940,00€

für sonstige unmittelbare Vorhabenkosten durch eine Reduktion der Kosten für Material um 3.363,00€ und Personalkosten 17.577,00€ beantragt und bewilligt. Die Summe der beantragten Mittel blieb bei den beiden Mittelumschichtungen konstant. Der Unterschied zwischen Materialkosten in der Gesamtvorkalkulation und der Gesamtnachkalkulation ist auf eine geringere Betriebsstundenanzahl des Versuchsträgers zurückzuführen. In der Vorkalkulation wurde von einem Kraftstoffbedarf von 160.875,00€ ausgegangen, von denen lediglich 93.033,79€ verbraucht wurden. Durch die am 05.07.2020 genehmigte kostenneutrale Verlängerung um 6 Monate entstanden höhere Personalkosten als ursprünglich veranschlagt. Abschließend ist jedoch festzuhalten, dass die Einhaltung des aufgestellten Finanzplans positiv bewertet werden kann, da die Gesamtkosten den vorgesehenen Rahmen der Gesamtvorkalkulation des Projektes nicht überschreiten.

5 Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit

Während der Bearbeitung der vorgestellten Projektinhalte wurde sich stets an den übergeordneten Zielen orientiert, um die mechanische Effizienz sowie den Gesamtnutzungsgrad zu steigern. Für die Analyse und Optimierung der Reibverluste ist die Simulation bei der heutigen Pkw- und Nkw-Motorentwicklung Stand der Technik. Aufgrund der langen Entwicklungszyklen, den niedrigen Stückzahlen und der vergleichsweise geringen Unternehmensgröße im Bereich der Entwicklung von Großmotoren ist dies noch nicht im gleichen Maße der Fall. Um die zukünftigen Emissions-, Verbrauchs- und Kostenziele zu erfüllen, ist dies jedoch zwingend erforderlich. Daher war es notwendig, die Anwendbarkeit der erweiterten Simulationsverfahren in die eigenen Entwicklungsprozesse an Großmotoren zu integrieren. Darüber hinaus wurden durch die Projektpartner die Anwendbarkeit neuester Simulationsverfahren an Großmotoren dargestellt. Es hat sich gezeigt, dass diese Methoden in der Lage sind den Einfluss auf Reibung und Verschleiß für den Großmotor vorherzusagen als auch ein zeitlich aufgelöstes Temperaturfeld des Kolbens berechnen zu können. Daher waren diese getroffenen Maßnahmen zwingend erforderlich. Im Gesamtprojekt konnten die deutlichen Potenziale zur Senkung der Reibung als auch zur Steigerung des Gesamtwirkungsgrads für die Zukunft gezeigt werden. Dabei wurden und werden bereits Maßnahmen seitens Caterpillar Motoren ergriffen, wodurch die aktuelle als auch die zukünftige Konkurrenzfähigkeit gesteigert sowie Ressourcen eingespart werden.

6 Voraussichtlicher Nutzen, Verwertbarkeit im Sinne des fortgeschriebenen Verwertungsplans

Der maritime Markt für mittelschnelllaufende Dieselmotoren wird zunehmend durch langsam laufende Zweitakt-Motoren unter Druck gesetzt. Allerdings sind wesentliche Vorteile wie Leistungsdichte, Emissionsverhalten und Abwärmequalität beim mittelschnelllaufenden Großmotor grundsätzlich gegeben. Auch die anwendungsspezifische Verknüpfung der Einzelaspekte lässt sich deutlich leichter als am langsam laufenden Motor realisieren.

Der Trend der Nutzung möglichst aller anfallenden Restwärmemengen, der seit Jahren im Bereich kleiner und mittlerer Block-Heiz-Kraftwerke (BHKW) bekannt ist, setzt sich auch bei Großmotoren durch. Dies gilt hierbei sowohl für stationäre Kraftstationen, als auch im Besonderen für Motoren im maritimen Einsatz auf Schiffen oder Offshore-Einheiten.

Durch die zurzeit starken Veränderungen im Markt für mittelschnelllaufende Motoren besteht insbesondere für den Dieselmotor der wirtschaftliche Zwang der zunehmenden Spezialisierung Rechnung zu tragen. Nur durch die Entwicklung hin zu stark anwendungsspezifischen Lösungen lässt sich aus heutiger Sicht der Marktanteil der Viertakt-Großmotoren erhalten. Teilergebnisse des Projektes konnten bereits unmittelbar in die Produktweiterentwicklung sowie in die Produkte von Caterpillar Motoren überführt werden.

Durch das Verbundvorhaben konnte ein besseres Verständnis von Entwicklungsmethoden und des Motorverhaltens jenseits der üblichen Grenzen erzielt werden. Die Ergebnisse des Vorhabens haben grundsätzliche Anhaltspunkte geliefert, die in vollem Umfang erst bei der Entwicklung der nächsten Generation von mittelschnelllaufenden Großmotoren Berücksichtigung finden können. Bei einem üblichen Produktlebenszyklus großer Viertakt-Motoren von etwa 30 Jahren werden die aktuellen Motorbaureihen innerhalb der nächsten Dekade ersetzt werden. Die gegenwärtig wachsenden Emissionsanforderungen bzw. der Trend zu alternativen Kraftstoffen stellen jedoch aktuell den Fokus der Entwicklung dar.

Die Ergebnisse sowohl des Teilprojektes von Caterpillar Motoren selbst als auch des Gesamtvorhabens sind bei der Weiterentwicklung von Motor- und Anlagenkomponenten bei Caterpillar Motoren und gemeinsam mit den Zulieferern schon jetzt von großem Nutzen. Als assoziierte Partner waren bereits mehrere unserer Zulieferer in das Vorhaben intensiv eingebunden. Dadurch lassen sich auf Seiten der Zulieferer ebenfalls Teilergebnisse der Arbeiten für die eigene Entwicklung nutzen.

7 Fortschritt auf dem Gebiet des Vorhabens bei anderen Stellen

Auf den Gebieten der Reibungssimulation, der Reibungsmessung und der Analyse des thermischen Verhaltens der Verbrennungskraftmaschine wurden während der Projektlaufzeit viele Forschungsergebnisse veröffentlicht. Dies betrifft alle relevanten Bereiche des Teilprojekts. Dies zeigt, dass auf den einzelnen Teilgebieten aktuell sehr detaillierte Forschung betrieben wird. Der Einfluss dieser Erkenntnisse auf das Vorhaben wurde im regelmäßigen Austausch mit den Projektpartnern diskutiert sowie in die Durchführung integriert (u.a. [9]). Diese beziehen sich dabei immer auf einzelne Teilbereiche oder Pkw- oder Nkw-Motoren. Eine Zusammenführung dieser Forschungsergebnisse für die Anwendung an einem Großmotor, wie es innerhalb des Forschungsprojekts realisiert wurde, wurde bei anderen Stellen nicht bekannt.

8 Erfolgte oder geplante Veröffentlichungen

Während der Projektlaufzeit wurde das Projekt seitens Caterpillar Motoren im Rahmen eines Vortrags beim FIRST User Meeting am 14. und 15. November 2017 sowie als Co.-Autor auf der Rostocker Großmotorentagung vorgestellt.

- [8] Alexander Dottei, Prof. Egon Hassel (LTT, University of Rostock), Marko Püschel, Dr. Martin Reißig, (FVTR GmbH), Dr. Michael Sturm (Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG)
- eta-up –Numerical and experimental temperature field analysis of a marine diesel engine piston

Weitere direkte Veröffentlichungen sind nicht geplant.

9 Danksagung

Das Forschungsvorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie gefördert. Die Geschäftsführung und die Mitarbeiter der Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG bedanken sich für die Bereitstellung der Mittel und die Betreuung durch den Projektträger, Forschungszentrum Jülich GmbH.

Wir bedanken uns bei den am Verbundprojekt etaUP beteiligten Mitarbeitern der FVTR, der IST mbH, des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen der TU Braunschweig und des Lehrstuhls für Technische Thermodynamik der Universität Rostock für die gute Zusammenarbeit.

10 Literaturverzeichnis

- [1] R. Wolf, „Motorenvergleich: Technologietransfer zur Übertragung von CO₂-und Schadstoffemissionspotentialen zwischen verschiedenen Motorarten,“ Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. , Frankfurt am Main, 2013.
- [2] M. Sauer, Simukation der Schmierölströmung im Kurbeltrieb von Großdieselmotoren, Kassel: Universität Kassel - Fachbereich Maschinenbau, 2010.
- [3] M. Sturm, Bestimmung der Wärmeflüsse und der resultierenden Bauteiltemperaturfelder unter Berücksichtigung der gegenseitigen Beeinflussungen im Verbrennungsmotor, Dissertation Helmut-Schmidt-Universität Hamburg: Dr.-Hut, 2012.
- [4] K. Mollenhauer und W. Pflaum, Wärmeübergang der Verbrennungskraftmaschine, Wien: Springer-Verlag, 1977.
- [5] Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG, Project Guide - M 20 C Propulsion, Kiel: Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG, 2012.
- [6] P. Roming, „Optimierung der Tribosysteme mittelschnelllaufender Schiffsmotoren mit fortschrittlichen Simulationsverfahren,“ IVB - TU Braunschweig, Braunschweig, 2020.
- [7] A. Boucke und e. al., „eta-up – Reduction of friction losses of medium speed ship engines: Simulation techniques and modelling,“ in 6. *Rostocker Großmotorentagung*, Rostock, 2020.
- [8] A. Dottei und e. al., „eta-up –Numerical and experimental temperature field analysis of a marine diesel engine piston,“ in 6. *Rostocker Großmotorentagung*, Rostock, 2020.
- [9] J. Meiser und e. al., „Reibleistungsmessungen am befeuerten Ottomotor Einfluss,“ *Motortechnische Zeitschrift : MTZ*, Bd. 79, Nr. 4, p. S. 52–57, 2018.

Berichtsblatt

1. ISBN oder ISSN geplant	2. Berichtsart (Schlussbericht oder Veröffentlichung) Abschlussbericht
3. Titel Steigerung des Gesamtwirkungsgrads und Reduzierung der Reibverluste am mittelschnelllaufenden Schiffsmotor Teilprojekt Optimierung der anwendungsspezifischen Aufteilung der Energieströme am mittelschnelllaufenden Großmotor	
4. Autor(en) [Name(n), Vorname(n)] Dr. Sturm, Michael	5. Abschlussdatum des Vorhabens Februar 2020
	6. Veröffentlichungsdatum Dezember 2020
	7. Form der Publikation Bericht
8. Durchführende Institution(en) (Name, Adresse) Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG Falckensteiner Str. 2 24159 Kiel	9. Ber. Nr. Durchführende Institution
	10. Förderkennzeichen 03SX419C
	11. Seitenzahl 54
12. Fördernde Institution (Name, Adresse) Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF) 53170 Bonn	13. Literaturangaben 9
	14. Tabellen 1
	15. Abbildungen 55
16. Zusätzliche Angaben Abschlussbericht - Optimierung der anwendungsspezifischen Aufteilung der Energieströme am mittelschnelllaufenden Großmotor	
17. Vorgelegt bei (Titel, Ort, Datum) PTJ, Berlin, Dezember 2020	
18. Kurzfassung Im hier beschriebenen Teilaspekt des Projekts wurden Maßnahmen erforscht und entwickelt, die es erlauben die Energieströme im und am mittelschnelllaufenden Großmotor entsprechend ihrer Quellen zu qualifizieren und quantifizieren. Daraus wurde eine Methodik abgeleitet, mit der sich die auftretenden und auskoppelbaren Abwärmeströme entsprechend der Anforderungen im Schiffsbetrieb aufteilen lassen. Die Methodik steht für alle Anwendungen mit mittelschnelllaufenden Großmotoren unabhängig vom Arbeitsprozess (Diesel-, Mehrstoff- und Gasmotor) oder Einsatzgebiet zur Verfügung. Im Ergebnis wurde damit eine deutliche Senkung des primären Energiebedarfs der Schiffe bei unveränderten Leistungsparametern und damit einhergehend eine signifikante Reduzierung der betriebsbedingten Emissionen erreicht. Die angestrebte Reduzierung der Reibverluste am Großmotor entspricht im Umkehrschluss einer Steigerung des effektiven Wirkungsgrads. Bedingt durch den gesteigerten effektiven Wirkungsgrad sinken, bei ansonsten unveränderter Motorprozessführung, alle absoluten und relativen Emissionswerte im gleichen Maße. Mit den skizzierten Maßnahmen kann der mechanische Wirkungsgrad des Versuchsträgers MaK 6M20 von 91,6% auf 94% gesteigert werden. Der Gesamtnutzungsgrad wurde erhöht, und somit dem Schiffs- und Bordbetrieb neben primärer mechanischer Antriebsleistung, auch weitere hochwertige und direkt nutzbare Energieströme zur Verfügung gestellt. Dazu müssen die heute am Schiffsmotor auskoppelbaren Abwärmeströme auf Temperaturniveaus gehoben werden, die deren weitere, direkte Nutzung ermöglichen. Bei geänderter Integration der Energieströme in zukünftige Energie- und Antriebsanlagenkonzepte lassen sich entsprechende Gewinne im Gesamtwirkungsgrad erreichen. Ausgehend von einer aktuellen Referenzanlage mit einem Motor des Typs Caterpillar MaK 6M20C wurde eine Steigerung des Gesamtnutzungsgrads von 69- auf 86% erreicht. Mit diesem Wert liegt diese Schiffsapplikation auf dem Wirkungsgradniveau moderner BHKWs. Im Vergleich zu einer getrennten Erzeugung der Wärme können mit dieser Konfiguration ca. 10% Kraftstoff und demzufolge Emissionen eingespart.	
19. Schlagwörter Reibung, Gesamtnutzungsgrad, Großmotor	
20. Verlag Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG	21. Preis

Document Control Sheet

1. ISBN or ISSN tbd.	2. type of document (e.g. report, publication) Final Report	
3. title Increase in overall efficiency and reduction of friction losses for a medium-speed engine Subproject Optimization of the application-specific distribution of energy within medium-speed engine		
4. author(s) (family name, first name(s)) Dr. Sturm, Michael	5. end of project February 2020	
	6. publication date December 2020	
	7. form of publication Report	
8. performing organization(s) (name, address) Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG Falckensteiner Str. 2 24159 Kiel	9. originator's report no.	
	10. reference no. 03SX419C	
	11. no. of pages 54	
12. sponsoring agency (name, address) Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) 53107 Bonn	13. no. of references 9	
	14. no. of tables 1	
	15. no. of figures 55	
16. supplementary notes Final report of the joint project etaUP - Increase in overall efficiency and reduction of friction losses for a medium-speed engine		
17. presented at (title, place, date) PTJ, Berlin, December 2020		
18. abstract <p>Measures were investigated to simulate energy flows within a medium-speed engine. These flows can be quantified according to their sources. A method was derived to use an increased portion of waste heat in standard ship applications. The method is available for all applications with medium-speed engines regardless of the engine work process (diesel, multi-fuel and gas engine) or their type of application. As a result, a significant reduction in primary energy demand was achieved with unchanged engine performance parameters and, as a result, a significant reduction in emissions.</p> <p>The desired reduction in engine friction leads to an increase in efficiency. Due to the increased efficiency, with an unchanged engine process, all absolute and relative emission values decrease to the same extent. With the proposed measures, the friction efficiency could be increased from 91.6% to 94%.</p> <p>The overall efficiency was increased in addition to a constant primary mechanical propulsion power. Therefore, high-quality and directly usable waste energy are now available to ship and on-board utilization. If the integration of the suggested concept is done, a significant increase in overall efficiency can be achieved. Based on a current reference with a Caterpillar MaK 6M20C engine, an increase in overall degree of utilization from 69% to 86% was achieved. With this value, this ship application is at the same efficiency level as a modern CHP-plant. Compared to the separate generation of heat and power, this configuration saves approx. 10% of fuel and consequently emissions.</p>		
19. keywords Friction, overall efficiency, large engine, medium speed		
20. publisher Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG	21. price	