



# Beobachtung des Schädigungsverhaltens von Aluminiumkolben unter TMF- und überlagerter TMF/HCF-Belastung

**Bachelorarbeit**

im Studiengang  
**Maschinenbau**

vorgelegt von  
**Matthias Vogt**

Matrikelnummer: 1962636

am 20.03.2019

am Karlsruher Institut für Technologie

Betreuer IAM:

Prof. Dr.-Ing. Peter Elsner

Betreuer Fraunhofer ICT:

M. Sc. Karl Gerhard Kuhlen



---

## Eidesstattliche Erklärung

Matthias Vogt  
Schloßweiherweg 10  
77883 Ottenhöfen  
Matrikelnummer: 1962636

Hiermit erkläre ich, dass ich die folgende Arbeit selbstständig und ohne unzulässige Hilfe Dritter angefertigt habe. Ich versichere alle Angaben und Hilfsmittel, die aus anderen Quellen wörtlich oder sinngemäß übernommen wurden, eindeutig gekennzeichnet und ihren Ursprung im Literaturverzeichnis festgehalten zu haben.

---

Matthias Vogt

Karlsruhe, den 20.03.2019

# Aufgabenstellung

## Beobachtung des Schädigungsverhaltens von Aluminiumkolben unter TMF- und überlagerter TMF/HCF-Belastung

Kolben in Verbrennungsmotoren sind im Betrieb starken Temperaturwechseln ausgesetzt, welche eine hohe thermo-mechanische Beanspruchung und dadurch eine thermo-mechanische Ermüdung (TMF = *thermo-mechanical fatigue*) verursachen. Da die thermo-mechanischen Belastungen mit zeitabhängigen plastischen Verformungen einhergehen, bilden sich bereits nach relativ wenigen Thermozyklen kleine Ermüdungsrisse, deren Wachstum die Lebensdauer der Komponenten begrenzt. Durch den Verbrennungsprozess ergeben sich zusätzlich hochfrequente Belastungen, welche den Thermozyklen überlagert werden und ebenfalls zur Ermüdung beitragen (HCF = *high cycle fatigue*).

Am Fraunhofer ICT – NAS (Neue Antriebssysteme) wurde ein Prüfstand aufgebaut und in Betrieb genommen, der es ermöglichen soll, die beschriebene überlagerte Belastung anhand überarbeiteter Aluminiumkolben zeitlich gerafft nachzubilden, um bestehende Simulationsmodelle zu validieren und zu verbessern und neue Daten über das Versagen durch kritische Risse zu generieren.

Inhalt dieser Arbeit ist die Anpassung der Kolbenkühlung, sodass eine realitätsnahe Temperaturverteilung im Kolben erzielt werden kann sowie die Durchführung und Auswertung von Versuchsreihen zur Beobachtung des Schädigungsverhaltens von Aluminiumkolben. Abschließend sollen die Versuche aufbereitet und ausgewertet werden

### Im Einzelnen sind die folgenden Punkte zu bearbeiten:

- Einarbeitung in die Thematik und Literaturrecherche
- Anpassung des aktuellen Kühlkreislaufs und Auswahl des optimalen Kühlmediums um eine realitätsnahe Temperaturverteilung im Kolben einzustellen
- Durchführung von Versuchen zur Parameteroptimierung eines Simulationsmodells zur Nachbildung der Temperaturverteilung im Kolben
- Durchführung von Versuchen zum Schädigungsverhalten unter TMF und kombinierter TMF/HCF-Belastung
- Auswertung, Aufbereitung und Interpretation der Versuchsergebnisse
- Dokumentation und Präsentation der Ergebnisse

### Betreuer:

#### Karl Gerhard Kuhlen

M.Sc.

Wissenschaftlicher Mitarbeiter

Fraunhofer – Institut für Chemische Technologie ICT

Abteilung: Neue Antriebssysteme NAS

Rintheimer Querallee 2 (Geb. 70.03)

76131 Karlsruhe

Tel.: +49 (0) 721 91 50 38 15

Fax: +49 (0) 721 91 50 38 99

Email: [karl.gerhard.kuhlen@ict.fraunhofer.de](mailto:karl.gerhard.kuhlen@ict.fraunhofer.de)

## Kurzfassung

Aluminium-Silizium-Gusslegierungen haben sich seit einigen Jahren aufgrund der geringen Dichte, der hohen Wärmeleitfähigkeit und der hohen Festigkeit als Kolbenwerkstoff durchgesetzt. Um Kolben für neue Downsizing-Dieselmotoren genau auszulegen, sind sowohl genauere Simulationen als auch weiterentwickelte Bauteilversuche zur Bestimmung der Betriebsfestigkeit notwendig. Eine besondere Herausforderung ist hierbei die realitätsnahe Nachbildung der komplexen Motorbelastungen an Prüfständen.

Mittels eines speziell entwickelten Prüfstands wurde es dennoch möglich gemacht, Kolbenproben mit realitätsgetreuen thermischen und mechanischen Lasten zu beaufschlagen und somit deren Schädigungsverhalten zu untersuchen. Um die Schädigung möglichst realitätsnah und zeitgerafft darzustellen, mussten im Vorfeld geeignete Betriebsparameter des Prüfstands bestimmt werden. Ein besonderes Augenmerk lag dabei auf der Auswahl des Kolbenkühlkonzepts, da dieses die Temperaturverteilung im Kolben und damit auch die thermische Belastung maßgeblich bestimmte. Mit den so ermittelten Betriebsparametern konnten dann Versuche zur Nachbildung der realitätsnahen Schädigung von Aluminiumkolben durchgeführt werden.

## **Abstract**

### **Monitoring of the damage behaviour of aluminium pistons under TMF- and combined TMF/HCF-load**

Because of the low density, the high thermal conductivity and the good strength, aluminium-silicium-casting alloys have prevailed as material for pistons since a few years. In order to dimension pistons for new downsizing-diesel engines, more precise simulations and further developed component tests are necessary to determine the fatigue strength. A particular challenge here is the realistic reproduction of the complex engine loads on test benches.

By means of a specially developed test bench, it was nevertheless possible to stress piston samples with realistic thermal and mechanical loads and thus investigate their damage behaviour. In order to represent the damage so realistic and fast as possible, some appropriate operating parameters of the test bench had to be defined previously. Particular attention was paid for the selection of the piston cooling system, as this affected the temperature distribution in the piston and thus also the thermal load significantly. With the determined operating parameters, it was possible to carry out tests for the realistic reproduction of damage behaviour of aluminium pistons.

# Nomenklatur

## Lateinische Formelzeichen

$N_B$	-	Bruchlastastspielzahl
$f$	Hz	Frequenz
$T$	°C	Temperatur
$\Delta T$	K	Temperaturdifferenz
$\dot{V}$	l/h	Volumenstrom
$p$	bar	Druck

## Griechische Formelzeichen

$\varepsilon$	mm/mm	Dehnung
---------------	-------	---------

## Indizes

$me$	mechanisch
$t$	total
$th$	thermisch

## Besondere Zeichen

(1.1)	Nummerierung mathematischer Gleichungen
[11]	Nummer im Literaturverzeichnis

## Abkürzungen

TMF	Thermisch-mechanische Ermüdung ( <i>thermo-mechanical fatigue</i> )
HCF	Zeitfestigkeit ( <i>high-cycle fatigue</i> )
OP	out-of-phase
IP	in-phase
HGPST	Heißgasprüfstand
HFP	Hochfrequenzpulsator
MK	Mischkristall

# Inhaltsverzeichnis

<b>Eidesstattliche Erklärung .....</b>	<b>III</b>
<b>Aufgabenstellung .....</b>	<b>IV</b>
<b>Kurzfassung .....</b>	<b>V</b>
<b>Abstract .....</b>	<b>VI</b>
<b>Nomenklatur .....</b>	<b>VII</b>
<b>Inhaltsverzeichnis .....</b>	<b>VIII</b>
<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>X</b>
<b>Tabellenverzeichnis .....</b>	<b>XII</b>
<b>1 Einleitung.....</b>	<b>1</b>
1.1 Motivation.....	1
1.2 Problemstellung und Zielsetzung.....	2
1.3 Aufbau der Arbeit .....	2
<b>2 Grundlagen.....</b>	<b>3</b>
2.1 Aluminium-Silizium-Legierungen .....	3
2.2 TMF-Belastung.....	5
2.2.1 Aluminium-Silizium-Legierungen unter TMF-Belastung .....	5
2.3 Kombinierte TMF/HCF-Belastung.....	6
2.3.1 Aluminium-Silizium-Legierungen unter TMF/HCF-Belastung .....	6
2.4 Ermüdungsrissinitiierung und -wachstum .....	8
<b>3 Stand der Technik .....</b>	<b>10</b>
3.1 Kolbenbeanspruchungen.....	10
3.1.1 Thermische Belastung.....	10
3.1.2 Mechanische Belastung .....	11
3.2 Aktuelle Prüfmethodik.....	12
3.2.1 Simulation .....	12
3.2.2 Werkstoffprüfung .....	13
3.2.3 Kolbenprüfung .....	14
3.2.4 Motorprüfstand .....	15
<b>4 Prüfstand für Kolbenproben.....</b>	<b>16</b>
4.1 Heißgasversorgung .....	16
4.2 Hochfrequenzpulsator .....	18
4.3 Kolbenprobe.....	18
4.4 Kolbenperipherie .....	19
4.5 Kühlsystem.....	21
4.6 Gesamtaufbau.....	21
<b>5 Versuche.....</b>	<b>23</b>

---

5.1	Vorversuche .....	23
5.1.1	Temperaturfeldaufnahme und Kühlmittelauswahl .....	24
5.1.1.1	Versuchsdurchführung .....	25
5.1.1.2	Kaltes Wasser .....	25
5.1.1.3	Vorgewärmtes Wasser .....	26
5.1.1.4	Glykosol N .....	29
5.1.1.5	Vergleich Wasser und Glykosol N .....	32
5.1.1.6	Versuche mit zusätzlichen Kolbendichtungen .....	34
5.1.2	Thermoschockzyklen .....	36
5.1.2.1	Durchführung und Aufbau .....	36
5.1.2.2	Wasser .....	37
5.1.2.3	Glykosol N .....	39
5.1.3	Thermische Simulation .....	40
5.2	TMF-Versuch .....	42
5.2.1	Aufbau und Durchführung .....	42
5.2.2	Ergebnis .....	43
5.3	TMF/HCF-Versuch .....	47
5.3.1	Aufbau und Durchführung .....	48
5.3.2	Ergebnis .....	49
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>51</b>
<b>7</b>	<b>Literaturangaben .....</b>	<b>53</b>
	<b>Anhang .....</b>	<b>55</b>

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Zustandsdiagramm Aluminium-Silizium [1] .....	3
Abbildung 2.2: Schematische Darstellung TMF/HCF-Zyklus [9].....	6
Abbildung 2.3: Einfluss überlagerter HCF-Amplituden bei $T_{\max} = 300 \text{ °C}$ [6] .....	7
Abbildung 2.4: Einfluss der HCF-Amplitude auf das Verhältnis der Bruchlastspiel bei 6,25 Hz und 18,75 Hz [9] .....	8
Abbildung 2.5: Bruchfläche eines Stahls mit stabilen und instabilen Risswachstumsanteilen [10] .....	9
Abbildung 3.1: Temperaturverteilung Dieselkolben [1].....	10
Abbildung 3.2: Gasdruck- (Kurve a) und Gastemperaturverlauf (Kurve b) eines Viertakt Dieselmotors [13] .....	12
Abbildung 3.3: Schematischer Prüfstands Aufbau TMF/HCF-Versuche [7].....	13
Abbildung 3.4: Schematischer Prüfstands Aufbau im Bereich der Kolbenprobe [7]	14
Abbildung 4.1: Schematischer Aufbau Thermochockvorrichtung HGPST .....	16
Abbildung 4.2: Schnittdarstellung Anströmadapter .....	17
Abbildung 4.3: Schematischer Aufbau Hochfrequenzpulsator [15] .....	18
Abbildung 4.4: Kolbenprobe mit Anbauteilen .....	19
Abbildung 4.5: Anbindung der Kolbenprobe in den Prüfstands Aufbau .....	20
Abbildung 4.6: Anbindung des Anströmadapters in den Prüfstands Aufbau.....	20
Abbildung 4.7: Kühlsystem des Prüfstands .....	21
Abbildung 4.8: Gesamtaufbau Prüfstand .....	22
Abbildung 5.1: Thermoelementanordnung der Kolbenprobe.....	24
Abbildung 5.2: Prinzipielle Versuchsdurchführung der Temperaturfeldaufnahme .	25
Abbildung 5.3: Kühlkonzept vorgewärmter Wasserkühlung .....	26
Abbildung 5.4: Temperaturfeld am Muldenrand bei vorgewärmter Wasserkühlung.....	27
Abbildung 5.5: Temperaturdifferenz zwischen Muldenrand und Muldenmitte bei vorgewärmter Wasserkühlung .....	27
Abbildung 5.6: Vgl. Temperaturfelder am Muldenrand bei kalter und vorgewärmter Wasserkühlung.....	28
Abbildung 5.7: Vgl. Temperaturdifferenzen zwischen Muldenrand und Muldenmitte bei kalter und vorgewärmter Wasserkühlung ( $T_{\text{Hg}} = 900 \text{ °C}$ ) .....	29
Abbildung 5.8: Kühlkonzept Temperaturfeldaufnahme mit Glykosol N .....	30
Abbildung 5.9: Temperaturfeld am Muldenrand bei vorgewärmter Glykosolkühlung .....	31
Abbildung 5.10: Temperaturdifferenz zwischen Muldenrand und Muldenmitte bei vorgewärmter Glykosolkühlung.....	31
Abbildung 5.11: Vgl. Temperaturfelder am Muldenrand bei Wasser- und Glykosolkühlung .....	32
Abbildung 5.12: Vgl. Temperaturdifferenzen zwischen Muldenrand und Muldenmitte bei Wasser- und Glykosolkühlung ( $T_{\text{Hg}} = 800 \text{ °C}$ ) ..	33
Abbildung 5.13: Vgl. Temperaturfelder am Muldenrand beim Einsatz von zusätzlichen Kolbendichtungen .....	35
Abbildung 5.14: Vgl. Temperaturdifferenzen am Kolben beim Einsatz von zusätzlichen Kolbendichtungen ( $T_{\text{Hg}} = 800 \text{ °C}$ ).....	35
Abbildung 5.15: Zeit-Temperaturverlauf bei Wasserkühlung .....	38

---

Abbildung 5.16: Zeitverlauf Temperaturdifferenz zwischen Muldenrand und Muldenmitte bei Wasserkühlung .....	38
Abbildung 5.17: Zeit-Temperaturverlauf bei Glykosolkühlung .....	39
Abbildung 5.18: Zeitverlauf Temperaturdifferenz zwischen Muldenrand und Muldenmitte bei Glykosolkühlung .....	40
Abbildung 5.19: Vgl. simulativer und gemessener Temperatur-Zeit-Verlauf .....	41
Abbildung 5.20: Vgl. simulativer und gemessener Temperaturdifferenz-Zeit-Verlauf .....	41
Abbildung 5.21: Videoskop IV9620RT [17] .....	42
Abbildung 5.22: Foto des Kolbens nach 3306 Zyklen .....	43
Abbildung 5.23: Aufzeichnung Videoskop nach 2885 TMF-Zyklen (links) und 7005 Zyklen (rechts) .....	44
Abbildung 5.24: Verlauf der maximalen und minimalen Kühlmitteltemperaturen...	45
Abbildung 5.25: Verlauf der maximalen und minimalen Heißgastemperatur .....	45
Abbildung 5.26: Lage Kolben-O-Ring .....	46
Abbildung 5.27: Differenz maximale und minimale Kolbendehnung je Zyklus.....	47
Abbildung 5.28: Kolbenbelastung während des TMF/HCF- Versuchs.....	49
Abbildung 5.29: Muldenrand nach TMF-Versuch (links) und TMF/HCF-Versuch (rechts) .....	49
Abbildung 5.30: Messwerte TMF/HCF-Versuch.....	50

---

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1: Wärmebehandlungen nach DIN EN 515 [3] .....	4
Tabelle 5.1: Wichtigste Einflussparameter auf die Temperaturverteilung bei kalter und vorgewärmter Wasserkühlung .....	29
Tabelle 5.2: Wichtigste Einflussparameter auf die Temperaturverteilung bei Wasser- und Glykosolkühlung .....	33
Tabelle 5.3: Maximal- und Minimalwerte der Messgrößen bei Wasserkühlung.....	38
Tabelle 5.4: Maximal- und Minimalwerte der Messgrößen bei Glykosolkühlung ...	40

# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation

Die Automobilindustrie befindet sich im Wandel. Alternative Antriebe, vor allem Elektromotoren, sollen in Zukunft die Triebkraft unserer Fahrzeuge liefern. Der Umstieg auf neue Antriebsmöglichkeiten ist unvermeidbar, jedoch wird diese Umstellung nicht nur durch die steigende Ressourcenknappheit getrieben, sondern auch durch immer strengere Auflagen für Verbrennungsmotoren. Seit 1. September 2018 müssen alle neu zugelassenen Personenkraftwagen und Nutzfahrzeuge dem WLTP (Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure) Messverfahren zur Bestimmung der Abgasemission und des Verbrauchs unterzogen werden. Die ermittelten Schadstoff- und Verbrauchswerte der Fahrzeuge liegen hierbei deutlich über den mit dem vorherigen Messverfahren NEFZ (Neuen Europäischen Fahrzyklus) bestimmten. Dies erschwert die Typisierung von Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor, jedoch sind Diesel- und Ottomotor in den nächsten Jahren noch nicht aus dem Straßenverkehr wegzudenken, weshalb zum Einhalten der Grenzwerte eine Weiterentwicklung des Verbrennungsmotors notwendig ist.

Europäische Hersteller wenden zur Minimierung des Kraftstoffverbrauchs und damit auch der Schadstoffemission das Prinzip des Downsizings an. Dabei wird der Hubraum des Motors verringert, aber gleichzeitig die Hubraumleistung durch die Erhöhung des Mitteldrucks konstant gehalten. Der Anstieg des Mitteldrucks erfolgt durch eine Aufladung mit Hilfe eines Abgasturboladers oder eines elektrischen Verdichters. Dadurch können die Abmessungen des Motors verkleinert werden, was einige Vorteile mit sich bringt, wie beispielsweise geringere Reibungsverluste und Massenkräfte sowie ein verringertes Motor- und Fahrzeuggewicht. Außerdem erreichen kleinere Motoren schneller ihre Betriebstemperatur. Diese Eigenschaften von Downsizing-Motoren resultieren in einem geringeren Kraftstoffverbrauch des Motors. Jedoch haben sie auch höhere Betriebsbelastungen zur Folge und stellen deshalb höhere Anforderungen an die Betriebsfestigkeit der Motorkomponenten.

Um Bauteile, wie z.B. den Kolben, für solche Motoren betriebssicher auszulegen und dennoch eine Überdimensionierung zu vermeiden, bedarf es immer genauerer Simulationsmodelle, mit Hilfe derer die Lebensdauer eines Bauteils schon in einer frühen Entwicklungsphase ermittelt werden kann. Diese Simulationsergebnisse müssen jedoch auch durch praktische Versuche validiert werden. Hierzu kann der Motorenprüfstand verwendet werden, was jedoch mit einem großen wirtschaftlichen Aufwand verbunden ist. Günstiger sind hierfür spezifische Prüfstände, an denen die realen Bedingungen nachgebildet werden können und somit die Betriebsfestigkeit der einzelnen Bauteile untersucht werden kann.

## 1.2 Problemstellung und Zielsetzung

Um genau solche bauteilspezifischen Versuche für Aluminiumkolben durchzuführen bedarf es besonders komplexer Prüfstände, da der Kolben im Motor sowohl durch die Wechsel der inneren Temperaturverteilung als auch durch die hochfrequente mechanische Last, infolge der Gaskraft, beansprucht wird. Diese Beanspruchungen konnten zwar schon separat an Prüfständen untersucht werden und auch die Betriebsfestigkeit des Kolbenwerkstoffs infolge von thermischer und mechanischer Wechselbeanspruchung wurde bereits erforscht, jedoch ist die überlagerte Belastung mit Berücksichtigung der Kolbengeometrie bisher nicht an Prüfständen nachgebildet worden.

Ziel dieser Arbeit ist es, die Betriebsparameter eines speziell zur Untersuchung dieser Beanspruchung konzipierten Prüfstands festzulegen und somit die Nachbildung des Schädigungsverhaltens von Aluminiumkolben am Prüfstand zu ermöglichen. Nach der Inbetriebnahme soll die Schädigung einer Kolbenprobe untersucht werden und mit dem Ergebnis eine aufwändige Lebensdauersimulation validiert werden.

## 1.3 Aufbau der Arbeit

Im ersten Teil der Arbeit werden die werkstofftechnischen Grundlagen von Aluminium-Silizium-Gusslegierungen erläutert. Speziell wird hierbei auf deren Lebensdauer und Schädigungsverhalten infolge verschiedener Ermüdungsbeanspruchungen eingegangen.

Darauf folgt der aktuelle Kenntnisstand der mechanischen und thermischen Kolbenbelastung im Motor. Des Weiteren werden die verschiedenen derzeit eingesetzten Prüfmethoden zur Bestimmung der Betriebsfestigkeit von Aluminiumkolben aufgeführt.

Im Hauptteil der Arbeit werden zuerst der Prüfstandsaufbau und die Kolbenprobe beschrieben. Anschließend folgen die Erläuterungen der Vorversuche zur Festlegung geeigneter Betriebsparameter. Hierbei werden die Versuche bzgl. des eingesetzten Mediums zur Kolbenkühlung aufgegliedert. Im Anschluss werden die Durchführung und das Ergebnis der Versuche zur Nachbildung des Schädigungsverhaltens beschrieben.

Zum Schluss werden die Ergebnisse zusammengefasst und es wird ein Ausblick für weitere Untersuchungen gegeben.

## 2 Grundlagen

### 2.1 Aluminium-Silizium-Legierungen

Die Kombination aus mechanischer und thermischer Belastung des Kolbens im Motor stellt große Anforderungen an den Kolbenwerkstoff. Neben guten dynamischen und statischen Festigkeitseigenschaften muss der Werkstoff gute Temperaturfestigkeiten sowie eine gute Wärmeleitfähigkeit für eine gleichmäßige Temperaturverteilung besitzen. [1]

Aufgrund der geringen Dichte, der hohen Wärmeleitfähigkeit und der guten Gießbarkeit haben sich eutektische und teilweise auch übereutektische Aluminium-Silizium-Legierungen als Kolbenwerkstoff durchgesetzt [1, 2]. Auf Basis der durch Wilm im Jahr 1906 entdeckte Ausscheidungshärtung ist es zudem möglich, gute Festigkeitseigenschaften der Legierungen durch Wärmebehandlungen zu erzeugen [1].

Grundlage für die Ausscheidungshärtung von Aluminium-Silizium-Legierungen ist die mit sinkender Temperatur abnehmende Löslichkeit von Silizium im  $\alpha$ -Mischkristall. Kühlt man die Legierung von einer hohen Temperatur rasch ab, so können die gelösten Siliziumbestandteile nicht schnell genug aus dem Mischkristall ausscheiden und es entsteht ein instabiler übersättigter Mischkristall [3]. Dieser ist bestrebt die überschüssigen Siliziumbestandteile auszuscheiden, um sich dem energetisch günstigeren Gleichgewichtszustand anzunähern [1]. Die gebildeten Ausscheidungen führen zu Verspannungen im Atomgitter und damit zu einer wesentlich höheren Härte und Festigkeit. Diese Verfestigungsprozesse laufen während des Auslagerns ab, wobei die Legierungen je nach Zweck warm oder kalt ausgelagert werden können [3]. In Abbildung 2.1 ist der relevante Teil des Zustandsdiagramms der Legierung AlSi dargestellt.

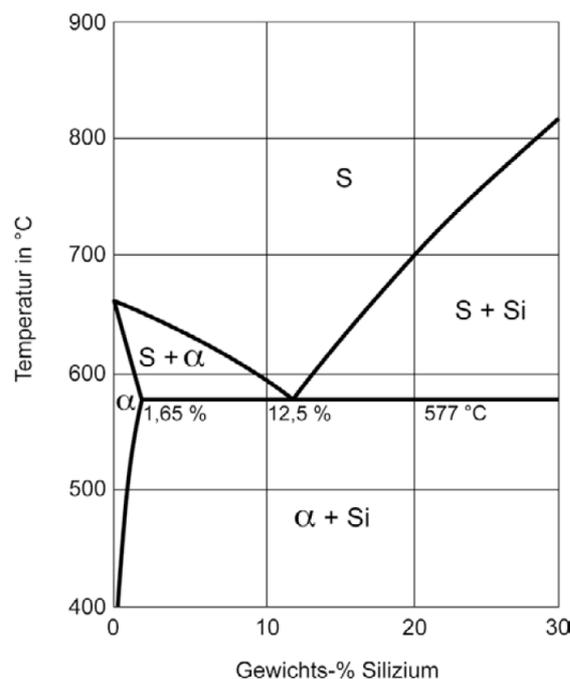


Abbildung 2.1: Zustandsdiagramm Aluminium-Silizium [1]

Der weltweit meist verwendete Kolbenwerkstoff der letzten Jahrzehnte ist die Legierung AlSi12CuMgNi, welche auch heute noch eine große Bedeutung als universell einsetzbare Legierung hat [1]. Die neben Silizium enthaltenen Legierungselemente haben folgende Einflüsse auf die Werkstoffeigenschaften:

- Kupfer:** Der Zusatz von Kupfer verbessert die Festigkeit und die Härte der Legierung sowohl vor als auch nach der Wärmebehandlung wesentlich. Jedoch werden durch die Beimischung die Wärmeleitfähigkeit sowie die Korrosionsbeständigkeit herabgesetzt. Außerdem steigt die Dichte des Werkstoffs. [4]
- Nickel:** Nickel wird gewöhnlich zusammen mit Kupfer eingesetzt und reduziert den thermischen Ausdehnungskoeffizienten. Zusätzlich verbessert es die Warmfestigkeit der Legierung. [4]
- Magnesium:** Magnesium bildet zusammen mit Silizium  $Mg_2Si$ , welches ein Träger der Ausscheidungshärtung ist und damit die Festigkeit und die Härte des Werkstoffs weiter anhebt. Hinzu kommt, dass das Magnesium die Gieß-eigenschaften des Kolbenwerkstoffs verbessert. [4]

Neben der Beimischung weiterer Legierungselemente können die Eigenschaften von Aluminium-Silizium-Legierung auch durch die Parameter des Aushärteprozesses beeinflusst werden. Beispielsweise verbessert eine T7 Wärmebehandlung nach DIN EN 515 die Bruchzähigkeit sowie die Beständigkeit gegenüber Spannungsriss- und Schichtkorrosion. [3] Tabelle 2.1 stellt eine Übersicht aller Wärmebehandlungen zum Erzielen eines stabilen Zustands nach DIN EN 515 dar.

Tabelle 2.1: Wärmebehandlungen nach DIN EN 515 [3]

Wärmebehandlungs-zustand	Bearbeitungsschritte
T1	Abgeschreckt aus der Warmformungstemperatur und kaltausgelagert
T2	Abgeschreckt aus der Warmformungstemperatur, kaltumgeformt und kaltausgelagert
T3	Lösungsgeglüht, kaltumgeformt und kaltausgelagert
T4	Lösungsgeglüht und kaltausgelagert
T5	Abgeschreckt aus der Warmformungstemperatur und warmausgelagert
T6	Lösungsgeglüht und warmausgelagert
T7	Lösungsgeglüht und überhärtet/stabilisiert
T8	Lösungsgeglüht, kaltumgeformt und warmausgelagert
T9	Lösungsgeglüht, warmausgelagert und kaltumgeformt

## 2.2 TMF-Belastung

Thermo-mechanische Ermüdung (TMF = thermomechanical fatigue) ist als Ermüdung definiert, bei der sich die Temperatur und die mechanische Dehnung gleichzeitig ändern. Die mechanische Dehnung entsteht dabei häufig infolge einer Behinderung der Wärmeausdehnung. [5]

Wird beispielsweise die thermische Ausdehnung  $\varepsilon^{th}$  eines Teilbereichs eines Bauteils durch umliegende kältere Bereiche mit niedrigerer Totaldehnung  $\varepsilon_t$  behindert, so wird dieser Teilbereich zusätzlich mechanisch beansprucht. [6]

Die Totaldehnung  $\varepsilon^t$  des Teilbereichs setzt sich dann zusammen aus der thermischen Dehnung  $\varepsilon^{th}$  und der mechanischen Totaldehnung  $\varepsilon_t^{me}$  [6, 7]:

$$\varepsilon_t = \varepsilon^{th} + \varepsilon_t^{me} \quad (2.1)$$

Hat die Totaldehnung  $\varepsilon^t$  also den Wert null, so wird die komplette thermische Dehnung  $\varepsilon^{th}$  durch die mechanische Totaldehnung  $\varepsilon_t^{me}$  behindert und es gilt:

$$\varepsilon^{th} = -\varepsilon_t^{me} \quad (2.2)$$

Im Falle des oben beschriebenen Teilstücks verläuft die mechanische Totaldehnung  $\varepsilon_t^{me}$  auch bei nicht vollständig verschwindender Totaldehnung  $\varepsilon_t$  gegenphasig zur thermischen Dehnung  $\varepsilon^{th}$ , weshalb man in diesem Fall von einer out-of-phase (OP) TMF-Belastung spricht. Im Gegenzug spricht man bei einem gleichphasigen Verlauf von in-phase TMF-Belastung. [6 bis 8]

### 2.2.1 Aluminium-Silizium-Legierungen unter TMF-Belastung

Henne [6], Schmid [7] und Harnischer [8] untersuchen unterschiedliche Aluminium Silizium Legierungen auf ihr Lebensdauerverhalten unter TMF- Belastung. Alle drei führen dehnungsgeregelte OP-TMF-Versuche durch und variieren die Zyklen bzgl. der Maximaltemperatur und der Haltezeit bei Maximaltemperatur. Alle drei kommen auf das Ergebnis, dass eine Erhöhung der Maximaltemperatur zu einer Abnahme der Lebensdauer führt. Beispielsweise untersucht Henne [6] ALSi10Mg Proben, welche der T6-Wärmebehandlung unterzogen wurden, und stellt fest, dass bei einer Erhöhung der Maximaltemperatur von 250 °C auf 300 °C die Bruchlastspielzahl im Rahmen seiner Versuche von ca. 8.000 auf ca. 2.000 sinkt. Die Beobachtung ist auf die erhöhte mechanische Dehnamplitude bei größerer Maximaltemperatur zurückzuführen, welche zu einer stärkeren mechanischen Spannung in der Probe führt [6]. Einen weiteren Einfluss auf die Lebensdauer der Legierungen hat die Haltezeit bei Maximaltemperatur. Eine längere Haltezeit hat meist eine negative Auswirkung auf die Lebensdauer der Werkstoffe [6].

Schmid [7] führt außerdem Versuche bei unterschiedlicher Minimaltemperatur durch und stellt fest, dass die Erhöhung der Minimaltemperatur beim Werkstoff AlSi12CuNiMg in einer Lebensdauerzunahme resultiert, was auf die verringerte mechanische Dehnamplitude zurückzuführen ist.

Neben den verschiedenen Legierungszusammensetzungen untersucht Harnischer [8] auch die Auswirkung der Wärmebehandlungen T6 und T7 auf die Lebensdauer der Aluminiumlegierung AlSiMg10. In den Versuchsergebnissen von Harnischer ist zu erkennen, dass die Probe im Wärmebehandlungszustand T7 eine etwas höhere Beständigkeit gegen TMF-Belastung aufweist.

### 2.3 Kombinierte TMF/HCF-Belastung

Bei der Kombinierten TMF/ HCF-Belastung (HCF = High Cycle Fatigue) wird der oben beschriebenen TMF-Last eine hochfrequente mechanische Last überlagert. In Abbildung 2.2 ist der schematische Ablauf eines OP-TMF-Zyklus mit überlagerter HCF- Belastung dargestellt.

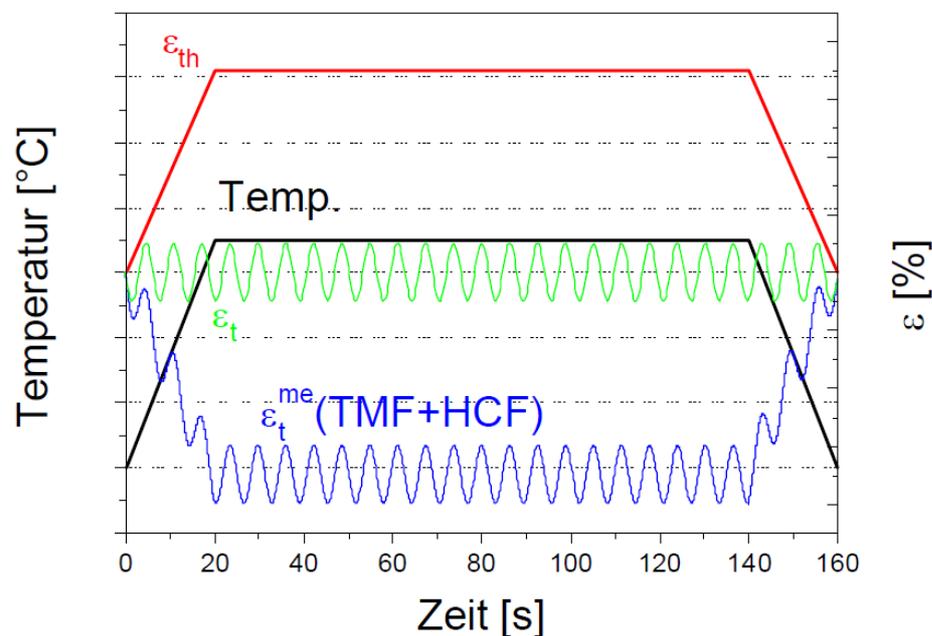


Abbildung 2.2: Schematische Darstellung TMF/HCF-Zyklus [9]

#### 2.3.1 Aluminium-Silizium-Legierungen unter TMF/HCF-Belastung

Neben dem Lebensdauerverhalten unter TMF-Belastung untersuchen Henne [6] und Schmid [7] auch die Beständigkeit von Aluminiumlegierungen gegenüber kombinierter TMF/HCF-Belastung. Henne [6] beaufschlagt hierzu die Aluminiumproben mit einer zusätzlichen Dehnwechselbeanspruchung, wobei er die Amplitude zwischen 0,02 % und 0,08 % variieren kann und die Frequenz 5 Hz beträgt. Er stellt fest, dass sich je nach Eigenschaften des TMF-Zyklus ein bestimmter Schwellwert der Dehnungsamplitude ergibt, unter dem die HCF-Belastung keinen Einfluss auf die Lebensdauer der Probe hat. Dieser Schwellwert ist sowohl abhängig von der Maximaltemperatur, als auch von der Haltezeit bei der maximalen Temperatur. In Abbildung 2.3 ist zu erkennen, dass sich für die Legierung AlSi10Mg bei keiner Haltezeit ein Schwellwert von 0,02 % Dehnungsamplitude ergibt und bei einer Haltezeit von 180 s die Schädigung erst beim Überschreiten von

0,04 % signifikant ansteigt. Ist der Schwellwert jedoch überschritten, nimmt die Lebensdauer mit weiter steigender Amplitude sehr stark ab. Beispielsweise sinkt bei den Versuchen mit Haltezeit die Bruchlastspielzahl von 1900 bei reiner TMF-Belastung auf 370 bei überlagerter Beanspruchung mit einer HCF-Amplitude von 0,08 %. Dies entspricht einer Lebensdauerabnahme von 80,5 %.

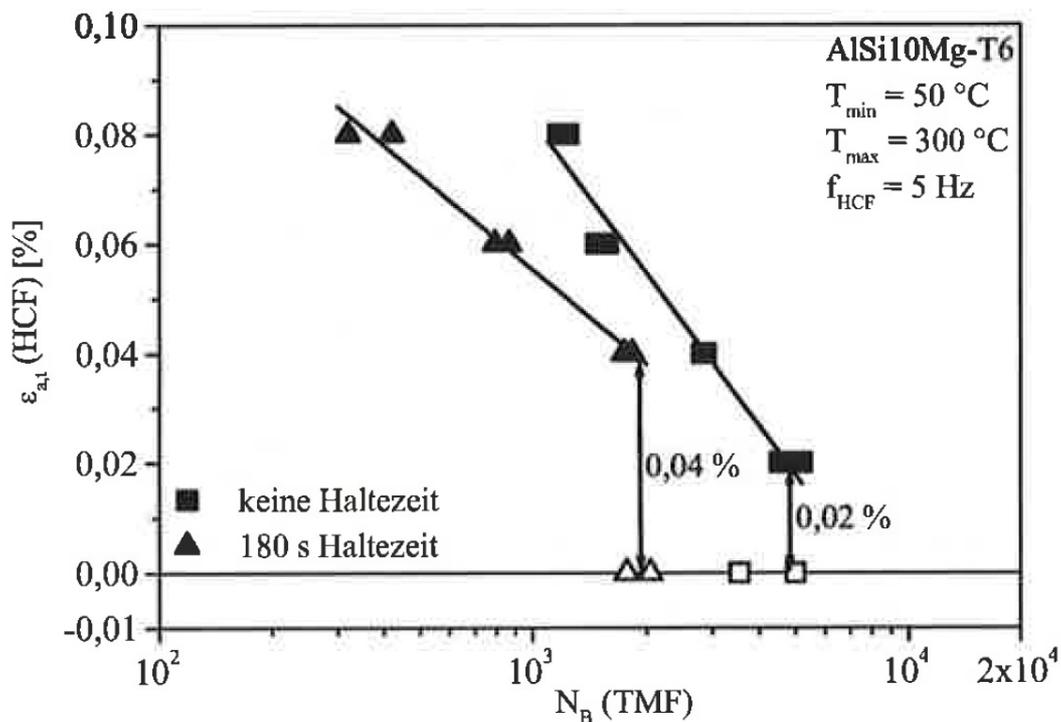


Abbildung 2.3: Einfluss überlagerter HCF-Amplituden bei  $T_{\max} = 300 \text{ }^{\circ}\text{C}$  [6]

Im Zuge des Verbundprojekts 03N3095 des Bundesministeriums für Bildung und Forschung [9] wurde auch der Einfluss der HCF-Frequenz auf die Lebensdauer von Aluminiumlegierungen untersucht. Hierbei stellten die Forscher fest, dass eine Erhöhung der Frequenz keine nennenswerte Auswirkung auf die Lebensdauer hat, solange sich die Dehnamplitude unterhalb des Schwellwertes befindet. Wird dieser jedoch überschritten, so wirkt eine erhöhte Frequenz deutlich schädigender. Bei Versuchen an einer AlSi7Mg Legierung mit einer HCF-Dehnamplitude von 0,02 % hatte die Erhöhung der Frequenz von 6,25 Hz auf 18,75 Hz keine nennenswerte Lebensdauerverkürzung zur Folge. Bei einer Amplitude von 0,1% bewirkte die Frequenzerhöhung jedoch eine Abnahme der Bruchlastspielzahl um den Faktor drei. In Abbildung 2.4 ist der Einfluss der Dehnamplitude auf das Verhältnis zwischen der Bruchlastspielzahl  $N_B$  bei 6,25 Hz und 18,75 Hz dargestellt.

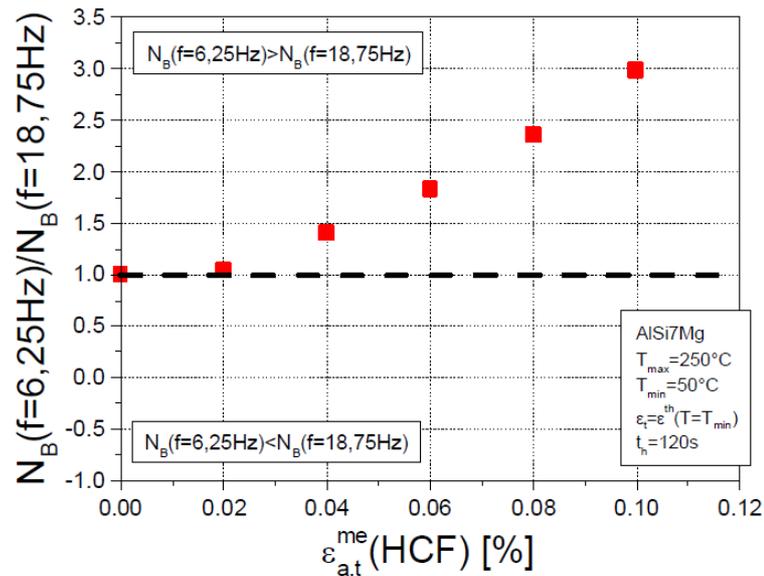


Abbildung 2.4: Einfluss der HCF-Amplitude auf das Verhältnis der Bruchlastspiel bei 6,25 Hz und 18,75 Hz [9]

## 2.4 Ermüdungsrissinitiierung und -wachstum

Die Absicherung der Bauteile gegenüber den beschriebenen wechselnden Beanspruchungen ist ein wichtiger Bestandteil für die betriebssichere Auslegung von Motorkomponenten.

Obwohl die Werte der aufgetragenen Spannungsamplituden deutlich unterhalb der statisch ertragbaren Grenzen liegen, kann solch eine Beanspruchung zu Ermüdungsrissen und dem Versagen des Bauteils führen. Vor allem Kerben begünstigen die Entstehung von Ermüdungsrissen, wobei der Riss im Gebiet der höchsten Kerbspannung entsteht und sich dann infolge der zyklischen Belastung senkrecht zur größten Normalspannung ausbreitet. Nach der Entstehung eines Risses wächst dieser zunächst kontrolliert, was bedeutet, dass er sich je Belastungszyklus um einen bestimmten Betrag vergrößert. Dieser Vorgang wird stabiles Risswachstum genannt. Erreicht der Riss dadurch eine kritische Größe, so setzt das sogenannte instabile Risswachstum ein. Hierbei breitet sich der Riss unkontrolliert aus, was schließlich im Bruch des Bauteils resultiert. In Abbildung 2.5 ist die Bruchfläche eines Stahls dargestellt, bei der stabiles und instabiles Risswachstum deutlich zu erkennen sind. [10]

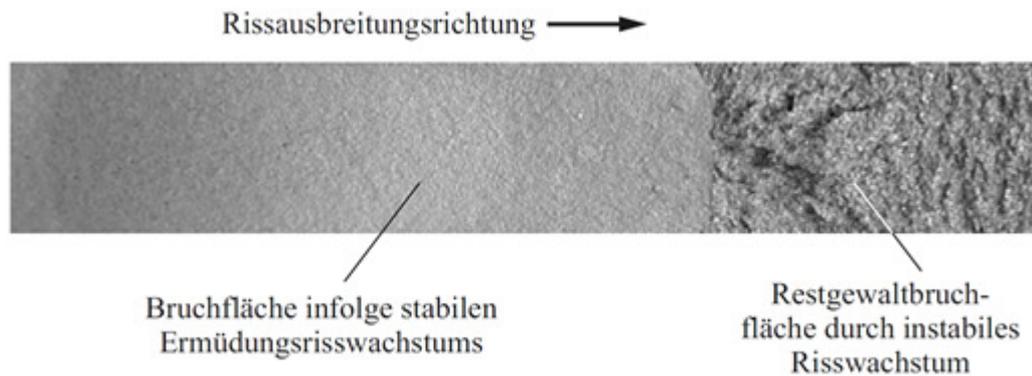


Abbildung 2.5: Bruchfläche eines Stahls mit stabilen und instabilen Risswachstumsanteilen [10]

In dem Verbundprojekt 03N3095 des Bundesministeriums für Bildung und Forschung [9] wurde unter anderem die Rissbildung und -ausbreitung der Aluminium-Silizium-Legierung AlSi7Mg unter TMF und kombinierter TMF/HCF-Belastung untersucht. Hierbei wurde festgestellt, dass die Rissinitiierung unter reiner OP-TMF-Last hauptsächlich an den Grenzflächen zwischen Silizium ( $\beta$ -Mischkristallen) und der  $\alpha$ -MK-Matrix erfolgt. Dies ist auf die unterschiedlichen Ausdehnungskoeffizienten von Aluminium und Silizium zurück zu führen. Die Rissausbreitung erfolgt nahezu in allen Fällen entlang der eutektischen Bereiche.

Wie auch schon bei reiner TMF-Last erfolgt auch bei kombinierter TMF/HCF-Belastung die Rissinitiierung an den Grenzflächen zwischen Silizium und der  $\alpha$ -MK-Matrix. Somit liefert die HCF-Amplitude keinen oder einen vernachlässigbar kleinen Beitrag zu Rissentstehung. Jedoch bilden sich durch die überlagerte Beanspruchung Gleitbänder im  $\alpha$ -MK, deren Dichte und Breite mit der HCF-Frequenz und -Amplitude zunehmen. Dadurch ist neben der Rissausbreitung entlang der eutektischen Gefügebereiche auch ein stufenförmiger Rissverlauf entlang der Ermüdungsgleitbänder erkennbar und somit das Risswachstum begünstigt. [9]

## 3 Stand der Technik

### 3.1 Kolbenbeanspruchungen

Der Kolben ist eines der zentralen Bauteile im Dieselmotor und erfüllt elementare Aufgaben wie die Übertragung der Gaskraft auf das Pleuel oder auch die Begrenzung und Gestaltung des Brennraums. Außerdem ist er zusammen mit den Kolbenringen zuständig für die Abdichtung des Brennraums, die translatorische Führung im Zylinder und die Wärmeabfuhr an die Zylinderwand sowie an das Schmieröl. [1, 11, 12] Aufgrund der vielseitigen Aufgaben wird der Kolben im Realbetrieb sowohl thermisch als auch mechanisch beansprucht, was in den Kapiteln 3.1.1 und 3.1.2 näher beschrieben ist.

#### 3.1.1 Thermische Belastung

Durch die Verbrennung des Kraftstoffs wird schubweise thermische Energie in den Kolben eingebracht. Aufgrund der thermischen Trägheit stellt sich, trotz der schwankenden Gastemperaturen, bei gleichbleibendem Motorbetrieb eine konstante Temperaturverteilung im Kolben ein. [13]

In Abbildung 3.1 ist eine typische Temperaturverteilung eines Dieselkolbens mit Kühlkanal dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass sich am Muldenrand die Maximaltemperatur einstellt und die Temperaturen zum Kühlkanal, zur Zylinderwand sowie zur Muldenmitte hin, abnehmen. [7, 12]

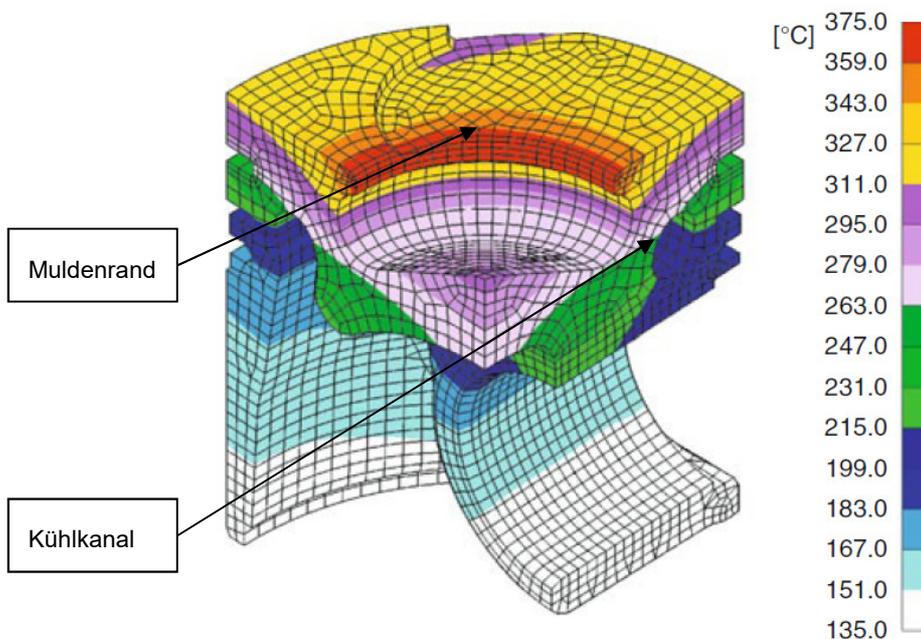


Abbildung 3.1: Temperaturverteilung Dieselkolben [1]

Die eigentliche thermische Belastung tritt jedoch aufgrund von Wechseln zwischen verschiedenen Motorbetriebszuständen auf, wie z.B. bei Start-Stopp-Vorgängen oder dem Wechsel zwischen Teil- und Vollast. Dabei ergeben sich Schwankungen in der Betriebstemperatur, welche eine große Belastung für den Kolben darstellen. [13]

Beim Aufheizen des Kolbens erwärmt sich der Muldenrand am schnellsten und erfährt folglich die größte thermische Dehnung. Die umgebenden kühleren Bereiche verhindern jedoch diese Ausdehnung und es entstehen Druckspannungen im Muldenrand. Die hohen Temperaturen bewirken gleichzeitig eine Reduzierung der Materialfließgrenze, wodurch der Kolbenwerkstoff am Muldenrand plastifiziert und ein Teil der Druckspannungen wieder abgebaut wird. Zudem bewirken die bei höheren Temperaturen aktivierten Gleitebenen, dass Kriechvorgänge ablaufen können und die Druckspannungen noch weiter reduziert werden. [7]

Bei der darauffolgenden Abkühlung des Kolbens erfährt wiederum der Muldenrand den größten Wärmeentzug, wodurch dieser am schnellsten schrumpft. In diesem Fall verhindern die umgebenden wärmeren Bereiche die thermische Kontraktion des Muldenrands. Da die Druckspannungen zuvor durch Fließen und Kriechen reduziert wurden, bauen sich beim Abkühlen nun Zugspannungen auf, welche ebenfalls die Fließgrenze des Kolbenwerkstoffs überschreiten können. [7]

Es wird deutlich, dass der Muldenrand durch das zyklische Aufheizen und Abkühlen mit einer „Out-of-Phase“ TMF-Last, wie in Kapitel 2.3 beschrieben, beansprucht wird und deshalb auch diesbezüglich geprüft werden muss.

### **3.1.2 Mechanische Belastung**

Neben der thermischen Belastung wird der Kolben auch mechanisch durch die Massenkraft, die Gaskraft und die Seitenkraft belastet. Für die kritische Stelle, den Muldenrand, sind hierbei die axial wirkenden Kräfte, also Massenkraft und Gaskraft, von Bedeutung, wobei die durch die Masse des Kolbens hervorgerufene Trägheitskraft vergleichbar gering ist. [11]

Durch die Verbrennung des Kraftstoff-Luft-Gemischs im Brennraum entstehen in PKW-Dieselmotoren Verbrennungsdrücke von bis zu 200 bar, welche sich auf dem Kolbenboden abstützen. Die dadurch hervorgerufene Kraftverteilung in axialer Richtung bewirkt eine Biegung des Kolbens um die Bolzenachse, was Zugspannungen in Kolbenboden und Muldenrand zur Folge hat. [7, 11]

Da die Gaskraft mit jeder Verbrennung einhergeht, entspricht die Frequenz der Mechanischen Belastung der Zündfrequenz und ist damit deutlich höher als diese der thermischen Last.

Der Kolben wird somit, neben der thermischen, auch durch eine hochfrequente mechanische Last beansprucht und ist somit einer überlagerten TMF/HCF-Belastung ausgesetzt. Aufgrund der höchsten thermischen Belastung neigt der Muldenrand verstärkt zur Rissbildung und ist somit oftmals der Lebensdauer beschränkende Bereich des Kolbens [11].

In Abbildung 3.2 ist beispielshalber ein zeitlicher Verlauf des Gasdrucks und der Gastemperatur während der Verbrennung im Dieselmotor dargestellt.

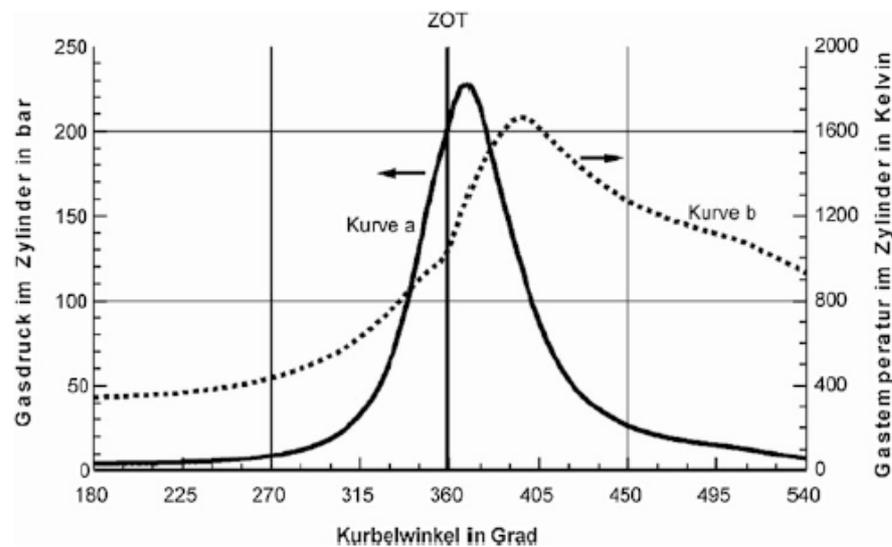


Abbildung 3.2: Gasdruck- (Kurve a) und Gastemperaturverlauf (Kurve b) eines Viertakt Dieselmotors [13]

## 3.2 Aktuelle Prüfmethodik

Aufgrund dieser großen Belastungen im Kolben muss die Betriebssicherheit durch verschiedene Prüfmethoden abgesichert werden. Hierzu dienen klassische Methoden wie die Werkstoffprüfung oder die Untersuchungen am Motorenprüfstand. Zudem werden auch spezielle Kolbenprüfstände konstruiert um explizite Beanspruchungen zu untersuchen. Eine immer wichtigere Rolle bei der Untersuchung von Kolben spielt die rechnergestützte Simulation der Belastung und Schädigung.

### 3.2.1 Simulation

Die Bauteilauslegung mittels Simulation hat den großen Vorteil, dass sie bereits recht früh im Entwicklungsprozess eingesetzt werden kann und dass die Einflüsse von Parameteränderungen, wie beispielsweise in der Geometrie oder des Werkstoffs, schnell ermittelt werden können.

Zum Beispiel ist es mittels FEM-Simulation möglich, die Spannungsverteilung im Kolben, welche aus einer stationären Temperaturverteilung resultiert, zu berechnen. Mit Hilfe der Spannungsverteilung können dann die kritischen Stellen identifiziert werden und deren Lebensdauer mittels hinterlegter Werkstoffkennwerte, wie z.B. Fließkurven, abgeschätzt werden. Zudem ist es damit möglich, Bauteilversuche zu spezifizieren um lediglich lebensdauerkritische Varianten oder Teilbereiche praktisch überprüfen zu müssen. [1]

### 3.2.2 Werkstoffprüfung

Die Werkstofftechnik und die praktische Erprobung von Konstruktionsmaterialien ist schon lange wichtiger Bestandteil der Bauteilentwicklung. Um Lebensdauerberechnungen wie in Kapitel 3.2.1 beschrieben noch weiter zu optimieren, bedarf es immer komplexerer und genauerer Werkstoffmodelle, welche den Simulationen hinterlegt werden.

Zur Bestimmung des Werkstoffverhaltens unter TMF-Belastung wurde 2006 in Zusammenarbeit mehrerer europäischer Institute eine europäische Prüfvorschrift [14] („Validated Code-of-Practice for Strain-Controlled Thermo-Mechanical Fatigue Testing“) ausgearbeitet. Dadurch sind Probengeometrie, Aufbau und Durchführung eines TMF-Versuchs festgelegt und die Vergleichbarkeit der Versuchsergebnisse ist deutlich verbessert. Die Vorgehensweise für Versuche mit überlagerter TMF/HCF-Belastung ist allerdings noch nicht definiert. Der grundsätzliche Aufbau ist jedoch immer gleich. Er besteht aus einer Probe, welche in einer mechanischen Prüfmaschine eingespannt ist und durch Heiz- bzw. Kühlvorrichtungen Thermoschockzyklen ausgesetzt werden kann.

Beispielsweise wird beim Verbundprojekt 03N3095 [9] zur TMF/HCF-Untersuchung von zylindrischen Vollproben eines Zylinderkopfs eine servo-hydraulische Prüfmaschine zum Aufbringen der HCF-Last verwendet. Die Temperaturunterschiede für die TMF-Last werden mit einer induktiven Heizung, gekühlten Spannzangen sowie drei Druckluftdüsen zum Abkühlen realisiert. Mit diesem Aufbau werden Maximaltemperaturen von 300 °C und Minimaltemperaturen von 50 °C erreicht. Schmid [7] und Henne [6] verwenden bei ihren TMF/HCF-Untersuchungen einen identischen Versuchsaufbau. Abbildung 3.3 zeigt den schematischen Aufbau, des verwendeten Prüfstands.

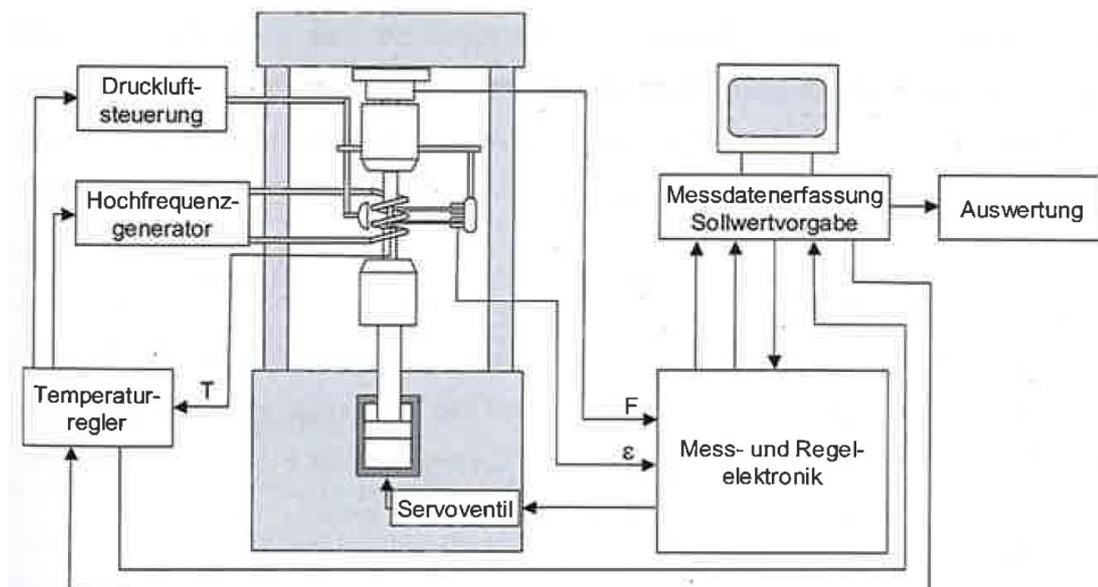


Abbildung 3.3: Schematischer Prüfstands Aufbau TMF/HCF-Versuche [7]

### 3.2.3 Kolbenprüfung

Um neben den Werkstoffeigenschaften auch weitere Einflussparameter, wie Geometrie oder Temperaturverteilung des Kolbens testen zu können, bedarf es erweiterter Prüfstände. Ziel bei der Konstruktion solcher Prüfstände ist es, möglichst realitätsnahe Prüfbedingungen zu schaffen. Im Falle eines Kolbens ist dies jedoch aufgrund der vielfältigen Kombinationen aus mechanischen und thermischen Belastungen im Motor kaum möglich. Die Einflüsse von einzelnen Belastungsarten und -situationen müssen deshalb meist an spezifischen Prüfständen untersucht werden. Das gesamte Schädigungsverhalten später aus der Kombination der Einzelergebnisse zu beschreiben ist jedoch schwer realisierbar. Dennoch sind auch diese Versuche von Nutzen, unter anderem zur Validierung von Simulationsergebnissen. [1]

Um die zyklischen mechanischen Belastungen, welche im Motorbetrieb auftreten, nachzubilden, werden verschiedene Pulserversuche, wie z.B. Bodenpulsen oder Schaftpulsen, zur Simulation der Normalkraftbelastung herangezogen. Es ist auch möglich Pulserversuche unter Temperatureinfluss durchzuführen, jedoch ist es bisher nicht möglich, die sich im realen Motorbetrieb einstellende wechselnde Temperaturverteilung in diesen Versuchen wirklichkeitsgetreu nachzubilden, weshalb die Versuche lediglich mit konstanter Bauteiltemperatur durchgeführt werden. [1]

Für die Untersuchung der thermischen Belastung unter realen Bedingungen führt Schmid in [7] thermische Ermüdungsversuche an Aluminiumkolben durch. Die Thermoschockzyklen realisiert er mit einer induktiven Heizung und einem speziellen Kühlkonzept. Hierbei ist das Kolbenhemd von einem wassergekühlten Gehäuse umgeben und dem Kolbenboden wird mittels zwei Ölspritzdüsen zusätzlich noch Wärme entzogen. Damit ermöglicht er nicht nur die Abkühlung des Kolbens, sondern erzeugt auch eine realitätsnahe Temperaturverteilung im Kolben. In Abbildung 3.4 ist der schematische Aufbau des Prüfstands im Bereich der Kolbe dargestellt.

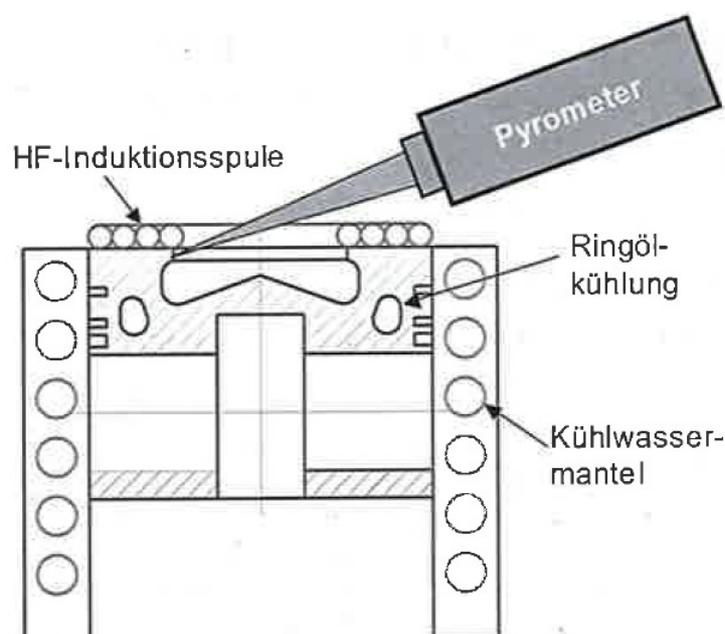


Abbildung 3.4: Schematischer Prüfstands Aufbau im Bereich der Kolbenprobe [7]

### **3.2.4 Motorprüfstand**

Die realitätsgetreueste Nachbildung der Schädigung des Kolbens liefert der Motorprüfstand, jedoch sind Langzeit-Prüfprogramme wie der Kalt-Warm-Dauerlauf mit hohem finanziellem und zeitlichem Aufwand verbunden. Deshalb wird versucht, die Betriebsfestigkeit von Kolben und anderen Motorbauteilen durch immer komplexere Prüfstände und genauere Simulationen zu untersuchen. Heutige Untersuchungen am Motorenprüfstand dienen deshalb weniger der direkten Bauteilentwicklung, sondern vielmehr der Validierung neuer Simulationsprogramme oder der Serienfreigabe von Bauteilen. [1]

## 4 Prüfstand für Kolbenproben

In Kapitel 3.2.3 wird deutlich, dass es aufgrund der Kombinationen aus mechanischer und thermischer Belastung im Motor schwierig ist, die Gesamtbeanspruchung des Kolbens an Prüfständen nachzubilden.

Am Fraunhofer Institut für Chemische Technologie konnte dennoch ein Prüfstand aufgebaut und in Betrieb genommen werden, an dem es möglich ist, ein realitätsnahes Temperaturfeld in einer Kolbenprobe zu erzeugen und diese gleichzeitig mechanisch zu belasten. Dadurch kann die Schädigung unter realitätsnahen Beanspruchungen, wie TMF und überlagerter TMF/HCF-Belastungen, untersucht werden.

Der Aufbau des hierzu verwendeten Prüfstands kann in die fünf Teilbereiche Heißgasversorgung, Hochfrequenzpulsator (HFP), Kolbenprobe, Kolbenperipherie und Kühlsystem aufgeteilt werden. Zusammen mit einer komplexen Steuerung ermöglicht der Aufbau, die in dieser Weise einzigartige Untersuchung von Kolbenproben.

### 4.1 Heißgasversorgung

Der komplette Aufbau befindet sich am Heißgasprüfstand (HGPST) des Produktbereichs „Neue Antriebssysteme“ des Fraunhofer ICT. Das Herzstück des Prüfstands ist der bis zu 400 kW starke Erdgasbrenner. Dieser kann einen maximalen Heißgasmassestrom von 0,5 kg/s liefern und sein Temperaturbereich erstreckt sich von 150 °C bis 1200 °C.

Zur Untersuchung der Bauteilbeanspruchung infolge schneller Temperaturwechsel besitzt der Prüfstand eine Thermoschockvorrichtung, deren schematischer Aufbau in Abbildung 4.1 dargestellt ist.

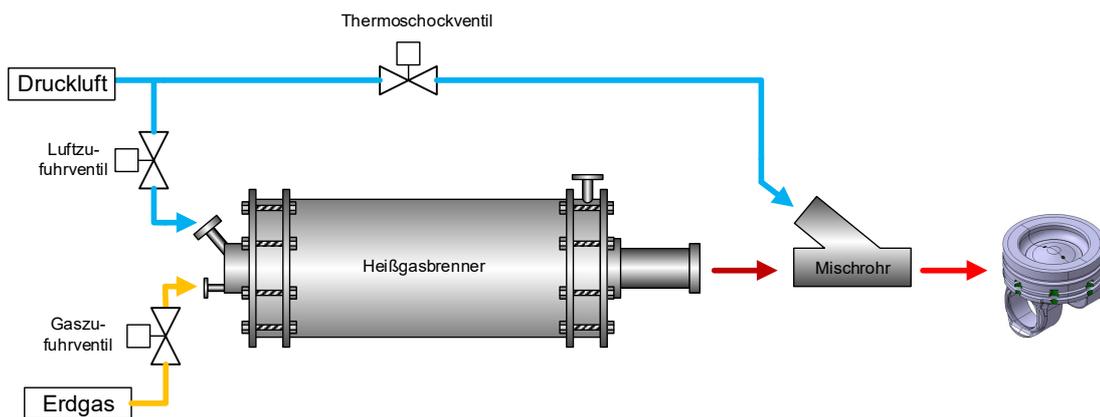


Abbildung 4.1: Schematischer Aufbau Thermoschockvorrichtung HGPST

In dem den Brenner nachgeschalteten Mischrohr kann dem Heißgasmassestrom durch Öffnen des Thermoschockventils, kalte Druckluft zugemischt werden. Gleichzeitig wird durch das Luft- und Gaszufuhrventil der Brennermassenstrom minimiert, wodurch die Gastemperatur nach dem Mischrohr schlagartig abfällt. Im Gegenzug steigt die Tempe-

ratur durch Schließen des Thermoschockventils und den Start des Brenners wieder rapide an. Mit den dadurch erzeugten Thermoschockzyklen können vielerlei Untersuchungen an Motorkomponenten bzgl. thermischer Beanspruchung durchgeführt werden.

Nach dem Mischrohr strömt das Gas durch temperaturfeste Edelstahlrohre bis zum Anströmadapter. Dieser sorgt für eine zielgerichtete Anströmung des Heißgases auf den Muldenrand einer Kolbenprobe. Der Anströmadapter ist als „Rohr in Rohr“ Konstruktion gefertigt, wobei das Heißgas durch das Außenrohr zugeführt wird und durch 12 düsenförmige Öffnungen auf den Muldenrand trifft. Nach dem Abströmen durch das Innenrohr des Anströmadapters wird das Gas über weitere Rohre und Schläuche in die Umgebung geleitet. Abbildung 4.2 zeigt einen Schnitt durch das CAD-Model des Anströmadapters. Hierbei sind neben den Flanschen zur Anbindung an die Heißgasversorgung auch noch drei weitere Anschlussstellen dargestellt und beschriftet. Deren Funktion wird in Kapitel 4.4 genauer erläutert.

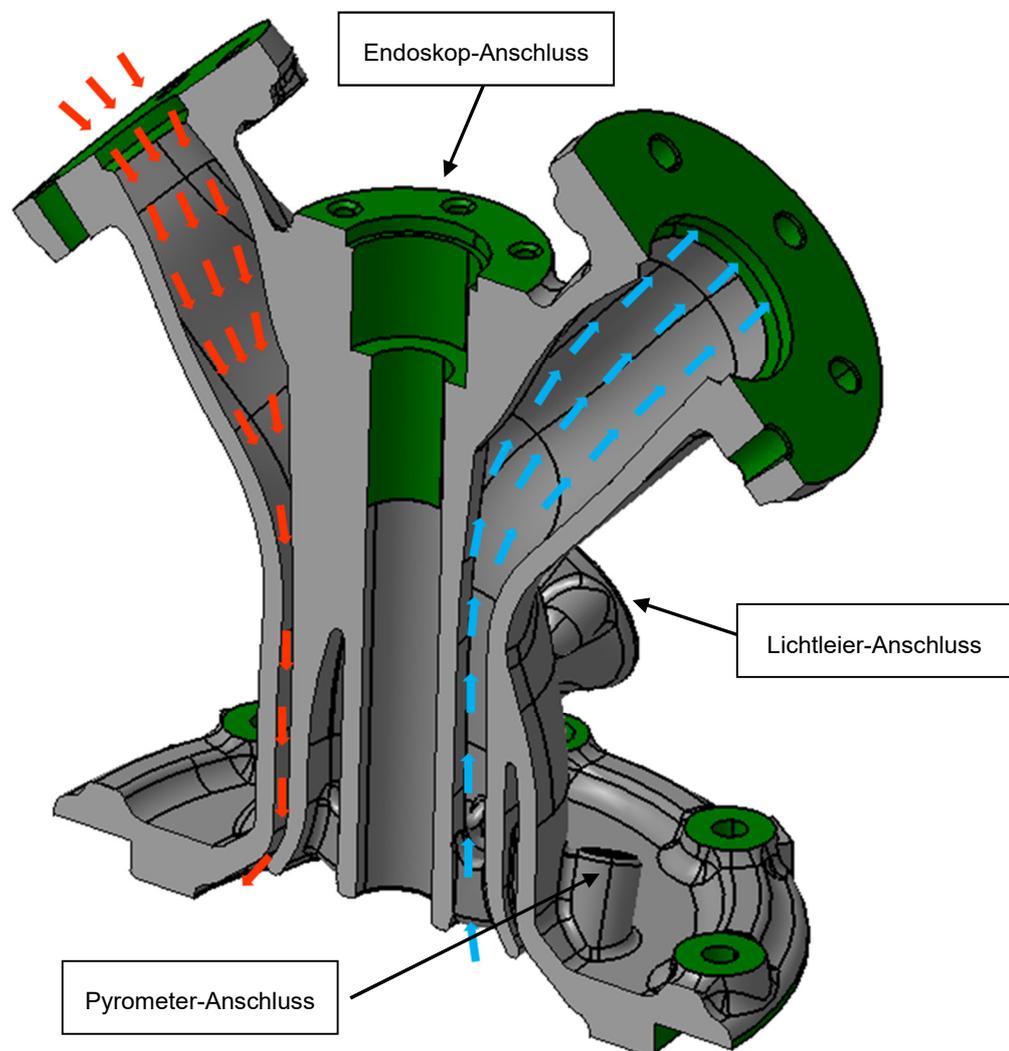


Abbildung 4.2: Schnittdarstellung Anströmadapter

## 4.2 Hochfrequenzpulsator

Zum Erzeugen der HCF-Belastung des Kolbens wird der, mit Resonanz arbeitende Hochfrequenzpulsator (HFP) Vibrophobre 100 der Firma Zwick GmbH & Co. KG verwendet. Der HFP erzeugt die schwingende Belastung über ein Drei-Massen-Schwingensystem, welches aus Maschinensockel, Schwingtraverse und Erregermasse besteht. Der verbaute Magnetresonanzantrieb erzeugt Schwingungen, welche durch Federn von der Erregermasse auf die Schwingtraverse und somit auch auf die Probe übertragen werden.

Mit Hilfe der über Kugelumlaufspindeln betriebenen Fahrtraverse kann die statische Kraft auf die Probe geregelt werden. Zur softwareseitigen Steuerung und Regelung sowie zur Speicherung der Messwerte steht das Programm „testXpert“ zur Verfügung. Die Beschriftung und der schematische Aufbau des Pulsators sind in Abbildung 4.3 dargestellt.

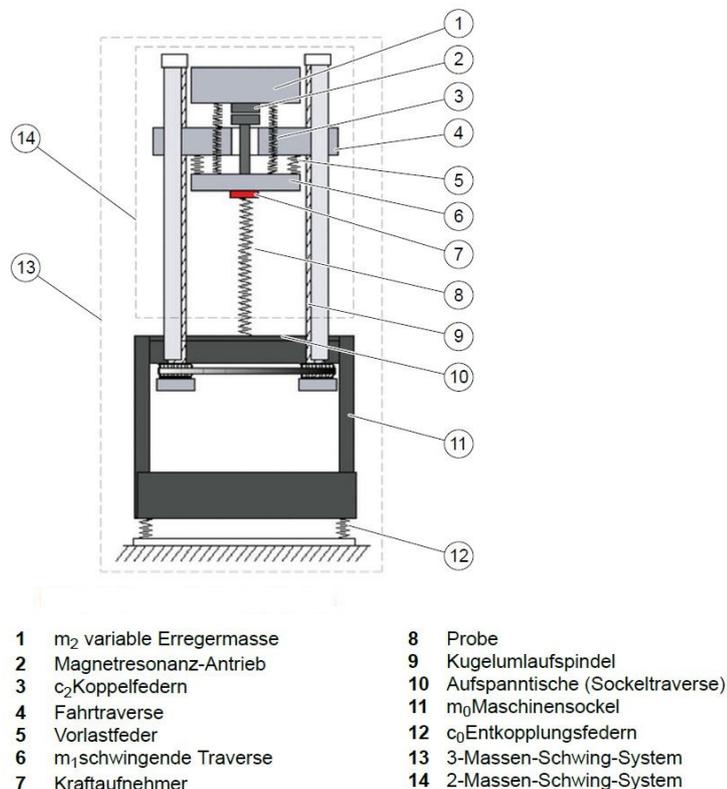


Abbildung 4.3: Schematischer Aufbau Hochfrequenzpulsator [15]

## 4.3 Kolbenprobe

Zur Nachbildung des Schädigungsverhaltens von Aluminiumkolben kommen modifizierte Serienkolben aus dem Werkstoff AlSi12CuMgNi-T7 zum Einsatz. Die Proben enthalten einen Salzkernkühlkanal der zur Kühlung während des Prüfstandbetriebs genutzt wird. Dieser wird beim Herstellprozess durch einen Salzkern erzeugt, welcher vor dem Gießen in die Kokille eingelegt wird und nach der Entnahme des Kolbenrohrlings mit

Wasser rückstandslos ausgespült werden kann [1]. Zur Integration des Kolbenkühlkanals in den übrigen Kolbenkühlkreislauf, wie er in Kapitel 4.5 noch genauer beschrieben wird, müssen in den Ein- und Auslass des Ringkanals Adapter montiert werden. In diese werden wiederum Winkel-Fittings eingeschraubt, welche dann durch Teflon-Schläuche mit dem restlichen Kühlkreislauf verbunden werden.

Außerdem wird zur Verbesserung der Temperaturverteilung im Kolben ein zusätzlicher Prallteller in der Kolbenmulde angebracht, welcher die Muldenmitte gegenüber dem Heißgas abschirmt und damit den Temperaturunterschied zwischen Muldenrand und Muldenmitte erhöht. In Abbildung 4.4 ist das CAD-Model der Kolbenprobe dargestellt und beschriftet.

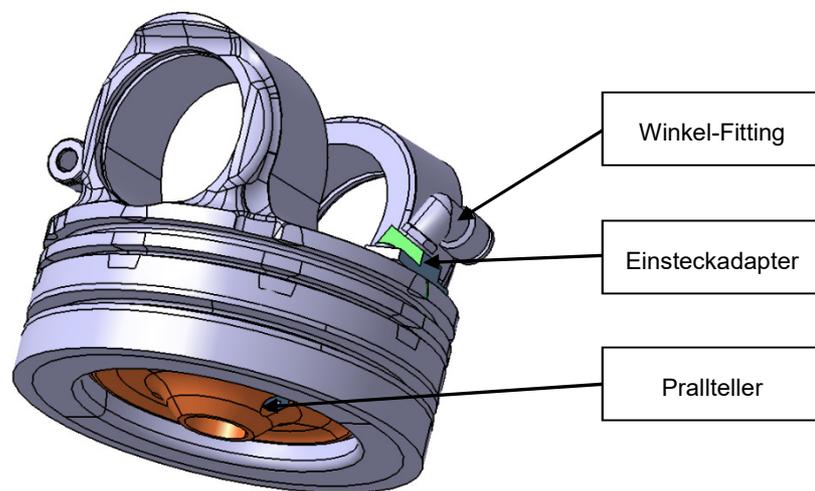


Abbildung 4.4: Kolbenprobe mit Anbauteilen

#### 4.4 Kolbenperipherie

Zur Nachbildung der mechanischen Kraft ist der Kraftfluss durch die Probe von signifikanter Bedeutung. Die Wirkflächenpaare müssen so gewählt werden, dass sich beim Beaufschlagen mit HCF-Belastung realitätsgetreue Beanspruchungen ergeben. Im Realbetrieb erfährt der Kolben durch die Gaskraft und die Massenkraft eine Biegung um die Bolzenachse. Um dies nachzubilden wird über Pleueflansch und Kolbenbolzen die Kraft des Pulsators in den Kolben geleitet, welcher durch zwei Klemmstücke fixiert ist. Wird durch den Pulsator nun eine schwingende Last in die Kolbenprobe eingebracht, erfährt diese eine ebenfalls schwingende Biegebeanspruchung um die Kolbenbolzenachse, wie sie auch im realen Motorbetrieb auftritt. In Abbildung 4.5 ist die Anbindung der Kolbenprobe in den Prüfstand zu sehen. Die restliche Kolbenperipherie ist aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht dargestellt.



## 4.5 Kühlsystem

Wie in Kapitel 5.1.1 noch deutlich wird, ist die Kühlung des Kolbens eine der maßgeblichen Einflussgrößen für die Temperaturverteilung im Kolben. Jedoch muss nicht nur der Kolben, sondern auch die Lichtleiter, das Endoskop und die Kraftmessdose des Pulsators müssen gekühlt werden. Die Lichtleiter- und Endoskoptemperaturen werden mittels eines gemeinsamen Wasserkreislaufes möglichst geringgehalten. Die Kühlung der Kraftmessdose erfolgt durch einen mit Kühlmittel durchströmten Flansch zwischen Kraftmessdose und Pleueflansch. Alle Kühlkreisläufe werden mit Hilfe von Temperatur-, Druck- und Durchflussmessstellen überwacht. Die jeweiligen Strömungswiderstände und damit auch die Durchflüsse können über Nadelventile eingestellt werden. In Abbildung 4.7 ist das Kühlsystem des Prüfstands bei Einsatz von Glykosol N (siehe 5.1.1.4) als Kühlmedium für den Kolben dargestellt. In diesem Fall ist noch ein extra Kühlkreislauf nötig, welcher dem Glykosol in einem Wärmetauscher die Restwärme entzieht. Eine genauere Erläuterung des unten dargestellten Kühlkreislaufs erfolgt in Kapitel 5.1.1.4.

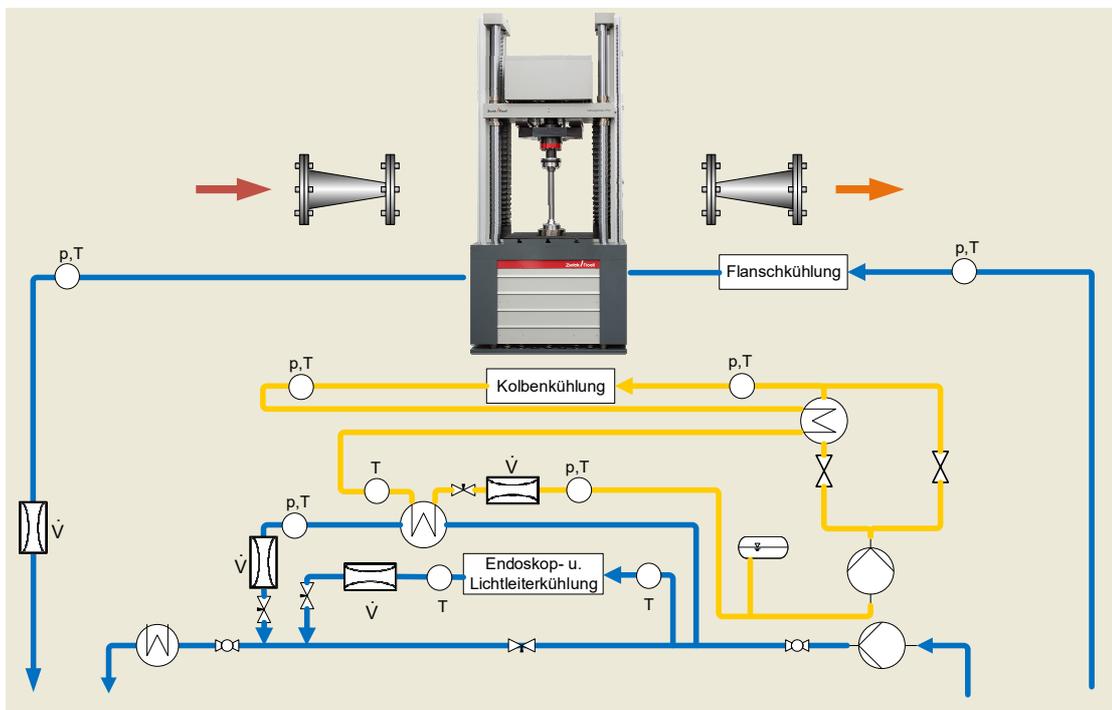


Abbildung 4.7: Kühlsystem des Prüfstands

## 4.6 Gesamtaufbau

In Abbildung 4.8 ist ein Foto des gesamten Prüfstands zu sehen und es wird deutlich, dass neben dem konstruktiven Aufbau, auch ein großer messtechnischer Aufwand nötig ist. Um diese Messwerte zu überwachen und zu speichern, sowie zur Einstellung der Betriebsparameter, steht neben der Software des Pulsators auch noch das Programm „PAtools“ der Firma Kratzer Automation AG zu Verfügung.

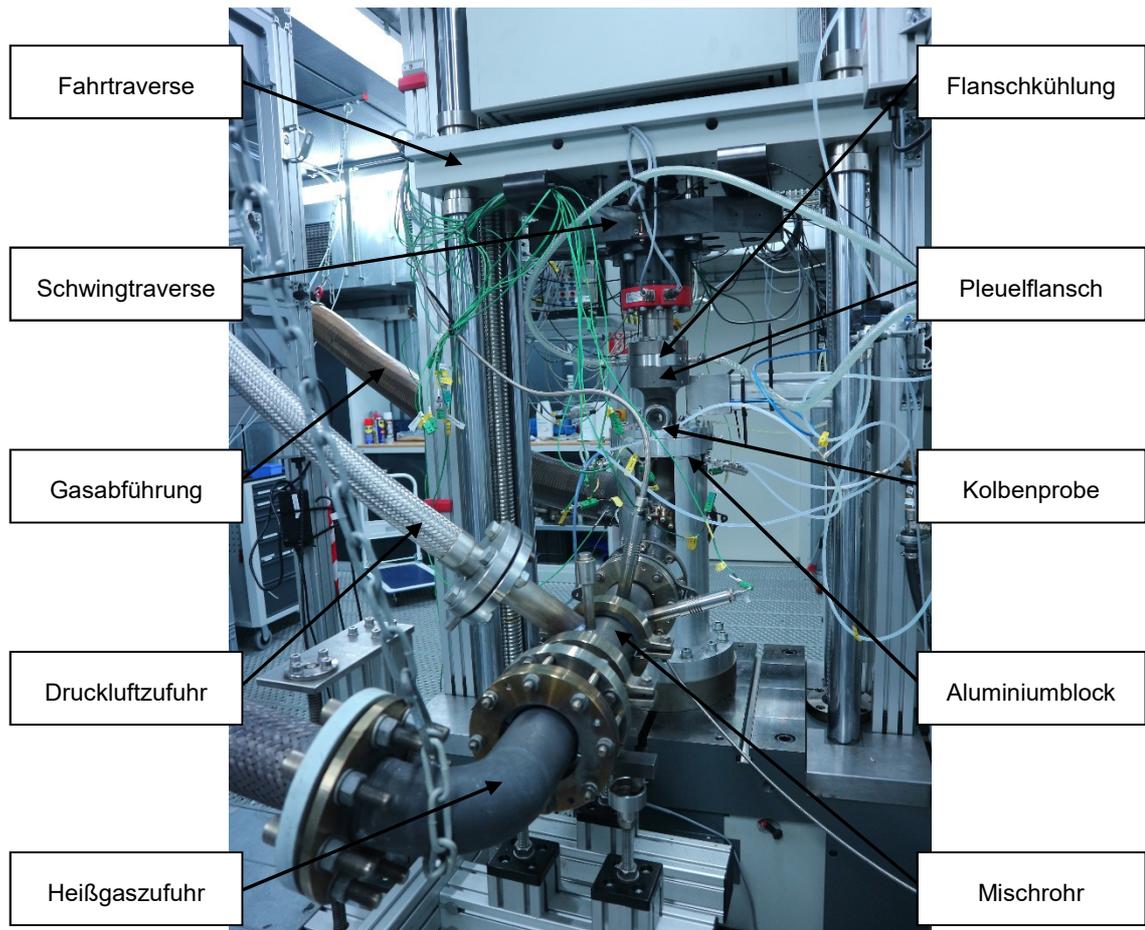


Abbildung 4.8: Gesamtaufbau Prüfstand

## 5 Versuche

Um die Randbedingungen für die eigentlichen TMF und TMF/HCF-Versuche optimal einstellen zu können, waren einige Vorversuche zur Bestimmung der Prüfstandparameter notwendig. Außerdem wurde das Messergebnis des Vorversuchs zur Bestimmung des zeitabhängigen Temperaturfelds als Input für eine aufwändige Lebensdauersimulation benötigt

### 5.1 Vorversuche

Voraussetzung für eine treffende Nachbildung der realen Kolbenschädigung am Prüfstand sind realitätsgetreue Bedingungen. Um die Schädigung aufgrund von TMF- und überlagerter TMF/HCF-Belastung bewerten zu können, ist daher eine realitätsnahe Temperaturverteilung im Kolben entscheidend. Wie in Kapitel 3.1.1 bereits beschrieben, treten die maximalen Temperaturen des Dieselmotorkolben am Muldenrand auf und nehmen zum Kühlkanal, zur Zylinderwand sowie zur Muldenmitte hin deutlich ab. Die schädigende Belastung für den Kolben ergibt sich vor allem in Folge einer hohen Muldenrandtemperatur sowie einer großen Temperaturdifferenz zwischen Muldenrand und Muldenmitte. Ein realitätsnahes Temperaturfeld in der Kolbenprobe entspricht einer Muldenrandtemperatur von ca. 350 °C und einer Temperaturdifferenz zwischen Muldenrand und Muldenmitte ca. 80 K.

Um diese Temperaturverteilung zu messen, wurde eine mit Thermoelementen versehene Kolbenprobe verwendet. Hierbei waren acht, gleichmäßig auf 360° verteilte Thermoelemente angebracht, welche sich genau unter der Oberfläche des Muldenrands befanden ( $T_{rim\_1}$  -  $T_{rim\_8}$ ). Die Thermoelementprobe besaß neben diesen acht Elementen auch noch welche am Ringträger ( $T_{carrier}$ ), am Feuersteg ( $T_{edge}$ ), an der tiefsten Stelle der Kolbenmulde ( $T_{deep}$ ) und in der Muldenmitte ( $T_{center}$ ). Letztere Messstelle war besonders wichtig, da sie zur Bestimmung der Temperaturdifferenz zwischen Muldenrand und Muldenmitte diente. Die genaue Position der Thermoelemente sowie die Lage von Ein- und Auslass der Kolbenkühlung kann Abbildung 5.1 entnommen werden.

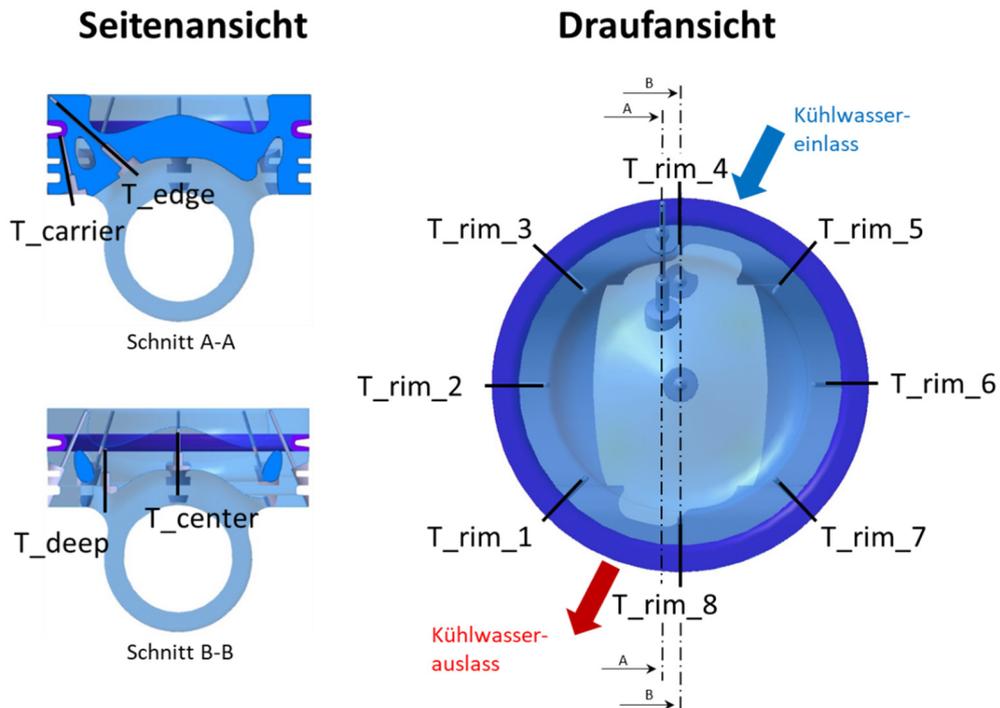


Abbildung 5.1: Thermoelementanordnung der Kolbenprobe

Am Prüfstand wurde die Temperaturverteilung in der Kolbenprobe mittels der Heißgasanströmung durch den Anströmadapter sowie der Kolbenkühlung eingestellt. Die wichtigsten Parameter des Heißgastroms waren Temperatur und Massestrom. Für die Wärmeabfuhr durch die Kolbenkühlung waren vor allem Durchfluss, Ein-/Auslasstemperatur und spezifische Wärmekapazität des Kühlmediums entscheidend. Ziel der Vorversuche war es, durch die richtige Einstellung dieser Größen eine realitätsgetreue Temperaturverteilung im Kolben zu erhalten. Dies war jedoch eine Herausforderung, da man bei der Regulierung einiger Parameter eingeschränkt war. Beispielsweise ist der maximal einstellbare Heißgasstrom durch den Gegendruck (4,2 bar) des Brenners begrenzt. Außerdem stellten bei der Wahl der Kolbenkühlungsparameter der Druck in der Kühlleitung und die Siedetemperatur des Kühlmediums eine Grenze dar. Um trotz dieser Einschränkungen die Zieltemperaturen am Kolben bestmöglich zu erreichen, wurden verschiedene Kühlkonzepte aufgebaut und untersucht.

### 5.1.1 Temperaturfeldaufnahme und Kühlmittelauswahl

Ziel der Temperaturfeldaufnahme war es, durch die Wahl der Versuchsparameter und des Kühlmediums einen stationären Punkt aufzunehmen, bei dem die geforderte Muldenrandtemperatur von 350 °C erreicht wird und auch die Temperaturdifferenz zwischen Muldenrand und Muldenmitte mindestens 80 K beträgt.

### 5.1.1.1 Versuchsdurchführung

Zur Aufnahme des Temperaturfelds wurde stets die gleiche und auch schon in vorherigen Untersuchungen angewandte Methodik verwendet. Dabei wird der Heißgasmassenstrom so eingestellt, dass der maximal ertragbare Brennergegendruck (4,2 bar) gerade nicht überschritten wird, was mit dem aktuellen Versuchsaufbau einem Wert von etwa 0,1 kg/s entspricht. Begonnen wird die Messung mit einer Heißgastemperatur am Brenneraustritt von 200 °C. Diese wird ca. 25 Minuten gehalten, damit sich eine stationäre Temperaturverteilung im Kolben einstellt. Nach Ablauf der Haltezeit wird dann der erste Messpunkt aufgenommen und gespeichert. Im nächsten Schritt wird die Temperatur um 100 °C erhöht und nach 25 Minuten erfolgt wieder eine Messung. Dies wird wiederholt bis die, je nach Versuch unterschiedlich hohe, Maximaltemperatur erreicht ist.

Beim Erhöhen der Heißgastemperatur steigt jedoch der Gegendruck des Brenners, weshalb der Massenstrom ab 500 °C bzw. 600 °C etwas verringert werden muss. Außerdem sollte die Durchflussmenge des Kühlmediums aus Gründen der Vergleichbarkeit möglichst konstant gehalten werden. Dies ist jedoch oftmals nicht möglich, da Blasensieden in der Kühlleitung vermieden werden muss und die Temperatur des Kühlmediums hauptsächlich durch eine Durchflusserhöhung gesenkt werden kann. In Abbildung 5.2 ist der prinzipielle Ablauf nochmals grafisch dargestellt.

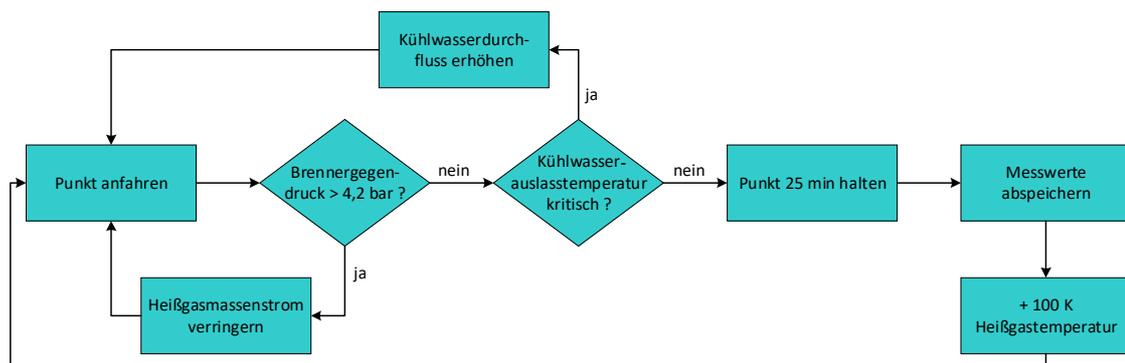


Abbildung 5.2: Prinzipielle Versuchsdurchführung der Temperaturfeldaufnahme

### 5.1.1.2 Kaltes Wasser

Bereits im Zuge einer vorherigen Arbeit wurde Wasser als Kühlmedium für die Kolbenkühlung untersucht. Dabei wurde die Forderung einer Temperaturdifferenz von 80 K zwischen Muldenrand und Muldenmitte mit einem gemessenen Wert von 126,9 K deutlich erfüllt. Die Maximaltemperatur am Muldenrand betrug jedoch, selbst bei einer Heißgastemperatur von 900 °C, lediglich 318 °C und entsprach somit nicht dem angestrebten Wert von 350 °C.

Offensichtlich war die Wärmeabfuhr bei einer Kühlung mit kaltem Wasser selbst bei niedrigen Durchflüssen zu hoch um die Zieltemperatur am Muldenrand zu erreichen. Als Gründe hierfür wurden die Einlasstemperatur und die spezifische Wärmekapazität von Wasser festgemacht, welche mit ca. 4,19 kJ/(kg\*K) (20 °C) sehr hoch ist. Auf Grund dieser Erkenntnisse wurden Versuche mit gekühlter und ungekühlter Druckluftkühlung



Messwerte bei T\_rim\_4 sind etwas geringer. Dies ist jedoch damit zu erklären, dass sich in unmittelbarer Nähe von T\_rim\_4 der Einlass des Kolbenkühlkanals befand und somit die Kühlung an dieser Stelle dem Kolben am meisten Wärme entzog. In Abbildung 5.4 ist jedoch auch zu erkennen, dass die Zieltemperatur von 350 °C am Muldenrand trotz der Vorheizung des Kühlwassers nicht erreicht werden konnte. Der Temperaturunterschied zur Muldenmitte hingegen lag mit einem durchschnittlichen Wert von 128,8 K bei 900 °C Heißgastemperatur deutlich über dem geforderten Wert von 80 K. Außerdem ist in Abbildung 5.5 zu beobachten, dass mit steigender Austrittstemperatur des Kühlwassers auch die Eintrittstemperatur steigt, was die logische Folge aus der Vorheizung durch den Wärmetauscher ist. Ein Abfall von Austritts- und Eintrittstemperatur trotz erhöhter Heißgastemperatur ist auf eine Durchflusserhöhung zurück zu führen, welche zur sicheren Vermeidung von Blasensieden durchgeführt wurde.

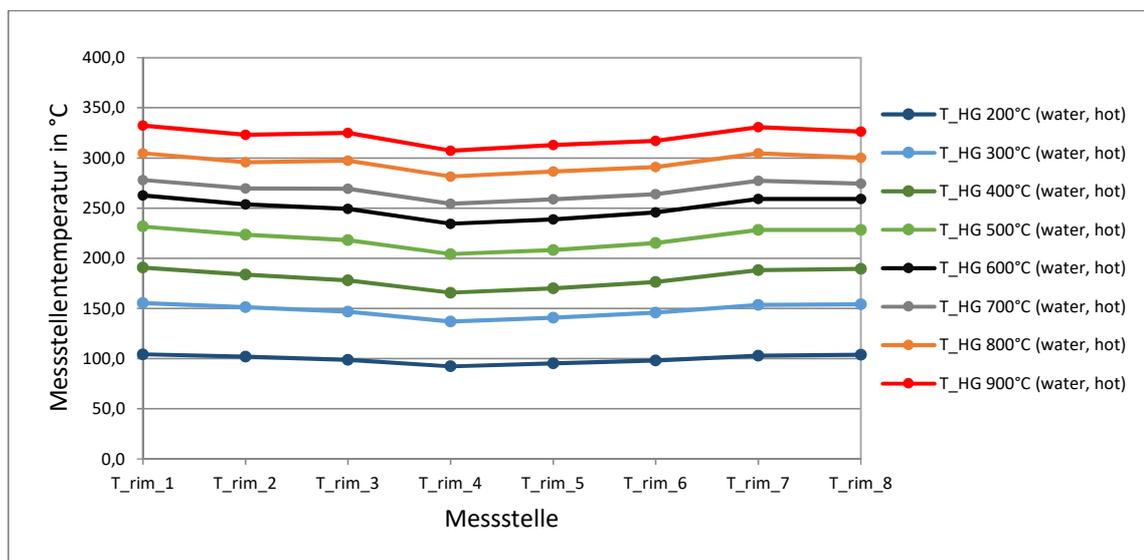


Abbildung 5.4: Temperaturfeld am Muldenrand bei vorgewärmter Wasserkühlung

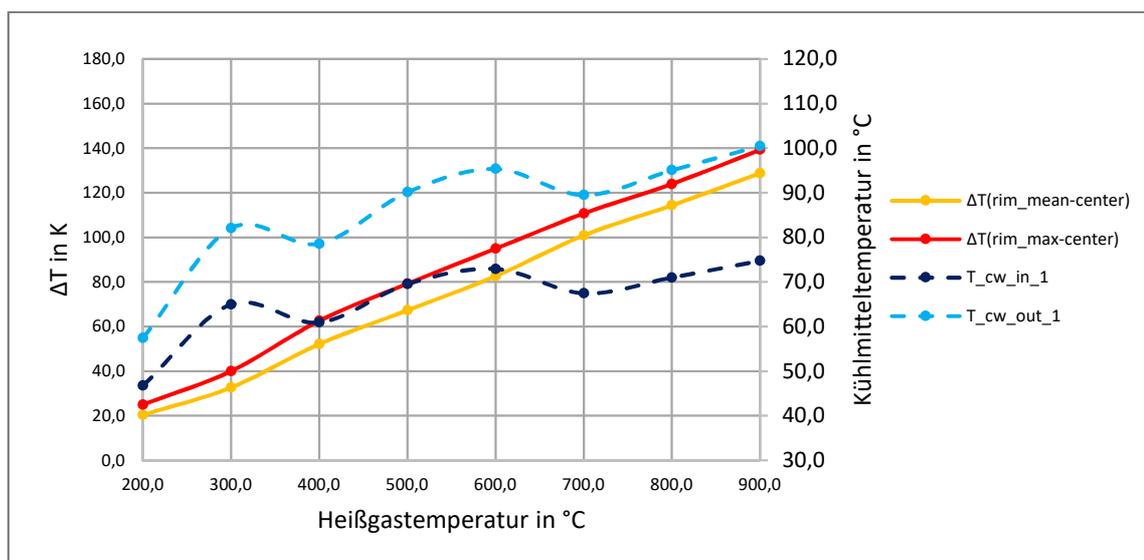


Abbildung 5.5: Temperaturdifferenz zwischen Muldenrand und Muldenmitte bei vorgewärmter Wasserkühlung

Um den Einfluss der Kühlmiteleintrittstemperatur auf die Temperaturverteilung am Muldenrand zu bewerten, sind in Abbildung 5.6 die Temperaturfelder bei warmem und kaltem Wasser in einem Diagramm dargestellt. Hierbei ist besonders der niedrige Messwert bei T\_rim\_4 des Versuchs mit kaltem Wasser auffällig, was auf die deutlich kältere Einlasstemperatur des Kühlwassers zurückzuführen ist.

Das Diagramm macht deutlich, dass die Vorwärmung des Kühlmediums einen positiven Einfluss auf die Muldenrandtemperatur hatte. In Abbildung 5.7 sind die mittleren (mean) und maximalen (max) Temperaturdifferenzen zwischen Muldenrand und Muldenmitte der beiden Versuche bei einer Heißgastemperatur von 900 °C abgebildet und es ist zu sehen, dass sich bei dem Versuch mit Vorheizung sogar ein größerer Temperaturunterschied einstellte. Grund dafür ist der höhere Kühlwasserdurchfluss bei dem Versuch mit Vorheizung. Dies ist besonders gut in Tabelle 5.1 zu erkennen, welche die wichtigsten Einflussparameter auf die Temperaturverteilung im Kolben enthält. Einer dieser Einflussparameter ist die Kühlmiteleinlasstemperatur. Beim Versuch mit Vorheizung verläuft diese proportional zu der Auslasstemperatur des Kühlwassers, bei diesem ohne Vorheizung fallen jedoch die Messwerte bei den Heißgastemperaturen 300 °C, 800 °C und 900 °C aus dem Muster. Dies liegt daran, dass beim dort verwendete Kühlsystem eine Kühlwassertemperatur zwischen 15 °C und 30 °C eingestellt werden konnte und man auch schon bei diesem Versuch den Einfluss der Kühlmiteleinlasstemperatur untersuchen wollte. Dies war jedoch aufgrund des geringen Temperaturbereichs des Kühlkonzeptes kaum möglich.

Um dies genauer zu untersuchen wurde dann der optimierte Kühlkreislauf mit Vorheizung aufgebaut, wodurch die Temperaturverteilung am Muldenrand deutlich homogener wurde. Jedoch stieg die Muldenrandtemperatur dadurch nicht entscheidend an, weshalb auch mit diesem Konzept kein guter Kompromiss aus den beiden Anforderungen erreicht werden konnte.

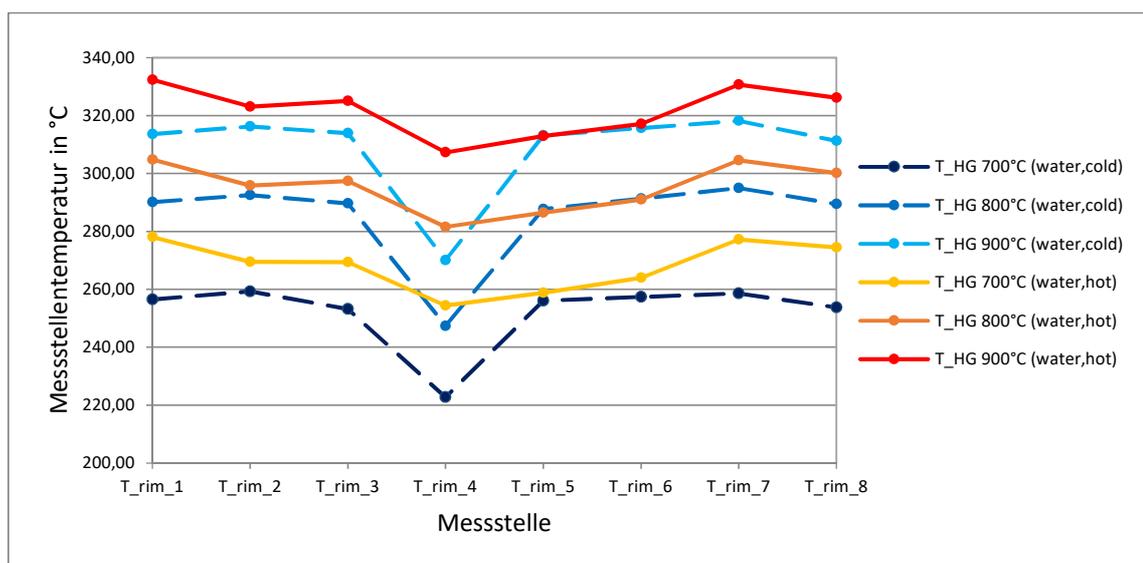


Abbildung 5.6: Vgl. Temperaturfelder am Muldenrand bei kalter und vorgewärmter Wasserkühlung

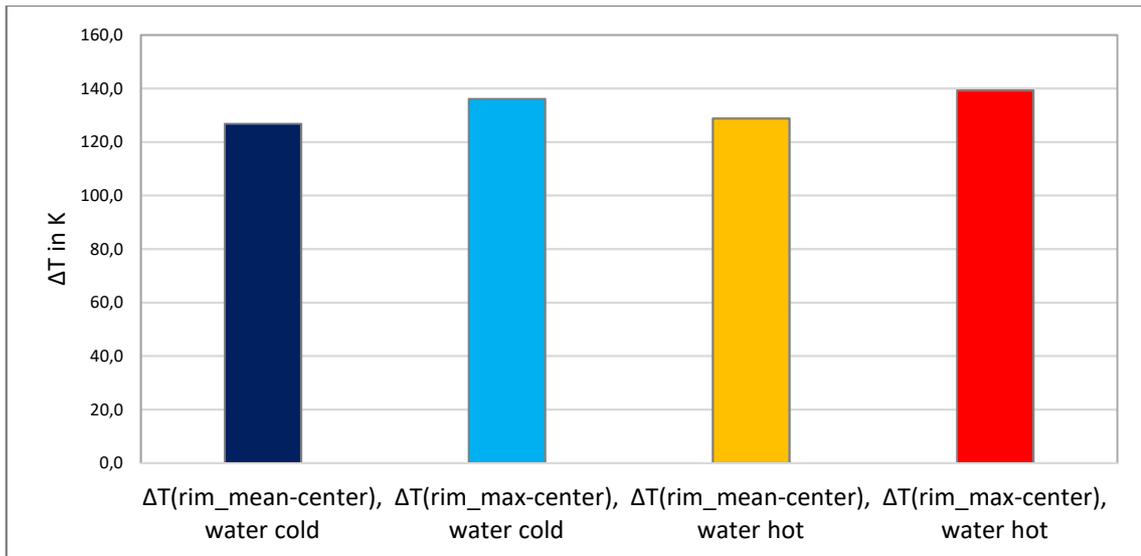


Abbildung 5.7: Vgl. Temperaturdifferenzen zwischen Muldenrand und Muldenmitte bei kalter und vorgewärmter Wasserkühlung ( $T_{Hg} = 900^{\circ}\text{C}$ )

Tabelle 5.1: Wichtigste Einflussparameter auf die Temperaturverteilung bei kalter und vorgewärmter Wasserkühlung

$T(\text{Heißg.})$	$\dot{m}(\text{Heißgas})$		$\dot{V}(\text{Kühlmedium})$		$T(\text{Kühlmed.-Ein.})$		$T(\text{Kühlmed.-Aus.})$	
$^{\circ}\text{C}$	kg/h		l/h		$^{\circ}\text{C}$		$^{\circ}\text{C}$	
	Water cold	Water hot	Water cold	Water hot	Water cold	Water hot	Water cold	Water hot
200	362,5	364,8	46,3	48,9	19,7	46,7	34,3	57,4
300	359,9	363,2	46,6	47,3	24,7	65,0	47,1	82,1
400	360,9	364,4	46,7	77,6	18,6	60,9	51,2	78,6
500	358,7	365,0	47,3	87,0	19,7	69,5	62,6	90,1
600	358,0	348,4	48,0	100,0	19,3	72,9	73,7	95,4
700	337,5	336,0	48,6	128,5	19,3	67,5	83,3	89,5
800	331,4	320,5	76,6	135,0	29,8	71,0	75,3	95,1
900	322,1	313,5	77,1	144,1	30,0	74,7	81,0	100,5

#### 5.1.1.4 Glykosol N

Bei den Versuchen mit Druckluft und Wasser wurde deutlich, dass besonders die spezifische Wärmekapazität des Kühlmediums Einfluss auf die Temperaturverteilung im Kolben hat. Um also einen Kompromiss aus hohen Muldenrandtemperaturen und hohen Temperaturdifferenzen zur Muldenmitte zu erreichen, bedurfte es eines Mediums, dessen spezifische Wärmekapazität zwischen der von Luft ( $c_p \approx 1,005 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ ) und Wasser ( $c \approx 4,19 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ ) angesiedelt ist. Eine entsprechende Flüssigkeit ist Glykosol N der „pro HÜLSOLE GmbH“. Diese ist eine gelbe geruchslose Flüssigkeit auf Basis von Monoethylglykol für den Einsatz als Wärmeübertragungsmedium. Sie wird, hauptsächlich verdünnt mit Wasser, als Frostschutz- und Korrosionsschutzmedium in allen technischen Bereichen, wie z.B. in Wärmepumpen, Klimaanlage, Wärmerückgewinnungssystemen und Heiz- und Kühlsystemen eingesetzt. Reines Glykosol N hat eine spezifische

Wärmekapazität von  $2,3 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$  und eignete sich daher gut als mögliches Medium zur Kolbenkühlung. Des Weiteren siedet Glykosol N erst bei einer Temperatur von  $170 \text{ }^\circ\text{C}$  was einen zusätzlichen Vorteil mit sich bringt. [16] Weitere Stoffdaten können dem Anhang entnommen werden.

Auf Grund der im Vergleich zu Wasser geringen Wärmekapazität und hohen Viskosität eignete sich Glykosol N jedoch nicht als Medium zur Kühlung von Lichtleitern und Endoskop. Deshalb wurde das in Abbildung 5.8 dargestellte Kühlkonzept mit separatem Glykosol-Kreislauf aufgebaut. Hierbei wurden zwei Wärmetauscher eingesetzt. Einer davon nutzte wieder die hohe Temperatur nach Kolbenaustritt um die Eintrittstemperatur des Mediums zu erhöhen und ein zweiter gleich die Temperatur des Glykosols wieder dieser im Wasserkreislauf an. Dies war notwendig, da bei der eingesetzten Zusatzpumpe hohe Medientemperaturen vermieden werden mussten. Mittels der zwei parallelgeschalteten Ventile nach der Pumpe konnte zwischen heißer oder kalter Eintrittstemperatur gewählt werden. Die heiße Eintrittstemperatur war hierbei, aufgrund des Wärmetauschers, abhängig von der Austrittstemperatur des Glykosols. Beim Betrieb ohne Vorheizung hingegen, war die Eintrittstemperatur bei jedem stationären Punkt ungefähr gleich. Der Druck in der Kühlleitung konnte mit Hilfe des eingebauten Nadelventils sowie der Pumpeleistung variiert werden. Der schematische Aufbau des verwendeten Kühlkonzepts kann Abbildung 5.8 entnommen werden.

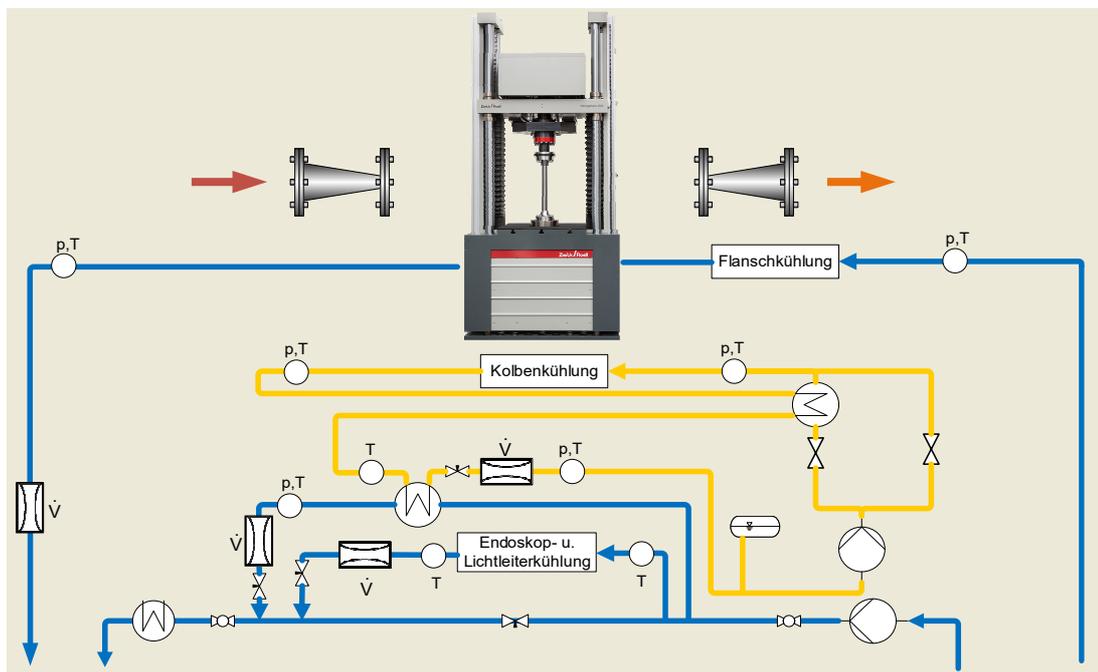


Abbildung 5.8: Kühlkonzept Temperaturfeldaufnahme mit Glykosol N

Die Temperaturverteilung im Kolben wurde sowohl mit vorgeheiztem, als auch mit kaltem Glykosol N aufgenommen, wobei das Heißgas bei beiden Versuchen nur bis auf  $800 \text{ }^\circ\text{C}$  nach Brenneraustritt erhöht wurde.

Der Versuch mit vorgewärmten Glykosol N ergab erwartungsgemäß das vielversprechendere Temperaturfeld am Muldenrand, welches in Abbildung 5.9 dargestellt ist. Die

dazugehörigen Temperaturdifferenzen zur Muldenmitte zeigt Abbildung 5.10. Es ist zu erkennen, dass die Zieltemperatur am Muldenrand bei  $T_{rim\_1}$  erreicht wurde und auch der durchschnittliche Temperaturunterschied zur Muldenmitte über dem geforderten Wert lag. Grund für die Durchflusserhöhung und der damit verbundenen Temperaturabnahme des Glykosols bei 800 °C Heißgastemperatur war wiederum das Vermeiden von Blasensieden im Ringkanal. Beim vorletzten stationären Punkt konnte das Sieden des Kühlmediums nur durch eine Erhöhung des Drucks in der Kühlleitung verhindert werden. Zwar lag die gemessene Kühlmitteltemperatur am Auslass noch unterhalb der Siedetemperatur von Glykosol, jedoch war vor der Druckerhöhung Blasensieden im Teflon-Schlauch nach dem Kühlmittelauslass erkennbar. Für den Dauerbetrieb wäre eine Belastungskombination, wie sie während des vorletzten stationären Punktes vorlag nicht geeignet, da diese sehr hohe Anforderungen an den Kühlkreislauf stellen würde.

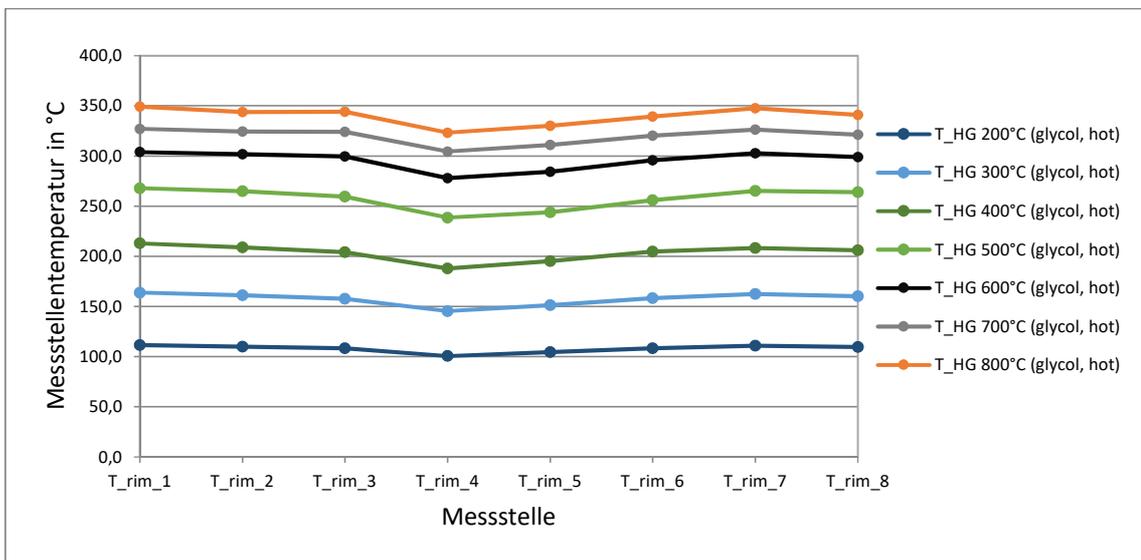


Abbildung 5.9: Temperaturfeld am Muldenrand bei vorgewärmter Glykosolkühlung

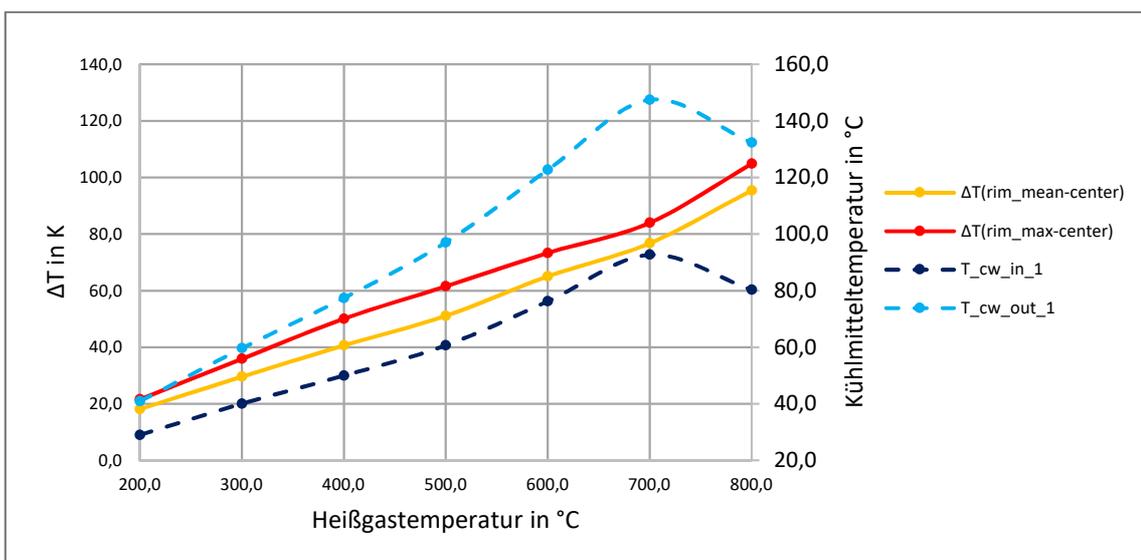


Abbildung 5.10: Temperaturdifferenz zwischen Muldenrand und Muldenmitte bei vorgewärmter Glykosolkühlung

### 5.1.1.5 Vergleich Wasser und Glykosol N

Das in Abbildung 5.11 dargestellte Diagramm ermöglicht den Vergleich der Temperaturverteilungen am Muldenrand, welche sich beim Einsatz der verschiedenen Kühlmedien mit und ohne Verheizung bei 800 °C Heißgastemperatur einstellten.

Aufgrund der Messergebnisse konnte die Kühlung mit heißem Glykosol N als die am besten geeignete festgemacht werden. Dies wird durch Abbildung 5.12 bestätigt, da die Temperaturdifferenz zur Muldenmitte deutlich über 80 K lag auch, wenn eine Wasserkühlung etwas bessere Werte liefert.

In Tabelle 5.2 sind die wichtigsten Einflussparameter der Versuche aufgelistet. Dies ist hilfreich um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse bewerten zu können. Hierbei ist besonders auf die Variation des Kühlmitteldurchflusses zu achten, da dieser - vor allem bei dem Versuch mit warmem Wasser - angepasst werden musste um die Kühlmitteltemperatur zu senken und damit Blasensieden zu vermeiden. In Tabelle 5.2 ist außerdem gut zu erkennen, dass bei höheren Gastemperaturen der Massestrom des Brenners reduziert werden musste um den kritischen Gegendruck nicht zu überschreiten.

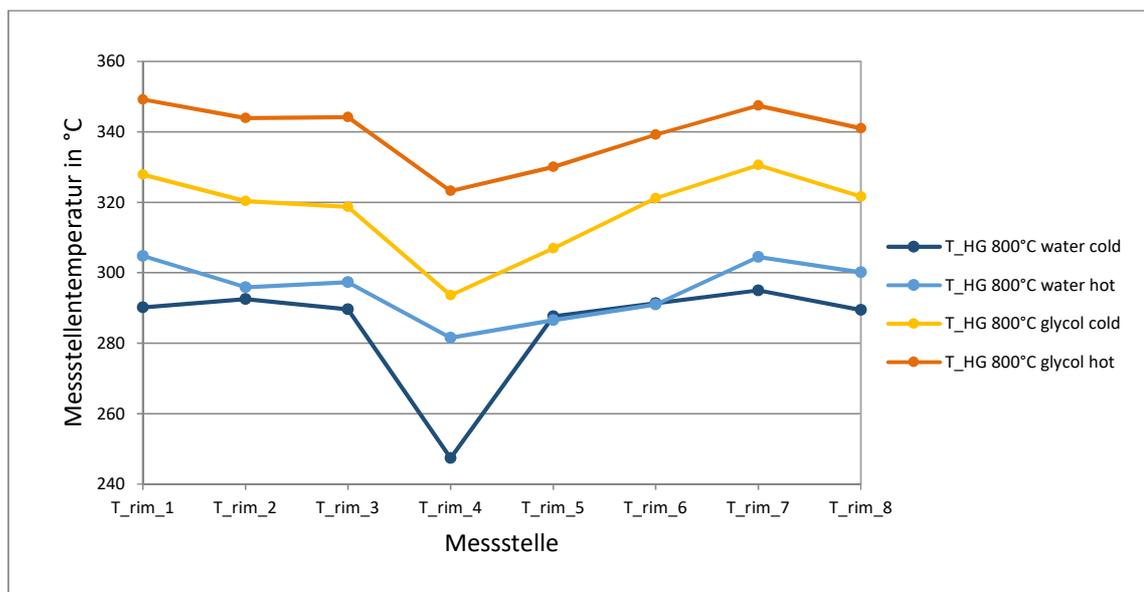


Abbildung 5.11: Vgl. Temperaturfelder am Muldenrand bei Wasser- und Glykosolkühlung

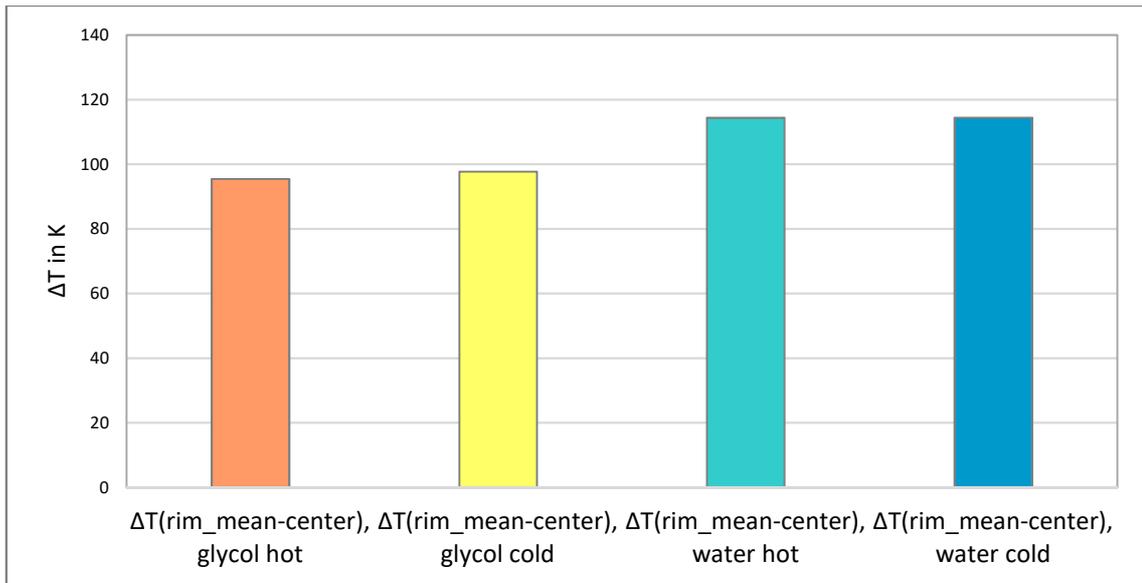


Abbildung 5.12: Vgl. Temperaturdifferenzen zwischen Muldenrand und Muldenmitte bei Wasser- und Glykosolkühlung ( $T_{Hg} = 800 \text{ °C}$ )

Tabelle 5.2: Wichtigste Einflussparameter auf die Temperaturverteilung bei Wasser- und Glykosolkühlung

$T(\text{Heißg.})$ °C	$\dot{m}$ (Heißgas) kg/h				$\dot{V}$ (Kühlmedium) l/h			
	Water cold	Water hot	Glycol cold	Glycol hot	Water cold	Water hot	Glycol cold	Glycol hot
200	362,5	364,8	370,8	361,1	46,3	48,9	47,4	47,8
300	359,9	363,2	370,6	360,6	46,6	47,3	47,8	46,9
400	360,9	364,4	363,0	361,1	46,7	77,6	47,9	47,4
500	358,7	365,0	363,5	360,0	47,3	87,0	48,0	48,1
600	358,0	348,4	352,4	360,3	48,0	100,0	47,5	48,2
700	337,5	336,0	331,1	330,6	48,6	128,5	47,9	48,5
800	331,4	320,5	321,9	323,5	76,6	135,0	67,8	67,0

$T(\text{Heißg.})$ °C	$T$ (Kühlmedium-Einlass) °C				$T$ (Kühlmedium-Auslass) °C			
	Water cold	Water hot	Glycol cold	Glycol hot	Water cold	Water hot	Glycol cold	Glycol hot
200	19,7	46,7	19,8	29,0	34,3	57,4	33,1	40,9
300	24,7	65,0	20,1	40,0	47,1	82,1	41,9	59,6
400	18,6	60,9	20,0	49,9	51,2	78,6	50,3	77,4
500	19,7	69,5	20,4	60,6	62,6	90,1	62,6	97,0
600	19,3	72,9	17,3	76,2	73,7	95,4	73,7	122,7
700	19,3	67,5	17,6	92,7	83,3	89,5	85,1	147,5
800	29,8	71,0	22,5	80,3	75,3	95,1	79,7	132,3

#### 5.1.1.6 Versuche mit zusätzlichen Kolbendichtungen

Neben den Temperaturen am Muldenrand und der Temperaturdifferenz zur Muldenmitte ist auch der Temperaturabfall von Muldenrand zum Feuersteg für das Schädigungsverhalten von Bedeutung. Aufgrund dessen wurden zwei Konzepte getestet, welche einen positiven Einfluss auf diesen Temperaturabfall haben könnten. Bei dem ersten Konzept wurde eine Hochtemperaturflachdichtung auf dem Kolbenboden angebracht, welche bewirken sollte, dass der Kolbenboden weniger stark aufgeheizt wird und sich dadurch eine größere Temperaturdifferenz zwischen Muldenrand und Feuersteg einstellt. Das zweite Konzept verfolgte dasselbe Prinzip, nur, dass hierbei ein Isoglas-Band, was beispielsweise zur Abdichtung von Ofentüren zum Einsatz kommt, verwendet wurde. Bei beiden Konzepten erfolgte die Kühlung mittels vorgeheiztem Glykosol N und die Versuchsdurchführung entsprach der in Kapitel 5.1.1.1 beschriebenen. Als Vergleichswerte wurden die bei vorgeheizter Glykosol-Kühlung ermittelten Messwerte verwendet.

Die Ergebnisse der Versuche sind in Abbildung 5.13 und Abbildung 5.14 dargestellt und es wird deutlich, dass beide eingesetzten Konzepte einen negativen Einfluss auf die Temperaturverteilung im Kolben hatten. Die in Abbildung 5.13 deutlich erkennbare Abnahme der Muldenrandtemperatur ist auf den geringeren Wärmeeintrag in den Kolben aufgrund der Dichtung zurückzuführen.

Außerdem war bei den Versuchen ohne zusätzliche Dichtung zu beobachten, dass bei steigender Heißgastemperatur und damit auch steigender Muldenrandtemperatur, die Temperaturdifferenz zwischen Muldenrand und Muldenmitte zunahm (siehe Abbildung 5.10). Da die Muldenrandtemperaturen bei Verwendung der Dichtungen jedoch um einiges geringer war, stellte sich auch ein kleinerer Temperaturunterschied zwischen Muldenrand und Muldenmitte ein. Derselbe Effekt erklärt auch den geringeren Temperaturabfall vom Muldenrand zum Feuersteg. Die Dichtungen konnten den Wärmeeintrag in den Kolbenboden zwar verringern und damit die Feuerstegtemperatur senken, jedoch hatte die Abnahme der Muldentemperatur einen größeren Einfluss auf die Temperaturdifferenz.

Die beiden eingesetzten Konzepte trugen somit nicht zum Verbessern der Temperaturverteilung im Kolben bei und kamen demnach auch in weiteren Versuchen nicht mehr zum Einsatz.

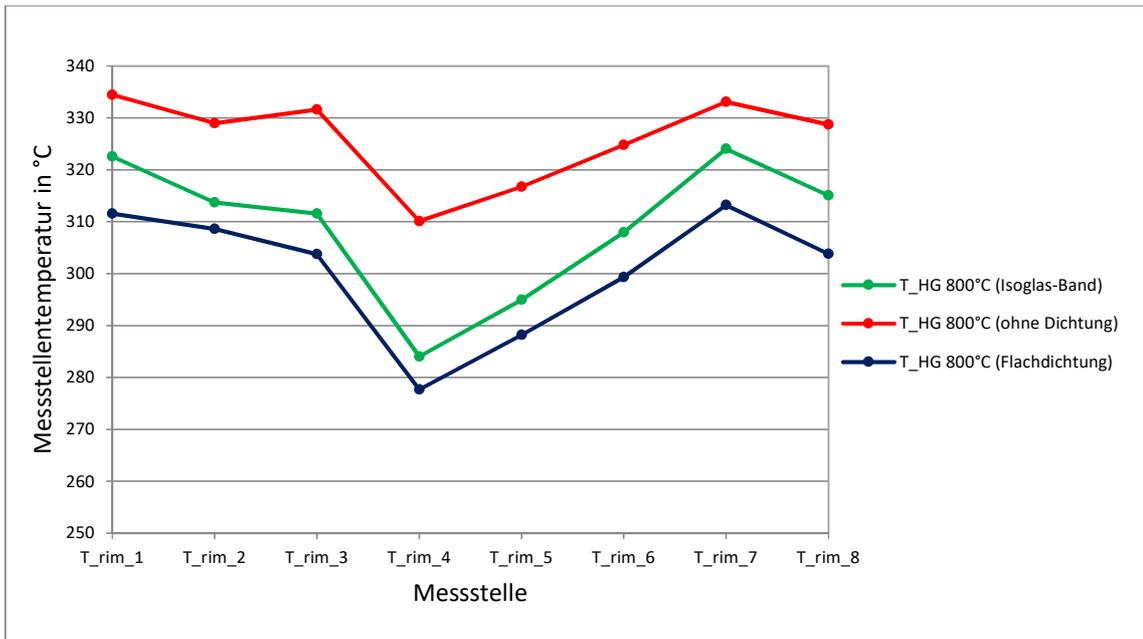


Abbildung 5.13: Vgl. Temperaturfelder am Muldenrand beim Einsatz von zusätzlichen Kolbendichtungen

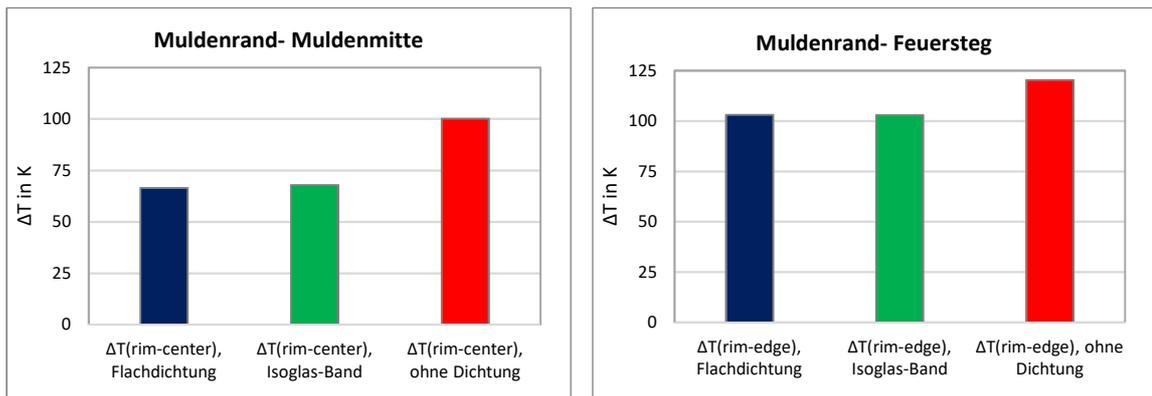


Abbildung 5.14: Vgl. Temperaturdifferenzen am Kolben beim Einsatz von zusätzlichen Kolbendichtungen ( $T_{Hg} = 800 \text{ }^\circ\text{C}$ )

### 5.1.2 Thermoschockzyklen

Nach der stationären Temperaturfeldaufnahme folgte die Bestimmung der zeitabhängigen Temperaturverteilung infolge zyklischer Temperaturwechsel. Ziel der Versuche war es, die Prüfstandsparameter so einzustellen, dass der Kolben eine möglichst starke Thermoschockbelastung erfährt. Solch eine Belastung wird durch den schnellen Wechsel zwischen hohen Temperaturen in der Heizphase und niedrigen in der Abkühlphase charakterisiert.

Kriterien für eine schädigende Temperaturverteilung waren auch hier die Muldenrandtemperatur (350 °C) und die Temperaturdifferenz zwischen Muldenrand und Muldenmitte (80 K). Diese beiden Größen galt es in der Heizphase zu maximieren und in der Abkühlphase dementsprechend zu minimieren. Außerdem sollte eine geringe Zykluszeit den Versuchsaufwand minimieren.

Mit den erhaltenen Thermoschockzyklen wurde dann eine überschlägige Lebensdauerabschätzung der Kolbenprobe infolge der Thermoschockbelastung durchgeführt. Der Zyklus, welcher hierbei die kürzeste Lebensdauer ergab, sollte dann für Nachbildung des Schädigungsverhaltens am Prüfstand herangezogen werden.

#### 5.1.2.1 Durchführung und Aufbau

Das zeitabhängige Temperaturfeld wurde sowohl mit Wasser als auch mit Glykosol N als Kühlmedium aufgenommen. Hierbei kam bei beiden Versuchen das Kühlkonzept mit zwei Wärmetauschern und separatem Kolbenkühlkreislauf, wie es schon bei der Temperaturfeldaufnahme mit Glykosol N verwendet wurde, zum Einsatz. Um Thermoschockzyklen mit Wasserkühlung aufzuzeichnen wurde lediglich Glykosol aus dem Kolbenkühlkreislauf abgelassen und dieser mit Osmose-Wasser befüllt.

Zum Realisieren der Temperaturwechsel stand die in Kapitel 4.1 beschriebene Thermoschockvorrichtung des HGPST zur Verfügung. Zyklusparameter konnten mit Hilfe der dazugehörigen Software festgelegt werden. In der Heizphase mussten Brenneraustrittstemperatur, Heißgasmassenstrom, Rampenzeit und Haltezeit vorgegeben werden, wobei die Rampenzeit der Zeit entspricht, die der Brenner benötigen soll um die Zielgrößen anzufahren. In der Abkühlphase mussten dieselben Zeitparameter vorgegeben werden, jedoch wurde der Massestrom und die Gastemperatur vor Eintritt in den Anströmadapter eingestellt, was auf Grund der Frischluftzumischung im Mischrohr zweckmäßiger war.

Um jedoch eine möglichst starke Thermoschockbelastung des Kolbens zu erreichen, bedurfte es nicht nur optimaler Brenneinstellungen, sondern auch einer angepassten Steuerung des Kühlsystems. Diese sorgte mit Hilfe der verbauten Ventile dafür, dass die Vorwärmung des Kühlmediums nur in der Heizphase aktiv war. Somit musste lediglich der durch die Pumpenleistung erzeugte Volumenstrom so eingestellt werden, dass sich ein guter Kompromiss aus hohen Kolbentemperaturen in der Heizphase und guter Wärmeabfuhr in der Kaltphase ergab.

Zur Messung der zeitabhängigen Temperaturverteilung im Kolben während der Thermoschockbelastung wurde wiederum die mit Thermoelementen versehene Kolbenprobe verwendet. Diese wurde zur Aufnahme der Thermoschockzyklen etwa 20 Minuten pro Prüfstandsparameterkombination den Temperaturwechseln ausgesetzt. Immer der letzte so gemessene Zyklus ergab hierbei das aussagekräftigste Ergebnis, da das System einige Zeit brauchte um sich einzuschwingen. Für jede Prüfstandseinstellung wurde somit ein charakteristischer Thermoschockzyklus aufgenommen. Durch den Vergleich der aufgenommenen Zyklen konnten dann iterativ die optimalen Betriebsparameter bestimmt werden.

Im Folgenden wird jeweils der vielversprechendste Zyklus mit Wasser- und Glykosol N-Kühlung genauer betrachtet.

#### 5.1.2.2 Wasser

Beim Einsatz von Wasser wurden die in Abbildung 5.15 und Abbildung 5.16 dargestellten Thermoschockzyklen aufgenommen, wobei in den Diagrammen jeweils die drei letzten Zyklen einer Messung aufgetragen sind. Außerdem sind in Tabelle 5.3 die Maximal- und Minimalwerte der wichtigsten Mess- und Einstellgrößen aufgeführt. Die Kolbentemperaturen sind hierbei passend zu den Thermoelementbezeichnungen aus Abbildung 5.1 benannt, wobei die Endung „mean“ den Durchschnittswert der Muldenrandtemperaturen angibt und „max“ den Maximalwert. Die Heißgastemperatur nach dem Brenner wird mit  $T\_HG\_mv$  bezeichnet und diese vor Eintritt in den Anströmadapter mit  $T\_hg\_flange\_front$ .  $T\_cw\_in\_1$  und  $T\_cw\_out\_1$  sind die Messwerte der Kühlwassertemperatur vor Ein- bzw. nach Auslass des Kolbens und  $V\_dot\_cw\_1$  beschreibt den Volumenstrom der Kühlung.

An den Verläufen von  $\Delta T\_rim\_max-center$  und  $T\_rim\_max$  und ist zu erkennen, dass die geforderte Temperaturdifferenz zwischen Muldenrand und Muldenmitte in der Heizphase erreicht wurde, die Zieltemperaturen am Muldenrand jedoch nicht. Dieses Ergebnis war zu erwarten, jedoch haben auch die Minimaltemperaturen sowie die Zykluszeiten Einfluss auf die Schädigung des Kolbens und durch die hohe spezifische Wärmekapazität von Wasser und der großen Durchflussmenge konnten die Muldenrandtemperaturen in einer vergleichsweise kurzen Zeit sehr stark abgesenkt werden. Somit war die Aufzeichnung und Simulation dieses Zyklus vor allem aufgrund der schnellen Abkühlphase und der geringen Minimaltemperaturen interessant.

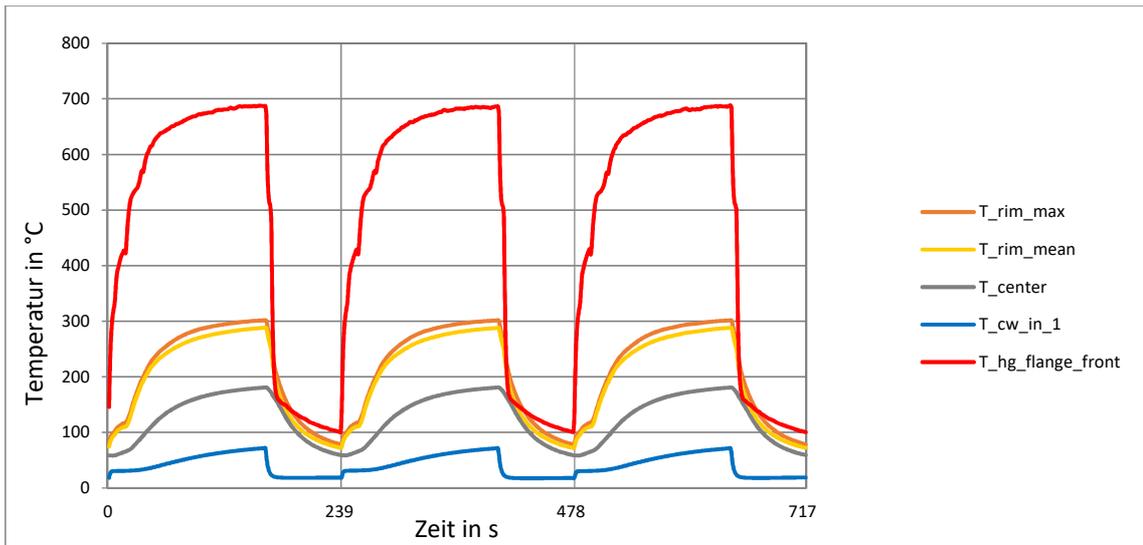


Abbildung 5.15: Zeit-Temperaturverlauf bei Wasserkühlung

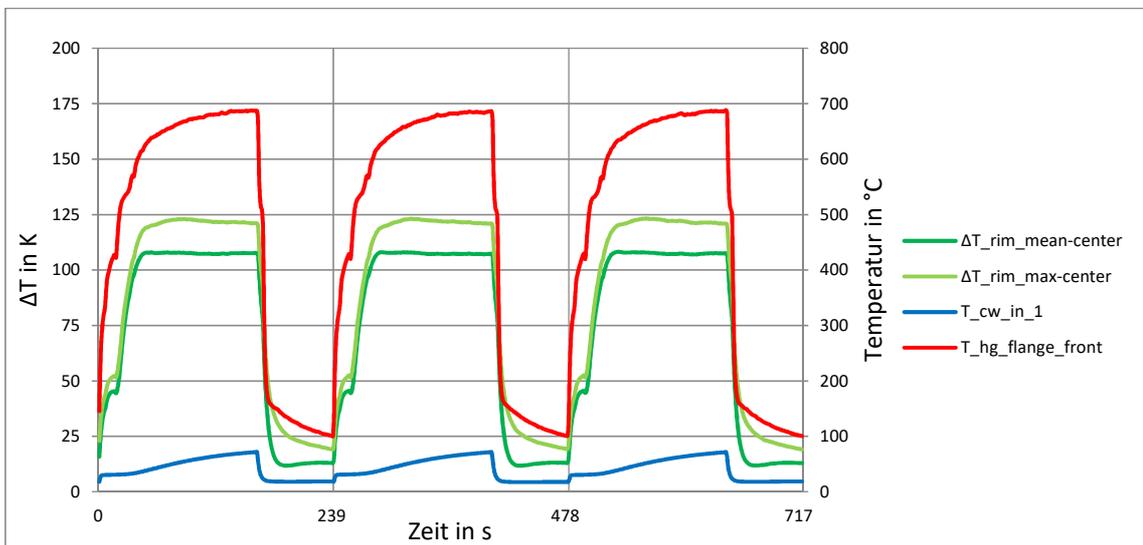


Abbildung 5.16: Zeitverlauf Temperaturdifferenz zwischen Muldenrand und Muldenmitte bei Wasserkühlung

Tabelle 5.3: Maximal- und Minimalwerte der Messgrößen bei Wasserkühlung

	Zykluszeit	Phasenzeit	T_HG_mv.	T_hg_flange_front	T_rim_mean	T_rim_max
	s	s	°C	°C	°C	°C
max	239	162 (heizen)	903,0	688,3	288,3	301,6
min		77 (kühlen)	577,0	100,5	72,1	78,2
Δ			326,1	587,8	216,2	223,4

	T_center	ΔT_rim_mean-center	ΔT_rim_max-center	T_cw_in_1	T_cw_out_1	V_dot_cw_1
	°C	K	K	°C	°C	l/h
max	180,7	107,6	120,9	71,5	100,7	105,1
min	59,2	12,9	19,1	18,7	27,4	104,2
Δ	121,6	94,6	101,8	52,8	73,3	0,9

### 5.1.2.3 Glykosol N

Nach den Versuchen mit Wasser folgten diese mit Glykosolkühlung. Hierbei erhoffte man sich vor allem höhere Maximaltemperaturen in der Heizphase.

Die aufgenommenen Ergebnisse werden auch hier durch den zeitlichen Verlauf der Mess- und Einstellgrößen (Abbildung 5.17 und Abbildung 5.18), sowie deren Maximal- und Minimalwerte (Tabelle 5.4), dargestellt.

Es ist zu erkennen, dass die Maximaltemperatur am Muldenrand ( $T_{rim\_max}$ ) den geforderten Wert von 350 °C in der Heizphase erreichte und auch die durchschnittliche Temperatur ( $T_{rim\_mean}$ ) lag mit 342 °C nur knapp unterhalb der des Sollwertes. Die mittlere Temperaturdifferenz zwischen Muldenrand und Muldenmitte blieb nach kurzem Überschwingen konstant über 80 K und erfüllte damit auch die Anforderungen.

Hauptsächlich aufgrund der geringeren Wärmekapazität von Glykosol konnten die geforderten Kolbentemperaturen in der Heizphase erreicht werden. Jedoch ermöglichte auch der - im Vergleich zu Wasser - höhere Siedepunkt von Glykosol, dass eine niedrigere Durchflussmenge eingestellt werden konnte und somit dem Kolben weniger Wärme entzogen wurde. Dies spiegelte sich aber auch in der Zykluszeit wieder, da durch die geringere Wärmeabfuhr eine deutlich längere Abkühlzeit benötigt wurde um den Kolben ausreichend abzukühlen.

Trotz der verlängerten Zykluszeit und der höheren Minimaltemperaturen ergab die überschlägige Lebensdauerabschätzung des Zyklus mit Glykosol N eine kürzere Lebensdauer als diese mit Wasser. Auf Grund dessen wurde für die weiteren Versuche zum Nachbilden der Schädigung unter TMF- und TMF/HCF-Belastung das Kühlkonzept mit Glykosol N verwendet.

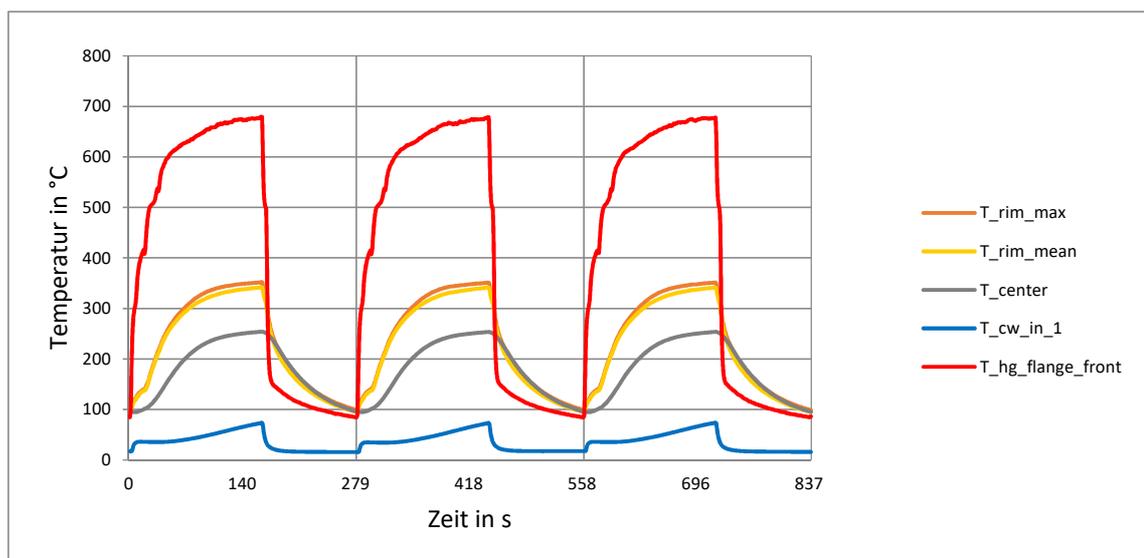


Abbildung 5.17: Zeit-Temperaturverlauf bei Glykosolkühlung

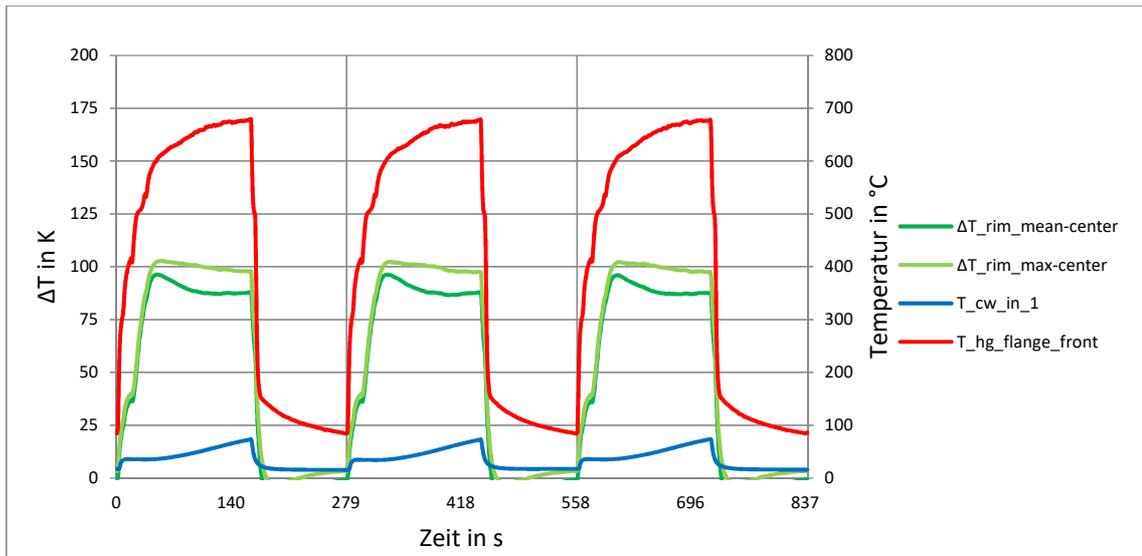


Abbildung 5.18: Zeitverlauf Temperaturdifferenz zwischen Muldenrand und Muldenmitte bei Glykolskühlung

Tabelle 5.4: Maximal- und Minimalwerte der Messgrößen bei Glykolskühlung

	Zykluszeit	Phasenzeit	T_HG_mv.	T_hg_flange_front	T_rim_mean	T_rim_max
	s	s	°C	°C	°C	°C
max	279	163 (heizen)	896,1	677,9	341,5	351,3
min		116 (kühlen)	539,5	86,2	94,9	99,0
Δ			356,6	591,7	246,6	252,3

	T_center	ΔT_rim_mean-center	ΔT_rim_max-center	T_cw_in_1	T_cw_out_1	V_dot_cw_1
	°C	K	K	°C	°C	l/h
max	253,8	87,7	97,5	73,9	132,1	47,5
min	95,4	-0,4	3,6	15,8	30,9	45,6
Δ	158,4	88,1	93,9	58,0	101,3	2,0

### 5.1.3 Thermische Simulation

Wie bereits angedeutet, wurde das beste Ergebnis der zeitabhängigen Temperaturfeldaufnahme auch als Input für eine aufwändige Lebensdauersimulation des Aluminiumkolbens benötigt.

Mit Hilfe der Messergebnisse bei Glykolskühlung wurden die Parameter eines thermischen FEM-Simulationsmodells der Kolbenprobe optimiert. Mit diesem Simulationsmodell wurde dann eine transiente Berechnung der Temperaturverteilung durchgeführt, deren Ergebnisse als Basis für die aufwändige Lebensdauerberechnung dienen. Die Temperaturverteilung im Modell ist abhängig von Konvektionsrandbedingungen an der Kolbenoberfläche und der Kühlkanalwand, welche die Wärmeab- und -zufuhr in den Kolben bestimmen. Diese Konvektionsrandbedingungen wurden hierbei so eingestellt, dass das

transiente Temperaturfeld der Simulation möglichst diesem der Versuche mit Glykosolkühlung entsprach. In Abbildung 5.19 und Abbildung 5.20 ist der Vergleich zwischen Messung und Simulation visualisiert. In Abbildung 5.19 wird der Temperaturverlauf am Muldenrand und in der Muldenmitte dargestellt und in Abbildung 5.20 die Differenz dieser beiden Größen. Es ist zu erkennen, dass die Simulation den exponentiellen Verlauf von Heiz- und Abkühlphase gut widerspiegelt. In der Heizphase wird die Temperatur am Muldenrand und in der Muldenmitte von der Simulation größtenteils unterschätzt. In der Abkühlphase hingegen wird die Muldenrandtemperatur unterschätzt und die Temperatur in der Muldenmitte überschätzt. Dies ist besonders in Abbildung 5.20 zu erkennen, da die simulierte Temperaturdifferenz deutlich weiter Abfällt. Dennoch kann die Simulation den realen Verlauf ausreichend gut nachbilden und kann somit als Input für die Lebensdauersimulation verwendet werden.

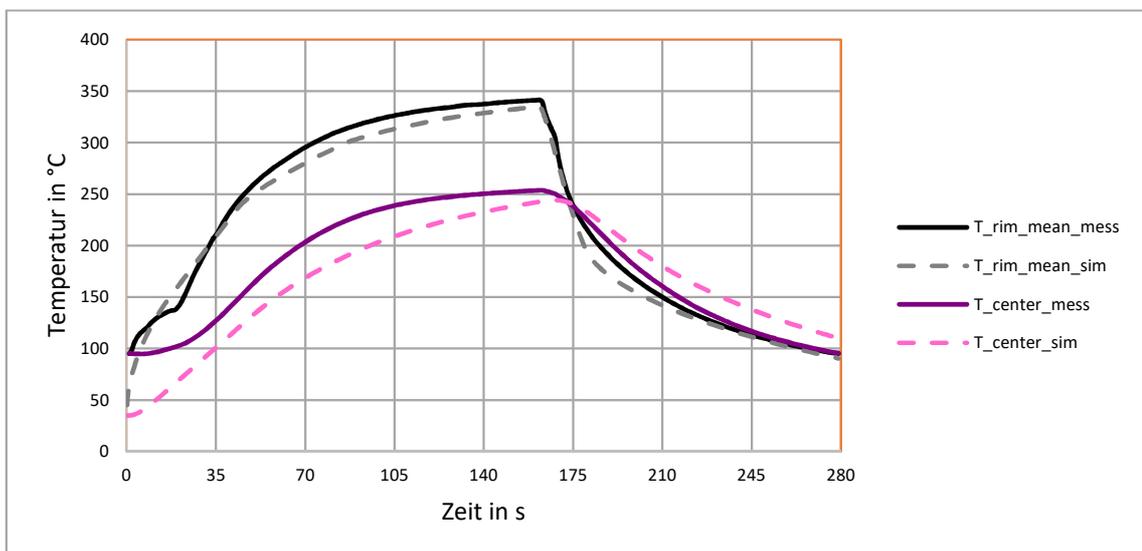


Abbildung 5.19: Vgl. simulativer und gemessener Temperatur-Zeit-Verlauf

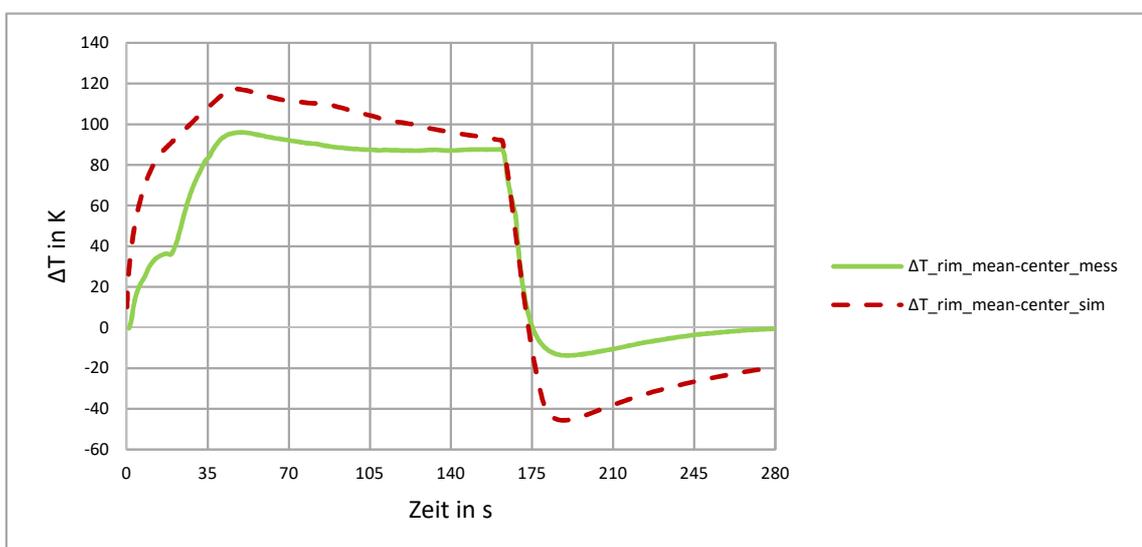


Abbildung 5.20: Vgl. simulativer und gemessener Temperaturdifferenz-Zeit-Verlauf

## 5.2 TMF-Versuch

Dank der ausführlichen Vorversuche konnten die Prüfstandsparameter festgelegt werden, wodurch alle Voraussetzungen für den Versuch zur Nachbildung des Schädigungsverhaltens von Aluminiumkolben infolge von TMF-Belastung geschaffen waren. Außerdem ergab die überschlägige Lebensdauerabschätzung des Thermoschockzyklus mit Glykosolkühlung eine minimale Lebensdauer von 3300 TMF-Zyklen. Dies entsprach bei einer Zyklendauer von 279 s einer Prüfzeit von etwa 256 Stunden. Somit war klar, dass für den Versuch ein großer zeitlicher als auch finanzieller Aufwand betrieben werden musste.

Um die reine thermomechanische Belastung zu erzeugen, wurde die Kraft des Pulsators auf null geregelt, sodass sich der Kolben in axialer Richtung frei ausdehnen und zusammenziehen konnte. Die TMF-Last am Muldenrand wurde somit ausschließlich durch die Dehnungsbehinderung infolge der inhomogenen Temperaturverteilung im Kolben erzeugt.

Ziel der Versuche war es, die Rissinitiierung sowie Rissausbreitung am Muldenrand infolge der TMF-Belastung zu untersuchen. Hierbei war besonders die Anzahl an gefahrenen Thermoschockzyklen bis zur Rissbildung interessant.

### 5.2.1 Aufbau und Durchführung

Der Prüfstandsaufbau entsprach dem der Vorversuche mit Glykosol N. Jedoch wurde bei den Vorversuchen das Endoskop beschädigt und musste ausgebaut werden. Die offene Anschlussstelle des Anströmadapters wurde entsprechend verschlossen. Die automatische Risserkennung konnte somit nicht mehr eingesetzt werden, jedoch war es mittels eines Videoscops möglich, den kompletten Muldenrand auf Risse zu überprüfen. Das verwendete Videoskop iPLEX IV9620RT der Firma Olympus besteht aus einem Gehäuse mit Bildschirm, einem 2 m langen flexiblen Metallschlauch und einer Bedieneinheit mit Joystick zum Ausrichten der Kamera, welche sich am Ende des Metallschlauches befindet (siehe Abbildung 5.21). Mit dem Videoskop ist es außerdem möglich, Videos sowie Fotos aufzunehmen und auf einem externen Datenträger zu speichern. Weitere Eigenschaften des Videoscops können dem angehängten Datenblatt entnommen werden.



Abbildung 5.21: Videoskop IV9620RT [17]

Zur Untersuchung des Muldenrands wurde der Schlauch des Videoskops durch eine der Lichtleiterbohrungen in den Bereich der Kolbenmulde geführt und ein größtmöglicher Bereich des Muldenrands nach Rissen abgesucht. Danach erfolgte die Untersuchung des restlichen Muldenrands durch die gegenüberliegende Lichtleiterbohrung. Diese Untersuchung wurde immer am Anfang eines Versuchstags durchgeführt, wobei die Kolbenprobe an einem Tag zwischen 99 und 223 Zyklen ausgesetzt wurde. Somit erfolgte die Kontrolle immer nach spätestens 223 Zyklen, was in Anbetracht der abgeschätzten Lebensdauer von 3300 Zyklen, den Zeitpunkt der Rissinitiiierung ausreichend genau einschränkte. Zur Dokumentation der Ergebnisse wurde die Untersuchung des Muldenrands auf Video aufgezeichnet und auffällige Stellen wurden abfotografiert. Um sicher zu stellen, dass mit dem Videoskop die Detektion eines Risses möglich ist, wurde vor Versuchsbeginn eine Kolbenprobe mit Riss untersucht und festgestellt, dass der Riss auf der Anzeige des Videoskops deutlich zu erkennen ist.

### 5.2.2 Ergebnis

Nachdem infolge von 3306 Zyklen mit dem Videoskop noch keine Beschädigungen am Muldenrand erkennbar waren, wurde der Kolben ausgebaut und genauer untersucht. Hierbei wurde nach Entfernen des Rußes das in Abbildung 5.22 dargestellte Foto aufgezeichnet. Auch bei genauerer Betrachtung des Muldenrands konnten keine Schäden erkannt werden und somit beschloss man den Kolben wieder einzubauen und den Prüfstand weiter zu betreiben.



Abbildung 5.22: Foto des Kolbens nach 3306 Zyklen

Dies wurde fortgesetzt bis schließlich auch nach 7005 Zyklen kein Riss bzw. keine deutliche Schädigung des Muldenrands erkennbar war. In Abbildung 5.23 sind zwei, mit dem Videoskop aufgenommene Fotos derselben Stelle des Muldenrands zu sehen. Das linke Foto wurde nach 2885 Zyklen aufgenommen und dieses auf der rechten Seite nach 7005 Zyklen. Auf beiden Bildern ist zu sehen, dass der Muldenrand größtenteils mit Ruß bedeckt ist und deshalb eine Bewertung von Oberflächenänderungen nur bedingt möglich ist. Die Voruntersuchung der Kolbenprobe mit Riss zeigte jedoch, dass ein Riss auch

trotz Rußbildung deutlich erkennbar wäre. An der in Abbildung 5.23 dargestellten Stelle und auch am restlichen Muldenrand waren jedoch nach 7005 Zyklen keine Anzeichen eines Risses oder einer Schädigung erkennbar.



Abbildung 5.23: Aufzeichnung Videoskop nach 2885 TMF-Zyklen (links) und 7005 Zyklen (rechts)

Aufgrund dieser Erkenntnisse konnte das Ergebnis der überschlägigen Abschätzung nicht mehr als Lebensdauerrichtwert herangezogen werden und eine Einschätzung der Zyklenzahl bis zur Rissinitiierung war nicht mehr möglich. Man entschied sich deshalb den Versuch aus zeitlichen und wirtschaftlichen Gründen zu beenden. Dennoch konnte zu der eindeutigen Erkenntnis gelangt werden, dass die prognostizierte Lebensdauer der überschlägigen Lebensdauerabschätzung deutlich überschritten wurde. Um Gründe für die Abweichung zu finden, wurden die aufgezeichneten Messdaten ausgewertet und analysiert.

In Abbildung 5.24 sind immer die Maximal- und Minimalwerte der Kühlmitteltemperaturen vor Einlass und nach Auslass eines jeden Zyklus über der entsprechenden Zyklusnummer aufgetragen. Außerdem ist auf der Sekundärachse der durchschnittliche Volumenstrom des entsprechenden Zyklus zu sehen. In Abbildung 5.25 wird auf gleiche Weise die maximale und minimale Gastemperatur vor Einlass in den Anströmadapter dargestellt. Es wird deutlich, dass sowohl die maximale Kühlmitteltemperatur bei Ein- und Auslass als auch die maximale Gastemperatur mit steigender Zyklusnummer sinken. Dies lässt darauf schließen, dass auch die Kolbentemperatur mit zunehmender Prüfzeit abnahm und damit die Kolbenprobe weniger stark belastet wurde. Die Abnahme der Kühlmitteltemperatur ist vermutlich mit der sinkenden Gastemperatur zu begründen. Der Grund hierfür ist jedoch nur schwer zu ermitteln. Eine Möglichkeit wäre, dass die mit Heißgas durchströmten Bauteile mit zunehmender Versuchszeit mehr Wärme an die Umgebung abgegeben haben. Besonders der verwendete Edelstahlwellschlauch, welcher für eine Fluidtemperatur von 600 °C ausgelegt ist, könnte durch die thermische Überbelastung mit bis zu 900 °C warmem Heißgas beschädigt worden sein und somit für einen größeren Wärmeübergang an die Umgebung gesorgt haben.

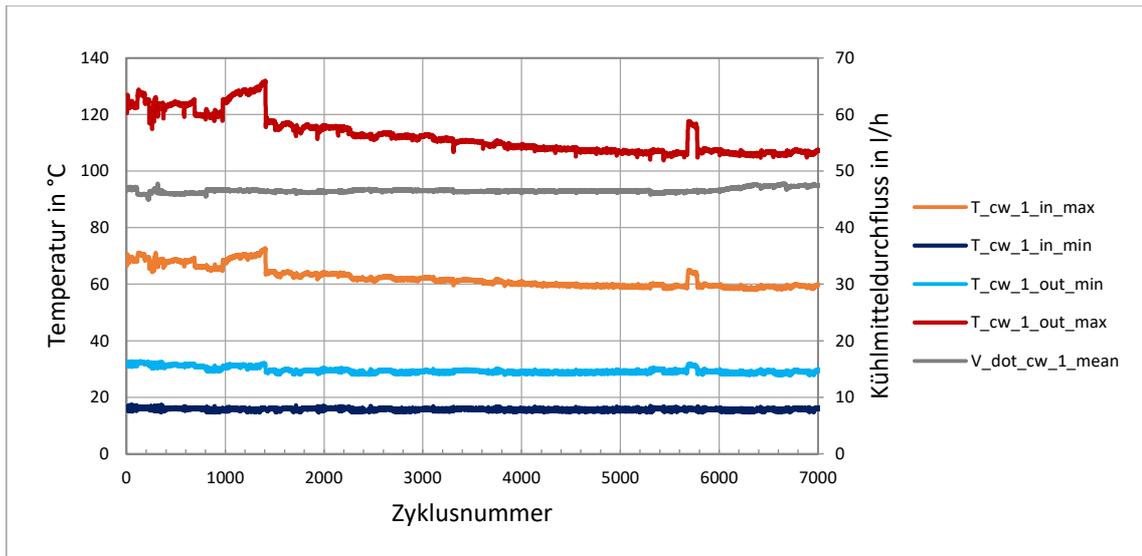


Abbildung 5.24: Verlauf der maximalen und minimalen Kühlmitteltemperaturen

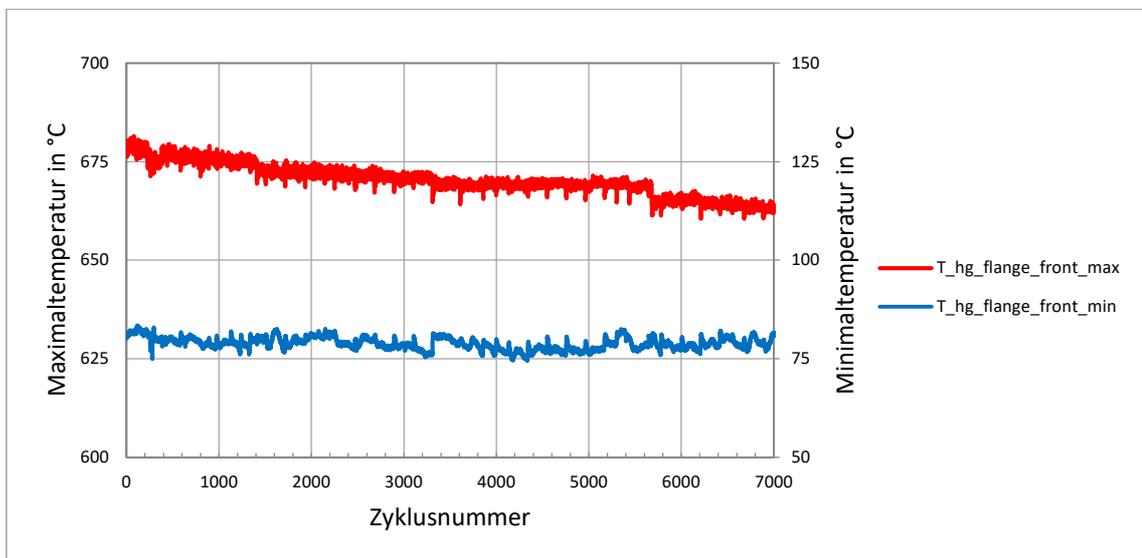


Abbildung 5.25: Verlauf der maximalen und minimalen Heißgastemperatur

Ein weiteres aufschlussreiches Diagramm ist in Abbildung 5.27 dargestellt. Hierbei ist die Differenz zwischen der maximalen und minimalen Kolbendehnung eines Zyklus über der Zyklusnummer aufgetragen. Dies ist eine wichtige Größe, da sie Aufschluss darüber gibt wie groß die Differenz zwischen Maximaltemperatur in der Heizphase und Minimaltemperatur in der Abkühlphase war. Da die Minimaltemperaturen des Heißgases und der Kolbenkühlung über den gesamten Versuchszeitraum weitestgehend konstant waren, kann auch die minimale Kolbentemperatur als konstant angenommen werden. Somit ist es mithilfe der Dehnungsdifferenz möglich, qualitative Aussagen bzgl. der maximalen Kolbentemperaturen zu treffen.

Zur Berechnung der Kolbendehnung wurde während der Versuche ein zusätzlicher, mit Laser arbeitender, Wegmesser installiert, welcher die Ausdehnung des Prüfstandsgehäuses maß. Mit diesem Messwert und dem der Fahrtraverse des Pulsators konnten

dann die Relativwerte der Kolbendehnung, wie sie in Abbildung 5.27 dargestellt sind, berechnet werden.

Im Diagramm sind besonders die Ausbrüche des Dehnungsverlaufs bei Zyklus 1406 und 3306 auffällig. Der Grund hierfür ist, dass nach Zyklus 1406 und 3306 jeweils der Kolben ausgebaut wurde. Beim Wiedereinbau des Kolbens unterschied sich dessen vertikale Position geringfügig von der vor dem Umbau. Dies hatte, aufgrund der Nullkraftregelung des Pulsators, zwar keinen Einfluss auf die Belastung der Probe, allerdings spiegelte es sich in den Werten der Kolbendehnung wieder, weshalb das Diagramms auch nur qualitativ betrachtet werden kann. Interessant ist deshalb vor allem der Verlauf der Dehnung zwischen den Ausbrüchen. Grund für die erste Demontage des Kolbens - und damit auch den ersten Sprung in den Dehnungswerten - war nämlich, dass nach etwa 1400 Zyklen der Austritt von Heißgas im Bereich der Probe spürbar war. Grund hierfür war die Schädigung des Kolben-O-Rings, welcher für die Abdichtung zwischen Kolben und Prüfstandsgehäuse im Bereich der Heißgasanströmung verantwortlich ist. Die genaue Lage des O-Rings kann Abbildung 5.26 entnommen werden.

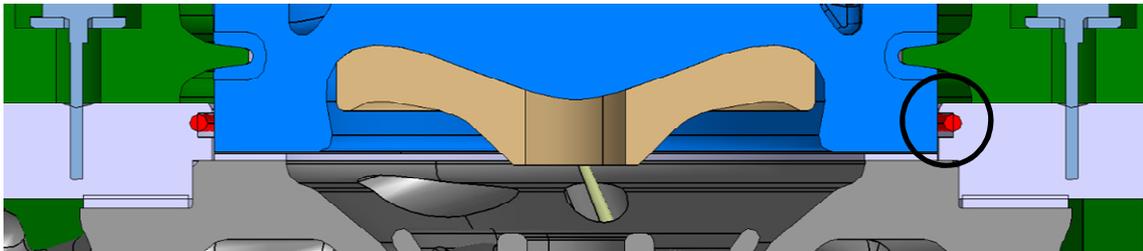


Abbildung 5.26: Lage Kolben-O-Ring

Am Verlauf von Abbildung 5.27 ist deutlich zu erkennen, dass die Dehnungsdifferenz bis zum Zyklus 1404 stetig sank, was somit auf eine kontinuierliche Abnahme der Kolbenmaximaltemperatur zurückzuführen ist und mit der Leckagezunahme durch den beschädigten O-Ring begründet werden kann. Nach Austausch des O-Rings war, bis einschließlich des Zyklus 3306, keine Leckage spürbar, jedoch wurde - wie oben beschrieben - der Kolben ausgebaut um den Muldenrand genauer auf Risse zu untersuchen. Nach dieser Untersuchung wurde der Kolben bis Zyklus 7005 nicht mehr demontiert, jedoch ist in Abbildung 5.27 zu sehen, dass auch hier die Dehnungsdifferenz mit steigender Zyklenzahl leicht abfällt. Grund hierfür könnte wiederum der Austritt von Heißgas sein, oder wie oben beschrieben die Abnahme der Heißgastemperatur vor Einlass in den Anströmadapter. Jedenfalls kann von einer Abnahme der Kolbenmaximaltemperatur ausgegangen werden.

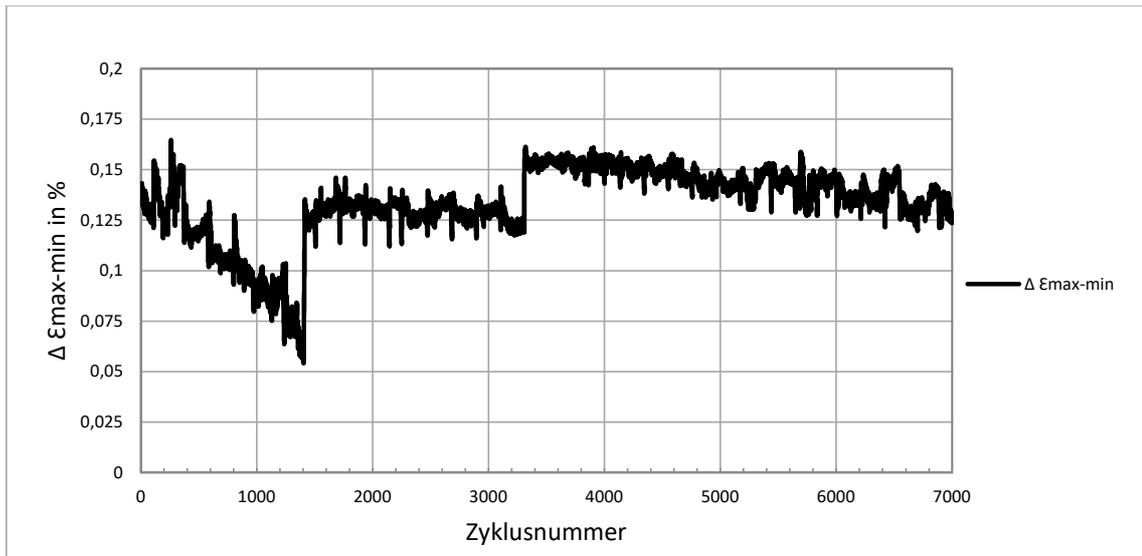


Abbildung 5.27: Differenz maximale und minimale Kolbendehnung je Zyklus

Alle drei aufgeführten Diagramme lassen also vermuten, dass während der Versuche die maximale Kolbentemperatur in der Heizphase meist niedriger war, als diese bei der zeitabhängigen Temperaturfeldaufnahme mit Glykosolkühlung. In Kapitel 2.2.1 wurde außerdem erläutert, dass die Lebensdauer von Aluminium-Silizium-Legierungen mit steigender Maximaltemperatur des TMF-Zyklus stark abfällt und somit ist von einer weniger schädigenden Wirkung der TMF-Zyklen auszugehen als angenommen.

Die nach dem Versuchsabbruch vorliegenden Ergebnisse der aufwändigen Lebensdauererprobung ergaben außerdem eine Lebensdauer von mindestens 9000 Zyklen, was zeigt, dass die überschlägige Abschätzung zu ungenau war. Jedoch muss diese Mindestzyklenzahl auch noch sehr konservativ betrachtet werden und eine Lebensdauer von 15000-20000 Zyklen ist wahrscheinlicher. Durch die beschriebene Abnahme der Schädigungswirkung der TMF-Zyklen kann zudem von einer noch größeren Lebensdauer ausgegangen werden, was die Entscheidung den Versuch abzubrechen untermauert.

### 5.3 TMF/HCF-Versuch

Nach dem der TMF-Versuch abgebrochen werden musste, wollte im Hinblick auf spätere Versuche die Funktionsfähigkeit des Prüfstands während eines TMF/HCF-Dauerlaufs getestet werden. Hierzu wurde die Kolbenprobe des TMF-Versuchs mit 307 zusätzlichen TMF/HCF-Zyklen beansprucht.

Die Untersuchung der Kolbenschädigung spielte hierbei eine untergeordnete Rolle. Dennoch wurde - wie schon bei den TMF-Versuchen - der Muldenrand regelmäßig mittels Videoskop nach Rissen abgesucht.

### 5.3.1 Aufbau und Durchführung

Der Aufbau des Prüfstands entsprach dem des TMF-Versuchs und auch die thermomechanische Beanspruchung der Probe erfolgte wie bei den 7005 Zyklen zuvor. Somit mussten lediglich die Pulsatoreinstellungen angepasst werden. Hierbei entschied man sich aufgrund des Spiels zwischen Bolzen und Pleueflansch sowie Bolzen und Kolbenprobe gegen eine wechselnde Zug-Druck-Belastung. Da der Kolben im Motor in axialer Richtung hauptsächlich durch den Verbrennungsdruck beansprucht wird, beschloss man stattdessen eine hochfrequente Druckschwelllast aufzubringen, welche, wie in Kapitel 3.1.2 beschrieben, eine schwellende Zugspannung im Muldenrand zur Folge hat. Im Realbetrieb beträgt die Amplitude dieser Zugspannung etwa 15 MPa. Mit Hilfe einer FEM-Simulation der Firma Rheinmetall Automotive konnten die Pulsatoreinstellungen zum Nachbilden dieser Zugspannung berechnet werden, welche sich zu einer Mittelkraft von -10,5 kN und einer Kraftamplitude von 10 kN ergaben.

Die HCF-Frequenz betrug ca. 77,5 Hz, wobei die Frequenz während eines Zyklus um bis zu  $\pm 4$  Hz schwankte. Dies lag daran, dass die Eigenfrequenz des mit Resonanz arbeitenden HFP während eines Zyklus nicht konstant war. Der Grund dafür ist, dass auch der Prüfstands-aufbau als Teil des Drei-Massen-Schwingsystem des HFP betrachtet werden muss und deshalb auch dieser Einfluss auf die Eigenfrequenz des HFP hat. Schwankungen der Prüfstandssteifigkeit infolge der Temperaturwechsel bewirken somit auch Schwankungen in der HFP-Eigenfrequenz. Zudem ändert sich auch mit dem Verfahren der Fahrtraverse die Steifigkeit des Gesamtsystems und damit auch die Eigenfrequenz.

Durch die HCF-Last des Pulsators und der, durch die Thermoschockzyklen hervorgerufenen, TMF-Last, ergab sich die in Abbildung 5.28 dargestellte TMF/HCF-Belastung des Kolbens. Die Frequenz der HCF-Last ist hierbei aus Übersichtsgründen stark verlangsamt dargestellt (ca. um den Faktor 2162).

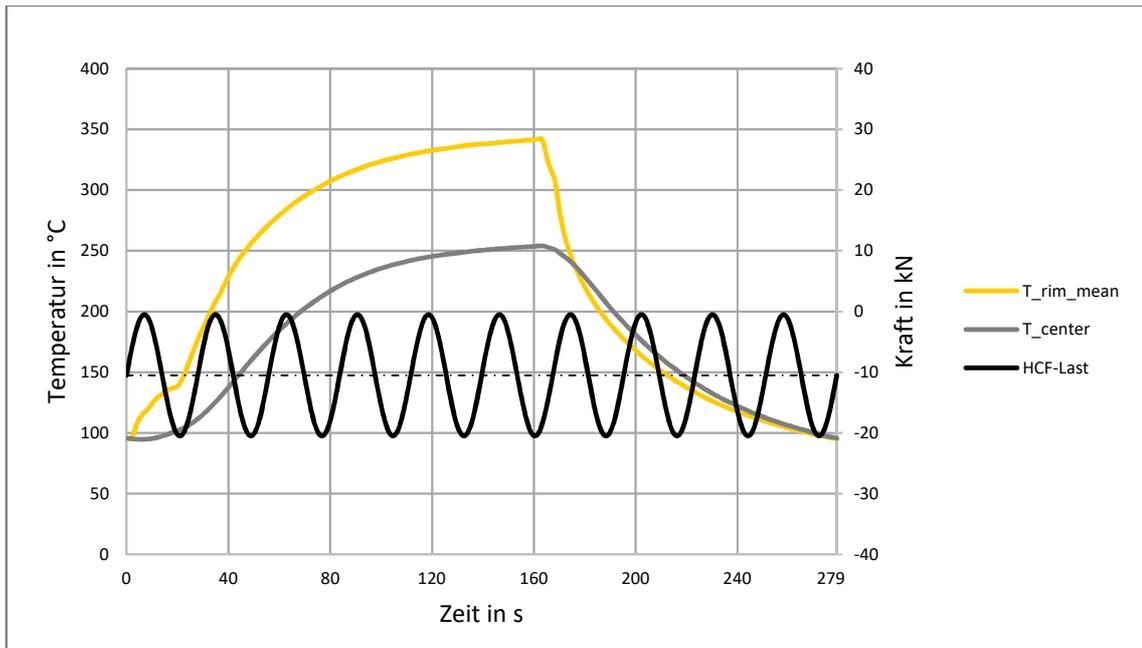


Abbildung 5.28: Kolbenbelastung während des TMF/HCF- Versuchs

### 5.3.2 Ergebnis

Nachdem der Kolben den 307 TMF/HCF- Zyklen ausgesetzt wurde erfolgte auch hier die Untersuchung des Muldenrands mit Hilfe des Videoscops. In Abbildung 5.29 ist die gleiche Stelle des Muldenrands wie in Abbildung 5.23 dargestellt, wobei hier links die Aufnahme nach 7005 TMF-Zyklen zu sehen ist und rechts diese nach 7005 TMF- und 307 TMF/HCF Zyklen. An dieser Stelle, so wie am restlichen Muldenrand, war wiederum kein Riss erkennbar.



Abbildung 5.29: Muldenrand nach TMF-Versuch (links) und TMF/HCF-Versuch (rechts)

Aufgrund der deutlich verkürzten Lebensdauer von Aluminium-Silizium-Legierungen bei überlagerter TMF/HCF-Belastung ist somit anzunehmen, dass sich auch bei Fortsetzung des TMF-Versuchs über 7005 Zyklen hinaus nicht in absehbarer Zeit ein Riss im Muldenrand gebildet hätte und somit der Abbruch des Versuchs die richtige Entscheidung war.

Hauptziel des TMF/HCF-Versuchs war jedoch die Untersuchung der Funktionsfähigkeit des Prüftands während des Dauerlaufs mit überlagerter Belastung. In Abbildung 5.30

sind drei beispielhafte Zyklen des TMF/HCF-Versuchs dargestellt. Zur Visualisierung der HCF-Last ist hierbei die Maximal- und Minimalkraft auf die Probe zu sehen und zur Darstellung der TMF-Belastung dient der Verlauf der Heißgastemperatur vor Eintritt in den Anströmadapter. Es ist zusehen, dass die Maximal- und Minimalkraft, trotz der Temperaturschwankungen, konstant blieben, was nur durch die exakte Regelung des Pulsators möglich war. Diese musste die Traversenposition sowie den Schwingweg immer so anpassen, dass die Probe trotz der dauerhaften Steifigkeitsänderung eine konstante Druckschwelllast erfährt.

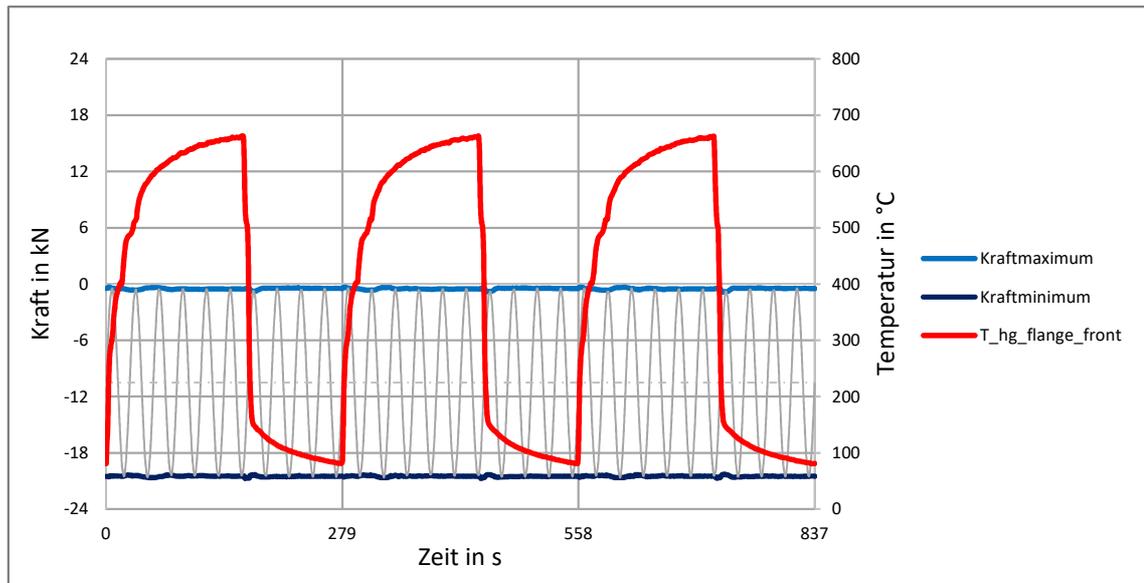


Abbildung 5.30: Messwerte TMF/HCF-Versuch

Mit Hilfe der Pulsatorsteuerung war es also möglich, die Probe neben der TMF-Last auch mit einer konstanten HCF-Last zu beaufschlagen, deren Kraftgrenzwerte beliebig variiert werden konnten. Zudem konnten während der 307 Zyklen keine negativen Einflüsse der zusätzlichen HCF-Belastung auf die Kontinuität der TMF-Zyklen beobachtet werden und somit ist der Prüfstand grundsätzlich für zukünftige TMF/HFC-Versuche geeignet. Um jedoch Versuche mit Rissbildung innerhalb einer vertretbaren Prüfstandslaufzeit durchführen zu können, bedarf es zuerst optimierter TMF-Zyklen, welche eine kürzere Lebensdauer des Kolbens zur Folge haben und wodurch die Schädigung zeitgeraffter dargestellt werden kann. Hierfür sind im folgenden Kapitel einige Möglichkeiten zur Optimierung der Randbedingungen während der Prüfung aufgeführt.

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Ziel dieser Arbeit war es, das Schädigungsverhalten von Aluminium-Silizium-Kolben infolge von TMF- und TMF/HCF- Belastungen an einem speziellen Prüfstand zu untersuchen. Hierbei war besonders die Anzahl an TMF-Zyklen bis zur Rissinitiierung interessant und die erhaltenen Ergebnisse sollten eine aufwändige Lebensdauer Simulation validieren.

Zu Beginn der Arbeit wurde auf die werkstofftechnischen Grundlagen von Aluminium-Silizium-Legierungen eingegangen und deren Lebensdauerverhalten infolge von TMF und TMF/HCF-Belastung dargestellt. Daraufhin folgte der derzeitige Kenntnisstand in Sachen Kolbenbelastung sowie die aktuelle Methodik zur Kolbenprüfung. Nach der Vorstellung des verwendeten Kolbenprüfstands folgte dann die Beschreibung der durchgeführten Versuche. Zuerst wurden einige Vorversuche durchgeführt um Prüfstandsparameter einzustellen und geeignete Versuchsrandbedingungen für die eigentlichen Versuche zur Untersuchung des Schädigungsverhaltens zu schaffen. Hierbei konnte eine Kolbenkühlung mit Glykosol N als am besten geeignetes Kühlkonzept ermittelt werden und die damit aufgezeichneten zeitabhängigen Temperaturfelder wurden mit einer FEM-Simulation nachgebildet. Dieses Simulationsmodell wurde dann als Input für eine aufwendige Lebensdauersimulation herangezogen. Nachdem durch die Vorversuche die passenden Randbedingungen geschaffen waren, wurde der Versuch zur Schädigungsnachbildung infolge von TMF-Last gestartet. Als die durch eine im Vorfeld durchgeführte überschlägige Abschätzung prognostizierte Lebensdauer nach 7005 TMF-Zyklen jedoch um fast das doppelte überschritten war, musste der Versuch aus zeitlichen und wirtschaftlich Gründen abgebrochen werden. Die nach dem Versuchsabbruch vorliegenden Ergebnisse der aufwändigen Lebensdauersimulation ergaben eine Lebensdauer von mindestens 9000 Zyklen, was zeigte das die überschlägige Abschätzung zu ungenau war. Jedoch muss diese Mindestzyklen auch noch sehr konservativ betrachtet werden und eine Lebensdauer von 15000-20000 Zyklen ist wahrscheinlicher. Außerdem zeigte die Analyse der Messwerte, dass die schädigende Wirkung der TMF-Zyklen mit steigender Versuchszeit abnahm und dadurch von einer noch höheren Lebensdauer auszugehen ist. Um die Funktionsfähigkeit des Prüfstands während überlagerten TMF/HCF-Versuchen zu testen, wurde die Kolbenprobe nach dem TMF-Versuch noch mit 307 TMF/HCF-Zyklen belastet. Danach wurde zwar auch kein Riss am Kolben festgestellt, jedoch konnte die Tauglichkeit des Prüfstands für überlagerte Versuche nachgewiesen werden.

Um in Zukunft das Schädigungsverhalten innerhalb einer kürzeren Versuchszeit nachbilden zu können, bedarf es optimierter TMF-Zyklen, welche eine geringere Lebensdauer des Kolbens mit sich bringen und damit den Versuchsaufwand deutlich minimieren. Hierzu müssen jedoch einige Anpassungen am Prüfstand vorgenommen werden, welche die Temperaturverteilung im Kolben verbessern könnten. Eine einfache Optimierungsmöglichkeit wäre die Isolierung der Heißgasführung von Brenner bis zum Anströmadapter. Beim bisherigen Aufbau unterscheidet sich die Heißgastemperatur zwischen Brenneraustritt und Anströmadapter um bis zu 210 K. Diese Temperaturdifferenz

könnte durch eine bessere Isolation verkleinert werden, wodurch der Kolben mit einer höheren Maximaltemperatur beaufschlagt werden könnte.

Eine weitere Möglichkeit zum Verbessern der Temperaturverteilung könnte die Weiterentwicklung des Kühlsystems sein. Beim aktuellen Glykosol-Kühlkonzept war während des Betriebs mit Vorheizung keine unabhängige Einstellung von Einlasstemperatur und Durchfluss möglich. Es war also nicht möglich, den Durchfluss zu variieren ohne auch die Kühlmitteltemperatur zu verändern. Um diese Einschränkung aufzuheben wäre es denkbar, stufenlos einstellbare Ventile zu verwenden, mit denen das Mischungsverhältnis immer so angepasst werden kann, dass die Kühlmittelinlasstemperatur trotz steigendem Volumenstrom konstant bleibt. Eine weitere Alternative wäre es, die Einlasstemperatur mit einer externen Heizung vorzuwärmen. Dadurch wäre diese komplett unabhängig von der Auslasstemperatur des Kühlmediums. Zusätzlich könnte die Steuerung des Kühlkreislaufes so erweitert werden, dass sich nicht nur die Kühlmitteltemperatur, sondern auch der Kühlmitteldurchfluss für Heiz- und Abkühlphase variiert werden kann. Wie jedoch die Vorversuche zeigten, ist die Temperaturverteilung des Kolbens hauptsächlich von dem verwendeten Kühlmedium abhängig. Um das Temperaturfeld am Muldenrand weiter zu verbessern, sollte deshalb vielleicht nochmals das Kühlkonzept überdacht werden. Ein Nachteil der bisher verwendeten flüssigen Kühlmedien ist, dass deren Schmelztemperatur unterhalb von 200 °C liegt. Wie Abbildung 3.1 (Temperaturverteilung Kolben) jedoch zeigt, könnte die Temperatur an der Kühlkanalwand bei 350 °C Muldenrandtemperatur stellenweise deutlich über 200°C liegen und somit wäre es möglich, dass es lokal zum Sieden des Kühlmediums kommt. Dieses Phänomen wird „unterkühltes Sieden“ genannt und verbessert den Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Kühlkanalwand und Medium, wodurch dem Kolben mehr Wärme entzogen wird [18]. Um dies sicher zu verhindern, sollte der Siedepunkt eines alternativen Mediums mindestens 250 °C betragen und dennoch alle anderen Anforderungen erfüllen. Beispielsweise könnte Motoröl verwendet werden, welches eine ähnliche spezifische Wärmekapazität wie Glykosol N besitzt, aber einen höheren Siedepunkt. Jedoch ist die Viskosität von Motoröl deutlich größer als diese von Glykosol, was eine größere Pumpenleistung fordert. Außerdem stellt die Entflammbarkeit von Öl eine große Gefahr dar.

Eine weitere sinnvolle Prüfstandsoptimierung, vor allem zur Realisierung der automatisierten Risserkennung, wäre die Integration eines Rußfilters. Die Aufnahmen mit dem Videoskop (Abbildung 5.23 und Abbildung 5.29) zeigen, dass aufgrund der Rußbildung keine exakte Beobachtung der Muldenrandoberfläche möglich ist. Mit Hilfe eines Cordierit-Filters, wie er in verkleinerter Form auch zur Abgasnachbehandlung im Dieselmotor verwendet wird, wäre es möglich, den Heißgasstrom von Rußpartikeln zu befreien ohne den Strömungswiderstand signifikant anzuheben.

## 7 Literaturangaben

- [1] MAHLE GmbH: Kolben und motorische Erprobung. ATZ / MTZ-Fachbuch, Bd. 2. Wiesbaden: Springer Vieweg 2015
- [2] Ostermann, F.: Anwendungstechnologie Aluminium. Berlin/Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2014
- [3] Finkelnburg, W.-D.: Wärmebehandlung von Aluminium-Legierungen. Merkblatt / Aluminium-Zentrale W, Bd. 7. Düsseldorf: GDA 2007
- [4] Dipl.-Ing. Sergii Kozhar: Festigkeitsverhalten der Al-Si-Gusslegierung AlSi12CuNiMg bei erhöhten Temperaturen, Zugl.: Magdeburg, Univ., Diss. 2011
- [5] Sehitoglu, H.: Thermal and Thermomechanical Fatigue of Structural Alloys. In: ASM Handbook 19 Materials Park, OH, USA: ASM International (1996)
- [6] Henne, I.: Schädigungsverhalten von Aluminiumgusslegierungen bei TMF und TMFHCF-Beanspruchung, Zugl.: Karlsruhe, Univ., Diss. 2006
- [7] Schmid, M. G.: Thermomechanische Ermüdung zweier Aluminium-Basislegierungen für Hochleistungskolben. Zugl.: Kaiserslautern, Techn. Univ., Diss. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 5, Grund- und Werkstoffe, Kunststoffe, Bd. 756. Düsseldorf: VDI-Verl. 2015
- [8] Harnischmacher, A.: Schädigung und Lebensdauer von Aluminium-Gusslegierungen für thermisch-mechanisch hochbeanspruchte Motorbauteile, Zugl.: Karlsruhe, Univ., Diss. 2013
- [9] Universität Karlsruhe, Institut für Werkstoffkunde I: Abschlussbericht zum BMBF-Verbundprojekt 03N3095, Weiterentwicklung des AL-Leichtbaus für motorische Hochleistungskomponenten mit Hilfe einer TMF/HCF-Methode" (2001-2004)
- [10] Richard, H. A. u. Sander, M.: Ermüdungsrisse. Erkennen, sicher beurteilen, vermeiden. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden 2009
- [11] Köhler, E. u. Flierl, R.: Verbrennungsmotoren. Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors. ATZ/MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH Wiesbaden 2012
- [12] Handbuch Verbrennungsmotor. Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven. ATZ / MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Vieweg 2017
- [13] Handbuch Dieselmotoren. Springer Reference Technik. Wiesbaden: Springer Vieweg 2018
- [14] Joint Research Centre: JRC Validated Code of Practice for Strain-Controlled Thermo-Mechanical Fatigue Testing (2006)
- [15] Zwick GmbH & Co. KG, D-89079 Ulm: Originalbetriebsanleitung Vibrophore HFP
- [16] pro KÜHLSOLE GmbH: Datenblatt Glykosol N (2016)

[17] Olympus: Datenblatt Videoskop IPLEX RX/ IPLEX RT

[18] Verein Deutscher Ingenieure u. VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen: VDI-Wärmeatlas. Mit 320 Tabellen. VDI-Buch. Berlin: Springer Vieweg 2013

## Anhang

### A1

Physikalische Kennwerte reines Glykosol N

Physikalische Kennwerte GLYKOSOL N – Konzentrat	
Dichte (bei 20°C)	1,12 bis 1,13 g/cm <sup>3</sup>
Aussehen	gelbliche, klare Flüssigkeit
Siedepunkt	ca. 170°C
Stockpunkt	ca. -70°C
pH-Wert (bei 20°C)	7,5 - 9,5
Spezifische Wärme (bei 20°C)	ca. 2,3 kJ/kg*K
Wärmeleitfähigkeit (bei 20°C)	ca. 0,29 W/m*K
Viskosität (bei 20°C)	ca. 22 mPa*s
Elektrische Leitfähigkeit (bei 20°C) (1:2)	ca. 3.000 µS/cm
Reservealkalität	> 20 ml 0,1n HCl
Brechungsindex	1,433 - 1,435

[16]

## A2

## IPLEX RX/RT Eigenschaften und technische Daten\*

## VIDEOSKOP Varianten

IPLEX RX Produktbezeichnung	IV9420FX	IV9435FX	IV9620RX	IV9635FX	IV9650RX	IV9675FX
IPLEX RT Produktbezeichnung	IV9420RT	IV9435RT	IV9620RT	IV9635RT	IV9650RT	IV9675RT
Außendurchmesser	φ4,0 mm		φ6,0 mm			
Länge Einföhrungsteil	2,0 m	3,5 m	2,0 m	3,5 m	5,0 m	7,5 m
Außenmaterial Einföhrungsteil	Stabiles Wolframgeflecht					
Flexibilität des Einföhrungsteils	Gleichbleibende Steifigkeit vom Distalende des Einföhrungsteils bis zum Bedienteil.		TaperedFlex Einföhrungsteil mit zunehmender Flexibilität in Richtung Distalende.			
Abwinklung auf/ab/rechts/links	130°	130°	150°	130°	120°	100°
Ca. Systemgewicht (mit Akku)	2,9 kg	3,0 kg	3,1 kg	3,2 kg	3,3 kg	3,5 kg

	IPLEX RX	IPLEX RT
<b>EINFÖHRUNGSTEIL</b>		
Abwinklmechanismus	Verbesserte „TrueFeel“ Abwinklung mit elektronisch-motorunterstützter manueller Abwinklung	
Temperatursensor	2-stufiges akustisches und visuelles Warnsignal gegen Überhitzung	nicht verfügbar
Beleuchtung	Extrem lichtstarke LED-Beleuchtung	
Wechselobjektiv-Arretierungsmechanismus	Doppelgewinde-Ansatz, mit O-Ring-Dichtung	
<b>BEDIENTEIL</b>		
Abmessungen (B x T x H)	365 x 93 x 192 mm	
Gewicht	Ca. 1,0 kg	
Schnellzugriff-Tasten:	Die folgenden Funktionen sind über spezielle Schnellzugriff-Tasten, -Hebel oder -Joysticks an der Bedieneinheit zu steuern: Steuerung der Abwinklung des Einföhrungsteils, Bildsteuerungen, Standbild-/Video-Aufzeichnung, Menüzugriff	
<b>KONTROLLEINHEIT</b>		
Abmessungen (B x T x H)	227 x 64 x 189 mm Maximale Abmessungen: 239 x 99 x 215 mm	
LCD-Monitor	6,5 Zoll LCD für Tageslichtbetrachtung, Anti-Reflexion	
Betriebsspannungen	Akku: 10,8 V nominal, ca. 120 Minuten Laufzeit Netzstrom: 100 V bis 240 V, 50/60 Hz (mit mitgeliefertem Netzteil)	
Standard für Videoausgang	VGA	
USB-Anschluss	1x Ver. 2.0 Standard	
<b>SOFTWARE-STEUERUNGEN</b>		
Bildsteuerungen	5-stufiger digitaler Zoom, 10-stufige Helligkeitsregelung	
Verstärkungssteuerung	3-stufige einstellbare Verstärkungssteuerung mit WIDER Technologie	nicht verfügbar
Schärfesteuerung	4-stufig einstellbare Schärfesteuerung	nicht verfügbar
Sättigungssteuerung	3-stufig einstellbare Steuerung der Farbsättigung	nicht verfügbar
Option Titeleingabe	30-Zeichen-Titelanzeige	
<b>BEDIENTEIL</b>		
Speichermedien	USB-Flash-Speicher (1 GB Standard, kompatibel mit von Olympus empfohlenen USB-Speichersticks)	
Overlay	Wählbarer 30 Zeichen-Titel mit Datums-, Zeit- und System-Einstellung	
Miniaturlbild-Anzeige	Aufgenommene Bilder können als Miniaturbilder angezeigt werden Auflösung – H768 x V576 (Pixel)	
Standbild-Aufnahme	Aufnahmeformat - komprimiertes JPEG-Format Größe eines Einzelbildes – ca. 300 kb (ca. 3.400 Bilder pro 1 GB Speicher)	
Videoaufnahme	Auflösung – H640 x V480 (Pixel) Aufnahmeformat – AVI MPEG-4, Kann mit dem Windows Media Player abgespielt werden. Größe eines Einzelbildes – ca. 500 kb pro Sekunde (ca. 30 Minuten pro 1 GB Speicher)	
<b>STEREO-MESSFUNKTIONEN – optionale Funktionen für IPLEX RX'</b>		
Abstand	Abstand zwischen zwei Punkten	
Punkt-zu-Linie	Abstand zwischen einem Punkt und einer benutzerdefinierten Linie	
Tiefe	Tiefen-/Höhenabstand zwischen einem Punkt und einer benutzerdefinierten Ebene	
Bereich/Linien	Mehrfachpunkt-Messung von Umfang und Bereich	

**BETRIEBSUMGEBUNG**

Betriebstemperatur	Einführungsteil	In Luft: -25 °C bis 100 °C IPLEX RX -25 °C bis 80 °C IPLEX RT
	Restliches Gerät	In Wasser: 10 °C bis 30 °C In Luft: -10 bis 40 °C mit Akku 0 bis 40 °C mit Netzteil
Relative Luftfeuchtigkeit	Gesamtes Gerät	15 % bis 90 %
Flüssigkeitsbeständigkeit	Gesamtes Gerät	Betriebsfähig bei Kontakt mit Maschinenöl, leichtflüssigem Öl oder 5-prozentiger Salzlösung.
Wasserfest	Einführungsteil	Wasserdruckbeständigkeit: IV94 Serie – Bis zum Äquivalent von 3,5 m Tiefe IV96 Serie – Bis zum Äquivalent von 7,5 m Tiefe
	Restliches Gerät	Funktionsfähig bei Regen (Batteriefach muss geschlossen sein). Nicht unter Wasser funktionsfähig.

**KONFORM MIT MIL-STD**

Die Funktionsfähigkeit unter Umgebungsbedingungen entspricht den Normen MIL-STD-810G und MIL-STD-461F. In keinem Fall wird Gewähr für Schadenfreiheit übernommen. Für weitere Einzelheiten wenden Sie sich bitte an Ihren Olympus-Händler.

Typ	Methode
Vibrationen	MIL-STD-810G, Methode 514.6, Verfahren I (Allgemeine Vibrationsprüfung)
Stoß	MIL-STD-810G, Methode 516.6, Verfahren IV (Transport-Falltest)
Wasserbeständigkeit	MIL-STD-810G, Methode 506.5, Verfahren I (Regenwasserbeständigkeitstest)
Luftfeuchtigkeit	MIL-STD-810G, Methode 507.5
Salznebel	MIL-STD-810G, Methode 509.5
Sand und Staub	MIL-STD-810G, Methode 510.5, Verfahren I (Test für Staub bei Wind)
Vereisender/gefrierender Regen	MIL-STD-810G, Methode 521.3
Elektromagnetische Störungen <sup>1</sup>	MIL-STD-461F, RS103, (Test auf Störstrahlungsfähigkeit für nichtmetallische Schiffsunterdeck-Bereiche)
Explosionsfähige Atmosphäre	MIL-STD-810G, Methode 511.5, Verfahren I (Betriebstest in explosionsfähiger Atmosphäre, keine ATEC Zulassung)

[17]