

Abschlussbericht

Forschungsvorhaben GESIR

Gasmotoren mit energieeffizienten Systemtechnologien
und integraler Robustheit

Förderkennzeichen: 19I19006

Laufzeit des Vorhabens: 01.07.2019 – 31.03.2023

Projektleitung:

Dr.-Ing. P. Berlet, IAVF Antriebstechnik GmbH

Verbundpartner:

Bleistahl Produktions-GmbH & Co. KG (Bleistahl)	19I19006D
Fuchs Lubricants Germany GmbH (Fuchs)	19I19006C
IAVF Antriebstechnik GmbH (IAVF)	19I19006A
Fraunhofer-Institut für Werkstoffmechanik IWM (IWM)	19I19006E
MAN Truck & Bus SE (MAN)	-

gefördert durch:

Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz

Projektträger:

TÜV Rheinland Consulting GmbH

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Aufgabenstellung.....	2
3	Stand der Wissenschaft und Technik, an den angeknüpft wurde.....	3
3.1	Effizienz und Nachhaltigkeitspotenzial von Gasmotoren	3
3.2	Tribologische Aspekte	3
3.3	Tribologie und Verschleißanalyse.....	6
4	Ergebnisse und Diskussion	7
4.1	Ermittlung der tribologischen Beanspruchungen	7
4.1.1	Zielmotor und Zielvorgaben.....	7
4.1.2	Thermometrische Messungen an Ventilfehrungen und Ventilsitzen.....	8
4.1.3	Charakterisierung der Schmierungssituation	9
4.2	Werkstoffoptimierung (Bleistahl).....	13
4.2.1	Ventilfehrung	16
4.2.2	Ventilsitz.....	17
4.3	Schmierstoffentwicklung.....	21
4.3.1	Schmierstoffe für stationäre Anwendungen	24
4.3.2	Schmierstoffe für mobile Anwendungen	27
4.3.3	Schmierstoffe zur Initialschmierung von Ventilfehrungen	30
4.4	Bauteilprüfung und tribologische Konzepte	31
4.4.1	Modellversuche zur tribologischen Bewertung des Ventilsitzes	31
4.4.2	Werkstoff- und Bauteilqualifizierung der Ventilfehrung	40
4.4.3	Verschleißsimulationen auf FE-Basis	53
4.5	Systemprüfung und Demonstration	68
4.5.1	Steigerung des Wirkungsgrades und Reduzierung der Emissionen	68
4.5.2	Reibleistungsuntersuchungen mit effizienzsteigernden Motorölen.....	71
4.5.3	Verschleißanalysen an der Ventilfehrung	72
4.5.4	Extrapolationsbetrachtungen.....	77
5	Zusammenfassung und Ausblick	79
6	Veröffentlichungen der Forschungsergebnisse.....	80
	Abbildungsverzeichnis.....	81
	Literaturverzeichnis	87
	Tabellenverzeichnis.....	88

1 Einleitung

Die Steigerung der Effizienz von Gasmotoren und die Senkung der Emissionen sind von zentraler Bedeutung für die Mobilität und die Energietechnik. Eine Steigerung des indizierten Wirkungsgrads solcher Motoren erfordert jedoch höhere Verbrennungsdrücke und Temperaturen. Dadurch steigen die Belastungen der Motorkomponenten erheblich, wodurch die Lebensdauer und Zuverlässigkeit der Motoren teilweise deutlich verkürzt wird. Insbesondere werden die Belastungen tribologisch hoch beanspruchter Komponenten und Schmierstoffe kritisch. Die begrenzte Verschleiß- und Oxidationsbeständigkeit dieser Komponenten verhindert somit bisher die weitere Effizienzsteigerung der Gasmotoren. Zusätzlich müssen die Motoren für die Verbrennung von verschiedenen Kraftstoffen ertüchtigt werden.

Angesichts dieser Bestrebungen, die Leistung von Gasmotoren weiter zu erhöhen und sie für neue Kraftstoffe wie z.B. Wasserstoff und dessen Derivate zu ertüchtigen, besteht ein dringender Bedarf an technisch und wirtschaftlich machbaren Lösungen. Um hierbei akzeptable Lebensdauern der Motoren und Motorkomponenten zu erreichen, ist es notwendig, den Verschleiß der Motorkomponenten und die Degradation der Schmierstoffe auch bei höheren Belastungen niedrig zu halten.

Lösungsansätze hierfür, die im Vorhaben verfolgt wurden, sind:

- I. Erhöhung der Verschleißbeständigkeit im Bereich der Ventilsitzringe, Ventile und Ventilführungen durch verbesserte, tribologisch angepasste Werkstoffe
- II. Entwicklung thermisch hoch stabiler Schmierstoffe
- III. Erarbeitung neuer Gemischbildungskonzepte und präzise Abstimmung der Betriebsbedingungen im Hinblick auf die Belastungsgrenzen der Motorkomponenten unter Berücksichtigung aktueller und zukünftiger Anforderungen an Wirkungsgrad und Emissionen von Gasmotoren

2 Aufgabenstellung

Das Gesamtziel des Vorhabens ist die Erhöhung der Belastbarkeit, Zuverlässigkeit und Lebensdauer tribologisch höchstbeanspruchter Komponenten in Gasmotoren. Insbesondere sollen Konzepte für effizientere Motoren mit erhöhtem mechanischem Wirkungsgrad entwickelt werden, die emissionsarm sind. Erreicht werden soll dies durch den Einsatz verbesserter Werkstoffe und Schmierstoffe für Motorkomponenten in thermisch und tribologisch am höchsten belasteten Bereichen, insbesondere im Bereich der Ventilfehrung und des Ventilsitzes. Zur Umsetzung dieser Zielstellungen sollen folgende Schwerpunkte verfolgt werden:

- Einsatz der neusten und leistungsfähigsten Werkstoffe im Bereich des Ventiltriebs (Ventilsitzring, Ventilfehrungen) zur Steigerung der Lebensdauer und Anpassung an zukünftige Herausforderungen
- Verwendung und Qualifizierung von thermisch und chemisch hoch beständigen Motorölen
- Verwendung und Qualifizierung von effizienzsteigernden Motorenölen im Hinblick auf maximale Verbrauchssenkung
- Entwicklung von Konzepten zur Steigerung von Leistung, Wirkungsgrad und Robustheit sowie zur Reduzierung der Emissionen von Gasmotoren der Sechszylinderklasse. Hierzu zählt für mobile Anwendungen bei einer Leistungssteigerung von 235 auf 295 kW (25%) vor allem die Erhöhung des Zylinder-spitzendrucks auf maximal 160 bar bei einer Abgas-temperatur von maximal 800 °C. Für eine Lkw-Anwendung des bisher nur im Bus eingesetzten Motors muss die Ziel-lebensdauer von 800.000 km auf 1.500.000 km gesteigert werden. Für den stationären Einsatz soll die Lebensdaueranforderung für den Zylinderkopf von 25.000 h auf 35.000 h erhöht werden.
- Systemoptimierung zur Abstimmung der Betriebsbeanspruchungen auf die Belastungsgrenzen der Werkstoffe.

Demonstration eines Konzeptes für langlebige, effiziente Gasmotoren anhand eines aufgeladenen MAN Sechszylindermotors.

3 Stand der Wissenschaft und Technik, an den angeknüpft wurde

3.1 Effizienz und Nachhaltigkeitspotenzial von Gasmotoren

Gasbetriebene Fahrzeuge stellen eine weithin praktikable Lösung zur erheblichen Senkung von Emissionen dar, da sie im Vergleich zu dieselbetriebenen Motoren insbesondere weniger Partikelemissionen erzeugen und wesentlich leiser sind. Bei Verwendung von aufbereitetem Biogas, sog. Biomethan, stellen Gasmotoren eine nachhaltige und weitgehend CO₂-neutrale Serientechnologie par excellence dar. Darüber hinaus erscheinen die neuen „Power-to-Gas“-Technologien, mit denen aus regenerativen Energiequellen gasförmige Kraftstoffe wie Wasserstoff und dessen Derivate erzeugt werden, für zukünftige robuste Antriebstechnologien aus verschiedenen Gründen überaus attraktiv.

MAN Truck & Bus, hat einen Sechszylinder-Gasmotor für mobile Anwendungen entwickelt, der bei einer Leistung von 235 kW die Abgasstufe EURO VI_d erfüllt. [1]. Darüber hinaus bietet MAN Truck & Bus, einen aufgeladenen Mager-Gasmotor für stationäre Anwendungen mit 220 kW an, der die 2020 gültigen Grenzwerte auf unterschiedlichen Märkten erfüllt. Um zukünftige Emissionsgrenzen zu erfüllen, müssen Mager-Gasmotoren mit SCR-Katalysatoren ausgerüstet werden. Das bedeutet für diese Leistungsklasse eine erhebliche Mehrinvestition. Dadurch rücken Lambda-1-Brennverfahren in den Fokus, da diese mittels Drei-Wege-Katalysator eine wirtschaftliche Abgasreinigung ermöglichen. Um Leistungsdichten und Wirkungsgrade wie mit Mager-Brennverfahren zu erreichen, sind jedoch Technologien wie z.B. Turboaufladung für höhere Abgastemperaturen zwingend notwendig. Die resultierenden thermischen Belastungen, in Kombination mit den vom Markt geforderten Laufzeiten, erfordern höchstrobuste abgasführende Komponenten und Öle.

Größtmögliche Flexibilität hinsichtlich der Kraftstoffe und die für Erdgas notwendigen höheren Zündtemperaturen erfordern bereits besonderes Augenmerk auf die Reibungs- und Verschleißigenschaften der höchstbelasteten Motorkomponenten. Stand der Technik sind hierbei nitrierte Ventilsitzflächen, sintermetallurgisch hergestellte Ventilsitzringe und Hochleistungs-Messingwerkstoffe für die Ventilfehrung. Außerdem werden in der Kolben-Zylinder-Einheit hoch verschleiß- und temperaturbeständige Werkstoffe z.B. für Kolbenringe verwendet. Auch im Hinblick auf die hohen Spitzendrücke sind konstruktive und werkstofftechnische Maßnahmen notwendig, um einen effizienten und zuverlässigen Betrieb zu gewährleisten.

Mit Power-to-Gas (PtG) bzw. Power-to-Liquid (PtL) eröffnet sich schließlich auch die Möglichkeit einer nachhaltigen Mobilität bei einer weitgehenden Beibehaltung der Infrastruktur und der Technologie von Verbrennungsmotoren. Eine Nutzung dieser Technologien zur Energiespeicherung und Erzeugung klimaneutraler Kraftstoffe (z.B. aus Sonnen- und Windenergie) ist hoch realistisch [2]. Ein erheblicher Vorteil ergibt sich hier für die Variante Power-to-Gas, da der Energiebedarf für PtL in einer "Well-to-wheel"-Betrachtung (in kWh je gefahrenem km) mehr als doppelt so hoch ist wie bei PtH₂ oder PtCH₄. [3].

3.2 Tribologische Aspekte

Aus tribologischer Sicht ist zunächst der Aspekt der Reibung und der dadurch verursachten Energieverluste in Motoren bedeutend. Grundsätzlich lassen sich die Reibungsverluste von Verbrennungsmotoren sowohl über eine Erhöhung der äußeren Belastung im tribologischen System als auch durch die Verringerung der Reibung im eigentlichen Kontakt reduzieren. Während im ersten Fall das Ziel primär eine Reduzierung des Energieaufwandes zum

Bewegen der mechanischen Bauteile des Motors sowie die Verringerung der hydraulischen Verluste im Ölkreislauf beinhaltet und in der Regel der Verschleiß nicht abnimmt, verringert sich im zweiten Fall unmittelbar das Energieniveau der beteiligten Stoffbereiche. Weniger Verschleiß ist die Folge. Eine Übersicht von Maßnahmen zur Reduzierung der Reibungsverluste in Verbrennungsmotoren gibt Abbildung 1.

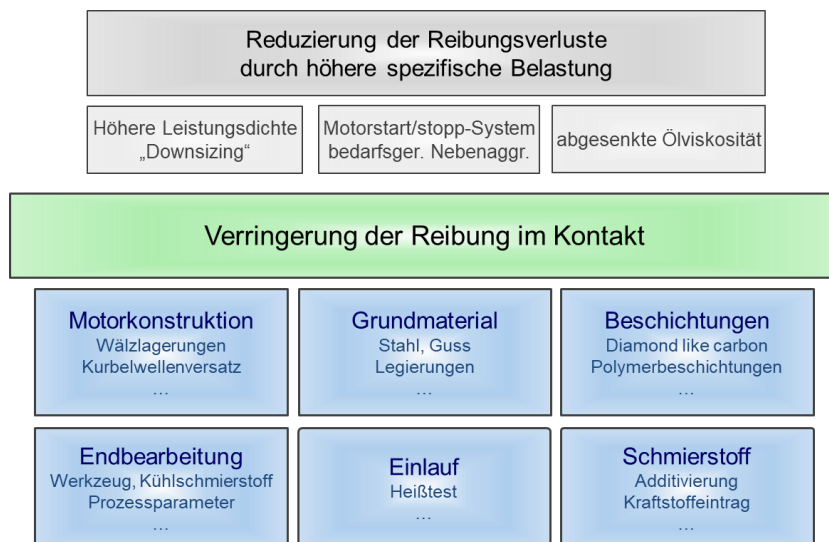


Abbildung 1: Ansätze zur Reduzierung der Reibung in Verbrennungsmotoren. [4]

Nennenswerte Verbesserungen wurden in der Vergangenheit noch durch neuere Motorkonstruktionen erreicht, bei denen zunehmend auch Wälzlagerungen zum Einsatz kommen. Ein nur bei einer Neukonstruktion möglicher Versatz der Kurbelwellenachse gegenüber der Zylinderachse verringert die Kolbenseitenkräfte während der Verbrennungsphase und trägt damit ebenfalls zur Reduzierung der Reibungsverluste bei. Die Reduzierung der Reibungsverluste über die Endbearbeitung bietet zusätzliches Potenzial [5]. Da der überwiegende Teil der Motoren am Ende der Fertigung keinen definierten Einlauf erhält, steht dieser als Mittel zur Reibungsreduzierung nur eingeschränkt zur Verfügung. Über das Grundmaterial und mögliche Beschichtungen hinaus wurde das Potenzial neuer Additive für Motoröle zur Reibungsreduzierung bereits in der Vergangenheit durch die Motorenentwickler intensiv genutzt.

In Abbildung 2 ist gezeigt, dass ein erheblicher Teil der Kraftstoffenergie in einem Verbrennungsmotor durch Reibung verloren geht.

Die Reibungsverluste haben im gezeigten Beispiel mit 11,5% einen hohen Anteil. Jedes Prozent Reibungsminderung im Motor würde die für den Antrieb des Fahrzeugs zur Verfügung stehende mechanische Energie direkt erhöhen und somit ein Mehrfaches der durch Reibminderung eingesparten Energie an Kraftstoffeinsparung ermöglichen.

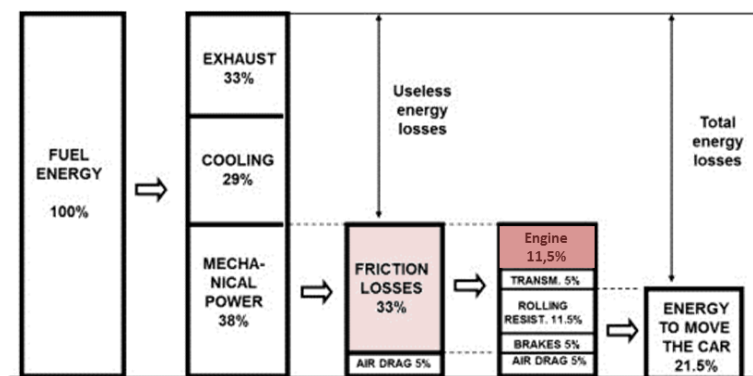


Abbildung 2: Aufschlüsselung der Energieverteilung eines Kraftstoffs bei einem Pkw. [4] Die Verluste durch Reibung im Motor sind farblich hervorgehoben.

Eine Erhöhung des Wirkungsgrades durch eine schnellere, effizientere Verbrennung mit höheren Verbrennungsdrücken und -temperaturen führt zu höheren mechanischen und thermischen Belastungen der Motorkomponenten und damit zu mehr Verschleiß.

In der Literatur wird die Paarung Ventilteller-Ventilsitzring aus Verschleißgesichtspunkten häufig als kritischste Baugruppe in Gasmotoren angegeben.[7][8] Wichtige Verschleißfaktoren am Ventilsitz von Gasmotoren sind die hohen Bauteiltemperaturen und das Fehlen eines Schmierstoffs. Insgesamt sind die Auslassventile wegen der höheren Temperaturen im Auslass und des fehlenden „Gum Content“ in den Ablagerungen grundsätzlich verschleißanfälliger als die Einlassventile von Gasmotoren. Temperatur und Verbrennungsdruck sind primär durch den Prozess bedingt. Direkt beeinflussen lassen sich Materialien, Geometrie und der Auftreffimpuls durch die Federkraft und die Form der Nocken. Die Steifigkeit der Ventile und die Wärmeleitfähigkeit der Ventilsitzringe werden durch die Materialwahl und den Ventilsitzwinkel mitbeeinflusst. Chemische Einwirkungen im Betrieb und die erreichbare Maßhaltigkeit bei Fertigungsprozessen hängen ebenfalls teilweise mit den ausgewählten Werkstoffen zusammen. Optimierungspotenzial bei der Verschleißverringerung ergibt sich also bei Materialwahl, Sitzwinkel und Ventildurchmesser. Der Ventildurchmesser hängt dabei von der notwendigen Menge an Luft oder Gemisch ab, die im Saughub in den Brennraum gefördert werden muss. Eine Verringerung des Ventildurchmessers erhöht also die Ladungswechselperluste oder senkt den Liefergrad, so dass mit Leistungseinbußen gerechnet werden muss. Eine Vergrößerung des Ventildurchmessers verringert die Steifigkeit des Ventils und erhöht dessen Temperatur, da nur über Ventilsitz und Ventilschaft Wärme abgeleitet werden kann. Bei größerer Entfernung von Ventilsitz und Ventilmitte kann sich daher eine größere Temperaturdifferenz ausbilden. Eine derartige Änderung ist daher aus Verschleißperspektive nicht sinnvoll. Übliche Sitzwinkel liegen zwischen 30° und 45°. 45°-Winkel sind vor allem aus strömungsmechanischer Sicht interessant, da sie die einströmende Luft bzw. das einströmende Gemisch weniger abbremsten. Der Auftreffimpuls erzeugt beim Schließen des Ventils in gleichem Maße reibende und schlagende Beanspruchung am Tribokontakt. Die gängigste Methode, den Verschleiß von Ventiltellern und Ventilsitzringen in Gasmotoren zu reduzieren ist die Änderung der Zusammensetzung der zugrundeliegenden Materialien.

Das System Ventilschaft-Ventilführung ist von der Verbrennung nur mittelbar betroffen. Die Temperaturen des Ventilschafts sind in der Regel deutlich geringer als die des Ventilsitzes. Selbst wenn ein Hohlventil zum Einsatz kommt, das die vertikale Wärmeleitung im Ventil begünstigt, werden nur ca. 30% der Ventilwärmelast über den Ventilschaft und die Führung

abgeleitet. Daher ist neben der Wahl der geeigneten Materialien für die Paarung Ventilschaft-Ventilführung vor allem die Darstellung eines geeigneten Schmierfilms wichtig zur Vermeidung von unzulässig hohem Verschleiß. Wegen der geringen Belastung des Ventilschafts stehen für diesen sehr viele Materialoptionen offen. Wird kein Bi-Metall-Ventil verwendet ist der Schaft aus dem gleichen Basismaterial wie der Ventilsitz auch. Er wird allerdings nicht gepanzert, in manchen Fällen aber verchromt. Anders als am Sitz wird das Ventil am Schaft aktiv geschmiert. Das Schmieröl wird durch die Öffnungsbewegung des Ventils von oben durch die Ventilschaftdichtung gezogen. Einer Rückbewegung des Öls durch die Schließbewegung oder den Druck der entweichenden Abgase am Auslassventil kann durch die Verwendung einer Schaftdichtung mit Gasgegendrucklippe entgegengewirkt werden, die bei Gasmotoren üblich ist. Der Eintrag von Motoröl ist neben den Eigenschaften der Dichtlippe von der Radialkraft der Ventilschaftdichtung und der Ölviskosität abhängig. Ölverluste am Ventilschaft ergeben sich durch den Abtransport im vorbeiströmenden Gas sowie chemische Reaktionen mit Abgasen und sind somit stark von Ventilschaft- und Abgastemperatur abhängig. Große Ventilschaftspiele begünstigen den Ölverlust. Ein reduziertes Ventilschaftspiel kann allerdings im Warmlauf des Motors zu Problemen führen, da sich zunächst wenig Öl in der Führung befindet und gleichzeitig das Ventilspiel durch die schnelle Erwärmung des Ventils weiter verringert wird. Ein Klemmen oder Fressen des Ventils ist die Folge.

Nach [9] kann auch an Ventilführungen von Gasmotoren deutlich erhöhter Verschleiß auftreten. Allerdings wird der erhöhte Verschleiß im beschriebenen Fall auch nach einer Reduktion der Radialkraft der Ventilschaftdichtung an demselben System trotz eines stärker ausgeprägten Schmierfilms festgestellt. Möglichkeiten zur Verschleißvermeidung umfassen also sowohl die Auswahl geeigneter Materialien und die Erzeugung hochqualitativer Oberflächen mit guter Ölhaltefähigkeit als auch die Gewährleistung eines konstanten Schmierfilms in der Führung.

Auch die zur Schmierung benötigten Motoröle müssen auf möglichst kleine Reibung hin entwickelt werden – z.B. durch Verminderung der Ölviskosität. Bei gleichzeitiger Erhöhung der Leistungsdichte des Motors zur Steigerung des mechanischen Wirkungsgrads ergibt sich hier jedoch ein Risiko verstärkter Misch- oder Grenzreibungszustände, da hier primär die Pumpverluste im Ölkreislauf und nicht die eigentliche Reibung im Kontakt reduziert werden. Im tribologischen Kontakt können durch die Absenkung der Viskosität die Schmierungsbedingungen sogar verschlechtert und starker Verschleiß der Motorkomponenten verursacht werden [9].

3.3 Tribologie und Verschleißanalyse

Die Überprüfung der Robustheit kritischer tribologischer Systeme sowie die Lebensdauer- auslegung des Reibungs- und Verschleißverhaltens von Motorkomponenten werden international fast ausschließlich diskontinuierlich und nicht hochauflösend betrieben. Damit verbunden sind ein unzureichendes Verständnis der tribologischen Prozesse sowie eine große Unschärfe der Lebensdauer- auslegungen. Mit Hilfe der Radionuklidtechnik (RNT), mit der typische Verschleißraten geschmierter Gleitkontakte im Nanometer pro Stunde-Bereich kontinuierlich erfasst werden können, sowie der Einbindung von oberflächenphysikalisch/- chemischen Messverfahren können die tribologischen Prozesse charakterisiert und die für eine genaue Lebensdauerabschätzung notwendigen Extrapolationen durchgeführt werden.[11][12]

4 Ergebnisse und Diskussion

4.1 Ermittlung der tribologischen Beanspruchungen

4.1.1 Zielmotor und Zielvorgaben

Bei dem eingesetzten Motor handelt es sich um einen von MAN entwickelten Gasmotor mit sechs Zylindern, Ladeluftkühlung, Turboaufladung und zentralem Gasmischer. Durch ein leichtes Absenken des Verdichtungsverhältnisses und weitere Anpassungen wurde aus dem ursprünglichen Dieselmotor ein Gasmotor entwickelt. Da der Motor an BHKW-Hersteller ohne Motorsteuerung ausgeliefert wird, musste zunächst eine Motorsteuerung und -überwachung in Eigenregie realisiert werden. Den Aufbau auf dem Vollmotorenprüfstand zeigt Abbildung 3



Abbildung 3: Aufbau des Versuchsmotors im Vollmotorenprüfstand

Zu den Zielvorgaben des Projektpartners MAN zählt für mobile Anwendungen eine Leistungssteigerung von 235 auf 295 kW vor allem durch die Erhöhung des Zylinderspitzenendrucks auf maximal 160 bar bei einer Abgastemperatur von maximal 800 °C. Für eine Lkw-Anwendung des bisher nur im Bus eingesetzten Motors muss die Ziellebensdauer von 800.000 km auf 1.500.000 km gesteigert werden. Für den stationären Einsatz bei einer unverändert hohen Lebensdaueranforderung von 25.000 h für den Zylinderkopf soll die Leistung von gegenwärtig 140 kW auf mindestens 200 kW erhöht werden.

4.1.2 Thermometrische Messungen an Ventilfehrungen und Ventilsitzen

Um die tatschlichen Beanspruchungen brennraumnaher Komponenten eines Gasmotors in Abhngigkeit ihrer Nhe zum Brennraum zu ermitteln, wurden thermometrische Messungen an Ventilfehrungen und Ventilsitzringen im Vollmotor durchgefwhrt. Whrend des Motorbetriebs nimmt die Bauteilhärte durch die thermische Beanspruchung ab. Durch anschließende Härtemessungen an der Bauteiloberfläche und die Kenntnis des Anlassverhaltens über der Temperatur im Vergleich zu unbelasteten Schwesterbauteilen kann auf die Bauteiltemperatur während des Betriebs geschlossen werden. Darüber hinaus ermöglichen metallographische Schliffe und die Härtemessungen am Schliff auch die Bestimmung der Temperaturverläufe im Material.

Auf der Einlassseite überschreitet die Bauteiltemperatur an der Ventilfehrung die untere Auflösungsgrenze von 150 °C nicht nennenswert, Abbildung 4 a). Auf der Auslassseite werden am unteren Ende der Ventilfehrung auch an der Kontaktfläche zum Ventilschaft 300 °C erreicht und teilweise deutlich überschritten, Abbildung 4 b). Insbesondere in Segment 1, das dem benachbarten Auslassventil des Vierventilmotors näher liegt, werden durch die Beaufschlagung mit heißem Abgas bis zu 370 °C erreicht.

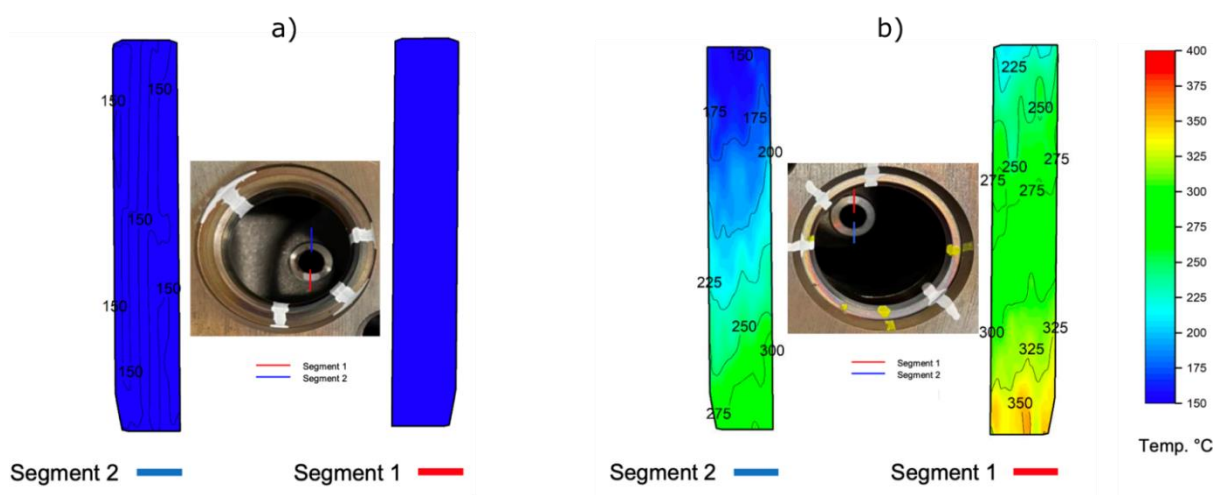


Abbildung 4: Thermometrisch ermittelte Temperaturen an den Ventilfehrungen, a) Einlassseite, b) Auslassseite.

An den Ventilsitzringen werden bereits auf der Einlassseite 300 °C und teilweise noch darüber erreicht, Abbildung 5 a). Da die Sitzringe auch bei geschlossenem Ventil mit heißen Gasen in Kontakt kommen, wurde hier eine maximale Bauteiltemperatur von 355 °C gemessen. Auf der Auslassseite nehmen die Bauteiltemperaturen noch etwas zu und erreichen nahezu 400 °C, Abbildung 5 b). Dabei spielt die Lage im Brennraum eine maßgebliche Rolle. So werden die höchsten Temperaturen in der Nähe der Zündkerze erreicht, wo die Verbrennung beginnt und die thermische Beanspruchung des Materials am längsten dauert. Hier dominiert erfahrungsgemäß die Schmierung durch den Kraftstoff und seine Verbrennungsprodukte über die Schmierung durch Bestandteile des Motoröls.

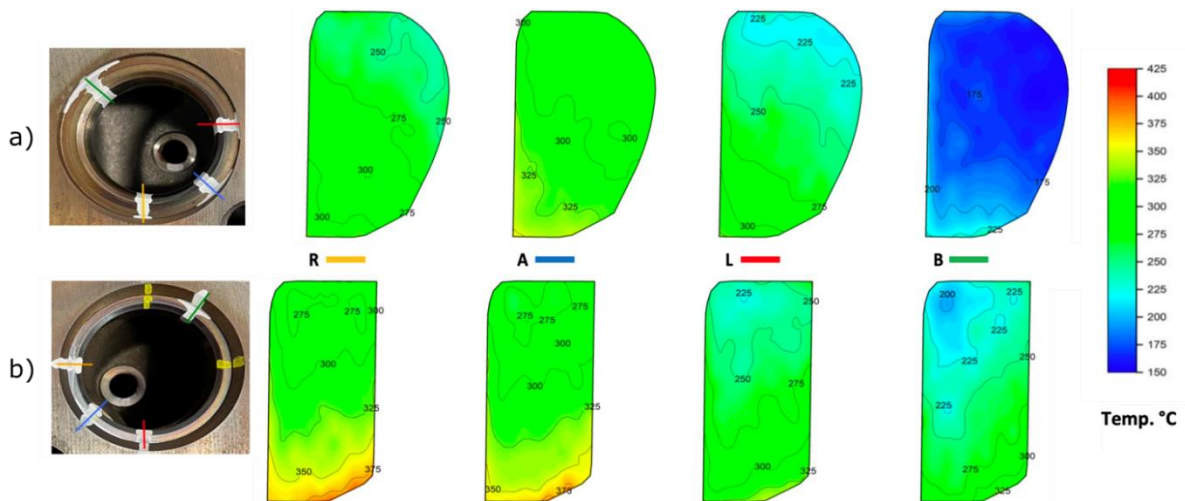


Abbildung 5: Thermometrisch ermittelte Temperaturen an den Ventilsitzringen, a) Einlassseite, b) Auslassseite.

4.1.3 Charakterisierung der Schmierungssituation

Um die Schmierungssituation im Zylinderkopf unter einsatznahen Bedingungen charakterisieren zu können, wurde ein Zylinderkopfprüfstand mit einem originalen Zylinderkopf des Versuchsmotors konzipiert und aufgebaut. Dadurch konnten vergleichbare Beanspruchungen (Ventilfederkräfte etc.) und Schmierungsverhältnisse (z.B. Öldosierung über Ventilschaftabdichtungen) wie im Vollmotor eingestellt werden, Abbildung 6.

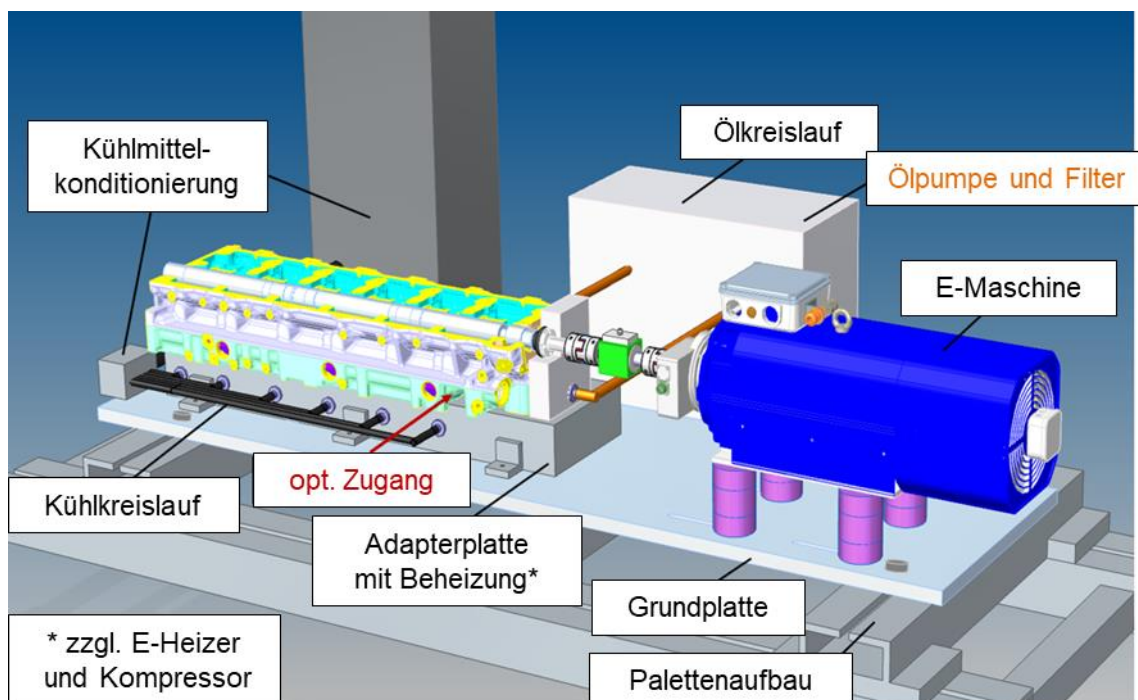


Abbildung 6: Zylinderkopfprüfstand mit einem originalen Zylinderkopf des Versuchsmotors.

Der Zylinderkopf wird über den Kühl- und Ölkreislauf thermisch konditioniert. Zusätzlich wird der Brennraum eines Zylinders mit heißer Druckluft beaufschlagt. Der Heißgasbetrieb erlaubt die Einstellung von Abgasströmen und -drücken sowie Auslassventiltemperaturen wie im Vollmotor.

Ein geschlossenes Modell der Schmierungs- und Verschleißsituation an Ventilfehrungen im transienten Realsystem ist aufgrund der Vielzahl an Einflussgrößen bis heute nicht vorhanden. Jedoch wurde an einem Pkw-Motor die im Ventilschaft/Ventilfehrungsbereich vorherrschende Schmierungssituation mittels optischer Fluoreszenzspektroskopie unter Verwendung einer Saphirföhrung untersucht [9]. Das hier beschriebene Messverfahren mittels Fluoreszenzspektroskopie wurde an einer Auslassventilfehrung des Versuchsmotors appliziert. Dazu wurden ein endoskopischer Zugang und eine Hochgeschwindigkeitskamera notwendig. Das Ziel war es, im realitätsnahen Betrieb mit einem minimalinvasiven Zugang, über welchen sowohl die Beleuchtung als auch die Beobachtung stattfindet, die dynamische Schmierhöhenverteilung zu bestimmen. Mit einer Ventilfehrung in Sandwichbauweise wurde sichergestellt, dass die Ventilfehrung zu großen Teilen in Originalzustand verbleibt. Sowohl die Schmierstoffzufuhr durch die zweilippige Ventilschaftabdichtung im oberen Bereich als auch Wärmeleiteigenschaften der Ventilfehrung entsprachen dem Original. Abbildung 7 zeigt einen Schnitt durch den Zylinder mit dem optischen Zugang für die Ventilfehrung.

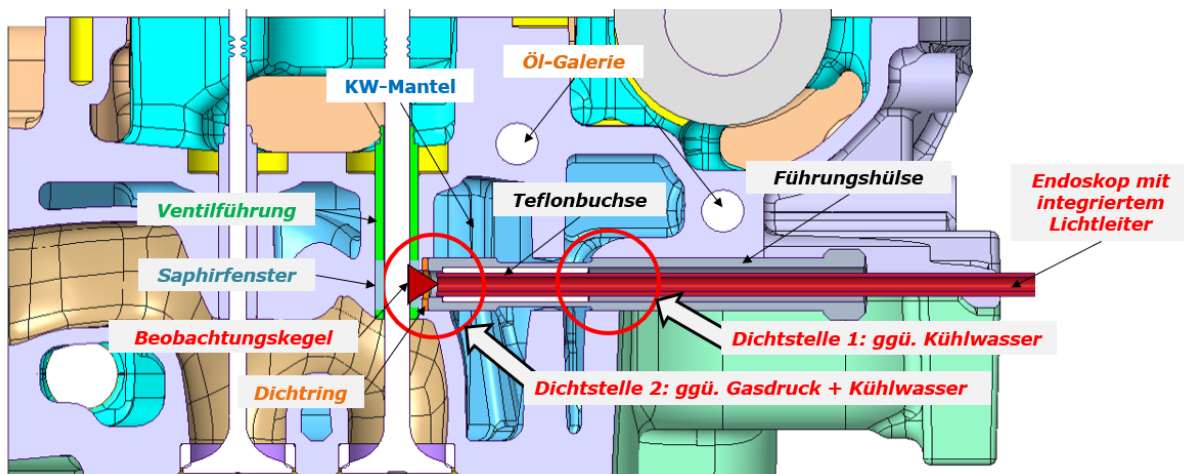


Abbildung 7: Schnitt durch den Zylinder mit dem optischen Zugang für die Ventilfehrung.

Um die Schmierungssituation an der Ventilfehrung quantifizieren zu können, wurden mittels der in Abbildung 8 dargestellten Vorrichtung zunächst Kalibriervorversuche durchgeführt. Dazu wurden die für die Untersuchungen vorgesehenen Motoröle mit den fluoreszenzaktiven Tracern Rhodamin 101 und Pyrromethen 567 vorab gemischt und die Vorrichtung damit befüllt. Das Licht einer Hochleistungs-LED wurde über einen Lichtwellenleiter im Endoskop zum Saphirfenster geleitet und dort der Beobachtungsraum ausgeleuchtet, um die Tracer anzuregen. Die von den Tracern emittierte Fluoreszenz wurde von einer Hochgeschwindigkeitskamera über einen zweiten Lichtleiter im Endoskop detektiert. Mittels Nuten in einem Ventilschaft (in Abbildung 8 als Ventildummy bezeichnet), die vorher geometrisch vermessen wurden, konnten definierte Schmierpalte zwischen Ventilschaft und Ventilfehrung in der Vorrichtung eingestellt werden. Durch eine Korrelation zwischen bekannten Schmierpalten und gemessener Fluoreszenz-Intensität wurde eine (temperaturabhängige) Kalibrierfunktion erstellt. Ergänzt wurden die Kalibrier-Vorversuche durch Korrelationen bekannter Schmierpalte mit gemessenen Intensitäten an einer einfacheren ebenen Geometrie.

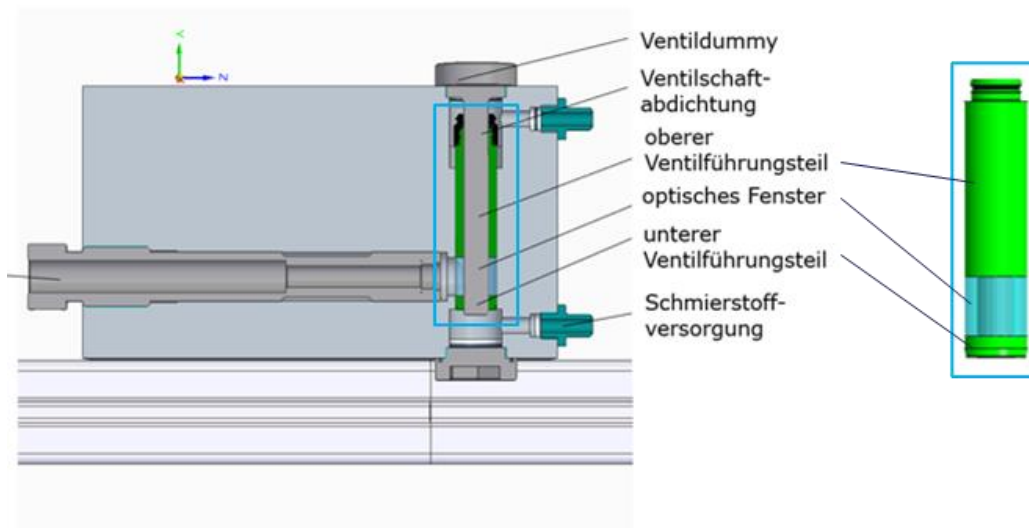
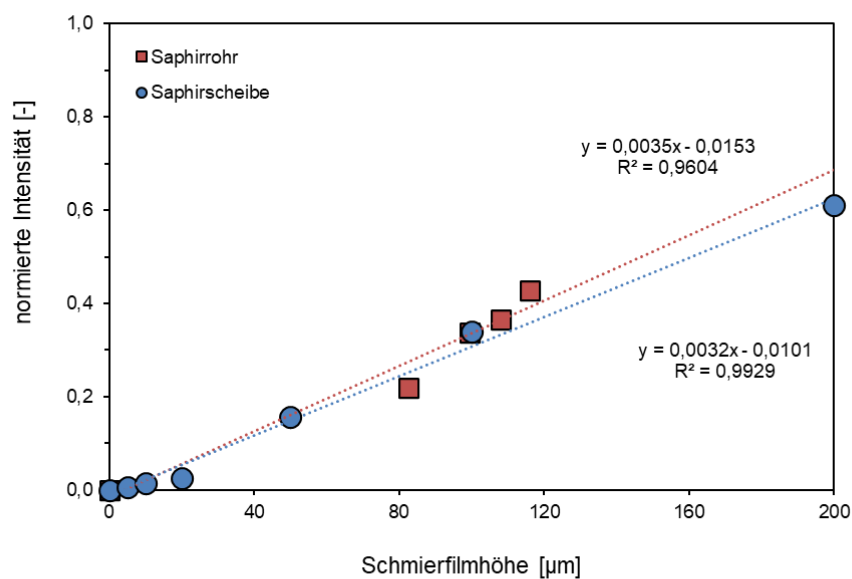


Abbildung 8: Vorrichtung zur Kalibrierung der mittels Fluoreszenzspektroskopie gemessenen Schmierfilmhöhenverteilung.

Lichteinstellungen: Stromstärke (gekrümmt) = 0,12 A, Stromstärke (eben) = 0,3 A; $T_K = 17^\circ\text{C}$



Funktion für Berechnung Schmierhöhe

$$h = 285,72 \frac{I}{I_0} + 4,37 + 0,71(T - T_k)$$

Abbildung 9: Kalibrierfunktionen zur Bestimmung der Schmierfilmhöhe aus der mittels CCD-Kamera gemessenen normierten Fluoreszenz-Intensität für die ebene Geometrie (blaue Punkte) bzw. die gekrümmte Geometrie (rote Punkte).

Die Ergebnisse der Vorversuche sind in Abbildung 9 zusammengefasst. Die Nullpunkts-Regressionsgeraden der Fluoreszenz-Intensitäten über den definierten Schmierfilmhöhen fallen für den ebenen und gekrümmten Kalibrierfall (blaue bzw. rote Punkte in Abbildung 9) nahezu zusammen. Dies bedeutet, dass sich der gekrümmte Fall nicht signifikant vom ebenen Fall unterscheidet. Für den ebenen Fall waren sehr viel mehr Messdaten aus einem größeren Schmierfilmhöhenbereich vorhanden. Der R-Wert war für diesen ebenen Fall größer 0,99 und

somit hinreichend verlässlich. Daher konnte aus diesem Datensatz die Intensitäts- und Temperatur-abhängige Funktion zur Ermittlung der Schmierfilmhöhe bestimmt werden.

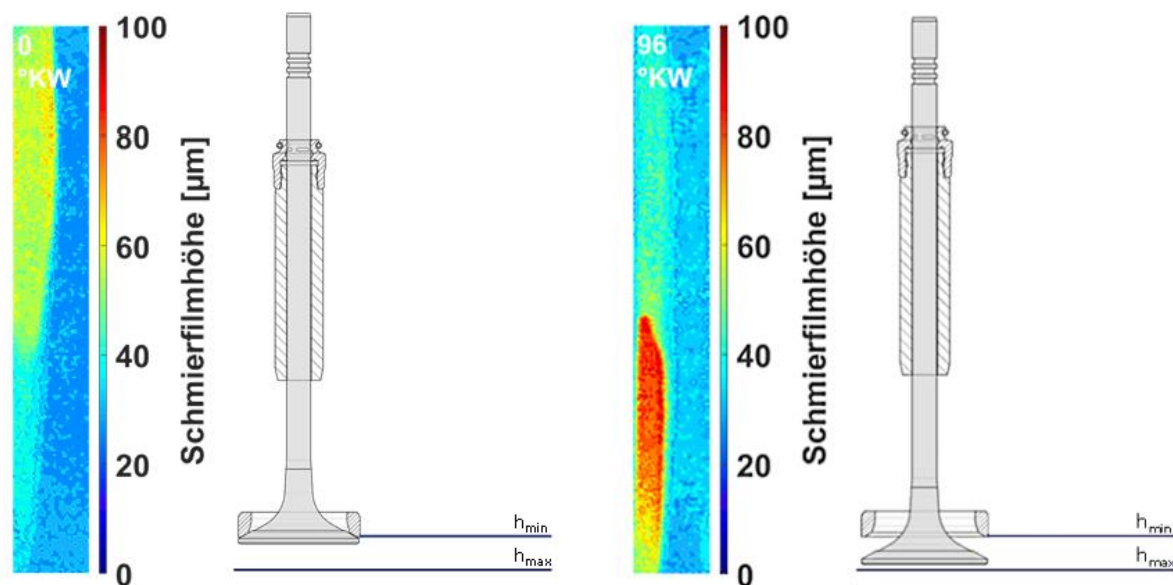


Abbildung 10: Schmierfilmhöhenverteilung in der Ventilfeuerung im Betrieb mit der Nockenwellendrehzahl 750 1/min bei Kurbelwellenwinkeln von 0 °KW (links) und 96 °KW (rechts).

Abbildung 10 zeigt im Zylinderkopf-Komponentenprüfstand gemessene Schmierfilmhöhenverteilungen bei einer Nockenwellendrehzahl von 750 1/min (Motordrehzahl von 1.500 1/min) beispielhaft nahe des minimalen Ventilhubes bei Kurbelwinkel 0 °KW (Abbildung 10, links) und nahe des maximalen Ventilhubes bei 96 °KW (Abbildung 10, rechts). Bei der Motordrehzahl von 1.500 1/min konnten die Schmierfilmhöhen mittels Fluoreszenz-Spektroskopie mit einer Auflösung von 8 °KW gemessenen werden. Wiederholungsmessungen zeigten maximale Abweichungen von 7 %.

4.2 Werkstoffoptimierung (Bleistahl)

Das Ziel dieses Teilprojekts war die Entwicklung von neuen Ventilsitzring- und Ventilfehrungswerkstoffen. Es sollten jeweils Werkstoffe entwickelt werden, die innerhalb des zuvor definierten Tribosystems bessere Verschleißeigenschaften zeigen als die Benchmarkwerkstoffe. Die Werkstoffe und Komponenten wurden im Rahmen dieses Projekts ausschließlich auf pulvermetallurgischem Weg hergestellt. Hierzu gehörte das Mischen von verschiedenen Metallpulvern und das anschließende Verpressen der Mischungen zu Grünteilen, die gesintert und danach teils noch wärmebehandelt und nachverdichtet wurden. Die Fertigung auf Basis von Metallpulvern erlaubte dabei eine Vielzahl an möglichen Materialkombinationen. Der modulare Aufbau pulvermetallurgischer Werkstoffe ist schematisch in Abbildung 11 dargestellt. Beginnend mit einem sehr einfachen Material in Abbildung 11a, welches nur aus z.B. einer niedriglegierten Stahlmatrix und Poren besteht, bis hin zu einem hochkomplexen Ventilsitzringwerkstoff bestehend aus zwei verschiedenen Matrixwerkstoffen mit Festschmierstoff, Hartphasen, reinen Elementen und kupferinfiltriertem Porenskelett in Abbildung 11f. Das Ziel der Werkstoffentwicklung war, die thermischen und mechanischen Eigenschaften des Verbundwerkstoffs gezielt für höhere thermische, mechanische und tribologische Beanspruchungen einzustellen. Dies wurde durch eine Kombination verschiedener weicher und harter Phasen, welche wiederum von diversen Festschmierstoffen umgeben sind, erreicht. Das Porenskelett der Bauteile konnte zusätzlich mit Kupfer infiltriert werden, um die Wärmeleitfähigkeit und die Verschleißbeständigkeit zu verbessern. Im Laufe des Projekts stellte sich heraus, dass die Ölimprägnierung der Poren in Anwendungsfällen ohne nitrierte Ventilwerkstoffe eine vielversprechende Alternative zur Kupferinfiltration darstellt.

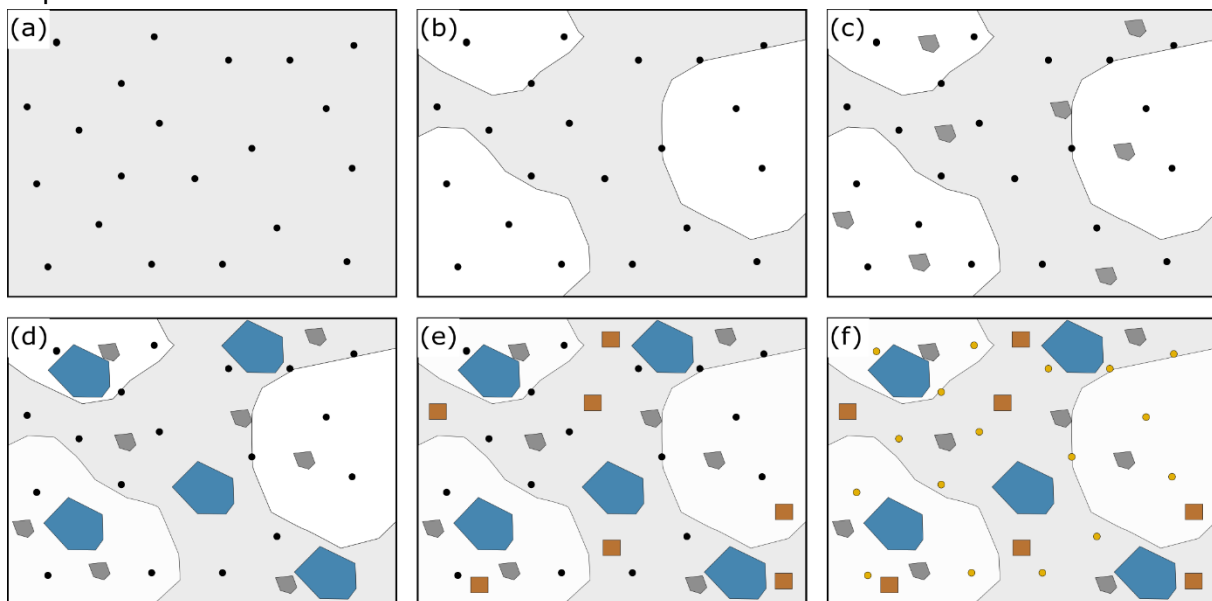


Abbildung 11: Schematische Darstellungen zum modularen Aufbau pulvermetallurgischer Werkstoffe. (a) Einfache Matrix (z.B. niedriglegierter Stahl) mit Poren (schwarze Punkte), (b) Hinzumischen einer zweiten Matrix (weiße Flächen, z.B. Schnellarbeitsstahl), (c) Hinzumischen von Festschmierstoffen (graue Fünfecke, z.B. Mangansulfid), (d) Hinzumischen von Hartphasen (blaue Sechsecke, z.B. Karbide), (e) Hinzumischen von reinen Elementen (braune Vierecke, z.B. Nickel), (f) Infiltrieren der Poren (Orangene Punkte, z.B. Kupfer).

Die Ventilführungswerkstoffe sollten zur Absenkung von Reibung und Verschleiß darüber hinaus mit Motorenöl imprägniert werden. Nach der Herstellung der ersten Proben erfolgt eine Charakterisierung der Materialien hinsichtlich Warmdruckfestigkeit, Warmhärte, Wärmeleitfähigkeit und thermischer Ausdehnung sowie der tribologischen Eigenschaften. Anhand der ermittelten Daten wurde eine Werkstoff-Vorauswahl getroffen, und es wurden entsprechende Proben und Bauteile für die folgenden Schritte bereitgestellt.

Entwicklung von Werkstoffen für Ventilsitzringe und –Führungen

Der erste Schritt dieses Arbeitspakets war die Erstellung und Bewertung eines Werkstoffkonzepts bzw. des gewünschten Zielgefüges für die oben genannten Komponenten. Dabei wurde das Zielgefüge durch die verwendeten Ausgangspulver und durch den nachfolgenden Prozess eingestellt. Aus diesem Grund wurden zunächst verschiedenste Pulver mit diverser Morphologie (Abbildung 12), Legierungsform (Abbildung 13) und chemischer Zusammensetzung betrachtet. Nach einer Vorauswahl geeigneter Pulver und deren entsprechenden Mischungsbestandteilen wurden im Labor diverse Versuchsmischungen angefertigt. Aus den Pulvermischungen wurden dann an einer Laborpresse kleine Stopfen gepresst, Abbildung 14 oben, welche anschließend in einem Ofen gesintert werden, Abbildung 14 unten. Hierbei können die Stopfen je nach Werkstoffkonzept während des Sinters z.B. mit Kupfer infiltriert oder im Anschluss an das Sintern mit Öl imprägniert werden.

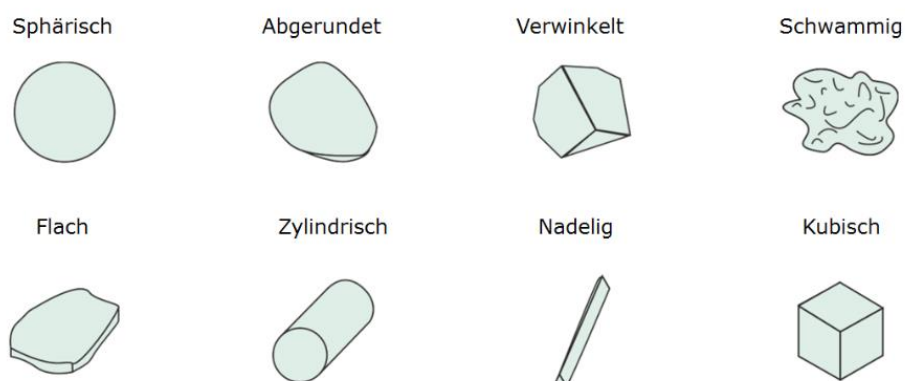


Abbildung 12: Schematische Darstellung der möglichen Morphologie der Ausgangspulver.

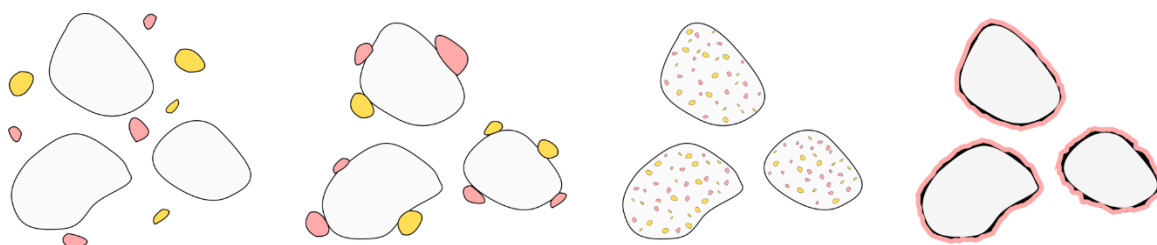


Abbildung 13: Schematische Darstellung von auf verschiedene Arten legierten Pulverteilchen, von links nach rechts: mechanisch vermischt, diffusionslegiert, zerstäubte Schmelze, bedampft.

Nach dem Sinterprozess schlossen sich noch diverse weitere Prozessschritte an. Werkstoffeigenschaften wie Härte, Warmhärte, Dichte, Wachstum und Oxidationsverhalten

konnten direkt an den fertigen Stopfen ermittelt werden. Zur Beurteilung des Gefüges wurden Schliffe der Proben angefertigt und entsprechend geätzt. Diese wurden daraufhin im Lichtmikroskop und im Rasterelektronenmikroskop untersucht und beurteilt. Proben zur Messung der Warmdruckfestigkeit, Wärmekapazität, Wärmeleitfähigkeit und der tribologischen Systemverträglichkeit (Tribometer) wurden mittels Drehmaschine aus den Stopfen herausgearbeitet. Sämtliche o.g. Werkstoffeigenschaften wurden intern im Labor der Firma Bleistahl gemessen.

Nach der Evaluierung aller relevanten Werkstoffeigenschaften durchlief die Entwicklung eine Schleife und es folgten Anpassungen an den entsprechenden Punkten wie z.B. eine Änderung der Pulverbestandteile oder eine Verlängerung der Sinterzeit. Darüber hinaus flossen auch die Ergebnisse aus der anwendungsnahen Bewertung bei den Projektpartnern IWM und IAVF in die Werkstoffentwicklung ein.

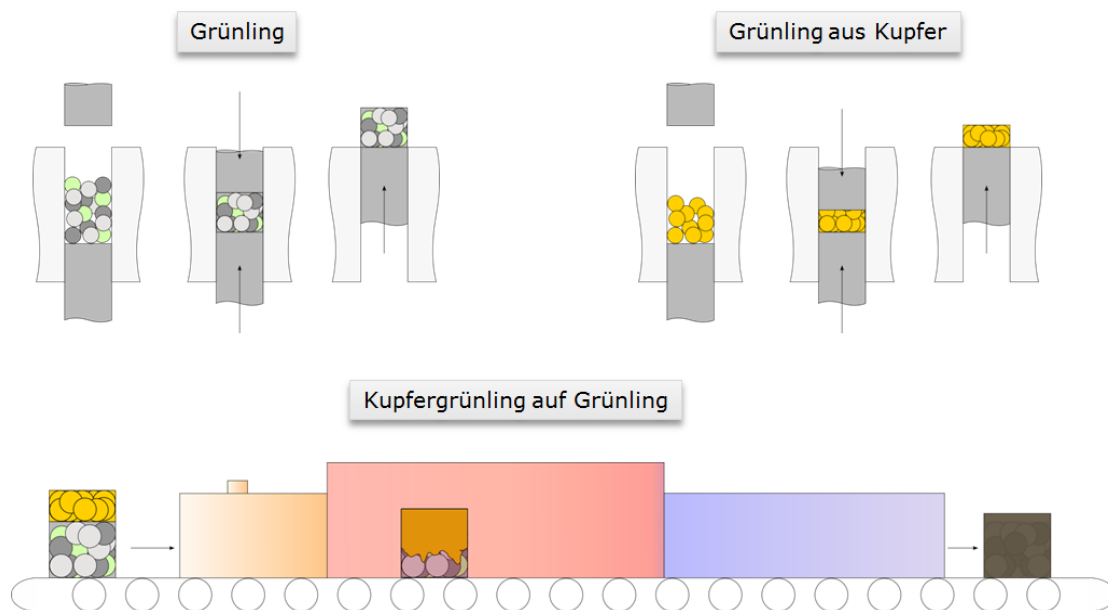


Abbildung 14: Schematische Darstellungen zum Pressen (oben) und Sintern (unten, inkl. Kupferinfiltration) von pulvermetallurgischen Bauteilen.

Herstellung der Ventilsitzringe und -führungen

Wichtige Aspekte in der Entwicklung des Ventilsitzring- bzw. Ventilsitzführungswerkstoffs waren deren Produzierbarkeit und Bearbeitbarkeit. Um diese Eigenschaften zu ermitteln, wurden die entsprechenden Bauteile aus den im vorangegangenen Schritt im Labormaßstab entwickelten Werkstoffen im Produktionsmaßstab hergestellt. Im Anschluss wurde eine der Serie entsprechende Anzahl an Ventilsitzringen- und Führungen je Werkstoff auf Produktionsanlagen verarbeitet. Als letzter Schritt erfolgte die Bewertung der Qualitätskennwerte.

Auswahl geeigneter Werkstoffe

Basierend auf den Ergebnissen aus dem vorangegangenen Schritt wurden hier gezielt die vielversprechendsten Werkstoffe für die weitere Erprobung bei den Projektpartnern IWM und IAVF ausgewählt.

Herstellung von Proben und Bauteilen

Bleistahl lieferte nach Bedarf diverse Proben und Bauteile an die Projektpartner. Je nach Anzahl und Art der geforderten Teile wurden diese dabei entweder auf Labor- oder Produktionsanlagen hergestellt.

4.2.1 Ventilfehrung

Für die Charakterisierung der Ventilfehrungsmaterialien wurde ein SRV 5 Tribometer der Firma Optimol Instruments GmbH genutzt. In Abbildung 15a-b sind eine Übersicht des Tribometers und die Testbedingungen dargestellt. Die Stifte wurden hierbei aus dem Ventilfehrungsmaterial und die Scheiben aus dem entsprechenden Ventilwerkstoff gefertigt.

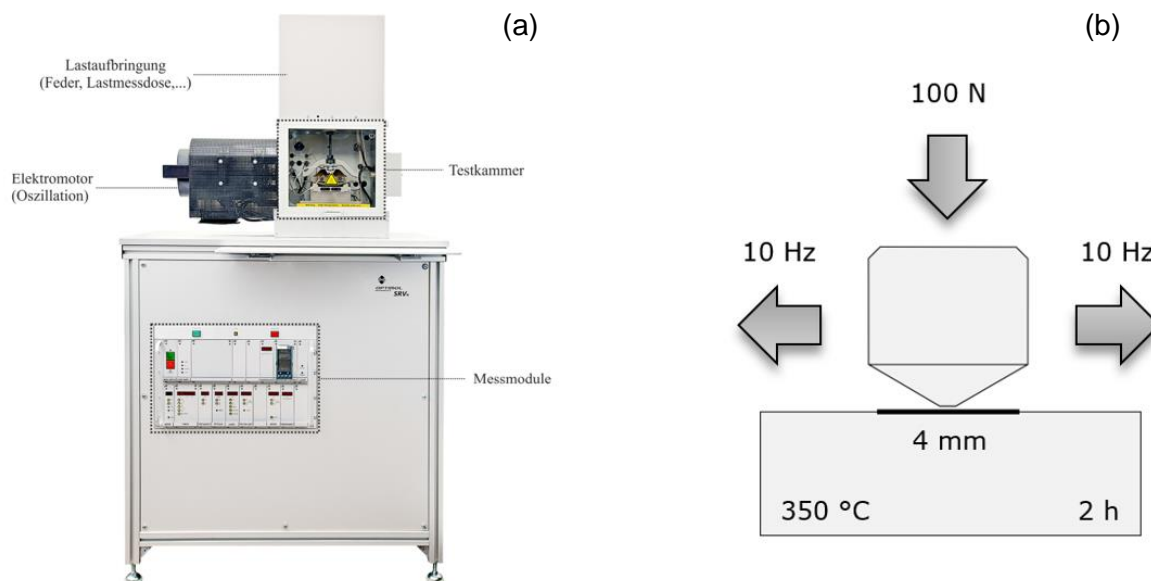


Abbildung 15: (a) SRV-Tribometer, (b) Probengeometrie und Parameter für die Oszillationsgleitverschleiß-Versuche.

Die Ergebnisse aus den Tribometerversuchen sind in Abbildung 16 dargestellt. In Abbildung 16a wird deutlich, dass die neuen Materialien A und B weniger Verschleiß zeigen als der derzeit eingesetzte Referenzwerkstoff. Dabei fällt besonders Material B ins Auge, bei dem der Verschleiß im Vergleich zur Referenz nahezu um den Faktor 7 reduziert ist. Der Hauptunterschied zwischen dem Referenzmaterial und dem Material B liegt dabei in der Mikrostruktur der Matrix. Abbildung 16b zeigt die Ergebnisse aus den Ölvariationen an dem Referenzwerkstoff. Dabei wurde der Referenzwerkstoff vor den Verschleißbeanspruchungen anstatt mit dem Referenzöl mit festschmierstoffhaltigen Ölen (FSS-Öl1 bis FSS-Öl3) imprägniert. Es wird deutlich, dass alle drei Ölvarianten zu einem geringeren Verschleiß führten als der Werkstoff mit dem Referenzöl. Wenn man nun noch in Betracht zieht, dass sich auch Material B aus Abbildung 16 a noch mit festschmierstoffhaltigen Ölen imprägnieren lässt, dann zeigt sich hier ein noch größeres Potential, das Tribosystem Ventil/Ventilfehrung in dem angestrebten Sechszylinder- Stationärmotor zu optimieren.

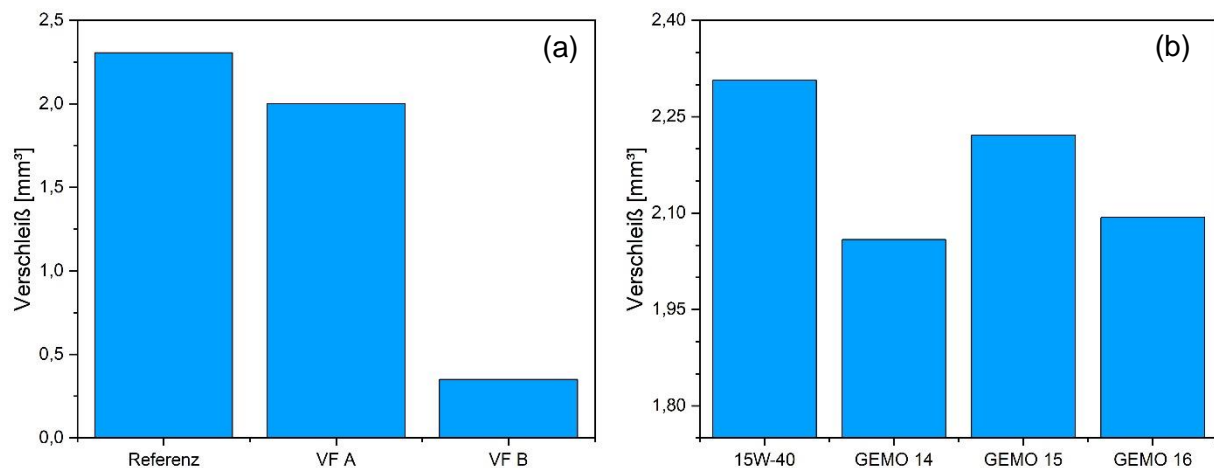


Abbildung 16: Ergebnisse aus den Stift-Scheibe Verschleißversuchen an Ventilfehrwerkstoffen. Bei dem Referenzmaterial handelt es sich um das gleiche Material, welches derzeit als Ventilfehrung in der Anwendung aus Bild 3 zum Einsatz kommt. (a) Referenzmaterial im Vergleich zu zwei neuen Materialien A-B. (b) Referenzmaterial mit Standardimprägnierung im Vergleich zu einer Imprägnierung mit festschmierstoffhaltigen Ölen GEMO 14 - GEMO 16.

4.2.2 Ventilsitz

Der im Rahmen dieses Forschungsprojektes genutzte Rig-Test, Abbildung 17a, ermöglichte grundlegende und reproduzierbare Verschleißversuche an den realen Bauteilen Ventil und Ventilsitzring. Dabei trifft ein Ventil mit einer Geschwindigkeit von ca. 0,75 m/s auf einen Ventilsitzring auf.



- Nockenwellendrehzahl bis 5000 min^{-1}
- Ventilbetätigung durch Tassenstößel
- Realistisches Diesel-Nockenprofil
 - Ventilschließgeschwindigkeit: 0,75 m/s
- Beheizung durch Gasbrenner
 - Massenströme werden konstant gehalten
 - Mögliche Ventilttemperaturen bis zu $900 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Pyrometrische Messung der Ventilttemperatur

Abbildung 17: (a) Übersichtsaufnahme des Rig-Tests, (b) Daten des Rig-Tests.

Der Prüfstand wird durch eine Nockenwelle mit einem Elektromotor angetrieben und die Aufheizung erfolgt über einen Brenner mit Erdgasbefuerung. Der Probenräger für Ventil, Ventilfehrung und Ventilsitzring besteht, angelehnt an den Referenzmotor, aus Stahlguss. Weitere Daten des Prüfstands sind in Abbildung 17b aufgelistet.

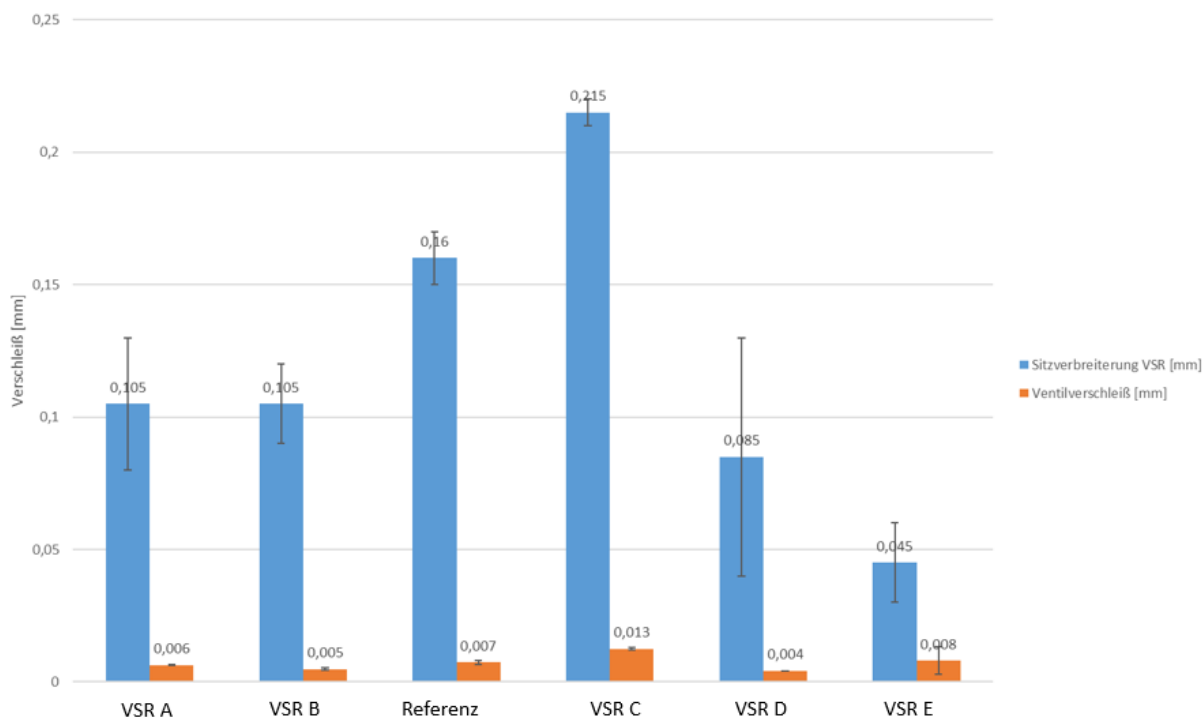


Abbildung 18: Rig-Test Ergebnisse, MAN Motor B-Einlass Geometrie.

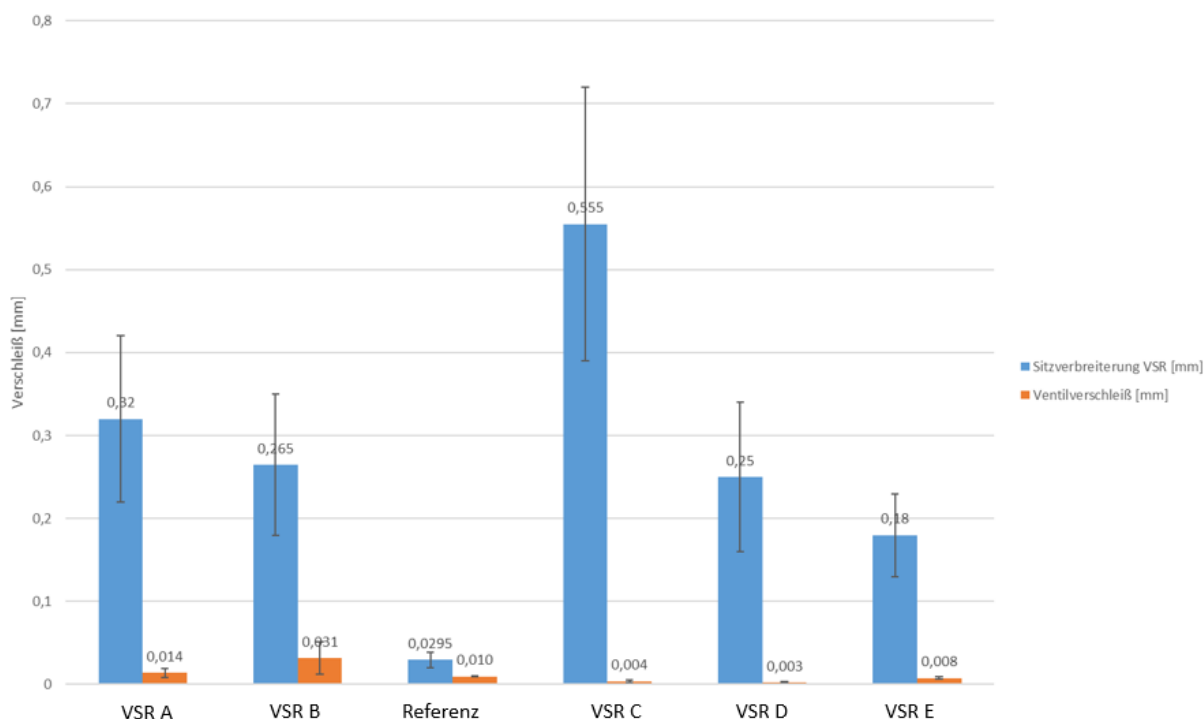


Abbildung 19: Rig-Test Ergebnisse, MAN Motor B-Auslass Geometrie.

Abbildung 18 und Abbildung 19 zeigen die Ergebnisse mit MAN Motor B-Einlass- und Auslassgeometrien, wobei die Ventile in beiden Fällen nicht nitriert waren. Es wird deutlich, dass VSR D und VSR E im Vergleich zum Referenzmaterial deutlich bessere Verschleißergebnisse zeigen (Einlass). Im Auslass zeigen sich zwar bei VSR D und VSR E die besten Ergebnisse innerhalb der Bleistahlmaterialien, der Referenzwerkstoff (Gussmaterial) ist hier jedoch hinsichtlich Verschleißwiderstand noch deutlich besser.

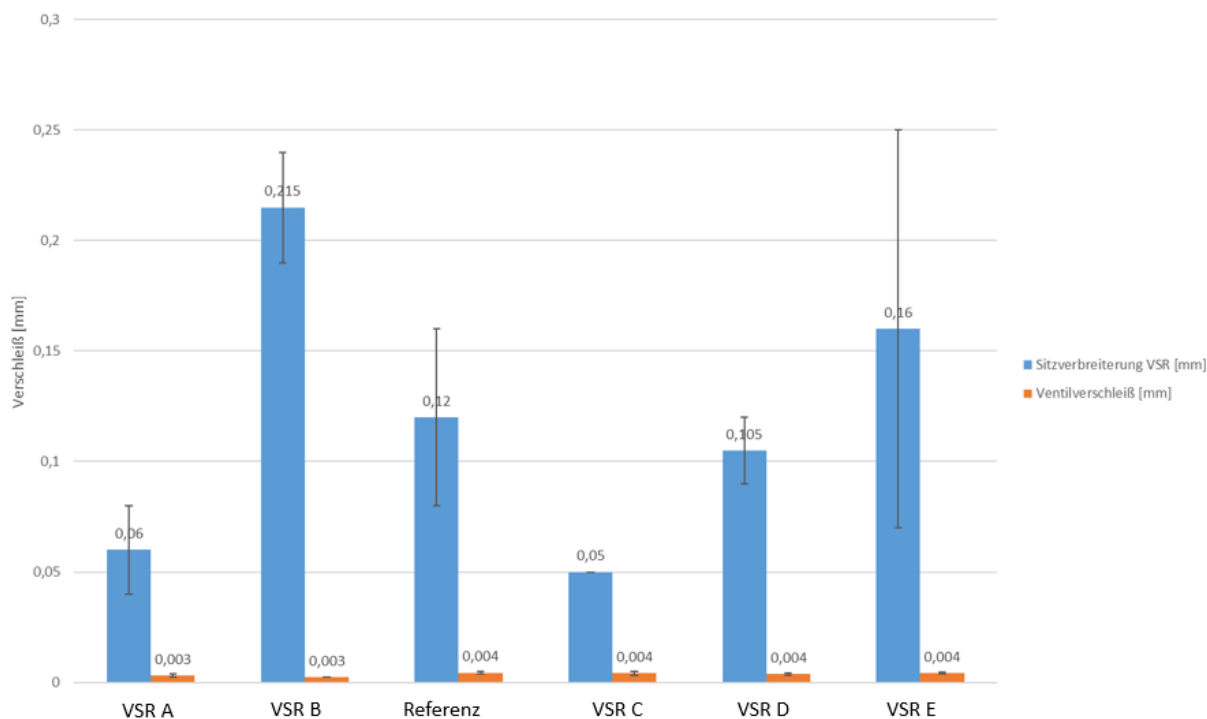


Abbildung 20: Rig-Test Ergebnisse, MAN Motor A-Einlass Geometrie (nitrierte Ventile).

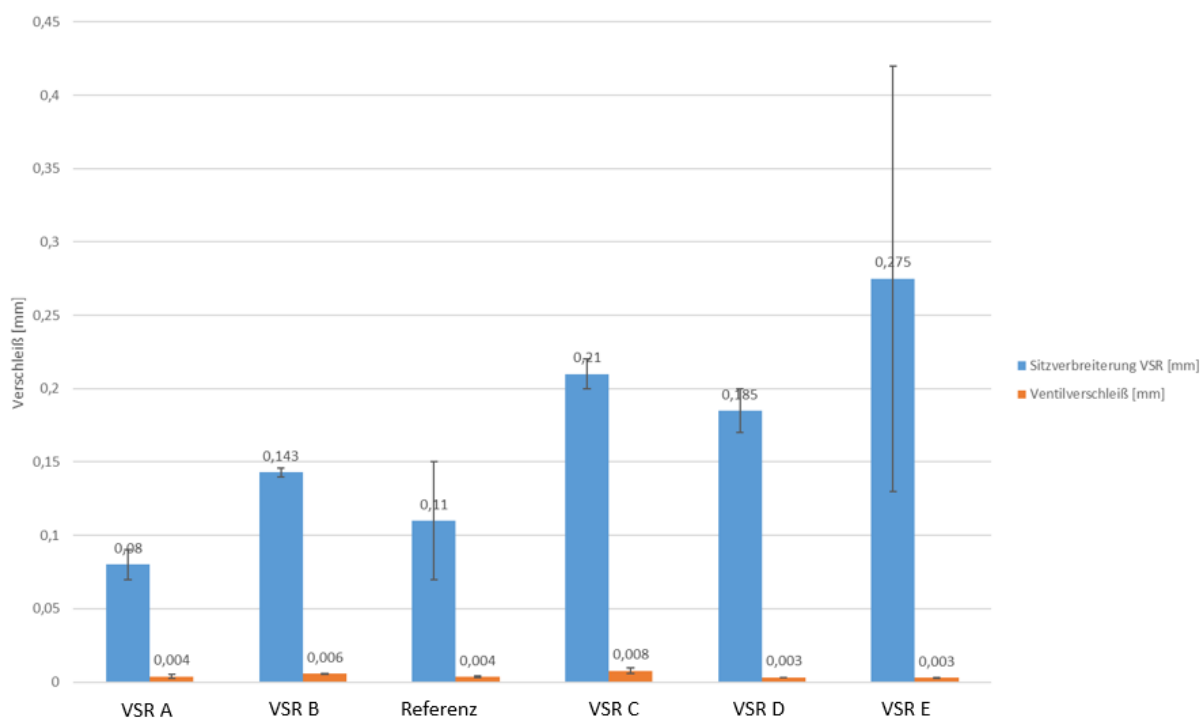


Abbildung 21: Rig-Test Ergebnisse, MAN Motor A- Auslass Geometrie (nitrierte Ventile).

Die Ergebnisse in MAN Motor A-Geometrie (Abbildung 20, Abbildung 21) verdeutlichen, dass die neuen Werkstoffe VSR D und VSR E aufgrund ihrer mikrostrukturellen Zusammensetzung nur mittelmäßig gegen nitrierte Ventile funktionieren. Hier zeigte sich jedoch, dass das Material VSR A (von Bleistahl) mit kupferinfiltrierter Schnellstahlmatrix bereits deutlich verschleißbeständiger als der derzeit eingesetzte Referenzwerkstoff ist.

Auch die mechanische Zerspanbarkeit ist eine wichtige Materialeigenschaft von Ventilsitzringen, da diese in den meisten Fällen erst im Zylinderkopf fertiggedreht werden. Abbildung 22 zeigt die Zerspanungsergebnisse von VSR D und VSR E im Vergleich zum Referenzwerkstoff, welcher im MAN Motor B derzeit im Einlass eingesetzt wird. Beide neu entwickelten Materialien zeigen eine bessere Zerspanbarkeit als die Referenz.

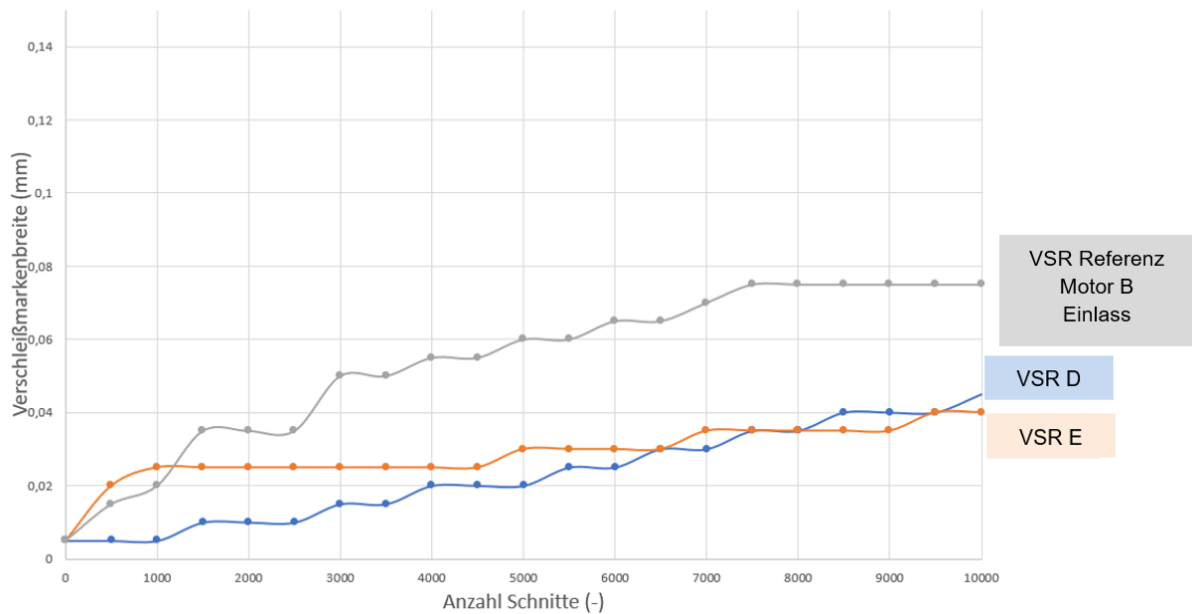


Abbildung 22: Ergebnisse aus dem Zerspanungsversuch (10.000 Schnitte insgesamt, 10 Schnitte pro Ventilsitzring).

4.3 Schmierstoffentwicklung

In tribologischen Systemen kann eine bestmögliche Senkung der Reibungsverluste nur durch die wechselseitige Optimierung der Reibpartner erreicht werden, bestehend aus Körper / Schmierstoff / Gegenkörper. Aus Schmierstoffsicht sind zur Steigerung der Energieeffizienz dabei vor allem folgende Stellgrößen zu nennen:

- Absenkung der Viskosität
- Reibungsreduzierende Schmierstoffchemie

Eine Absenkung der Viskosität ermöglicht die Realisierung bedeutender Effizienzpotentiale: Mit dieser Maßnahme lässt sich die innere Reibung im Schmierstoff, insbesondere im hydrodynamischen Reibungsregime, deutlich reduzieren. Allerdings erhöhen sich dadurch auch die Mischreibungsanteile, was oft mit einer Zunahme der gesamten Systemreibung verbunden ist. Dieser Zielkonflikt führt dazu, dass die möglichen Effizienzpotentiale durch Viskositätsabsenkung oft nicht voll ausgeschöpft werden können bzw. je nach Ausprägung sich sogar ins Negative kehren. Zudem erhöht sich mit zunehmenden Mischreibungsanteilen auch die Gefahr von vermehrtem Verschleiß (Abbildung 23).

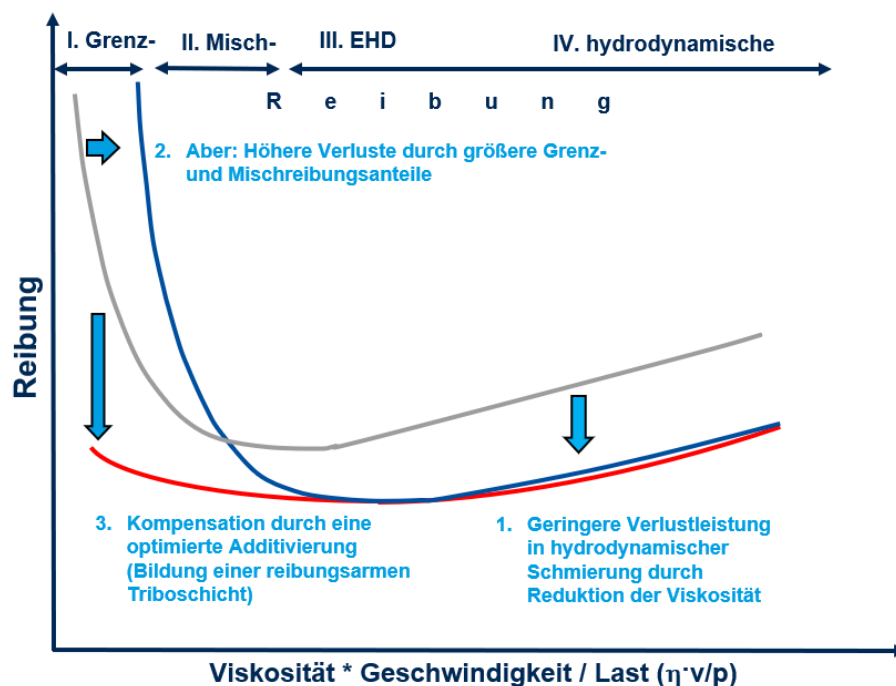


Abbildung 23: Stribeckkurve

Die Darstellung niedrigviskoser, reibungsarmer Motorenöle erfordert daher immer eine Anpassung der gesamten Schmierstoffformulierung um mögliche Nachteile, die aus höheren Mischreibungsanteilen entstehen zu kompensieren. Das Reibungs- und Verschleißverhalten im Bereich der Grenz- und Mischreibung wird bezogen auf den Schmierstoff dabei maßgeblich durch das Additivsystem bestimmt. Alternative Ansätze, wie z.B. eine zinkfreie Additivierung, und die Reduzierung aschebildender Additive ermöglichen vielversprechende Potentiale für eine Reibungsreduzierung, die sich darüber hinaus auch durch ein günstigeres Verhalten auf Emissionen und damit Abgasnachbehandlungssysteme auszeichnen.

Motorische Maßnahmen, die zu einer Steigerung der Verbrennungseffizienz führen erhöhen dadurch tendenziell die Temperaturbelastung des Schmierstoffs. Damit steigen auch die Anforderungen hinsichtlich Robustheit der eingesetzten Additiv- und Grundölkomponenten.

Da Motorenöle – als weitere Aufgabe im Motor – eine wichtige Rolle in der Kühlung thermisch stark beanspruchter Bauteile wie z.B. Zylinderwand und Kolbenboden übernehmen, muss dieser Aspekt in der Schmierstoffkonzeption ebenfalls berücksichtigt werden. In dieser Funktion nehmen die Schmierstoffe an den thermisch beanspruchten Stellen die Wärme auf und transportieren diese durch einen stetigen Ölfluss kontinuierlich ab. Die Wärmetransportleistung hängt neben den kalorischen Kenndaten (Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit) und der Temperaturdifferenz (Öl zur Bauteil-Oberfläche) maßgeblich von der Kontaktdauer und damit vom Öldurchsatz ab. Je niedriger die Öleingangstemperatur, je kürzer die Kontaktdauer und je höher der Öldurchsatz, desto größer ist die Wärmetransportleistung. Dies kann durch eine niedrigere Viskosität (bei gleicher Öltemperatur) unterstützt werden.

Um die Schmierstoffe auf die gesteigerten Anforderungen für den erweiterten gas-motorischen Betrieb zu optimieren, wurden im Projekt folgende Lösungsansätze verfolgt:

- Anpassung des Additivierungskonzepts hinsichtlich:
 - Friction-Modifier
 - Verschleißschutzadditiven
 - Antioxidantien
- Anpassung des Grundölkonzepts:
 - Einsatz niedrigviskoser Grundöle mit verhältnismäßig geringer Verdampfungsneigung

Die Absenkung der Viskosität erfordert entsprechende Aufmerksamkeit in der Auswahl der Grundöle. Hierbei werden niedrigviskose Grundöle, die eine relativ geringe Verdampfungsneigung aufweisen, bevorzugt. Aus technischer Sicht steht diesbezüglich eine Vielzahl an unterschiedlichen Grundölen zur Verfügung. Diese müssen allerdings auch aus ökonomischer Sicht für jeden Anwendungsfall separat bewertet werden, da niedrigviskose Grundöle mit sehr geringer Verdampfungsneigung tendenziell eher im Bereich (teurer) synthetischer Grundöle angesiedelt sind.

Zu Beginn der Schmierstoffentwicklung wurden daher Schmierstoffparameter hinsichtlich rheologischer Eigenschaften, Verdampfungseigenschaften, Temperatur- und Oxidationsbeständigkeit sowie Gehalt an emissionsrelevanten Elementen (S – P – Ascheträger, differenziert nach Elementen Zn, Ca, Mg, Mo) für die Schmierstoffkonzeption festgelegt. Im Projekt GESIR wurde dies unter Berücksichtigung technischer und ökonomischer Gesichtspunkte in der Schmierstoffkonzeption für den stationären und mobilen Anwendungsfall umgesetzt.

Für die weitere Entwicklung ist die Beschreibung und Definition des Ausgangszustandes von zentraler Bedeutung. Bezüglich der Schmierstoffauswahl müssen dabei vorrangig folgende Kriterien erfüllt sein:

- Die Schmierstoffe müssen den Stand der Technik abbilden.
- Die Schmierstoffe müssen aktuelle Spezifikationen für die ausgewählten Komponenten in der Anwendung erfüllen.

Ausgehend von diesen Bedingungen wurden zusammen mit den Projektpartnern detaillierte Abstimmungen durchgeführt; mit GEMAN-Ref-1 (SAE 40) für die stationäre Anwendung und GEMAN-Ref-2 (SAE 5W30) für die mobile Anwendung wurden entsprechende Referenzschmierstoffe nach Stand der Technik festgelegt.

Tribomesszelle (TMZ)

Die Tribomesszelle ist ein Prüfgerät, welches die überragende Präzision eines modernen Rheometers mit der Grundkonfiguration eines Tribometers vereint. Mittels eines Kugel-Plättchen-Einsatzes (3 Plättchen in Prisma-Anordnung, siehe Abbildung 24, werden Messungen im Bereich des Übergangs von Haftreibung zu Gleitreibung möglich – insgesamt werden 10 (!) Größenordnungen der Schergeschwindigkeit überschritten.

Prüfgeometrie:	Kugel-auf-drei-Plättchen, selbstzentrierend
Temperatur:	-40 ... 200 °C
F max:	1 ... 50 N
Bewegungsart:	Gleiten
Max. Gleitgeschwindigkeit:	1,5 m/s mit ½" Kugel 3,6 m/s mit 30 mm Kugel
Ausgabe:	Haftreibwert (Losbrechmoment) Gleitreibwerte („Stribeckkurve“)
Konfiguration GESIR:	Ø 30 mm Kugel

Tabelle 1: Prüfparameter der Tribomesszelle.

Ein TMZ-Prüflauf besteht aus einer definierten Einlaufphase und anschließender Messung von Haft- und Gleitreibung. Das Beanspruchungsprofil umfasst hierbei einen Bereich von 0 – 3,6 m/s, Lastvariationen von 10 N und 25 N und Temperaturen von 25 °C und 120 °C. Nach Versuchsende werden die jeweiligen Verschleißdurchmesser auf den drei Plättchen vermessen. Zur besseren statistischen Absicherung wird jeder Prüflauf mit jeweils neuen Prüfkörpern dreimal durchgeführt.

Zur tribologischen Bewertung der dynamischen Reibcharakteristik (Stribeckkurve) wurde ein vereinfachter Hersey-Ansatz verwendet. Durch diese Vorgehensweise werden die Stribeckkurven näherungsweise normalisiert und damit vergleichbarer, wodurch das Ansprechverhalten der Additivierung deutlich sichtbarer wird.

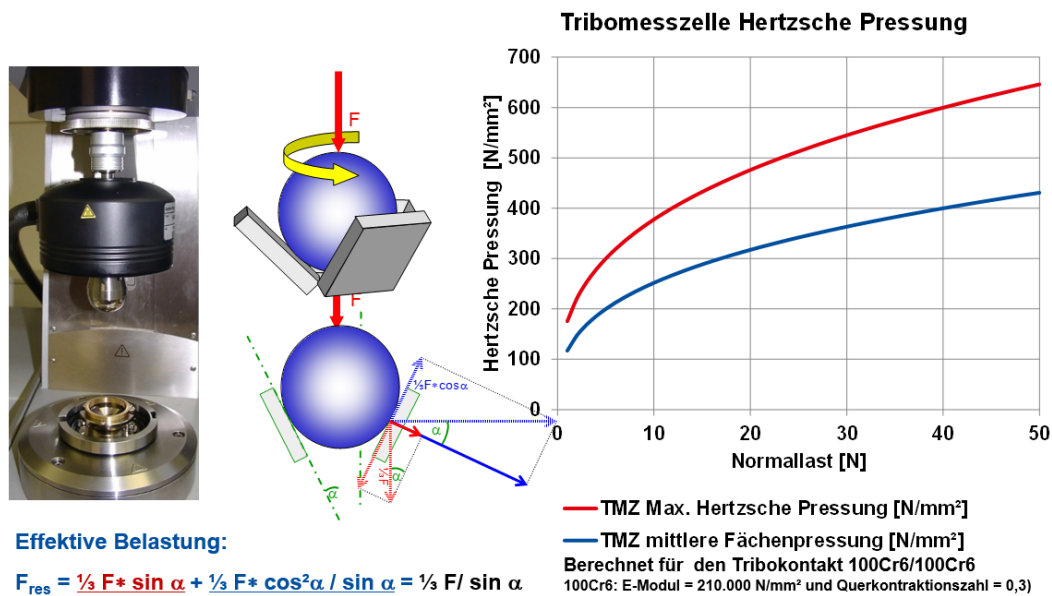


Abbildung 24: Tribomesszelle (TMZ)

Die TMZ gibt einen ersten schnellen Überblick hinsichtlich Reibwertcharakteristik und Ansprechverhalten der Additivierung in einer tribologischen Umgebung.

4.3.1 Schmierstoffe für stationäre Anwendungen

Ausgehend vom Stand der Technik (GEMAN-Ref 1, SAE 40) wurden im Rahmen von GESIR mit GEMAN-11 (SAE 30) und GEMAN-13 (SAE 20) entsprechende viskositätsabgesenkte Versuchsschmierstoffe, siehe Tabelle 2.

Schmierstoff		GEMAN-Ref 1	GEMAN-11	GEMAN-13
SAE Klasse		SAE 40	SAE 30	SAE 20
Anwendung		Stationär	Stationär	Stationär
MAN Spezifikation		M 3271-5	-	-
Zink-frei		Nein	Nein	Nein
Eigenschaften	Einheit			
kV @ 40 °C	mm²/s	117	102	59
kV @ 100 °C	mm²/s	13,4	12	8,3
VI		110	108	111
HTHS @ 150 °C	mPa s	4,0	3,6	2,7

Tabelle 2: Referenz- und Kandidatenschmierstoffe für stationäre Gasmotoren

Durch die stationäre Betriebsweise der Anwendung konnten die Maßnahmen zur Effizienzsteigerung dabei sehr zielgerichtet ausgeführt werden. Im Projekt lag der Hauptschwerpunkt der Entwicklungstätigkeiten daher auf der Erschließung des Viskositätseffekts. Die Umsetzung Richtung SAE 30 und SAE 20 bedingt den Einsatz niedrigviskoserer Grundöle. Tendenziell steigt aber mit sinkender Viskosität auch die Verdampfungsneigung der Öle an. Dieser Effekt lässt sich zwar nicht gänzlich verhindern, aber durch die Auswahl relativ verdampfungsoptimierter Grundöle zumindest deutlich vermindern. Diesbezüglich zeigen die entwickelten SAE 30- und SAE 20-Öle hinsichtlich

Verdampfungsneigung ein für diesen Anwendungsfall sehr akzeptables Verhalten mit immer noch ausreichendem Abstand zum den derzeit anerkannten Spezifikationsgrenzwerten, siehe Abbildung 25.

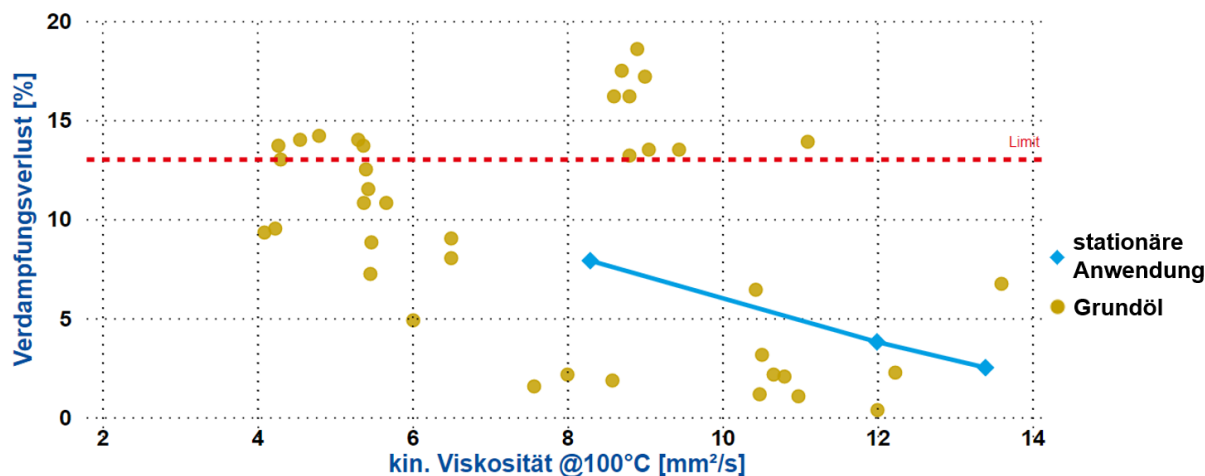


Abbildung 25: Stationäre Gasmotorenöle - Verdampfungsverlust nach Noack (1h@250°C).

Tribologische Charakterisierung an der Tribomesszelle (TMZ):

In Hinsicht auf den Verschleiß zeigte die tribologische Bewertung der TMZ-Versuche ein vergleichbares Verhalten der entwickelten SAE-30 (GEMAN-11) und SAE 20 (GEMAN-13) zur Referenz (GEMAN-Ref 1 -SAE 40), siehe Abbildung 26.

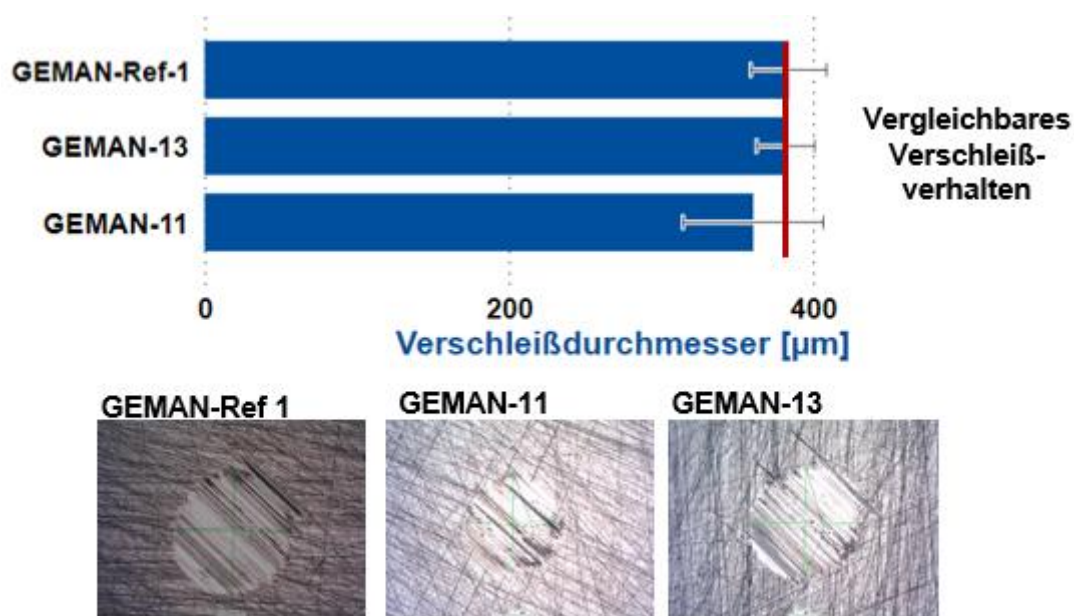


Abbildung 26: Stationäre Gasmotorenöle – tribologische Bewertung TMZ – Verschleißverhalten

Die tribologische Bewertung der dynamischen Reibwerte (Stribeckkurve) weist ebenfalls ein vergleichbares Verhalten der untersuchten Schmierstoffe auf. Dies zeigt, dass unter den gewählten Testbedingungen bei den Entwicklungsschmierstoffen SAE 30 (GEMAN-11) und SAE 20 (GEMAN-13) weiterhin ein sehr gutes Ansprechverhalten gegeben ist, realisiert durch eine angepasste Additivierung in der dünneren Grundölmatrix, siehe Abbildung 27.

Stribeckkurve - vereinfachter Hersey-Ansatz ($\eta \cdot v/p$)

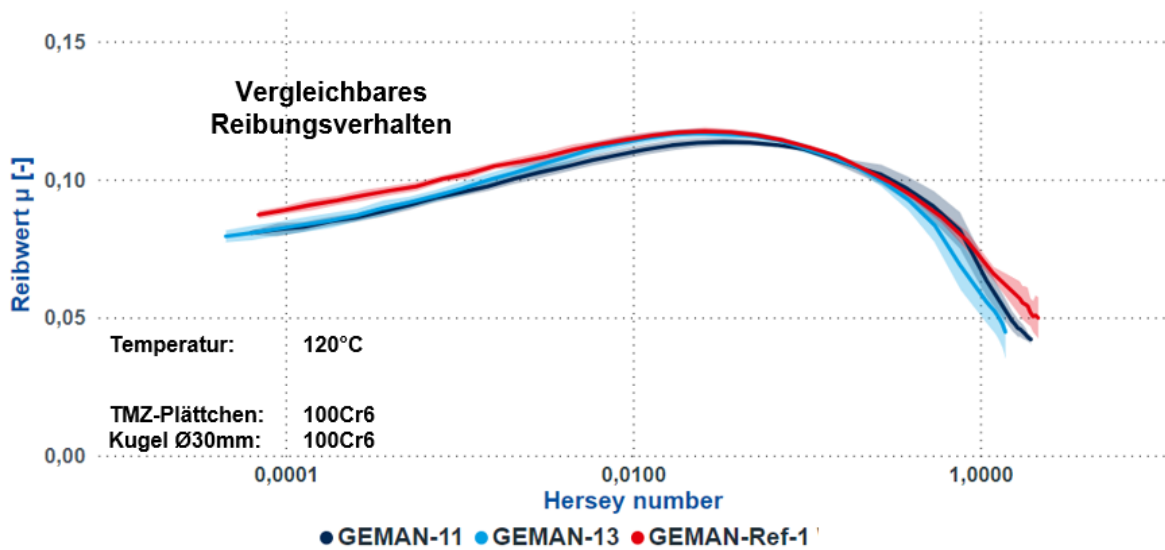


Abbildung 27: Stationäre Gasmotorenöle – tribologische Bewertung TMZ – Stribeckkurve

Während die mittleren dynamischen Reibwerte der untersuchten Schmierstoffe in den betrachteten Betriebspunkten auf eine vergleichbare Reibungscharakteristik hinweisen, zeigen die Haftreibungsuntersuchungen zu niedrigen Viskositäten hin eine leichte Tendenz zu geringeren Haftreibwerten.

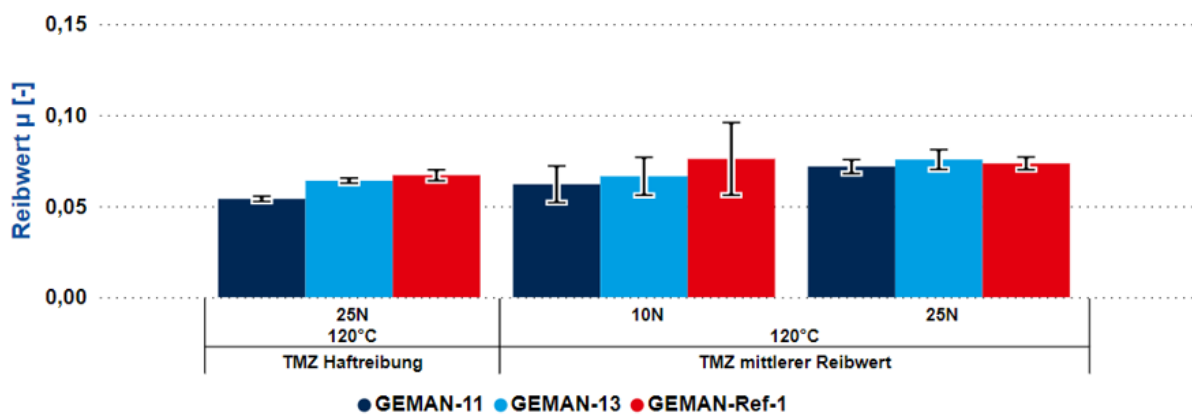


Abbildung 28: Stationäre Gasmotorenöle – tribologische Bewertung TMZ – Zusammenfassung

Fazit:

Für die stationäre gasmotorische Anwendung konnten im Projekt GESIR viskositätsreduzierte Kandidatschmierstoffe entwickelt und entsprechende Mengen für weitere Prüfungen bei den Projektpartnern zur Verfügung gestellt werden.

Diese Resultate zeigen auf, dass der vorliegende Formulierungsansatz für stationäre Gasmotorenöle entstehende Nachteile durch die abgesenkte Viskosität hinsichtlich Reibung und Verschleiß unter den gewählten Testbedingungen gut kompensieren kann.

4.3.2 Schmierstoffe für mobile Anwendungen

Aufgrund der dynamischeren Betriebsweise der mobilen Anwendung sind zur Effizienzsteigerung tiefgreifendere Maßnahmen in der Formulierung der Schmierstoffe erforderlich.

Im Projekt GESIR wurde dies bei der Entwicklung der Gasmotorenöle für die mobile Anwendung in der Auswahl geeigneter Schmierstoffkomponenten wie z.B. dem Zn-freien Formulierungsansatz und der rheologischen Anpassung des Grundölkonzeptes berücksichtigt.

Eine Substitution der bisher eingesetzten Zinkdialkyldithiophosphate ermöglichte dabei neue, weiterführende Reibungsreduzierungsansätze; zusätzlich wird hierdurch eine Reduzierung aschebildender Additive im Schmierstoff erreicht. Eine Reduzierung der Emissionen von Ölinhaltsstoffen, die negative Auswirkungen auf die modernen Abgasnachbehandlungssysteme nach sich ziehen, wird in Zusammenhang mit dem Thema Abgasemissionen zukünftig ein zunehmend wichtiger Aspekt. Mit einer Zn-freien Formulierung können negative Auswirkungen von Additivierungsbestandteilen auf Abgasnachbehandlungssysteme daher weiter reduziert werden.

Produktname		GEMAN-Ref 2	GEMAN-12	GEMAN-14	GEMAN-15
SAE-Klasse		5W-30	5W-20	0W-16	0W-12
Anwendung		Mobile Anwendung	Mobile Anwendung	Mobile Anwendung	Mobile Anwendung
MAN Spezifikation		M 3677	-	-	-
Zink-frei		Nein	Ja	Ja	Ja
Eigenschaften	Einheit				
kV @ 40 °C	mm ² /s	71,6	40	33	32
kV @ 100 °C	mm ² /s	12,1	8	6,7	6,3
VI		160	171	165	150
HTHS 150 °C	mPa s	3,5	2,7	2,3	2,1

Tabelle 3: Referenz- und Kandidatenschmierstoffe für mobile Gasmotoren

Für das Projekt GESIR wurde bei der Entwicklung der viskositätsreduzierten Schmierstoffe für mobile Gasmotoren ein Wechsel der Additivierungstechnologie auf einen Zn-freien Additivierungsansatz umgesetzt. Höheren Grenz- und Mischreibungsanteilen der niedrigviskosen Schmierstoffe wurde zudem durch den Einsatz tribologisch wirksamer Friction-Modifizier begegnet. Um die Möglichkeiten zur Effizienzsteigerung weiter auszuloten, wurden im Projekt für diesen Anwendungsbereich neben GEMAN-12 (SAE 5W-30) mit GEMAN-14 (SAE 0W-16) und GEMAN-15 (SAE 0W-12) weitere viskositätsabgesenkte Kandidatenschmierstoffe dargestellt, siehe Tabelle 3.

Dabei konnte die Verdampfungsneigung durch die Auswahl geeigneter Grundöle trotzdem niedrig gehalten werden. Die Resultate zum Zusammenhang von Verdampfungsverhalten und Viskosität von Grundölen sind in Abbildung 29 aufgeführt.

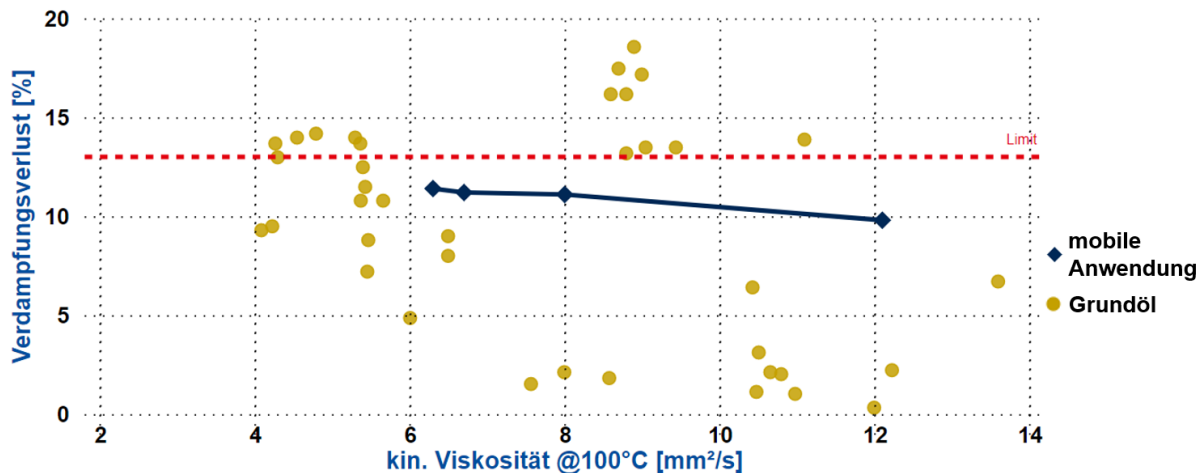


Abbildung 29: Mobile Gasmotorenöle - Verdampfungsverlust nach Noack (1h@250°C).

Tribologische Charakterisierung an der Tribomesszelle (TMZ):

Im Verschleißverhalten zeigte die Auswertung der Verschleißdurchmesser aus den tribologischen Untersuchungen an der Tribomesszelle für die entwickelten, mobilen Gasmotorenöle sehr vielversprechende Resultate.

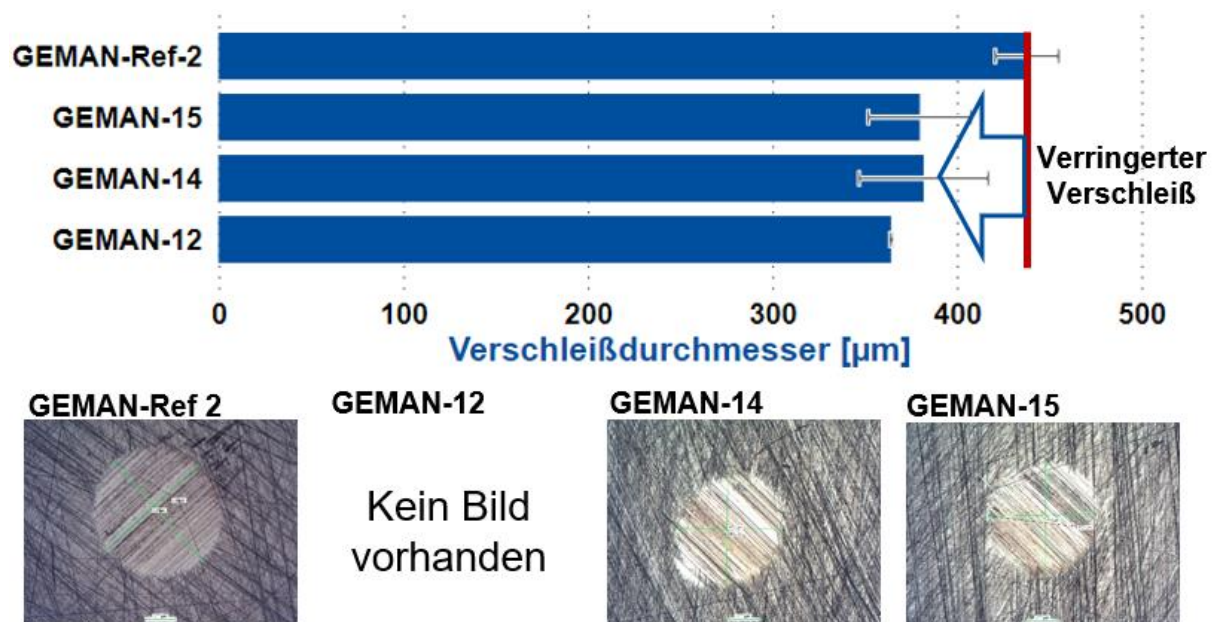


Abbildung 30: Mobile Gasmotorenöle – tribologische Bewertung TMZ – Verschleißverhalten

Mit dem Wechsel auf einen Zn-freien Additivierungsansatz konnte bei den Versuchsschmierstoffen eine Verringerung des Verschleißdurchmessers um 13 - 17% gegenüber der Referenz GEMAN-Ref 2 aufgezeigt werden, siehe Abbildung 30.

Dabei zeigten die Zn-freien Additivierungsansätze in den TMZ-Untersuchungen sehr deutlich auch ihr reibungssenkendes Potential. Vor allem in der Grenz- und Mischreibung wird der Einfluss der speziellen Zn-freien Additivierung in Verbindung mit weiteren reibungs-senkenden Komponenten deutlich sichtbar.

Unter den gegebenen Testbedingungen konnte in diesem Reibungsregime eine Reibungsabsenkung bis zu 30% für GEMAN-12 und GEMAN-14 bzw. bis zu 40% für GEMAN-15 festgestellt werden, Abbildung 31.

Stribeckkurve - vereinfachter Hersey-Ansatz ($\eta \cdot v/p$)

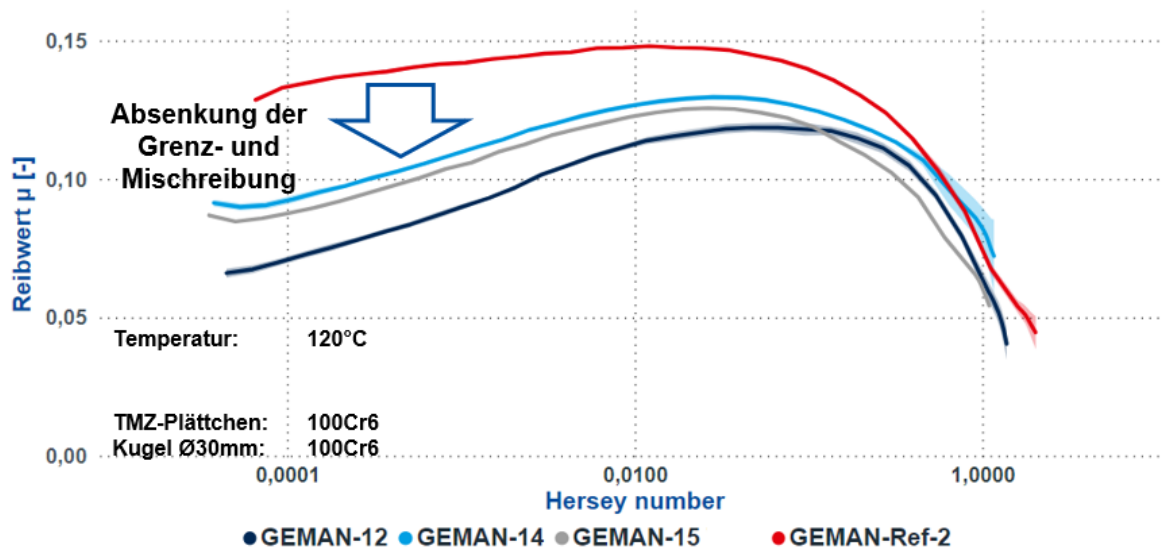


Abbildung 31: Mobile Gasmotorenöle – tribologische Bewertung TMZ - Stribeckkurve

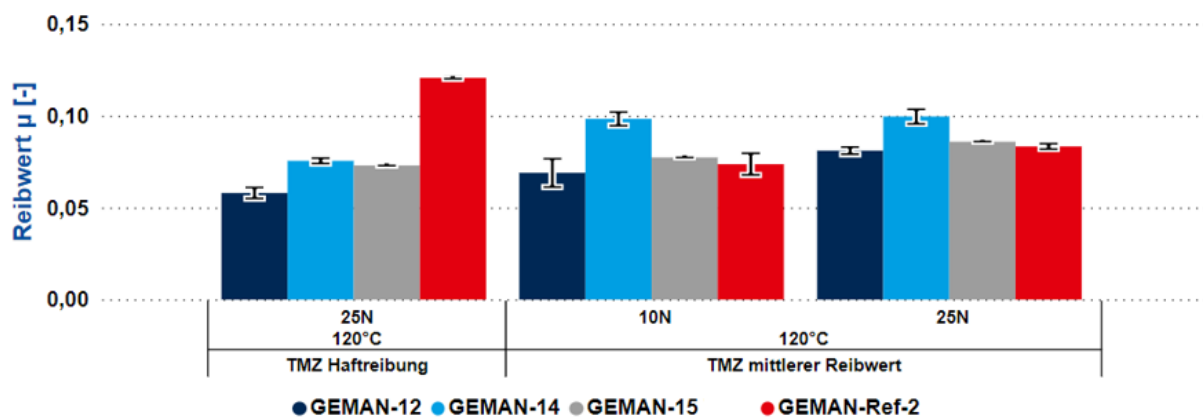


Abbildung 32: Mobile Gasmotorenöle – tribologische Bewertung TMZ – Zusammenfassung

Auch die tribologischen Haftreibungsversuche zeigten für den untersuchten Bereich eine deutliche Reibungsreduzierung durch die Zn-freie Formulierungstechnologie. Unter den gegebenen Testbedingungen wurde eine Reduzierung der Haftreibung von rund 40% für GEMAN-12 und GEMAN-14 sowie rund 50% für GEMAN-15 ermittelt.

Fazit:

Für die mobile gasmotorische Anwendung konnten im Projekt GESIR viskositätsreduzierte Kandidatschmierstoffe entwickelt und den Projektpartnern entsprechende Mengen für Bauteil- und Systemprüfungen und zu Demonstrationszwecken zur Verfügung gestellt werden.

Die tribologische Erstcharakterisierung an der Tribomesszelle (TMZ) hinsichtlich Reibungs- und Verschleißverhalten zeigte dabei sehr vielversprechend Resultate. In der Grenz- und

Mischreibung konnten unter diesen Versuchsbedingungen Reibungsreduktionen bis zu 40% erzielt werden.

Neben dem aufgezeigten Reibminderungspotential werden die Zn-freien Formulierungsansätzen insbesondere durch die Möglichkeit einer Verringerung von schädigenden Auswirkungen auf Abgasnachbehandlungssysteme als zukunftsfähig angesehen.

Die Auswahl der Formulierungskomponenten orientierte sich dabei grundsätzlich, neben der beschriebenen Reibungs-, Viskositäts- und Aschereduzierung, gleichzeitig auch an den zunehmenden Anforderungen hinsichtlich thermischer Stabilität durch Erhöhung der Leistungsdichten in modernen Gasmotoren.

Die entwickelten Kandidatenöle können daher als hochleistungsfähige Basis für zukünftige effizienzsteigernde Generationen von Gasmotorenölen dienen.

4.3.3 Schmierstoffe zur Initialschmierung von Ventilfehrungen

Die in den Ventilfehrungen eingesetzte Sintermaterialien verfügen durch ihre Porosität über ein internes Ölspeichervermögen. Diese Eigenschaften werden genutzt, um bereits bei der Herstellung im Vorfeld die Poren mit einem Schmierstoff zu befüllen. Diese sind idealerweise so ausgeführt, dass sie als Initialschmierung einen möglichst positiven Einfluss auf das tribologische Einlaufverhalten im Ventilschaft ausüben. Durch die Wahl der Additivierung kann damit die Bildung einer verschleißbeständigen und reibungsarmen Triboschicht begünstigt bzw. beschleunigt werden.

Ziel dabei war es, verschiedene Hochlastverschleißzusätze in fester (Suspension) wie auch gelöster Form in das poröse Sintermaterial der Ventilfehrung einzubringen. Dies wurde im Projekt GESIR mit verschiedenen Schmierstoffansätzen dargestellt, siehe Tabelle 4

Produktname		GEMO-14	GEMO-15	GEMO-16
SAE Klasse		10W-40	xW-30	xW-30
Eigenschaften	Einheit			
kV @ 100 °C	mm ² /s	14,3	10,9	9,9
Molybdän	mg/kg	1000	5000	-
Graphit	mg/kg	3500	-	-
Wolfram	mg/kg	-	-	5000
Zustand:	-	Suspension	Lösung	Lösung

Tabelle 4: Schmierstoffansätze zur Vorkonditionierung des Ventilsitzes.

Die weiterführenden Prüfungen dieser Schmierstoffe zur Initialschmierung wurden beim Projektpartner Bleistahl durchgeführt.

4.4 Bauteilprüfung und tribologische Konzepte

4.4.1 Modellversuche zur tribologischen Bewertung des Ventilsitzes

Die charakteristische tribologische Beanspruchung im Bereich des Ventilsitzes ist das Aufsetzen oder Aufschlagen des Ventils auf den Sitzring. Zur Eingrenzung der Werkstoffvarianten werden mit Impact-Modellversuchen Untersuchungen zum Verschleißverhalten von Sitzringmaterial durchgeführt. Während der Impactprüfung schlägt ein Schlagstift mit einer definierten Kraft, Frequenz und Geschwindigkeit auf eine ebene Probe aus dem Sitzringwerkstoff. Die Prüfparameter der Impact-Versuche sind in Tabelle 5 aufgeführt.

Temperatur:	bis 600°C
Frequenz:	25 Hz
Schlagkraft:	50 N
Aufschlaggeschwindigkeit:	0,2 m/s
Stiftmaterial:	Ventilwerkstoff + Panzerung
Plattenmaterial	VSR Referenz M E, VSR A, VSR B, VSR C
Schmierstoff:	SAE 40
Wiederholungsversuche:	2

Tabelle 5: Prüfparameter der Impact-Versuche.

Die Werkstoffdaten der Sitzringwerkstoffe werden in Tabelle 6 aufgeführt. Als Sitzringmaterialien werden Eisenbasiswerkstoffe mit hohem Cobalt und Molybdän gehalten eingesetzt. Die AR-Werkstoffe werden zusätzlich mit Kupfer legiert. Das E-Modul ist für alle Werkstoffvarianten gleich. Die Zusammensetzung der Werkstoffe hat einen Einfluss auf die Härte. Diese unterscheidet sich deutlich zwischen VSR A und den Werkstoffen VSR B und Folgenden.

Werkstoff	Co	Mo	Cu	Cr	Ni	W	V	Fe	Härte HV 30	E-Modul [N/mm ²]
VSR Referenz M E	18	11	15	4	-	3	2	52	480	150.000
VSR A	21	12	15	5	-	4	2,5	40	500	150.000
VSR B	22	12	-	3	1,5	-	-	61	300	150.000
VSR C	28	20	-	4	1,5	-	-	46	350	150.000

Tabelle 6: Zusammensetzung, Härte und E-Modul der Sitzringwerkstoffe.

Die Ergebnisse der Modell-Impact-Versuche sind in Abb. 3 zusammengefasst.

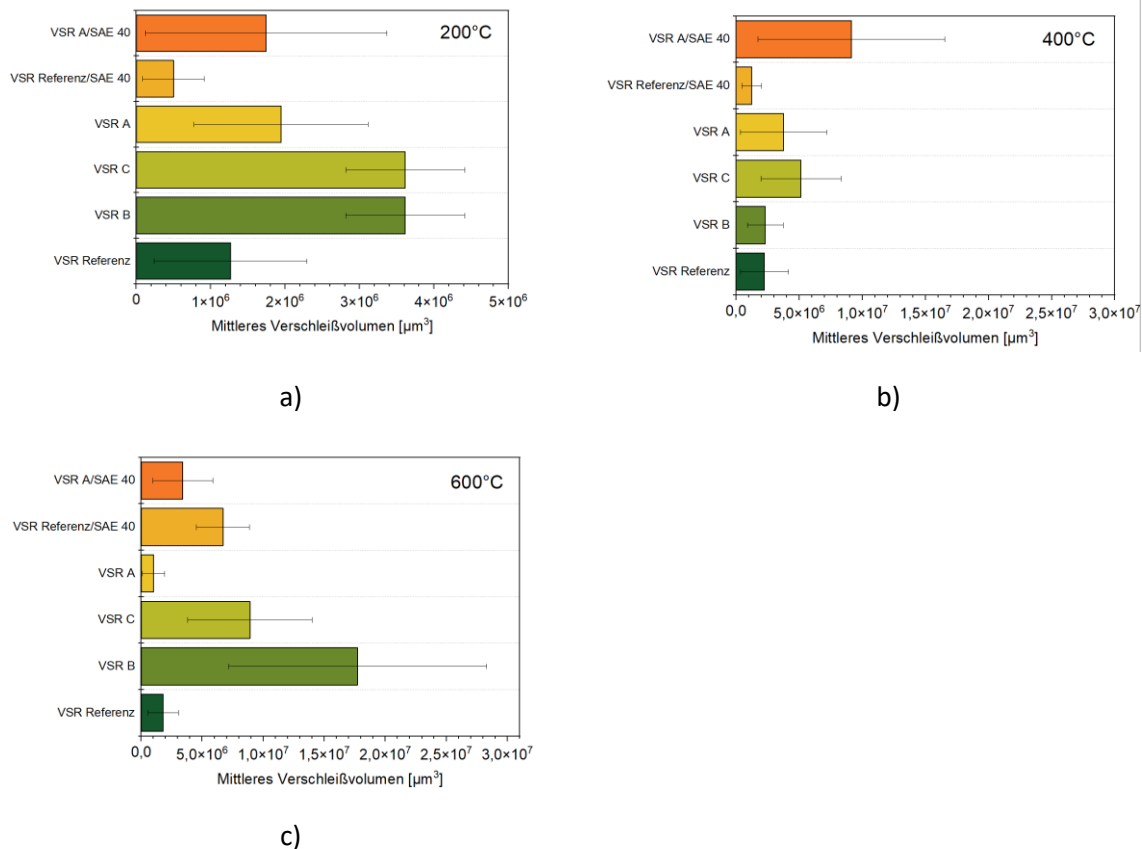
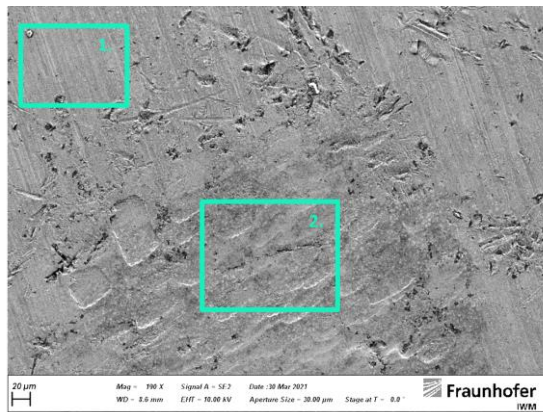
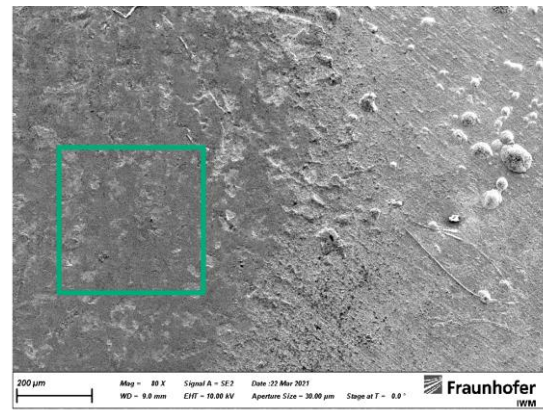


Abbildung 33: Mittleres Verschleißvolumen der einzelnen Sitzringwerkstoffe bei Temperaturen von 200°C (a), 400°C (b) und 600°C (c).

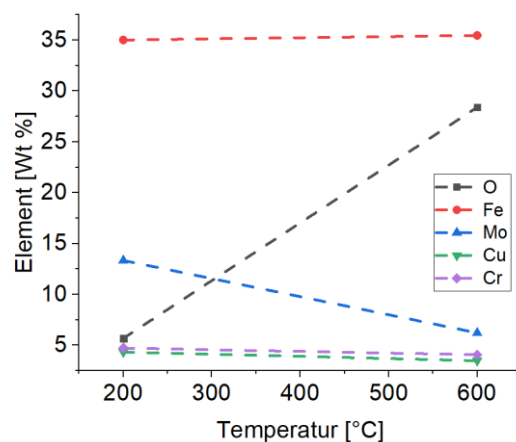
Bei höheren Temperaturen erhöht sich der Verschleiß im geschmierten im Vergleich zum ungeschmierten Versuch. Für VSR A konnte eine Verschleißreduktion in geschmierten Versuch lediglich bei 200°C nachgewiesen werden. Allgemein zeigen die härteren Sitzringwerkstoffe geringeren Verschleiß. Das Zulegieren von Kupfer bei den VSR-Werkstoffen hat möglicherweise einen positiven Einfluss auf den Verschleiß. In Abbildung 34 ist die REM-/EDX-Analyse der geschmierten VSR Referenz ME-Versuche exemplarisch für 200°C und 600°C dargestellt. Die Oberfläche zeigt nach einem Versuch bei 200°C starke plastische Deformationen in Form von Eindrücken. Bei höheren Temperaturen von 600°C verändert sich das Verschleißbild. Die Oberfläche wird glatter, und die Oxidation dominiert den Verschleiß. In der Kontaktfläche sind bei 600°C hauptsächlich Chrom-, Molybdän und Kupferoxide zu finden. Gerade Molybdän und Kupferoxide könnten eine verschleißreduzierende Wirkung haben. Schmierstoffrückstände wurden in der EDX-Analyse keine gefunden.



a)



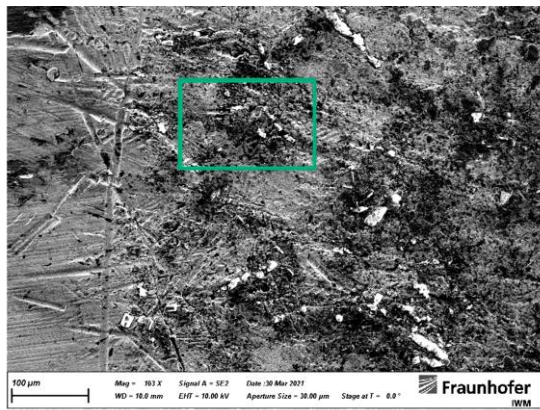
b)



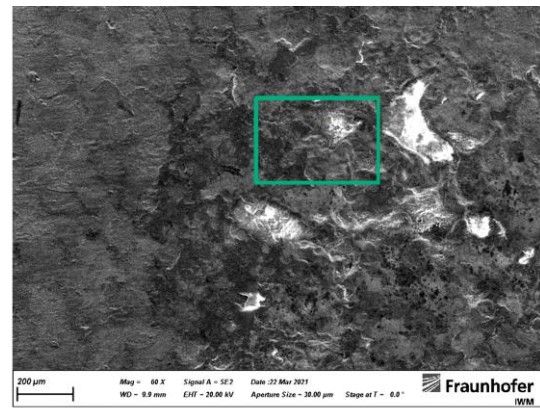
c)

Abbildung 34: REM-/EDX-Analyse der geschmierten VSR Referenz ME-Versuche bei 200°C (a) und 600°C (b). Ausbildung von Chrom-, Molybdän- und Kupferoxiden auf der Oberfläche (c).

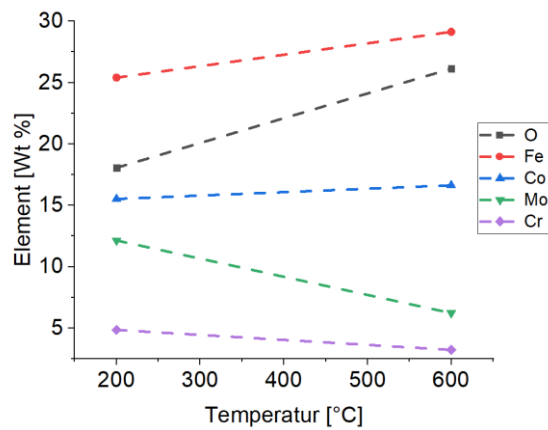
Abbildung 35 zeigt die REM-/EDX-Analyse der Oberfläche des VSR B nach Versuchen bei 200°C und 600°C. Bei 200°C sind Verschleißpartikel und plastische Deformationen zu erkennen. Dies deutet eher auf ein abrasives Verschleißverhalten für niedrige Temperaturen im ungeschmierten Versuch hin. Bei höheren Temperaturen von 600°C neigt die Paarung vermehrt zu adhäsivem Verschleiß. Auf der Oberfläche werden infolge der Temperaturerhöhung von 200°C auf 600°C hauptsächlich Molybdän- und Chromoxide gebildet. Abbildung 36 zeigt die Oberfläche nach Versuchen mit VSR C. Diese weist einen höheren Cobalt- und Molybdängehalt auf. Bei 200 °C zeigt der Werkstoff hauptsächlich plastische Deformation der Oberfläche infolge der Impact Belastung. Höhere Temperaturen von 600 °C führen zur starken Oxidation der Oberfläche, verbunden mit einem eher abrasiven Verschleißbild im Kontaktbereich. Auf der Oberfläche werden hauptsächlich Eisen- und Molybdänoxide gebildet.



a)



b)



c)

Abbildung 35: REM-/EDX-Analyse der VSR B Oberfläche nach Versuchen bei 200 °C (a) und 600 °C (b). Auf der Oberfläche werden hauptsächlich Chrom- und Molybdänoxide gebildet.

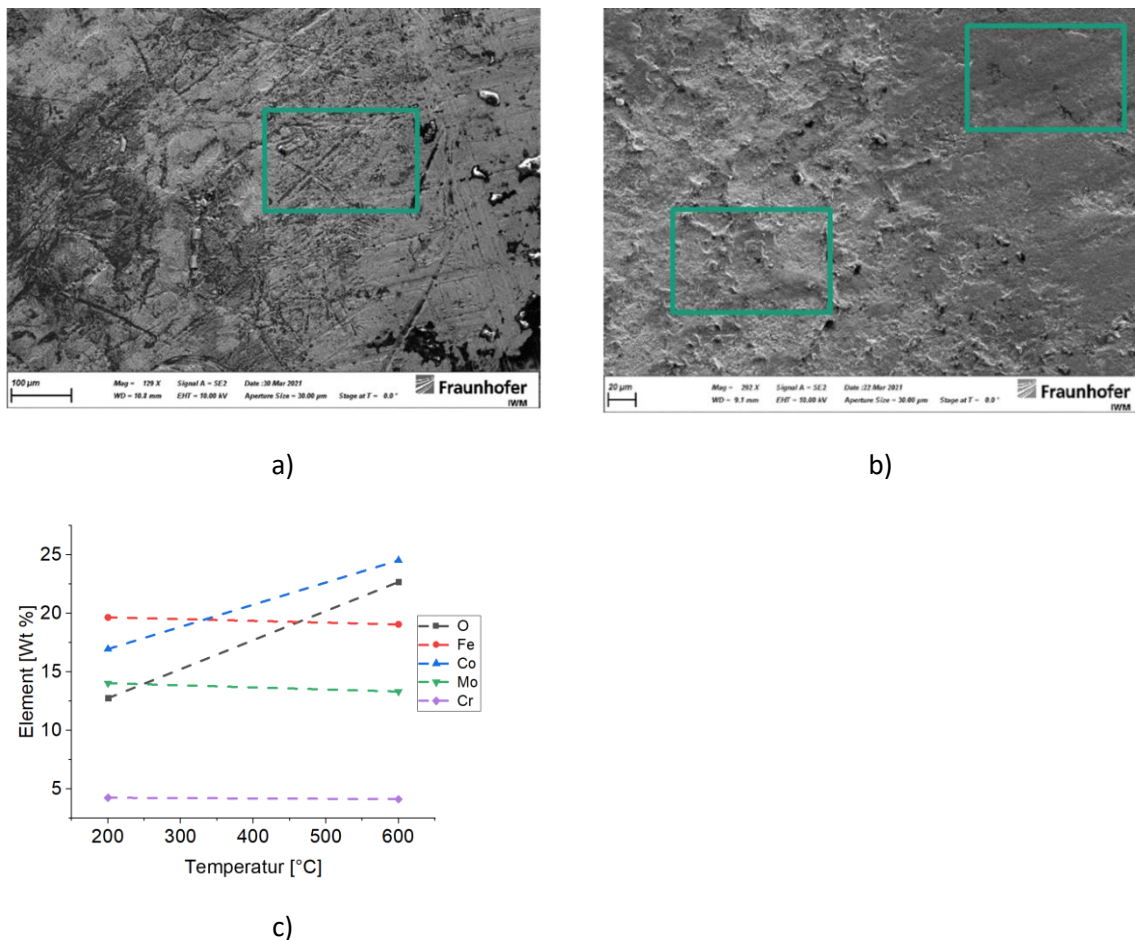


Abbildung 36: REM-/EDX-Analyse der Oberfläche nach Versuchen mit VSR C bei 200 °C (a) und 600 °C (b). Die Oberfläche zeigt bei hohen Temperaturen starke Oxidation und die Bildung von Eisen- und Molybdänoxiden (c).

In einer zweiten Versuchsreihe wurden Schlagstifte aus einem Ventilreferenzwerkstoff mit hohem Chromgehalt eingesetzt. Die Fertigung und Wärmebehandlung der Schlagstifte wurde im Fraunhofer IWM durchgeführt. Die Wärmebehandlung wurde nach Vorgaben von Bleistahl in 3 Schritten durchgeführt:

1. Lösungsglühen bei 1050 °C für 8 Stunden + Luftabkühlung
2. Stabilglühen bei 850 °C für 4 Stunden + Luftabkühlung
3. Aushärtungsglühen bei 700 °C für 16 Stunden + Luftabkühlung

Das Ergebnis der Wärmebehandlung ist in Abbildung 37 dargestellt. Sie enthält die Übersicht der erreichten Härtewerte der Schlagstifte im Vergleich zu den Ventilsitzen aus der motorischen Anwendung und dem Material im Anlieferungszustand vor der Wärmebehandlung. Die Schlagstifte erreichen eine etwas höhere Härte als der Ventilsitz in der Anwendung.

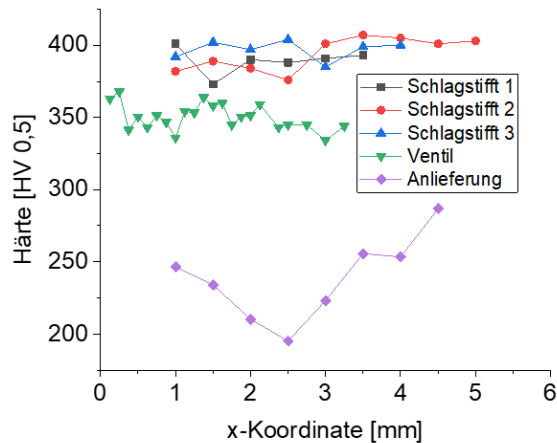


Abbildung 37: Härtemessung der wärmebehandelten Schlagstifte. Vergleich der Härte mit dem Anlieferungszustand und dem Ventilsitz aus dem im Motor eingesetzten Ventil

Die Übersicht der erreichten Härtewerte der Schlagstifte im Vergleich zu den Ventilsitzen aus der motorischen Anwendung und dem Material im Anlieferungszustand vor der Wärmebehandlung. Die Schlagstifte erreichen eine etwas höhere Härte als der Ventilsitz in der Anwendung.

Tabelle 7 zeigt die verschiedenen Werkstoffvarianten sowie die Prüfparameter. Innerhalb der Versuche wurden 3 unterschiedliche Prüftemperaturen verwendet.

Tabelle 7: Prüfplan der ungeschmierten Impactversuche.

Versuch Nr.	Werkstoffe	Schmierstoff	Prüfkraft [N]	Dauer [h]	Frequenz [Hz]	Temperatur [°C]	Teststatus
1.1.1.10	VSR Refernz ME	trocken	50	2,5	50	200	ok
1.1.1.11	VSR Refernz ME	trocken	50	2,5	50	200	ok
2.1.1.10	VSR B	trocken	50	2,5	50	200	ok
2.1.1.11	VSR B	trocken	50	2,5	50	200	ok
3.1.1.10	VSR C	trocken	50	2,5	50	200	ok
3.1.1.11	VSR C	trocken	50	2,5	50	200	ok
4.1.1.10	VSR A	trocken	50	2,5	50	200	ok
4.1.1.11	VSR A	trocken	50	2,5	50	200	ok
1.2.1.10	VSR Refernz ME	trocken	50	2,5	50	400	ok
1.2.1.11	VSR Refernz ME	trocken	50	2,5	50	400	ok
2.2.1.10	VSR B	trocken	50	2,5	50	400	ok
2.2.1.11	VSR B	trocken	50	2,5	50	400	ok
3.2.1.10	VSR C	trocken	50	2,5	50	400	ok
3.2.1.11	VSR C	trocken	50	2,5	50	400	ok
4.2.1.10	VSR A	trocken	50	2,5	50	400	ok
4.2.1.11	VSR A	trocken	50	2,5	50	400	ok
1.3.1.10	VSR Refernz ME	trocken	50	2,5	50	600	ok
1.3.1.11	VSR Refernz ME	trocken	50	2,5	50	600	ok
2.3.1.10	VSR B	trocken	50	2,5	50	600	ok
2.3.1.11	VSR B	trocken	50	2,5	50	600	ok
3.3.1.10	VSR C	trocken	50	2,5	50	600	ok
3.3.1.11	VSR C	trocken	50	2,5	50	600	ok
4.3.1.10	VSR A	trocken	50	2,5	50	600	ok
4.3.1.11	VSR A	trocken	50	2,5	50	600	ok

In Abbildung 38 ist das Verschleißverhalten von VSR Referenz ME bei unterschiedlichen Temperaturen dargestellt. Der Verschleiß variiert mit der Temperatur. Bei 400 °C werden die niedrigsten und bei 600 °C die höchsten Verschleißwerte erreicht. Innerhalb der Versuchsreihe wurden jeweils 2 Versuche durchgeführt. Bei 200 °C und 600 °C sind deutliche Unterschiede zwischen den gemessenen Verschleißwerten innerhalb der Versuche zu erkennen. Mögliche Ursachen hierfür können plastische Verformung der Oberfläche sowie die Bildung von unterschiedlichen Oxidschichten auf der Oberfläche sein. Die 3D-Lasermikroskopie der Probenoberflächen nach den Versuchen zeigt teilweise deutliche Unterschiede hinsichtlich der Verschleißausbildung und der Kontaktfläche. Bei 400 °C ist teilweise die Ausbildung von adhäsivem Verschleißverhalten erkennbar. Das Verschleißverhalten von VSR A im Kontakt mit den Schlagstiften ist in Abbildung 39 dargestellt. Hierbei nimmt der Verschleiß mit steigender Temperatur ab. Das Verschleißverhalten zeigt jedoch deutliche Unterschiede zwischen den einzelnen Versuchen. Die 3D-Lasermikroskopie der Oberfläche in Kombination mit einer Profilometrie in der Kontaktfläche zeigt zum Teil adhäsives Verschleißverhalten. Gerade bei den 600 °C sind Adhäsionsanteile deutlich zu erkennen. Der Wechsel zwischen den Verschleißmechanismen könnte eine mögliche Erklärung für das unterschiedliche Verschleißverhalten liefern. Das Verschleißverhalten von VSR B ist in Abbildung 40 dargestellt. Die Versuche zeigen eine Verschleißabnahme mit der Temperaturerhöhung. Die Profilometrie und die 3D-Lasermikroskopie der Oberfläche weisen bei 400 °C und 600 °C einen Wechsel der Verschleißmechanismen von Adhäsion zu Abrasion / Oxidation auf, welcher die deutlichen Unterschiede innerhalb der Verschleißentwicklung erklärt. VSR B ist ein nicht nachverdichteter Werkstoff, weshalb die Möglichkeit der Kompaktierung innerhalb der Versuche besteht. Gerade bei niedrigen Temperaturen könnte die Kompaktierung der Oberfläche ein Grund für die unterschiedlichen Verschleißentwicklung sein.

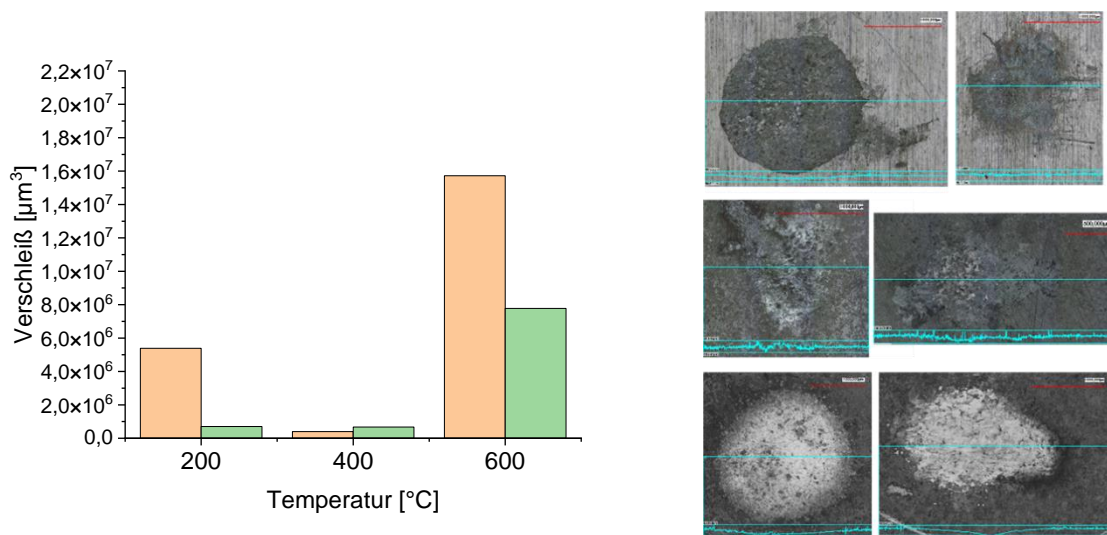


Abbildung 38: Links: Verschleißverhalten von VSR Referenz ME bei unterschiedlichen Temperaturen. Rechts: 3D-Lasermikroskopie und Profilometrie der Oberfläche nach den Impactversuchen. Diese verdeutlicht die unterschiedliche Verschleißentwicklung innerhalb der Versuche.

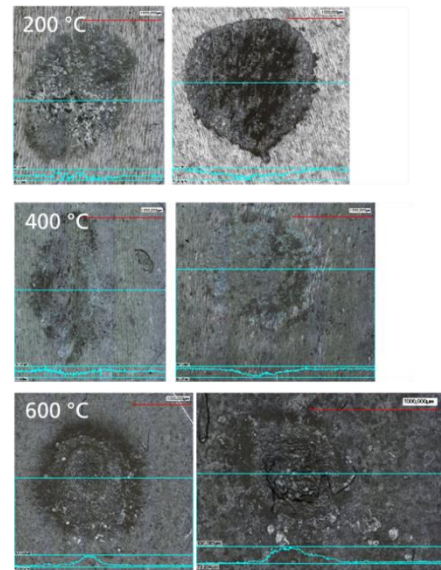
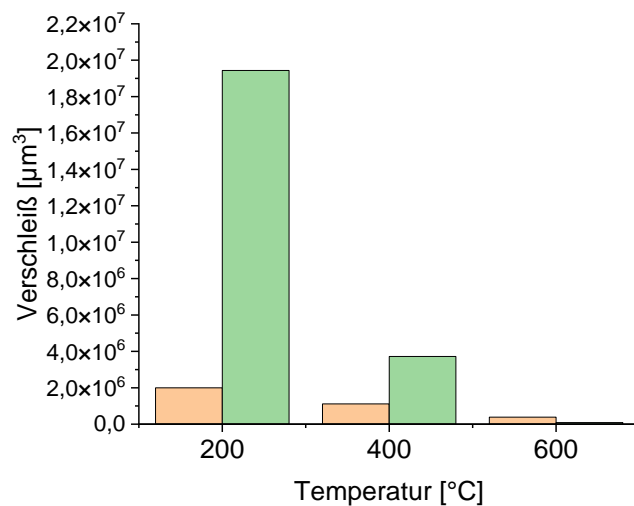


Abbildung 39: Links: Verschleißverhalten von VSR A für unterschiedliche Temperaturen. Rechts: 3D-Lasermikroskopie und Profilometrie der Oberfläche nach den Versuchen. Bei 600 °C wurde ein deutlich adhäsiveres Verhalten der Werkstoffpaarung beobachtet.

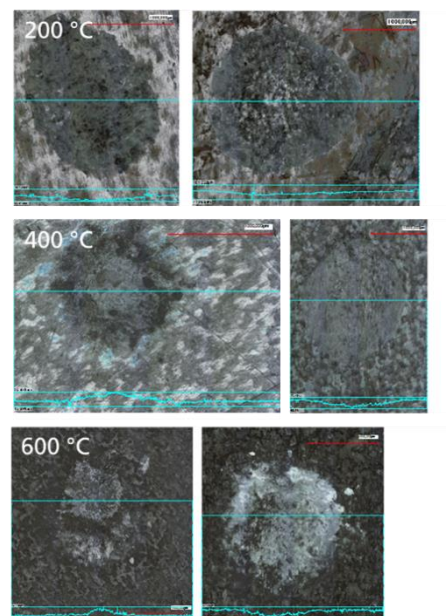
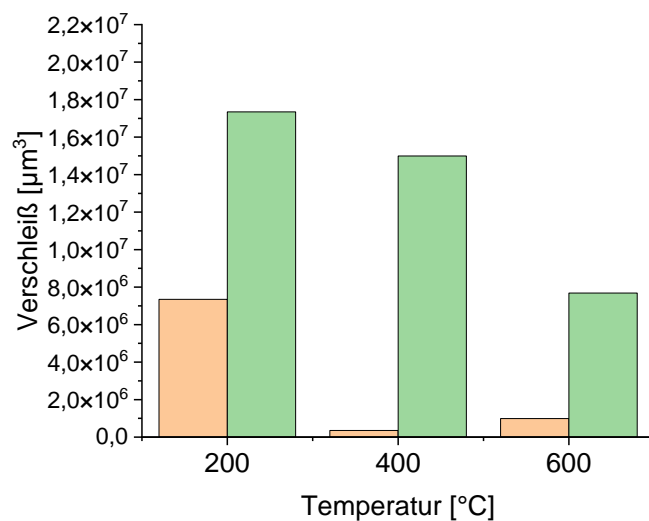


Abbildung 40: Links: Verschleißentwicklung von VSR B bei unterschiedlichen Temperaturen. Rechts: 3D-Lasermikroskopie und Profilometrie der Probenoberfläche nach den Versuchen. Die Paarung zeigt teilweise adhäsives Verhalten einhergehend mit geringem Oberflächenverschleiß der Probe.

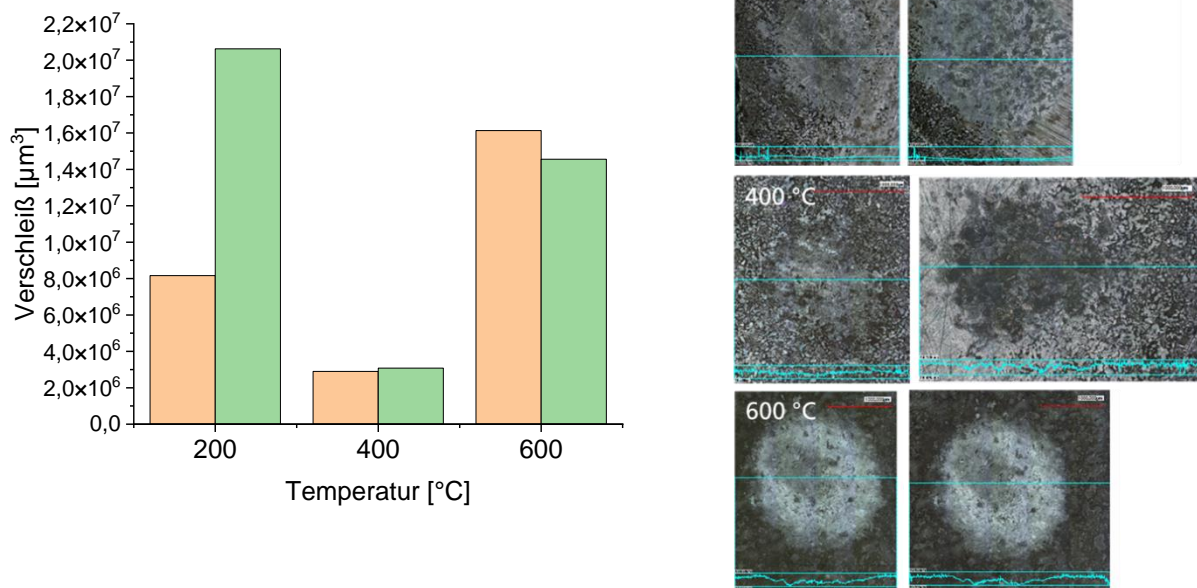


Abbildung 41: Links: Verschleißverhalten von VSR C. Rechts: 3D-Lasermikroskopie und Profilometrie der Kontaktfläche nach den Versuchen.

Abbildung 41 stellt das Verschleißverhalten von VSR C für unterschiedliche Temperaturen dar. Bei 400 °C erzeugt diese Werkstoffkombination den geringsten Verschleiß. Die Verschleißwerte zeigen außer bei 200 °C keine große Streuung innerhalb der Versuche. Auch dieser Werkstoff ist nicht nachverdichtet und könnte zu plastischen Verformungen neigen.

Die Impactversuche zeigen innerhalb der Versuchsreihe stark unterschiedliches Verschleißverhalten, welches zum einen durch das Auftreten unterschiedlicher Verschleißmechanismen mit teilweise adhäsivem Verhalten bedingt ist und zum anderen durch das unterschiedliche plastische Verformungsverhalten der Werkstoffe begünstigt wird. Möglicherweise wird das Verschleißverhalten durch die Ausbildung unterschiedlicher Oxidschichten auf der Oberfläche der Kontaktpartner beeinflusst.

4.4.2 Werkstoff- und Bauteilqualifizierung der Ventilfehrung

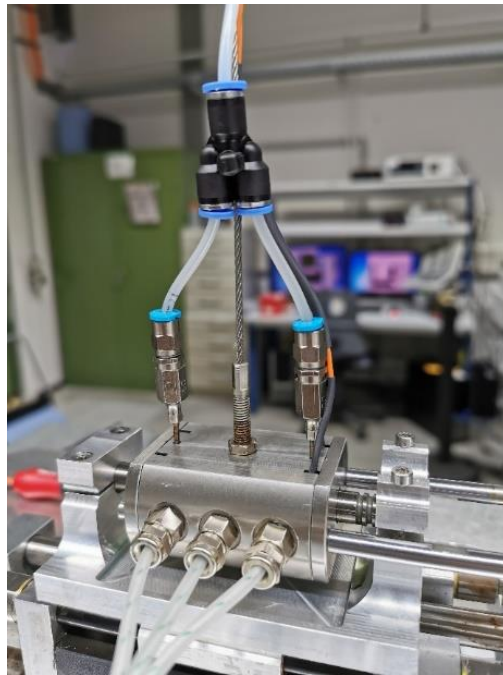


Abbildung 42: Ventilführungsprüfstand mit montierten Proben, Beölung und Temperaturmessung

Zur anwendungsnahen Untersuchung von Ventilfehrungen hinsichtlich Reibverhalten und Verschleiß werden am Fraunhofer IWM Hochgeschwindigkeits-Oszillationsprüfungen (HOGO) durchgeführt. Der Prüfaufbau wurde im Prüfraumen einer Universalprüfmaschine aufgebaut. Die wesentlichen Funktionen des Prüfaufbaus werden über die Steuerung der Universalprüfmaschine gesteuert. Hierzu zählen die Normalkraft, welche senkrecht zur Bewegungsrichtung des Schlittens eingeleitet wird, und die Oszillationsbewegung des Schlittens. Das Zugseil am Prüfaufbau in Abbildung 42 dient zur Einleitung der Normalkraft. Rechts und links vom Zugseil befinden sich zwei Öffnungen zur Beölung der Ventilfehrung. Diese werden über Schläuche und eine kleine Pumpe versorgt. An der Vorderseite des Aufbaus sind mehrere Thermoelemente angebracht. Der Schlitten mit dem Ventilschaft führt während des Versuchs eine reversierende Bewegung aus.

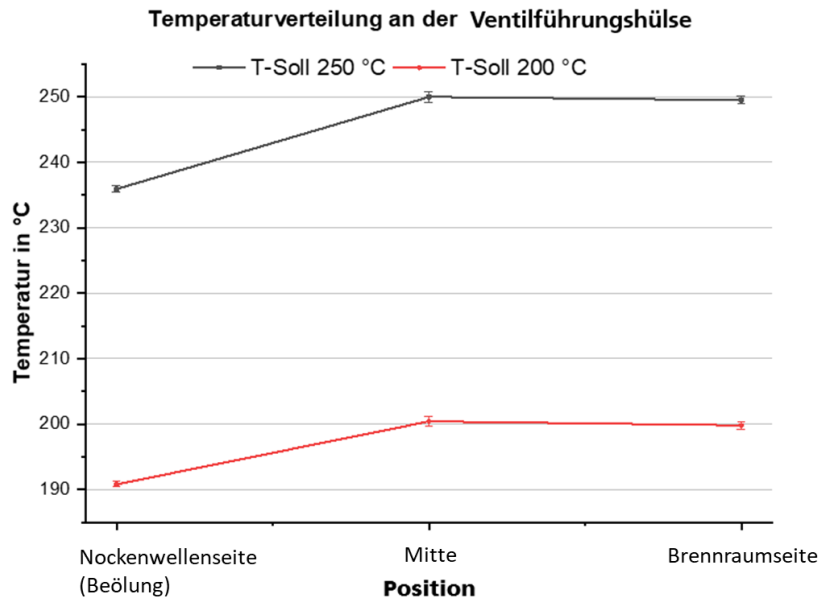


Abbildung 43: Temperaturverteilung in der Ventilführungshülse innerhalb der Versuchsführung bei zwei unterschiedlichen Solltemperaturen.

Innerhalb der Versuche werden unterschiedliche Versuchsmodi mit unterschiedlichen Frequenzen verwendet. Für die Reibwertmessung ist es aus messtechnischen Gründen erforderlich, die Oszillationsfrequenz des Schlittens auf 1 Hz zu reduzieren. Der Reibwert wird innerhalb von 60 Zyklen erfasst. Für die eigentlichen Verschleißversuche wird die Frequenz auf 50 Hz erhöht. Jede Verschleißsequenz hat 125.000 Zyklen. In einem Versuch werden Reibungsmessungs- und Verschleißsequenzen durchlaufen (siehe Abbildung 44). Für einen Versuch werden ca. 125 ml Schmierstoff benötigt. Um das Verschleiß- und Reibungsverhalten unter Mangelschmierungsbedingungen untersuchen zu können, wird die Schmierstoffversorgung nach dem Einlauf der Kontaktpaarung gestoppt.

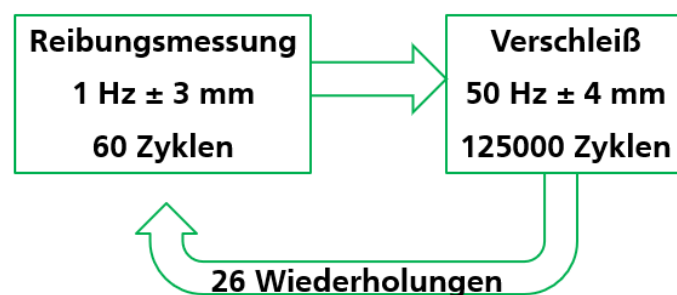


Abbildung 44: Schematische Darstellung des Ablaufs der Ventilführungsprüfung mit den langsamen Versuchszyklen zur Reibwertmessung und den schnellen Versuchszyklen zur Verschleißerzeugung

Abbildung 45 links zeigt die Reibwerthysteresen aus einem Vorversuch bei einer Temperatur von 200°C. Der Versuch zeigt starke Streuungen nach 0,875 Mio. Zyklen, welche vermutlich auf Stick-Slip-Effekte zurückzuführen sind. Im Reibwertdiagramm in Abbildung 45 rechts ist ebenfalls eine Erhöhung des Reibwerts zu erkennen. Der Vorversuch wurde mit der Referenzpaarung VF Referenz durchgeführt. Die Beölung des Versuchs wurde nach ca. 1 Mio. Zyklen gestoppt. Nach dem Stopp der Beölung fällt der Reibwert mit zunehmender Zyklenzahl

ab und stabilisiert sich bei einem Reibwert von 0,125. Zum Ende des Versuchs steigen die Reibwerte wieder leicht an. Ziel der Versuche ist es, Schäden infolge einer Schmierstoffunterversorgung nachzubilden und die Notlaufeigenschaften der unterschiedlichen Ventilfehrungswerkstoffe zu prüfen.

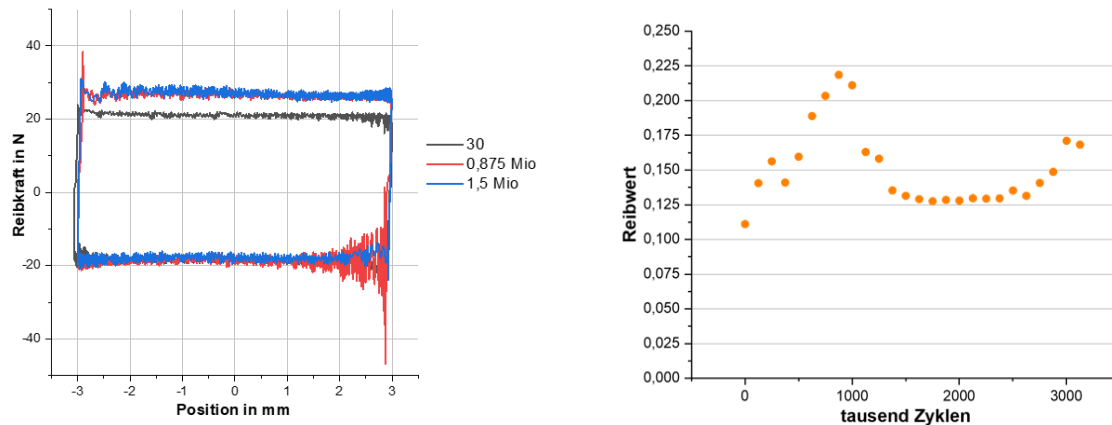


Abbildung 45: Links: Reibwerthysterese aus einem Vorversuch mit 200°C Versuchstemperatur. Rechts: Reibwertverlauf aus einem Vorversuch mit 200°C Versuchstemperatur

Schmierstofftemperaturen von 250 °C führen zu einem Verkleben des Schmierstoffs zwischen der Ventilfehrung und dem Ventilschaft. Dies führte zu Problemen bei der Reibwerterfassung. Gleichzeitig ist dieses Verkleben auch ein Zeichen für eine thermische Überbelastung der Schmierstoffe, welche zu Polymerisationsreaktionen führt. Die Oberflächen der Ventilschäfte aus den Vorversuchen mit 250 °C zeigen an der Außenseite der Kontaktfläche zwischen Ventilfehrung und Ventilschaft Spuren von Oberflächenverschleiß (siehe Abbildung 46).

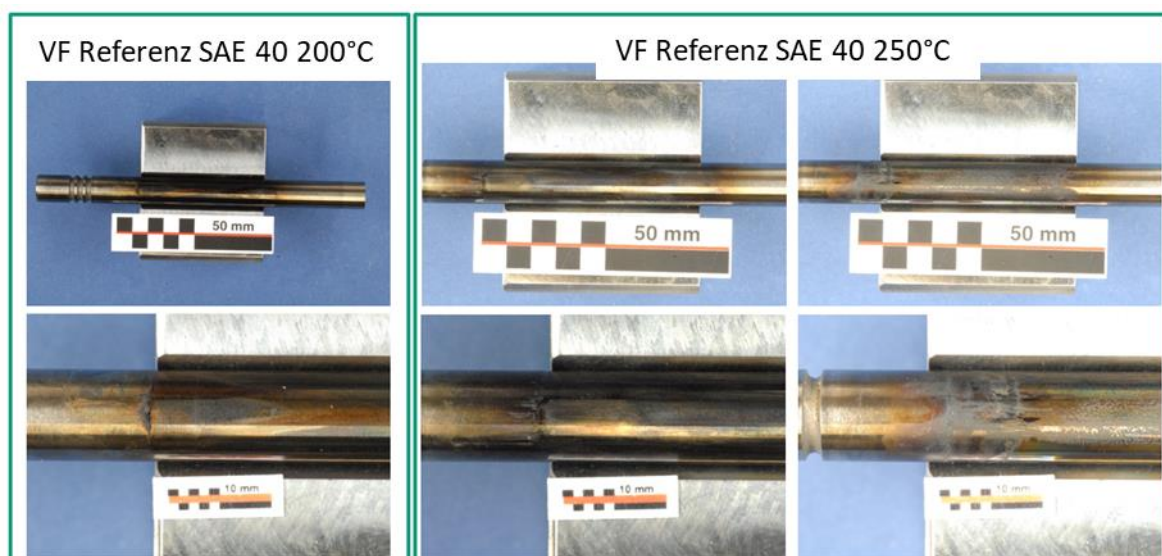


Abbildung 46: Lichtmikroskopie der Ventilschäfte aus Vorversuchen mit 200 °C und 250 °C.

Der Ventilfehrungsversuch bei 200 °C zeigt deutlich geringere Schmierstoffdegradation auf der Oberfläche des Ventilschafts. Der Ventilschaft aus dem Versuch bei 200 °C zeigt am Rand der Kontaktzone deutliche Anzeichen für Oberflächenverschleiß. Der Verschleiß an den Ventilfehrungshülsen wurde von Bleistahl vermessen.

Als Ergebnis aus den Vorversuchen und um den Schmierstoff thermisch nicht zu hoch zu belasten, wurden weitere Ventilfeührungsversuche bei einer Temperatur von 180 °C durchgeführt. Innerhalb der Versuchsreihe werden 3 Werkstoffvarianten geprüft. VF Referenz ist der Referenzwerkstoff für die Ventilfeührungshülse, welcher auch aktuell in der Anwendung stationärer Gasmotor eingesetzt wird. VF A und VF B sind verbesserte Entwicklungswerkstoffe zu VF Referenz. Bei VF B handelt es sich um einen Werkstoff mit einer hohen Warmhärte mit einer bainitischen Matrix. VF C zeichnet sich durch einen höheren Hartphasenanteil im Vergleich zu VF B aus. Alle Ventilfeührungen wurden, wie in der Serienfertigung von Bleistahl mit einem Motoröl 15W-40 imprägniert. Für die Ventilfeührungsversuche wurden die Schmierstoffvarianten von Fuchs verwendet. Aufgrund der zahlreichen Werkstoff- und Schmierstoffvarianten wurde für die Versuche folgende Prüfstrategie erarbeitet:

■ Einfluss der Werkstoffvarianten auf das Verschleißverhalten

1. Prüfung verschiedener Ventilfeührungswerkstoffe mit den Referenzschmierstoffen (GEMAN-Ref)

■ Einfluss des Schmierstoffs auf das Verschleißverhalten

1. Prüfung aller Kandidatenöle mit der Werkstoffvariante VF Referenz
2. Ggf. Erweiterung um weitere Werkstoffvarianten

■ Einfluss der Infiltration auf das Verschleißverhalten

1. Prüfung der Infiltrationsschmierstoffe mit einem Ventilfeührungs-werkstoff (VF Referenz) und einem GEMAN-11
2. Erweiterung des Prüfprogramms um weiter Ventilfeührungswerkstoffe
3. Ggf. Erweiterung des Prüfprogramms um weitere Kandidatenöle.

Abbildung 47 zeigt eine Reibwertübersicht für unterschiedliche Ventilfeührungswerkstoffe. Alle Versuche wurden mit dem gleichen Schmierstoff (GEMAN-Ref. 1) durchgeführt. Die Ventilfeührungswerkstoffe VF Referenz und VF A zeigen ein konstantes Reibniveau um 0,1. Der Ventilfeührungswerkstoff VF B liegt etwas unterhalb dieser Reibwerte, zeigt aber große Unterschiede hinsichtlich des Reibniveaus zwischen den beiden durchgeführten Versuchen. Beide Versuche mit VF Referenz haben das Versuchsprogramm vollständig absolviert. Die Oberflächen der Ventilschäfte weisen leichte Verschleißmerkmale auf. Innerhalb der beiden Versuche mit VF A erreichte einer der beiden Versuche nicht die gewünschte Zyklenzahl. Dieser wurde nach einer Erhöhung des Reibwerts manuell gestoppt. Beide Versuche zeigen ein starkes Einlaufverhalten. Die Ventilschäfte der Versuche haben Spuren von abrasivem Verschleiß auf der Oberfläche. Die Oberflächen der Ventilschäfte aus den Versuchen mit der Ventilfeührungshülse VF B zeigen lediglich leichte Verschleißspuren.

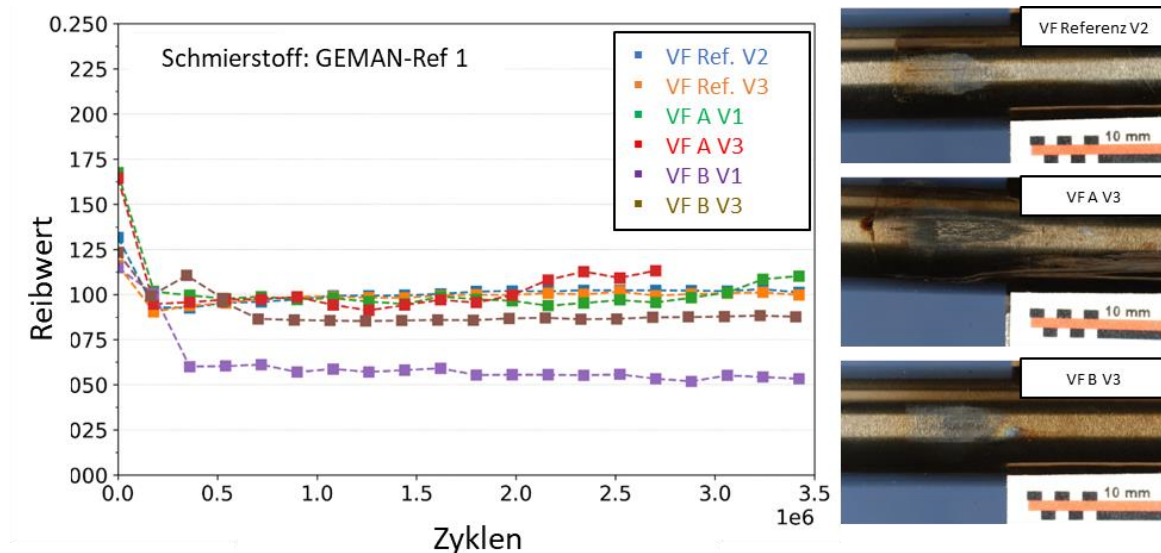


Abbildung 47: Links: Vergleichende Reibwertübersicht unterschiedlicher Ventilfehrungswerkstoffe geprüft mit GEMAN-Ref 1 Öl. Rechts: Lichtmikroskopie der Ventilschaft-Oberfläche nach den Versuchen.

Abbildung 48 zeigt das Ergebnis einer Analyse mit Röntgenphotoelektronenspektroskopie (XPS) an einem nitrierten Ventilschaft aus dem Ventilfehrungsversuch 3 mit GEMAN-Ref 1 Öl und VF B Ventilfehrung. Dargestellt ist hier ein sogenanntes Tiefenprofil, bei dem die Oberfläche mit Argonionen lokal abgetragen wird und die Konzentration der Elemente nach jeweils einem Abtragungsschritt ermittelt wird. Die Tiefe (Sputter depth) ist über ein SiO_2 -Kalibriernormal ermittelt, die Abtragungsrate bei den hier untersuchten Werkstoffen weicht leicht ab. Der Stickstoff- und der Eisengehalt steigen mit zunehmender Tiefe an. Vermutlich zeigt das Tiefenprofil die Elementkonzentrationen im porösen Teil der Nitrierschicht, da die Sputtertiefe maximal 300 nm beträgt. Hierfür spricht auch der hohe Sauerstoffgehalt, welcher auf eine Oxidation der Oberfläche hinweist. Die Unterschiede beim Chrom- und Stickstoffgehalt zwischen den beiden Messpunkten könnte auf den Verschleiß am Ventilschaft zurückgeführt werden.

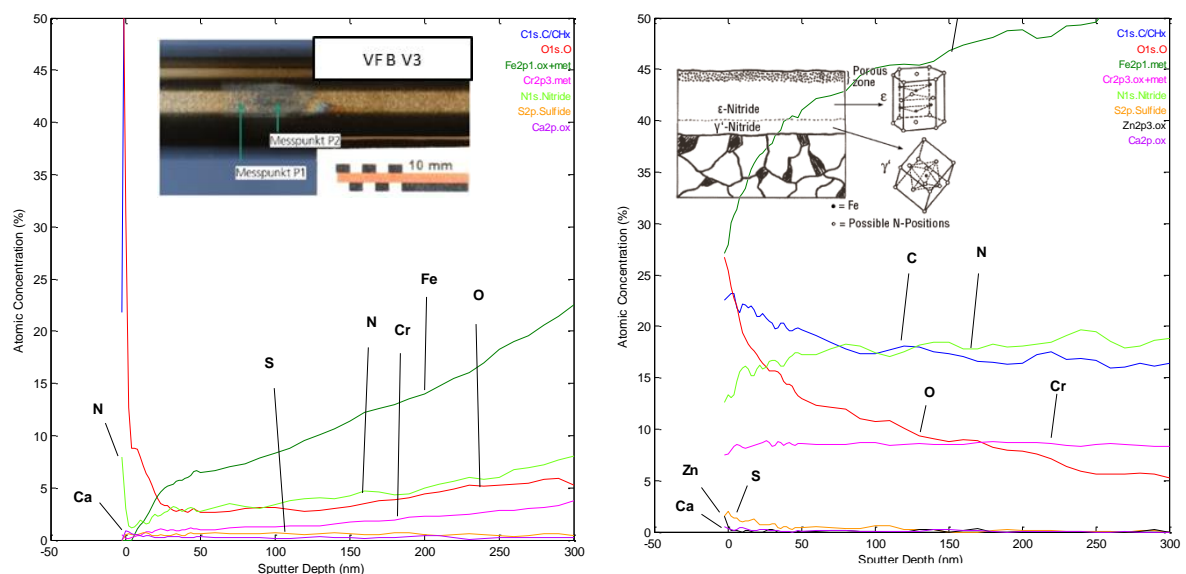


Abbildung 48: XPS-Analyse am Ventilschaft aus Versuche 3. Der Versuch wurde mit GEMAN-Ref 1 durchgeführt. Das Tiefenprofil für den Messpunkt 1 ist links dargestellt und das Tiefenprofil für den Messpunkt 2 ist rechts dargestellt.

Der Messpunkt 1 befindet sich dabei außerhalb der Verschleißmarkierung und der Messpunkt 2 liegt innerhalb der Verschleißmarkierung. Kalzium, Zink und Schwefel sind vermutlich Bestandteile des Schmierstoffs und in geringer Menge über das gesamte Tiefenprofil nachweisbar. Vermutlich infiltriert der Schmierstoff den porösen Teil der Nitrierschicht und sorgt somit für ein konstantes und gutes Reibverhalten. Eine XPS-Analyse der Ventilfehrung ist in Abbildung 49 dargestellt. Aufgrund der Porosität des Werkstoffs ist eine Reinigung und Analyse nur schwer möglich, da Reste des Schmierstoffes im Vakuum aus der Probe austreten und diese wieder kontaminieren. Die Messung zeigt identische Schmierstoffadditive wie der Ventilschaft.

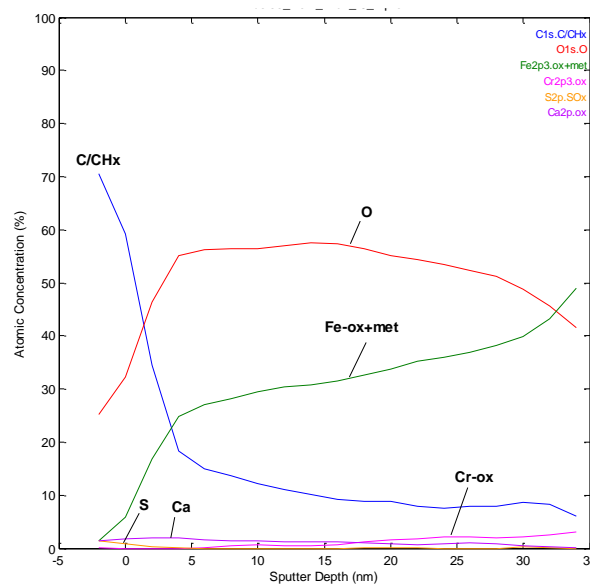


Abbildung 49: XPS-Analyse der Ventilfehrungshülse VF B aus Versuch 3.

Abbildung 50 zeigt die Reibwerte für unterschiedliche Ventilfehrungswerkstoffe geprüft mit GEMAN-Ref 2-Öl. In der Versuchsreihe wurden jeweils 2 Versuche für jede Werkstoffvariante durchgeführt. Die Werkstoffvariante VF B erzielt im Vergleich mit den anderen Varianten die niedrigsten Reibwerte. Beide Versuche mit der Ventilfehrung VF A zeigen initial deutlich höhere Reibwerte, liegen aber nach dem Einlauf auf einem ähnlichen Niveau wie alle anderen Versuche. Das Diagramm zeigt einen deutlichen Einfluss der Ventilfehrungswerkstoffe auf das Reibverhalten.

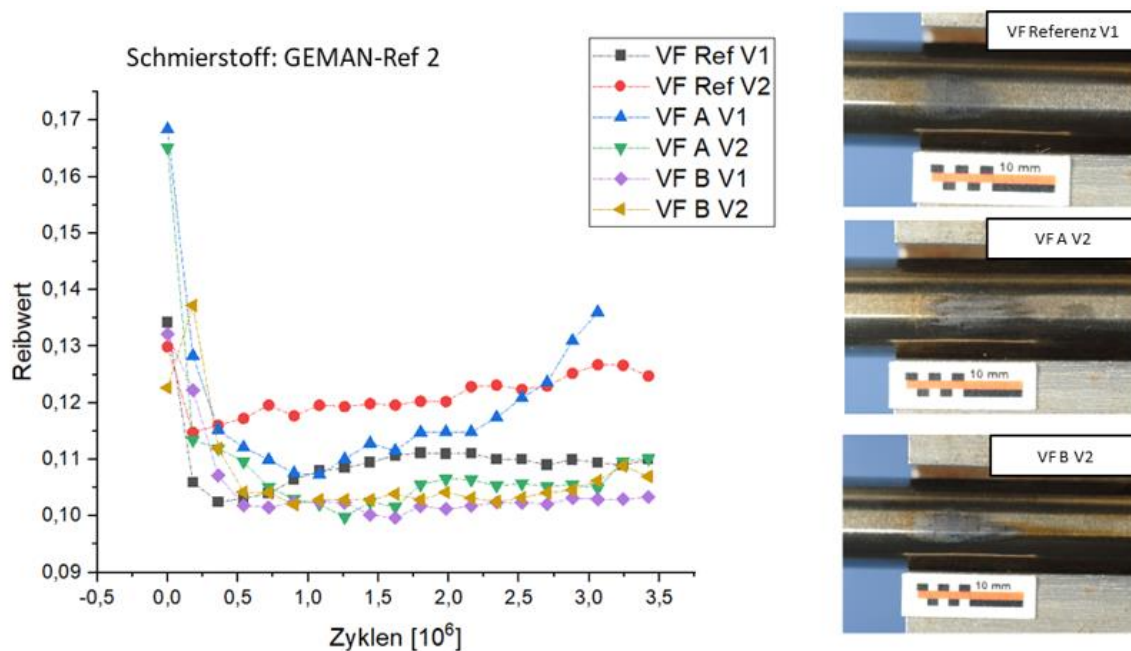


Abbildung 50: Gegenüberstellung der Reibwerte aus Ventilfehrungsversuchen mit 3 verschiedenen Ventilfehrungshülsen (VF Referenz, VF A, VF B) gegen nitrierte Ventilschäfte, jeweils geschmiert mit GEMAN-Ref 2 Öl.

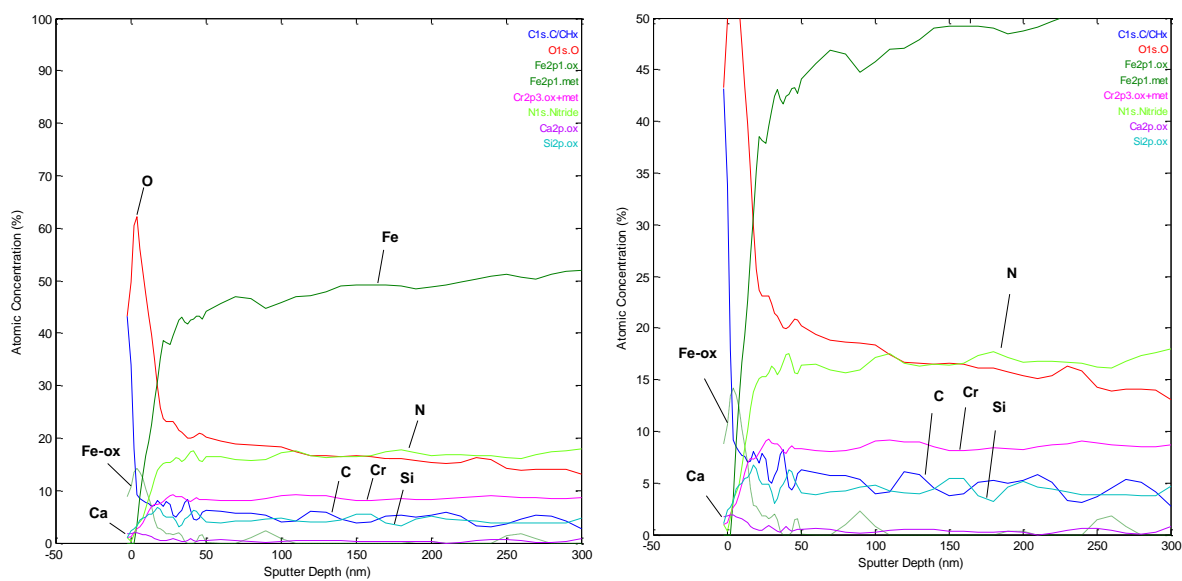


Abbildung 51: XPS Tiefenprofil an einem Ventilschaft aus einem Versuch mit GEMAN-Ref 2-Öl.

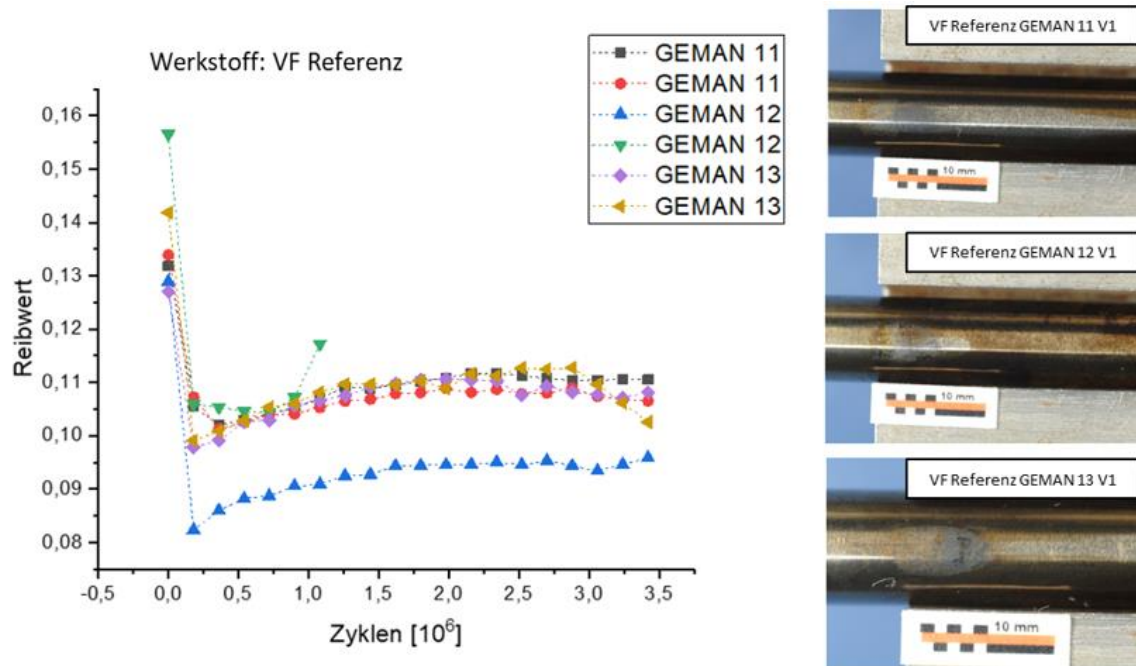


Abbildung 52. Darstellung der Reibwerte für unterschiedliche Entwicklungsschmierstoffe. Die Versuche wurden mit der Ventilfeuerung VF Referenz durchgeführt.

Abbildung 51 zeigt das Tiefenprofil der XPS-Analyse an einem Ventilschaft aus einem Versuch mit GEMAN-Ref 2-Öl. Im Gegensatz zu den Versuchen mit GEMAN-Ref 1-Öl zeigt die Analyse einen deutlichen Siliziumgehalt von ca. 5 At.-%. Vermutlich stammt das Silizium aus der Additivierung des Schmierstoffs oder aus dem Grundöl. Als weiteres Schmierstoffadditiv konnte Kalzium nachgewiesen werden, welches in geringer Konzentration vorhanden ist. Abbildung 52 zeigt die Reibwerte aus Versuchen mit der Ventilfeuerungshülse VF Referenz mit unterschiedlichen Schmierstoffvarianten. Für jede Schmierstoffvariante wurden 2 Versuche durchgeführt. Alle Versuche haben das Prüfprogramm vollständig absolviert. Ein großer Einfluss der Schmierstoffformulierung auf das Reibverhalten der Paarung lässt sich nicht nachweisen. Nahezu alle Versuche zeigen ähnliches Reibverhalten.

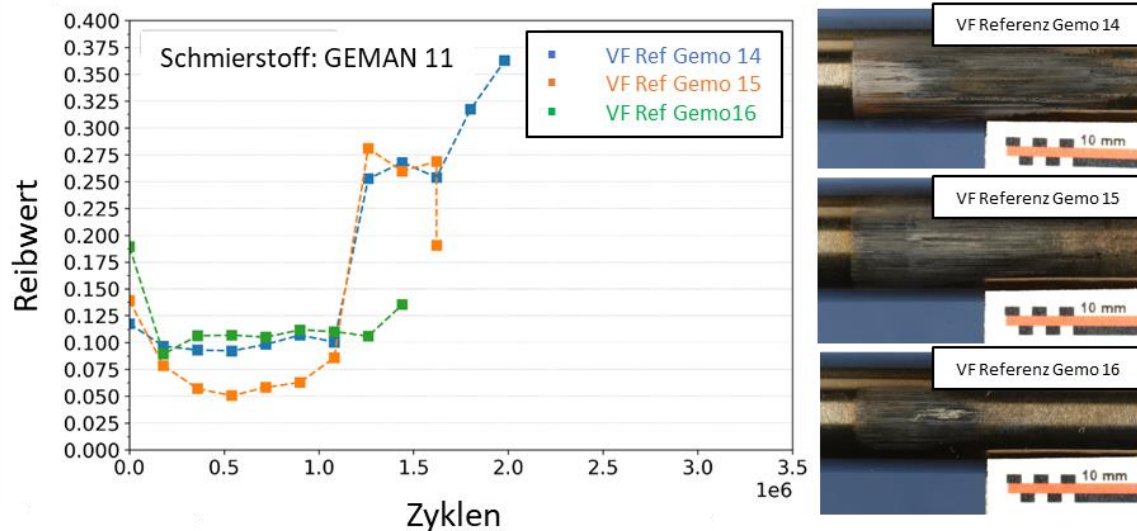


Abbildung 53: Links: Darstellung der Reibwerte für Ventilfehrungsversuche mit unterschiedlich infiltrierten Föhrungshölsen (VF Referenz). Rechts: Lichtmikroskopie der Ventilschaftoberfläche nach den Versuchen. Alle Versuche wurden mit dem Entwicklungsschmierstoff GEMAN-11 durchgeführt.

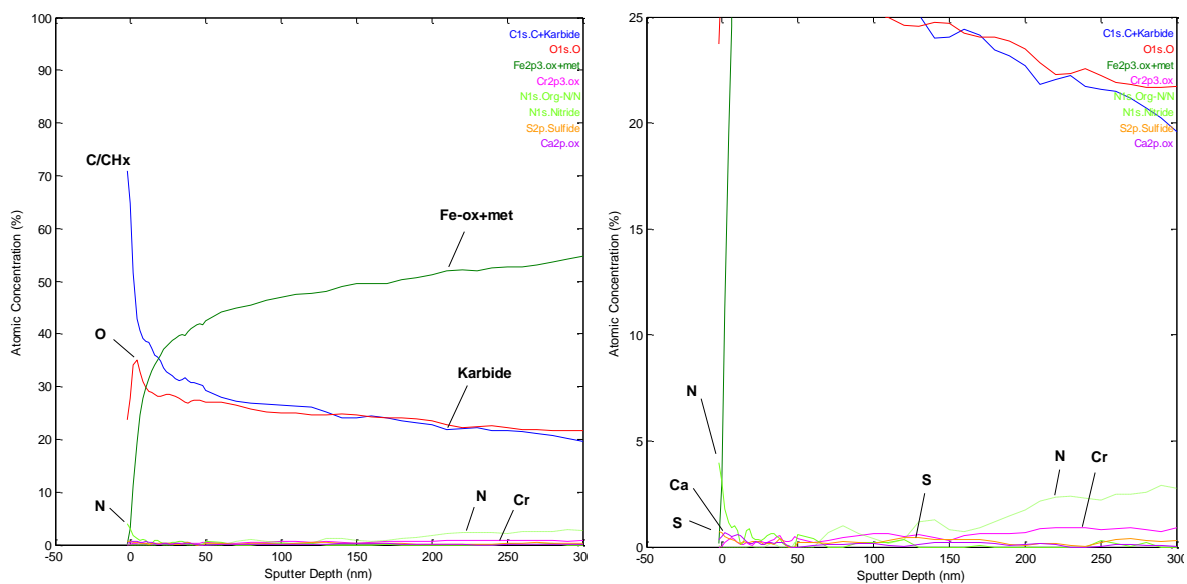


Abbildung 54: XPS Analyse am Ventilschaft aus dem Versuch mit dem Schmierstoff GEMAN-11 und einer mit GEMO-15 infiltrierten Ventilfehrungshölse VF Referenz.

Die Versuchsreihe in Abbildung 53 zeigt 3 Versuche mit unterschiedlich infiltrierten Ventilfehrungshölsen. Als Werkstoff für die Föhrungshölse wurde hierbei für die Versuchsreihe die Variante VF Referenz verwendet. Für die Infiltration der Hölsen wurden 3 unterschiedliche Infiltrationsöle (GEMO-14, GEMO-15 und GEMO-16) verwendet. Alle Versuche wurden mit dem Entwicklungsschmierstoff GEMAN-11 durchgeführt. Zwei von drei Reibwertverläufen zeigen nach ca. 1/3 der Versuchszyklen einen starken Anstieg. Dies geht mit abrasivem Verschleiß der Kontaktpartner einher. Alle Versuche haben die geforderte Zyklenzahl nicht erreichen können und wurden frühzeitig abgebrochen. Der Versuch mit GEMO-16 zeigt hierbei das vielversprechende Ergebnis.

Die XPS-Analyse der Oberfläche eines Ventilschafts gegen eine mit GEMO-15 infiltrierte Ventilführungshülse VF Referenz aus einem Versuch mit GEMAN-11 ist in Abbildung 54 dargestellt. Die Oberfläche zeigt im Vergleich zu den bisher untersuchten Ventilschaften einen deutlich geringeren Stickstoffgehalt. Möglicherweise ist dies durch den entstandenen Verschleiß auf der Ventilschaftoberfläche oder alternativ durch adhäsiven Übertrag von der Ventilführungshülse zu begründen. Weiterhin konnten auf der Oberfläche Kalzium und Schwefel aus dem Schmierstoff nachgewiesen werden. Die gemessenen Konzentrationen sind jedoch sehr gering.

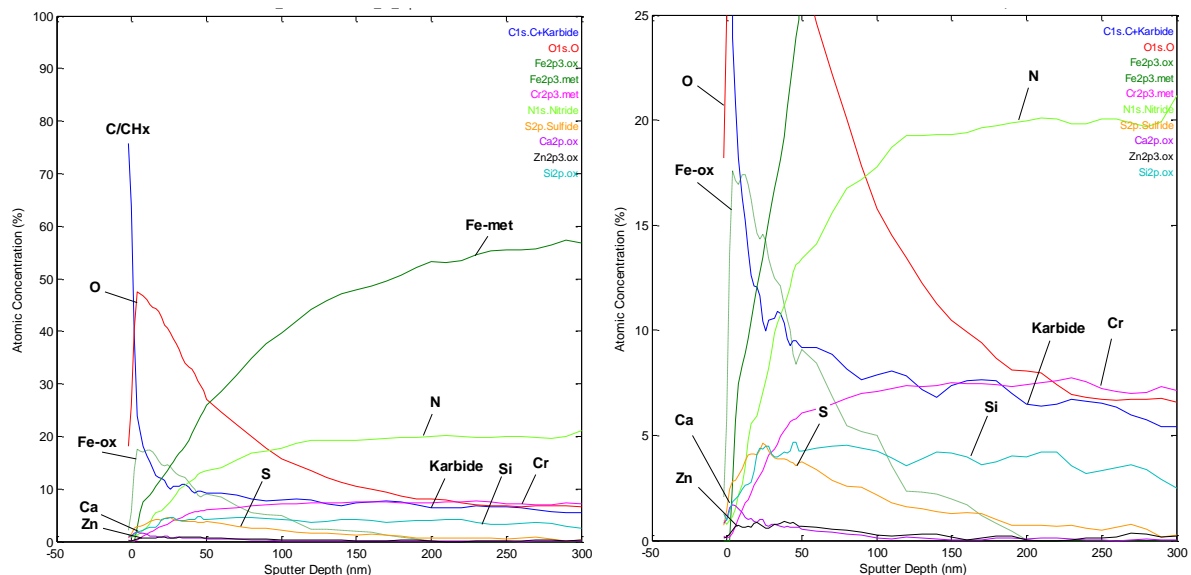


Abbildung 55: XPS Tiefenprofile an einem Ventilschaft aus dem Versuch mit dem Schmierstoff GEMAN-11 und einer mit GEMO-16 infiltrierte Ventilführungshülse VF Referenz.

Abbildung 55 zeigt die XPS-Analyse an einen Ventilschaft aus einem Versuch mit GEMAN-11 und einer mit GEMO-16 infiltrierte Ventilführungshülse VF Referenz. Die Oberfläche zeigt die Ausbildung einer Schwefelschicht sowie Zink, Kalzium und Silizium als Schmierstoffbestandteil.

Abbildung 56 zeigt Reibwerte für Versuche mit infiltrierte Ventilführungshülsen der Werkstoffvariante VF A. Die Hülsen wurden mit dem gleichen Ölen infiltrierte, welche für die in Abbildung 53 dargestellten Versuche verwendet wurden. Die Lichtmikroskopie der Ventilschaftoberflächen aus den Versuchen mit den Infiltrationsölvarianten GEMO-14 und GEMO-15 zeigen erhöhten Verschleiß. Die beiden Versuche wurden vor Erreichen der geforderten Zyklenzahl abgebrochen. Die mit GEMO-16 infiltrierte Ventilführungshülse zeigt einen stabilen Reibwertverlauf über den gesamten Versuch und geringeren Verschleißmarken als die Vergleichsversuche. Die XPS-Analyse an einem Ventilschaft aus einem Versuch mit GEMAN-11 und einer mit GEMO-16 infiltrierte Ventilschaftshülse ist in Abbildung 57 dargestellt. Das Tiefenprofil zeigt Schwefel, Silizium, Zink und Kalzium als Bestandteile des Schmierstoffs auf der Schaftoberfläche. Der entstandene Additivfilm zeigt im Versuch einen positiven Einfluss auf das Reibverhalten. Der Schmierstoff infiltrierte den porösen Teil der Nitrierschicht.

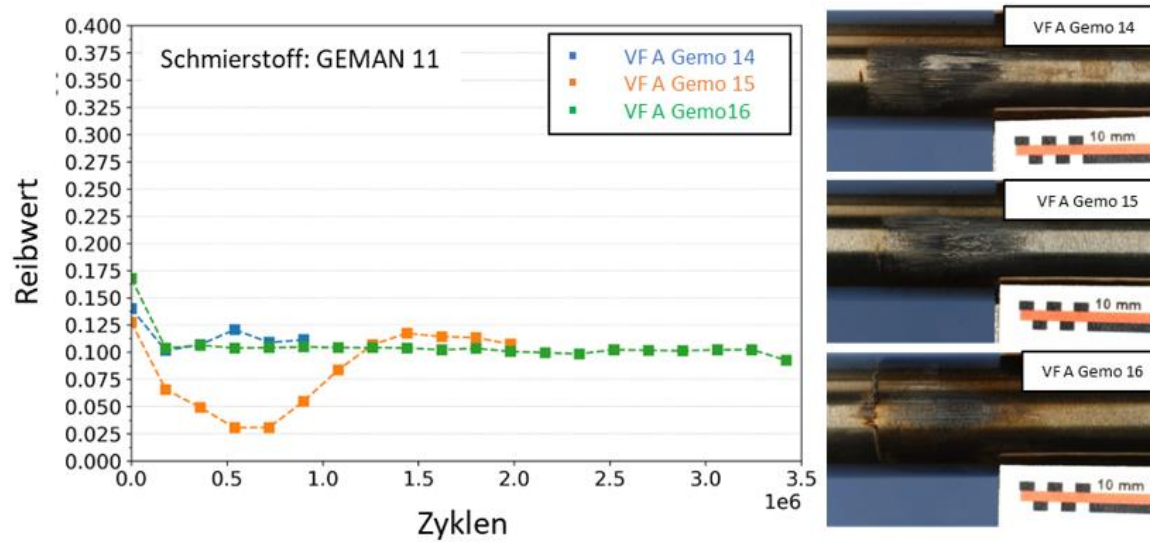


Abbildung 56: Links: Reibwertverläufe für unterschiedlich infiltrierte Ventilschäfte VF A. Rechts: Lichtmikroskopie der Verschleißzone auf den Ventilschäften. Alle Versuche wurden mit dem Entwicklungsschmierstoff GEMAN-11 durchgeführt.

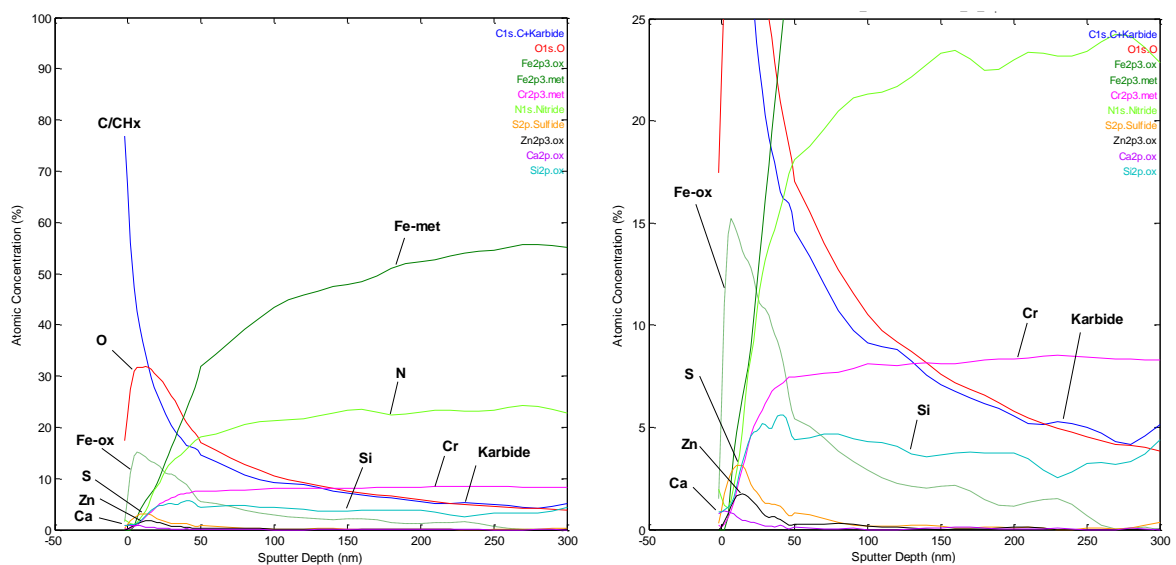


Abbildung 57: XPS Tiefenprofile an einem mit dem Schmierstoff GEMAN-11 geschmierten Ventilschaft. Als Gegenpartner wurde eine mit GEMO-16 infiltrierte Ventilschäfte VF A verwendet.

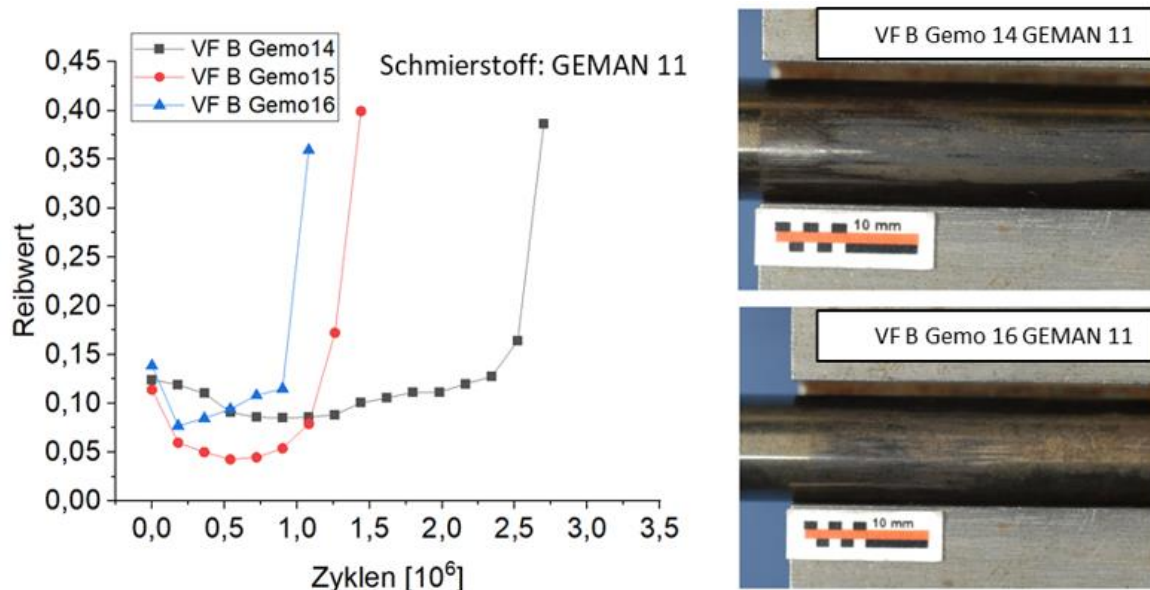


Abbildung 58: Links: Reibwertverläufe für unterschiedlich infiltrierte Ventilführungshülsen VF B. Rechts: Lichtmikroskopie der Verschleißzone auf den Ventilschäften. Alle Versuche wurden mit dem Entwicklungsschmierstoff GEMAN-11 durchgeführt.

Abbildung 58 zeigt die Gegenüberstellung der Reibwerte aus Versuchen mit der Ventilführung VF B mit unterschiedlichen Infiltrationen. Alle Versuche zeigen einen Übergang zu höheren Reibwerten nach unterschiedlichen Versuchszeiten. Kein Versuch erreicht die geforderte Zyklenzahl. Die Ventilschäfte zeigen deutliche Verschleißspuren. Abbildung 59 zeigt die Reibwertverläufe von Versuchen mit unterschiedlich infiltrierte Ventilführungshülsen (VF Referenz), geschmiert mit dem Entwicklungsschmierstoff GEMAN13. Alle Versuche zeigen mit den Versuchszyklen zunehmende Reibwerte. Eine Stabilisierung der Reibwerte auf einem niedrigen Niveau entsteht nicht. Die Oberfläche der Ventilschäfte zeigt teilweise Anzeichen für adhäsives Verschleißverhalten. Abbildung 60 zeigt die Reibwerte für die unterschiedlich infiltrierte Ventilführung VF A. Die Versuche wurden mit dem Entwicklungsschmierstoff GEMAN-13 durchgeführt. Die Versuche mit GEMO-14 und GEMO-15 sind frühzeitig ausgefallen. Die Oberfläche der Ventilschäfte zeigt abrasive Furchungen und teilweise adhäsiven Übertrag von der Ventilführungshülse. Der Versuch mit GEMO-16 zeigt nach dem Einlauf sehr niedrige Reibwerte, welche im weiteren Versuchsverlauf leicht ansteigen. Abbildung 61 zeigt die Reibwerte der Versuche mit unterschiedlich infiltrierte Ventilführungshülsen (VF B). Im Vergleich zu den Versuchen mit identisch infiltrierte Ventilführungshülsen (VF B), welche mit dem Schmierstoff GEMAN-11 geprüft wurden, zeigen die Vergleichsversuche mit GEMAN13 einen positiven Einfluss des Schmierstoffs auf das Reibverhalten. Die Infiltrierung mit GEMO-16 zeigt einen niedrigen und stabilen Reibwert von 0,1 nach dem Einlauf. Die beiden anderen Varianten neigen zu etwas höheren Reibwerten und leicht abrasiven und adhäsiven Verschleißverhalten.

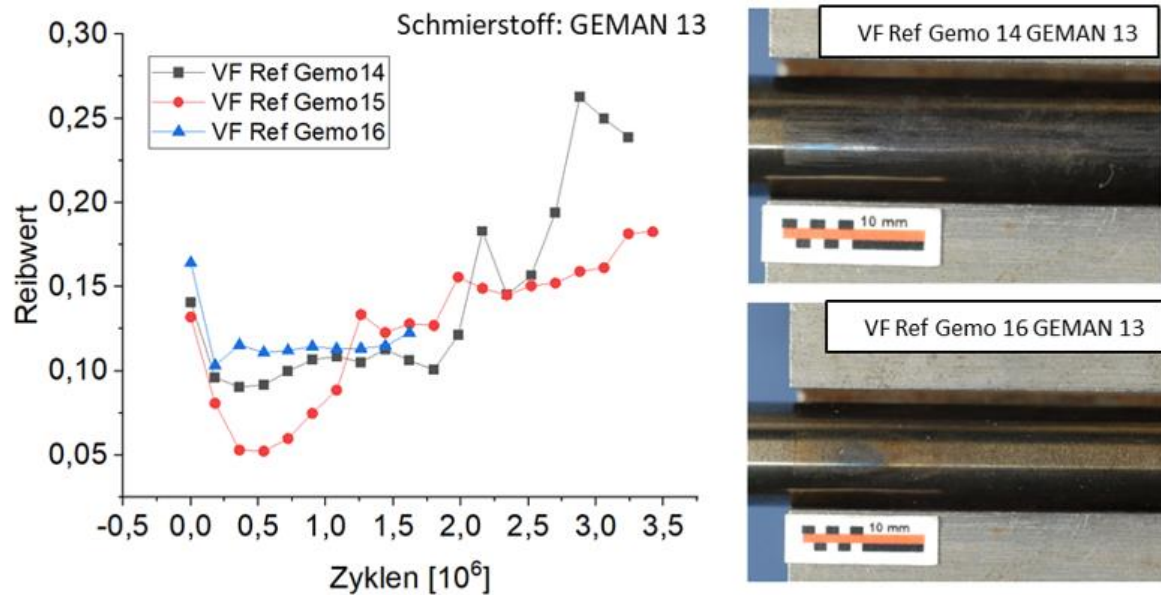


Abbildung 59: Links: Reibwertverläufe für unterschiedlich infiltrierte Ventilführungshülsen VF Referenz. Rechts: Lichtmikroskopie der Verschleißzone auf den Ventilschäften. Alle Versuche wurden mit dem Entwicklungsschmierstoff GEMAN-13 durchgeführt.

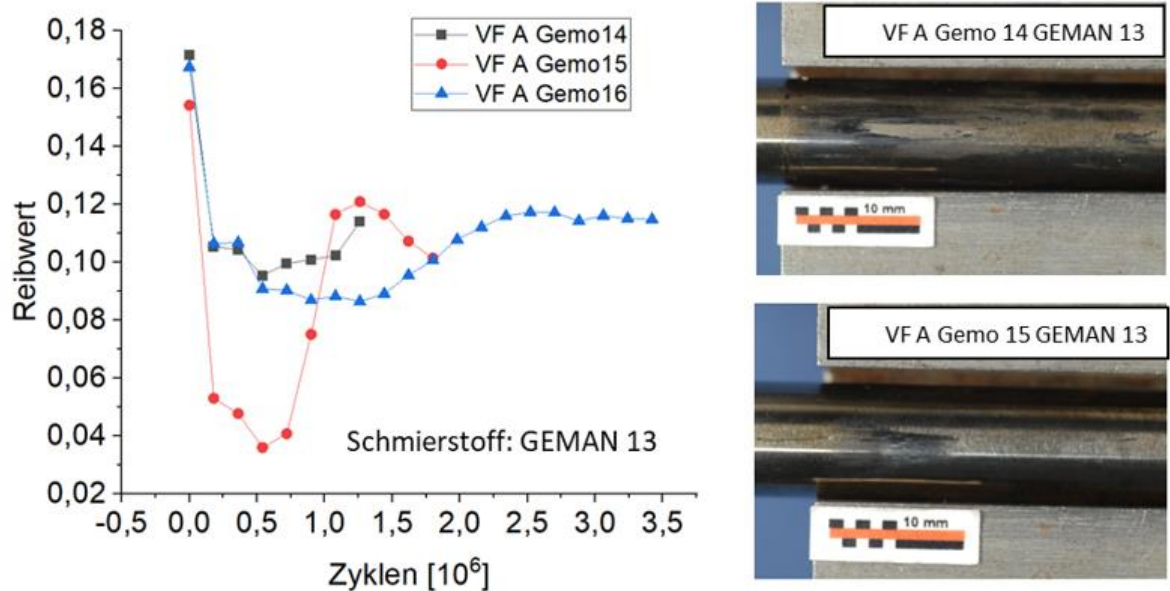


Abbildung 60: Links: Reibwertverläufe für unterschiedlich infiltrierte Ventilführungshülsen VF A. Rechts: Lichtmikroskopie der Verschleißzone auf den Ventilschäften. Alle Versuche wurden mit dem Entwicklungsschmierstoff GEMAN-13 durchgeführt.

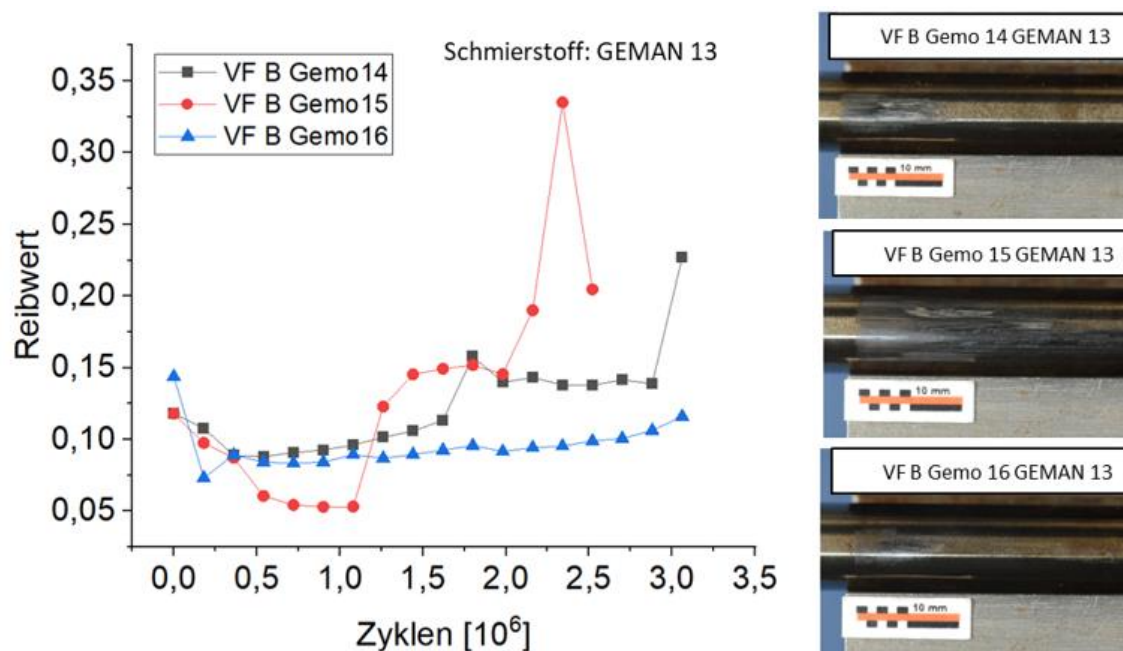


Abbildung 61: Links: Reibwertverläufe für unterschiedlich infiltrierte Ventilführungshülsen VF B. Rechts: Lichtmikroskopie der Verschleißzone auf den Ventilschäften. Alle Versuche wurden mit dem Entwicklungsschmierstoff GEMAN-13 durchgeführt.

In den Ventilführungsversuchen zeigen die Entwicklungsschmierstoffe in Kombination mit den Infiltrationsölen einen positiven Einfluss auf das Reibverhalten bei erhöhten Temperaturen. Insbesondere das SAE 20 Öl (GEMAN13) zeigt ein großes Potential zur Reibungsreduktion. Zusätzlich kann durch den Einsatz verbesserter Ventilführungswerkstoffe das Reibungs- und Verschleißverhalten positiv beeinflusst werden.

Die durchgeführten Arbeiten haben gezeigt, wie das Reibverhalten von Ventiltrieben in Verbrennungsmotoren durch den Einsatz angepasster Ventilführungswerkstoffe und speziell entwickelter Schmierstoffe positiv beeinflusst werden kann und so der Wirkungsgrad von Verbrennungsmotoren durch die Minimierung von Reibverlusten gesteigert werden kann. Die Analysen der tribologisch belasteten Versuchskörper haben außerdem Anhaltspunkte für die wirkenden Verschleißmechanismen bei unterschiedlichen Temperaturen vorherrschen und welche Schmierstoffe durch Bildung von Tribofilmen an der Oberfläche zu stabil niedrigen Reibwerten führen. Aus diesen konnte abgeleitet werden, wie die angepassten Schmierstoffe zu einer Senkung der Reibung beitragen und den Verschleiß reduzieren. Bei den infiltrierte Werkstoffen hat sich gezeigt, dass eine klassische Oberflächenanalyse schwierig ist. Es wurden im Rahmen des Projektes jedoch auch Präparationsmethoden entwickelt, mit denen eine XPS Oberflächenanalyse in Zukunft einfacher wird.

4.4.3 Verschleißsimulationen auf FE-Basis

Zur Simulation des Ventilsystems wurde die kommerzielle Software ABAQUS® verwendet. Eine CAD-Datei wurde basierend auf der von VW erhaltenen technischen Zeichnung erstellt. Diese wurde zur Erstellung der Geometrie eingelesen und bearbeitet. Da das Ventilsystem eine Achsensymmetrie aufweist, wurde ein achsensymmetrisches FE-Modells erstellt (s.

Abbildung 62). Das System wurde zunächst mit einem Differenzwinkel von null Grad zwischen dem Ventil und dem Sitzring simuliert.

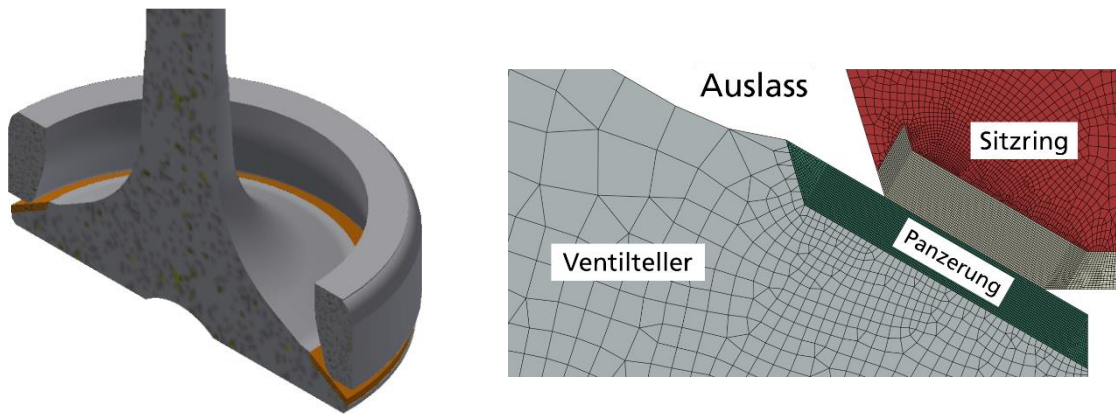


Abbildung 62. (Links) CAD-Zeichnung des Auslassventilsystems, (Rechts) Achsensymmetrisches FE-Modell des Ventilsystems.

Für den Ventilteller und den Ventilschaft wurden hochlegierte Stähle verwendet. Für die darauf aufgebraute Panzerung wurde eine verschleißbeständige Legierung verwendet. Der Sitzring besteht aus einem Träger- und Funktionswerkstoff. Der Funktionswerkstoff (VSR Referenz ME) ist im Bereich der Sitzringkontaktzone im Einsatz gebracht. Der Einfluss der lokalen Temperaturfelder auf die Werkstoffe wurde durch temperaturabhängige Werkstoffeigenschaften berücksichtigt. ABAQUS® verwendet dabei zwischen den Datenpunkten eine lineare Interpolation zur Ermittlung der Eigenschaften bei der lokalen Temperatur.

Zur Abbildung des Verbrennungsdrucks wurde zunächst eine konstante Kraft von 3 kN auf der unteren Fläche des Ventiltellers aufgebracht. Sobald die Stabilität des Systems gewährleistet war, wurde ein hypothetischer zyklischer Belastungszyklus angewendet.

Zur Bewertung der Vernetzung wurden die Vergleichsspannungswerte nach von Mises in FE-Netzen mit unterschiedlichen Elementkantenlängen von 10 μm , 15 μm und 30 μm (im Kontaktbereich) verglichen. In Abbildung 62 (Rechts) ist das Netz mit der Elementkantenlänge von 15 μm dargestellt. Angesichts des geringen Unterschieds zwischen den Vergleichsspannungswerten, die aus dem 10 μm -Netz und dem 15 μm -Netz erhalten wurden, wurde das 15 μm -Netz für weitere Simulationen verwendet. Die Ergebnisse der 15 μm -Netze liegen sehr nah an denen des 10 μm -Netzes und durch das etwas gröbere Netz lässt sich Rechenzeit einsparen. Als letzter Schritt zur Netzverifizierung wurden zwei Berechnungen mit identischen Randbedingungen und dem 15 μm -Netz durchgeführt. Dabei wurden lineare Elemente (CAX4) und quadratische Elemente (CAX8) verwendet (s. Abbildung 63). Im Vergleich ist zu erkennen, dass sowohl die Verteilung als auch die maximalen Werte der Vergleichsspannungen nahezu identisch sind. Es ist deshalb die Entscheidung getroffen worden das 15- μm Netz mit linearen Elementen zu verwenden.

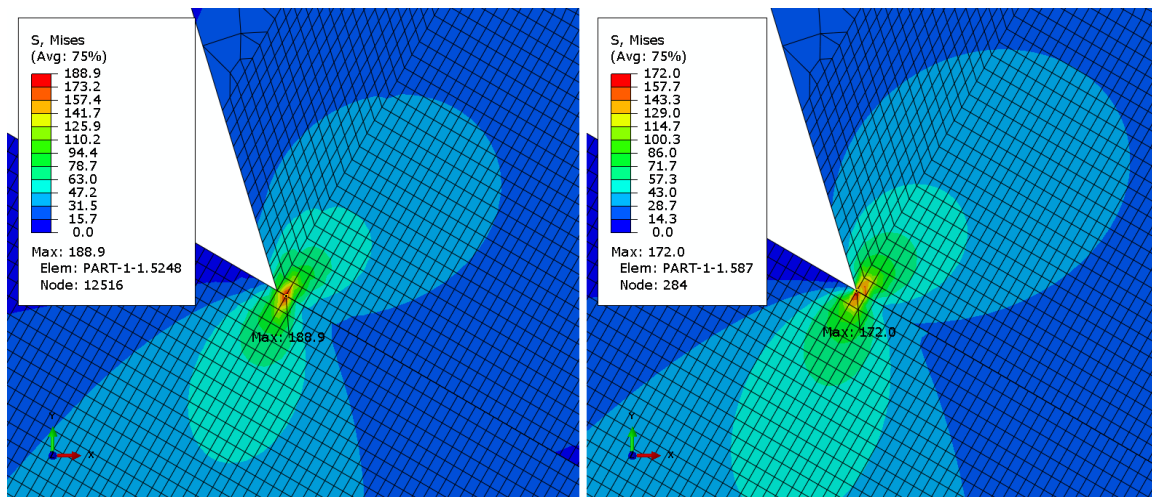


Abbildung 63. Vergleichsspannungsverteilung von (Links) 15 µm-Netz mit linearen Elementen, (Rechts) 15 µm-Netz mit quadratischen Elementen.

In der ersten Phase des Projekts wurden zunächst Verschleißmodelle für PkW-Motorventile entwickelt. Nach etwa einem Jahr wurde aufgrund einer Neufestlegung der Zielanwendungen neue Modelle für größere Gasmotoren neu aufgebaut, wobei sich Geometrien, Werkstoffeigenschaften, Temperaturverteilungen und Belastungskollektive geändert haben. Die grundsätzliche Verfahrensweise der Verschleißsimulation wurde übernommen.

Geometrie und FE-Netz: Das Finite-Elemente (FE) Modell wurde an das Auslassventil mit der Bezeichnung „Motor A“, (S. Abbildung 64 links) angepasst. Das achsensymmetrische Modell wurde mit einem feineren Netz in der Nähe des Kontaktbereichs und einem gröberen Netz für die restliche Geometrie diskretisiert, um eine reduzierte Rechenzeit zu gewährleisten. Für die Vernetzung des Modells wurden bilineare Spannungs- und Verschiebungselemente mit 4 Knoten (CAX4) in der Kontaktzone und mit 3 oder 4 Knoten (CAX3, CAX4) außerhalb der Kontaktzone verwendet. Die mittleren Elementgrößen von ca. $35 \times 35 \mu\text{m}^2$ in der Kontaktzone des Sitzrings und von ca. $50 \times 50 \mu\text{m}^2$ in der Kontaktzone des Ventilsitz wurden nach zahlreichen Iterationen mit verschiedenen Elementgrößen gewählt. Die Gültigkeit des Netzes wurde durch den Vergleich von Ergebnissen aus einer Fallstudie mit verschiedenen Netzverfeinerungen überprüft, um eine geeignete Netzkonfiguration zu wählen.

Werkstoffe: Die Daten zur Erstellung von Werkstoffmodellen (Elastizitätsmodul, Fließspannung und thermophysikalische Eigenschaften) für die im Ventilsystem verwendeten Werkstoffsätze (S. Abbildung 64 rechts) wurden erfasst. Die Werkstoffdaten wurden gesammelt zur Erstellung thermomechanischer werkstoffkonstitutive Modelle. Für den Ventilwerkstoff wurde experimentell ein Härteprofil in der Tiefe der Ventilteller ermittelt. Dadurch konnten Informationen über das plastische Verformungsverhalten gewonnen werden. Es konnte keine signifikante Änderung der Härte bzw. Streckgrenze in der Tiefe des Ventiltellers festgestellt werden.

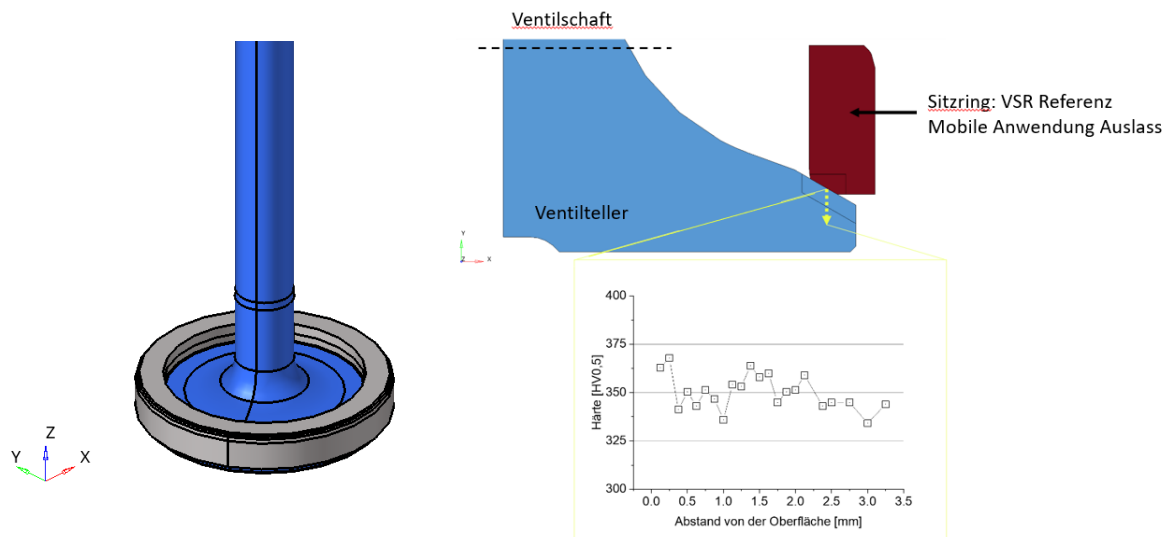


Abbildung 64: Links: CAD-Zeichnung des Auslassventilsystem „Motor B“; rechts: Werkstoffsätze im Auslassventilsystem „Motor B“.

Temperaturverteilung: zur Erstellung einer Temperaturverteilung innerhalb des Ventilsystems anhand der von der Firma MAN zur Verfügung gestellten Daten, wurde eine Wärmeübergangsanalyse durchgeführt (Abbildung 65). Zum Erreichen des gewünschten Temperaturprofils im Ventilsystem wurden Temperaturrandbedingungen definiert und eine transiente Wärmeübergangsanalyse durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Analyse wurden als Temperaturanfangsbedingungen in der anschließenden strukturmekanischen Simulation verwendet. Die Temperaturwerte haben einen Einfluss auf das Werkstoffverhalten. Darüber hinaus soll eine realistischere Temperaturverteilung experimentell durch thermometrische Messungen (IAVF) ermittelt werden.

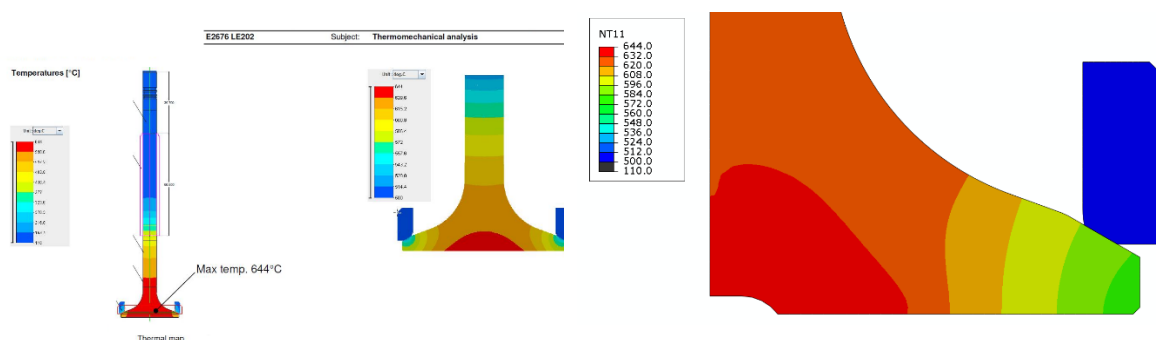


Abbildung 65: Links: Temperaturverteilungsdaten von MAN; rechts: Temperaturverteilung im Auslassventilsystem aus der Wärmeübergangsanalyse

Belastungskollektiv: Da noch keine experimentellen Daten über die Schließkraft des Ventils vorliegen, wurden Daten aus Ventilprüfanlagen adaptiert und zur Erstellung des Kraft-Zeit-Verhaltens des Ventils verwendet. Die Ventilschließkraft wurde durch eine fluktuierende Kraftfunktion modelliert. Die Funktion wurde angepasst, damit die numerische Stabilität des Modells gewährleistet ist. Für die ersten Simulationen wurde eine Kraft von 10 kN mit einer Frequenz von 8,3 Hz angenommen. Sobald experimentelle Daten verfügbar sind, wird das Modell entsprechend ergänzt. Im Ausgangszustand erreichte die maximale von Mises Vergleichsspannung ca. 190 MPa (S. Abbildung 66).

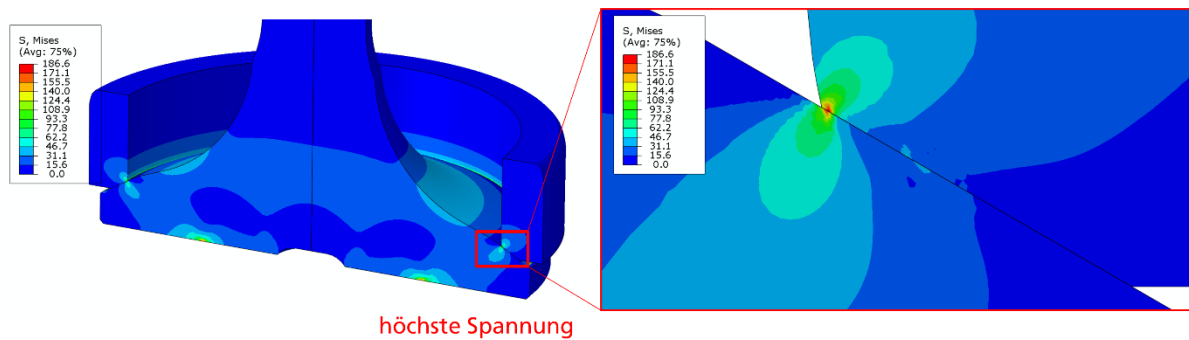


Abbildung 66: Verteilung der höchsten von Mises Vergleichsspannung im Ventilsystem (Ausgangszustand)

Verschleiß-Subroutine: Zur Modellierung des Verschleißes im Ventilsystem wurde die Subroutine UMESHMOTION in Fortran Programmiersprache programmiert. In Zusammenhang mit den aktuellen Aufgaben wurde die Verschleiß-Subroutine UMESHMOTION an die vorliegende Anwendung angepasst. Das Verschleißmodell basiert auf dem Holm-Archard-Modell, in dem das Verschleißvolumen V_w gegeben ist als:

$$V_w \propto \frac{F_N s}{H} \quad (1)$$

wobei F_N die Normalkraft, s der Gleitweg und H die Härte des weicheren Werkstoffs sind. Das Verschleißgesetz auf Basis der mechanischen Belastung wird wie folgt beschrieben:

$$\dot{V}_w = c_o P \frac{ds}{dt} \quad (2)$$

Hierbei sind \dot{V}_w der volumetrische Verschleißrate, t die Zeit, s der Gleitweg und c_o der Verschleißkoeffizient (eine werkstoff- und kontaktspezifische Konstante). Diese werden anschließend in das FE-Modell zur Berücksichtigung der Geometrieänderung aufgrund von Verschleißvorgängen implementiert.

Zur Anpassung des Verschleißgesetzes an die Finite-Elemente-Form, kann die Gleichung wie folgt angegeben werden:

$$\dot{V}_w(\vec{x}, t) = c_o \int p(\mathbf{x}, t) \dot{s}(\mathbf{x}, t) dA \quad (3)$$

Wobei \dot{s} die Gleitgeschwindigkeit, \mathbf{x} die Kontaktposition und A die Kontaktfläche sind.

Aufgrund systembedingter Einschränkungen bei der Berechnung der Kontaktpressung erfolgt nur eine sequenzielle Berechnung des Verschleißes (d.h., Verschleiß kann nur abwechselnd auf den zwei Kontaktkörpern entwickelt werden). Daher wurde eine sequenzielle Verschleißsimulation angewandt und die Verschleißsätze (Elemente im Modell, die einem Materialabtrag unterzogen werden) wurden im Ventilsitz und im Ventiling definiert (S. Abbildung 67). Zur Überprüfung des Systems und seiner Stabilität wurden Sensitivitäts- und Stabilitätsanalysen durchgeführt

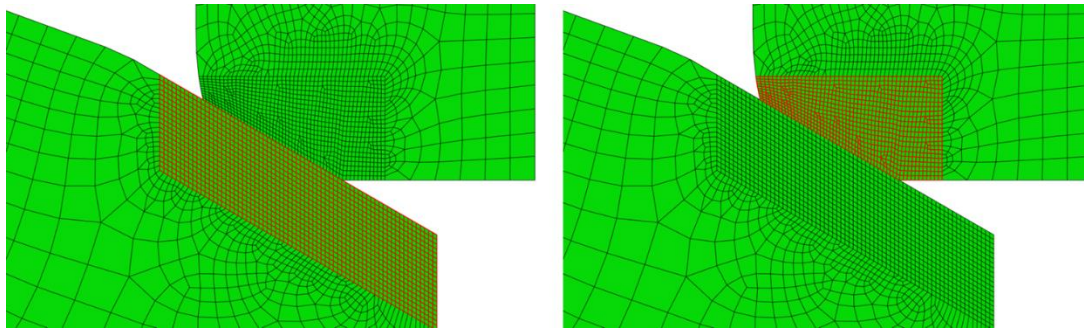


Abbildung 67: Verschleißsätze im Ventilsitz (links) und im Sitzring (rechts)

Da der Verschleiß in Ventilsystemen von vielen komplexen Zusammenhängen beeinflusst wird, muss der Verschleißkoeffizient C_o in experimentellen Versuchen ermittelt werden. Validierte experimentelle Versuche ermöglichen eine Bestimmung des Verschleißkoeffizienten unter verschiedenen Belastungsbedingungen und umfassen somit alle Verschleißmechanismen und vorherrschenden Bedingungen, die den Verschleißkoeffizienten beeinflussen. Die ersten Ergebnisse mit einem Verschleißkoeffizienten von $1 \times 10^{-7} \text{ mm}^3/\text{N} \cdot \text{mm}$ zeigten ein Verschleißverhalten wie in Abbildung 68 dargestellt.

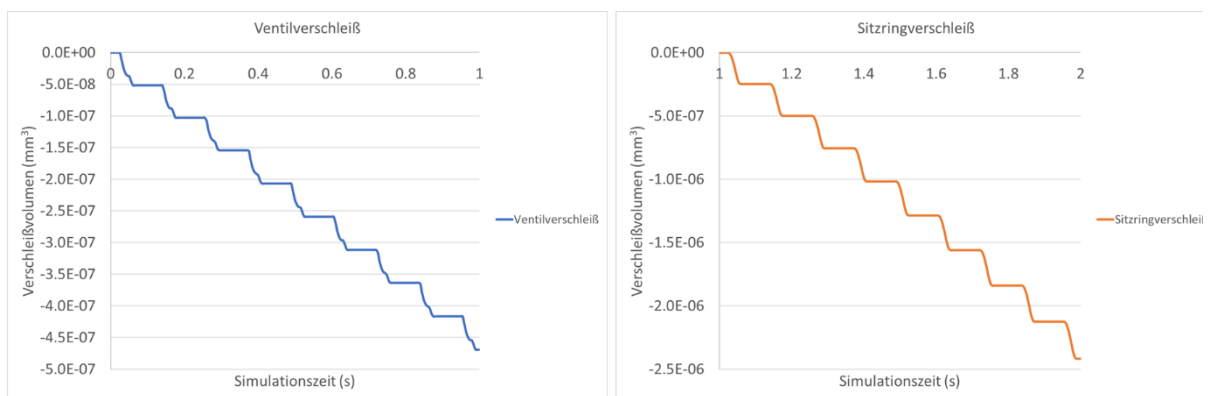


Abbildung 68: Verschleißvolumen im Ventilsitz (links) und im Sitzring (rechts)

Die Simulationen zeigten, dass geometrische Eigenschaften des Ventilsitzes zu Singularitäten führten (sehr hohe Kantenspannungen), (Pfeil in Abbildung 69).

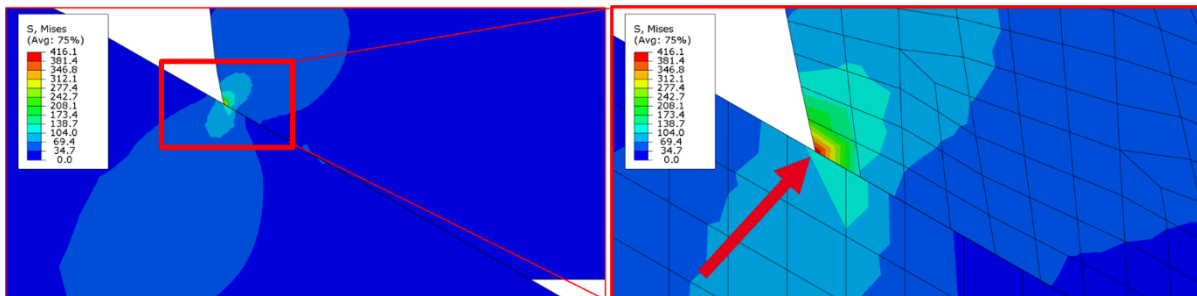


Abbildung 69: Verteilung der höchsten von Mises Vergleichsspannung im Sitzring (nach 9 Lastzyklen); Der Pfeil zeigt einen Knoten mit sehr hohen Kantenspannungen

Zur Optimierung des Verschleißverhaltens im Modell wurde der Verschleiß an einem bestimmten Kantenknoten beschleunigt, damit der Einfluss von Singularitäten abgeschwächt

wird. Durch Beschleunigung des Kantenverschleißes zeigten die Simulationsergebnisse ein stabileres Verhalten der Simulation (Abbildung 70).

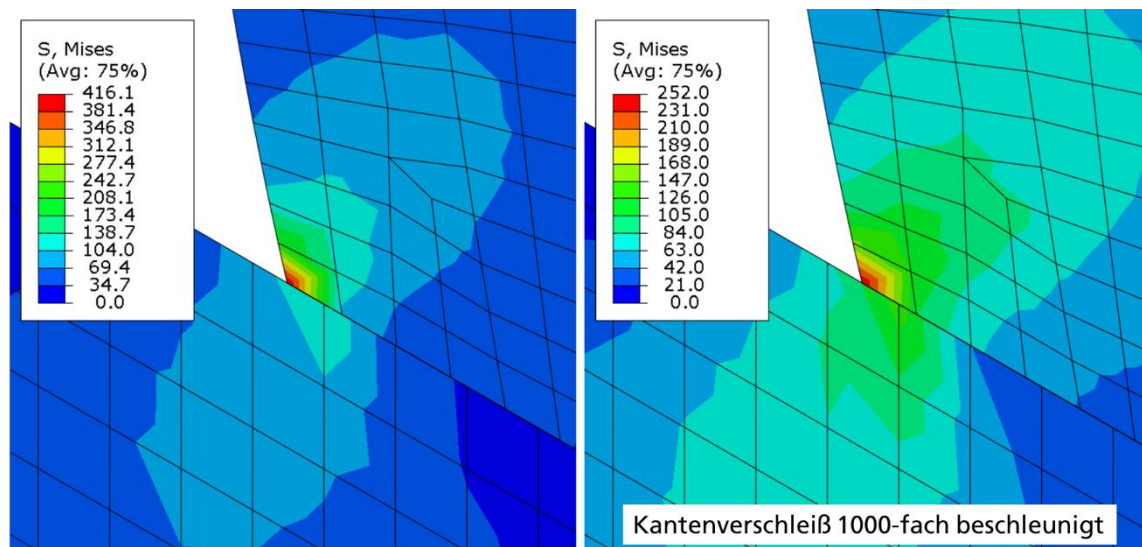


Abbildung 70: Verteilung der höchsten von Mises Vergleichsspannung im Ventilsystem (nach 9 Lastzyklen); Der Pfeil zeigt einen Knoten mit sehr hohen Kantenspannungen

Ermittlung des Verschleißkoeffizienten C_o

Verschleiß in Ventilsystemen ist ein komplexes Phänomen, das von vielen Faktoren abhängt. Der Verschleißkoeffizient C_o muss daher aus Systemversuchen ermittelt werden, die das zu betrachtende reale System widerspiegeln. Der Verschleißkoeffizient wurde aus Verschleißmessungen an Teilen ermittelt, die in einem Ventilversuch bei der Firma Bleistahl durchgeführt wurden.

Die Ventilversuche wurden bei Bleistahl unter den folgenden Bedingungen durchgeführt:

- Sitzringmaterial: VSR Referenz ME Auslass
- Ventilmaterial: Referenzwerkstoff
- Ventiltemperatur: ca. 700 °C
- Drehzahl: 1250 min⁻¹
- Versuchsdauer: 20 h

Die Messungen nach dem Versuch ergaben die folgenden Daten:

- Ventilsitzverbreitung: 0,0295 mm
- Ventilverschleißtiefe: 0,01 mm

Weitere Profilmessungen (siehe Abbildung 71) an den Teilen wurden wie folgt durchgeführt:

1. im Ausgangszustand (0 h), jeweils x 4 Messungen
2. nach einer Testzeit von 20 Stunden (20 h), jeweils x 4 Messungen

Die weiteren Daten wurden anhand eines Versuchs ermittelt und die Daten für 0 h und 20 h wurden an unterschiedlichen Proben entnommen. Der Verschleiß wurde aus den Profilmessungen durch Berechnung der Flächenintegration der einzelnen Kurven ermittelt (Abbildung 71).

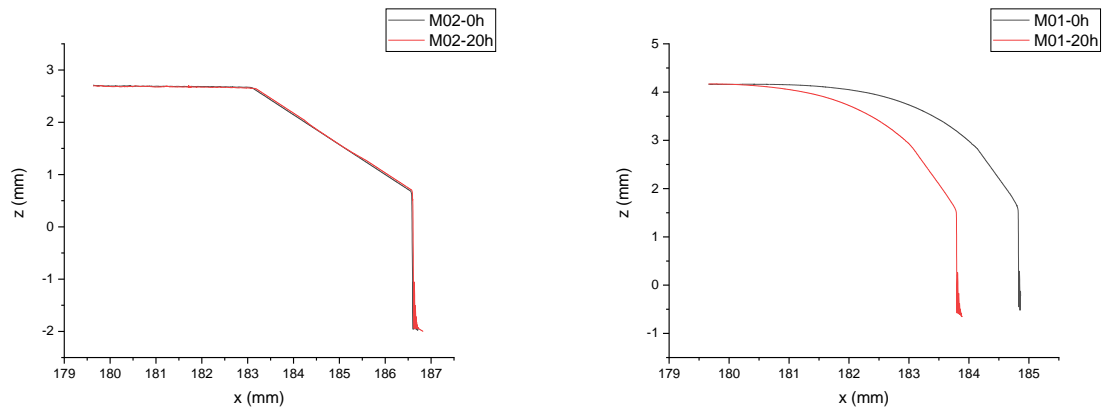


Abbildung 71: Beispiel einer Profilmessung am Ventil (rechts), Messung Nr. 2 bei 0 h und 20 h, (links) Ventilsitzring, Messung Nr. 1 bei 0 h und 20 h

Die Flächendifferenz zwischen 0 h und 20 h (siehe Abbildung 72) wurde zur Berechnung des Verschleißvolumens herangezogen.

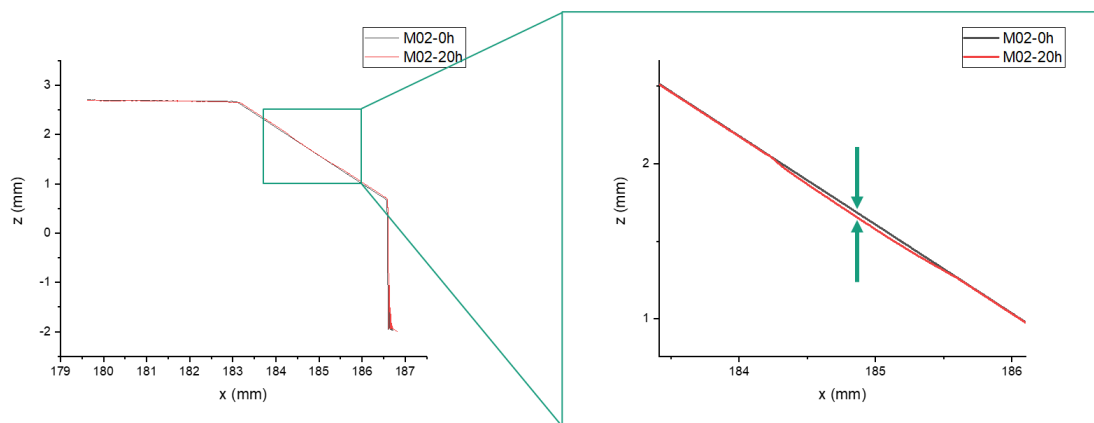


Abbildung 72: Ermittlung der Flächendifferenz zwischen 0 h und 20 h zur Berechnung des Verschleißvolumens

Durch die Bestimmung des Verschleißvolumens für die einzelnen Fälle wurden die Verschleißraten berechnet, woraus sich der Verschleißkoeffizient ergab. Bei einigen Messungen wurden negative Verschleißwerte ermittelt, diese wurden jedoch vernachlässigt und nur positive Werte zur Berechnung der Verschleißraten verwendet (Abbildung 73).

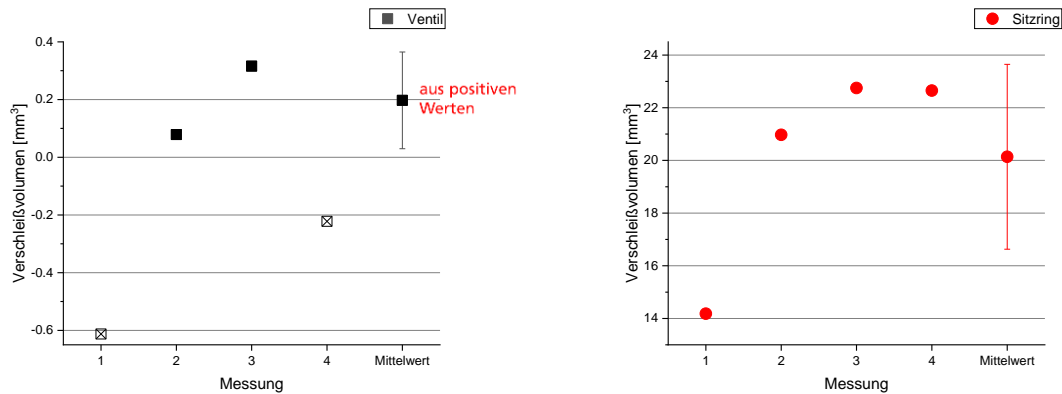


Abbildung 73: Gemessene Daten zum Verschleißvolumen nach dem 20-stündigem Ventilversuch

Die Berechnung der Verschleißraten ergab $VR_{\text{Ventil}} = 9,86 \times 10^{-3} \text{ mm}^3/\text{hr}$ und $VR_{\text{Sitzring}} = 1,01 \text{ mm}^3/\text{hr}$ für das Ventil bzw. den Ventilsitzring. Aus diesen Werten kann die Verschleißrate pro Zyklus berechnet werden, womit sich folgendes ergibt: $VR_{\text{Ventil}} = 1,32 \times 10^{-7} \text{ mm}^3/\text{Zyklus}$ und $VR_{\text{Sitzring}} = 1,34 \times 10^{-5} \text{ mm}^3/\text{Zyklus}$ für das Ventil bzw. den Ventilsitzring.

Der nächste Schritt war die Anpassung des Verschleißkoeffizienten an das Finite-Elemente-Modell. Dies wurde durch Umrechnung des Verschleißkoeffizienten in die Einheiten $\text{mm}^3/\text{N} \cdot \text{mm}$ erreicht. Der experimentell ermittelte Verschleißkoeffizient betrug $Co_{\text{Ventil}} = 5,83 \times 10^{-7} \text{ mm}^3/\text{N} \cdot \text{mm}$ und $Co_{\text{Sitzring}} = 1,24 \times 10^{-7} \text{ mm}^3/\text{N} \cdot \text{mm}$ für das Ventil bzw. den Ventilsitzring. Zum Vergleich der Ergebnisse mit dem ursprünglich angenommenen Verschleißkoeffizienten (erste Abschätzung: $Co = 1,0 \times 10^{-7} \text{ mm}^3/\text{N} \cdot \text{mm}$) wurde eine Simulation durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 74 dargestellt.

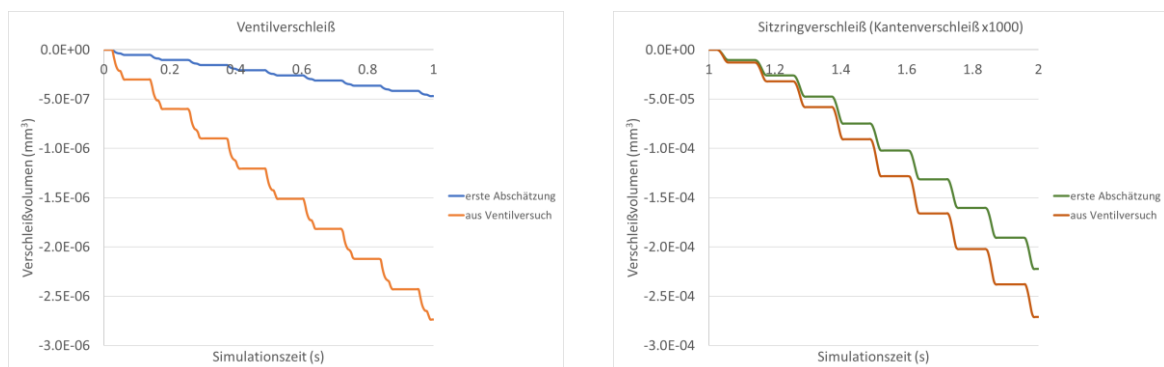


Abbildung 74: Vergleich der Verschleißsimulationsergebnisse für das Ventil (rechts) und den Ventilsitzring (links) mit dem Verschleißkoeffizienten aus der ersten Abschätzung und dem experimentellen Verschleißkoeffizienten

Die Ergebnisse der Simulationen zeigen, wie aus den eingegebenen Verschleißkoeffizienten zu erwarten war, deutlich erhöhte Verschleißraten am Ventil und leicht erhöhte Verschleißraten am Ventilsitzring.

Ermittlung der Ventilschließkraft aus der Anwendung

Zur Weiterentwicklung des Simulationsmodells wurde die Ventilschließkraft ermittelt. Zwischen Ventil und Ventilsitzring wurde bisher eine sinusförmige Belastung mit einem Maximalwert von 10 kN und einer Frequenz von 8,3 Hz aufgebracht. Die Ventilbaugruppe enthält zwei Federn, die eine Schließkraft zwischen dem Ventil und dem Ventilsitzring aufbringen (Abbildung 75).

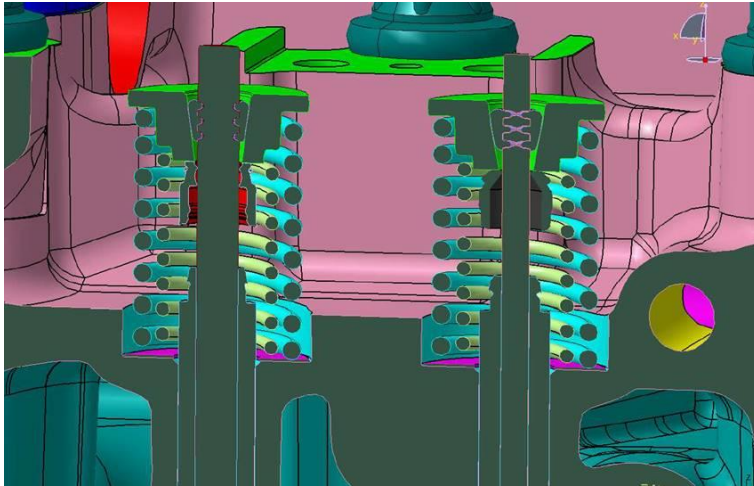
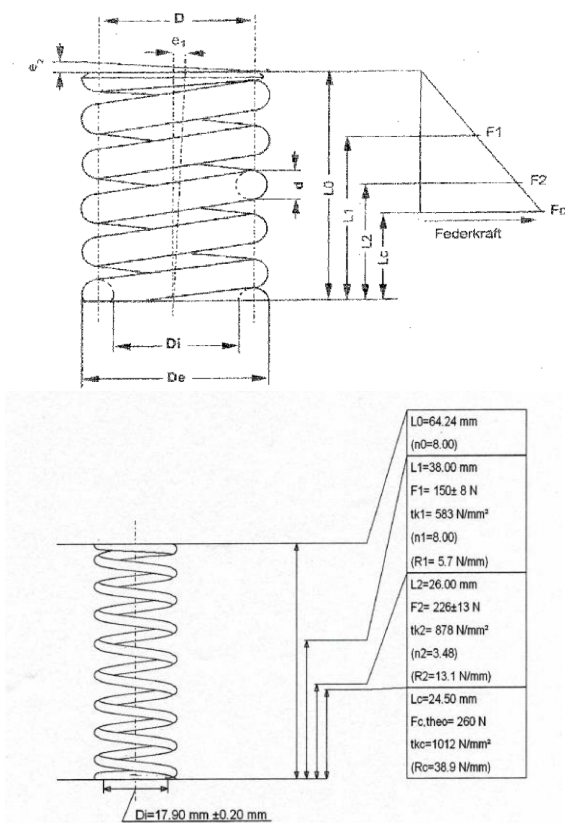


Abbildung 75: Ventilbaugruppe zeigt die zwei Federn, die das Ventil schließen

Die technischen Daten der beiden Federn sind in Abbildung 76 dargestellt.



Außen Ventulfeder

Die Außenfeder hat zwei Konfigurationen:

ungespannte Länge: $L_0 = 75,23 \text{ mm}$

gespannte Länge 1: $L_1 = 45,00 \text{ mm}$

Federkraft 1: $F_1 = 270,0 \pm 13,0 \text{ N}$

Federrate 1: $R_1 = 9,20 \text{ N/mm}$

gespannte Länge 2: $L_2 = 33,00 \text{ mm}$

Federkraft 2: $F_2 = 390,0 \pm 18,0 \text{ N}$

Federrate 2: $R_2 = 11,40 \text{ N/mm}$

Innen Ventulfeder

Die Innenfeder hat zwei Konfigurationen:

ungespannte Länge: $L_0 = 64,24 \text{ mm}$

gespannte Länge 1: $L_1 = 38,00 \text{ mm}$

Federkraft 1: $F_1 = 150,0 \pm 8,0 \text{ N}$

Federrate 1: $R_1 = 5,7 \text{ N/mm}$

gespannte Länge 2: $L_2 = 26,00 \text{ mm}$

Federkraft 2: $F_2 = 226,0 \pm 13,0 \text{ N}$

Federrate 2: $R_2 = 13,10 \text{ N/mm}$

Abbildung 76: Die technischen Daten der Baugruppenfedern des Ventils

Die Federdaten ergeben die minimale Schließkraft zwischen dem Ventil und dem Ventilsitz, da diese Kraft durch die Federvorspannung bestimmt wird. Zur Berechnung eines annähernden Wertes für die maximale Schließkraft müssen der Zylinderdruck und die geometrischen Daten des Motors verwendet werden.

Die technischen Daten wurden für den Demonstratormotor für mobile Anwendungen verwendet:

- Zylinderspitzenndruck = 8,45 MPa (84,5 bar)
- Ventilstirndurchmesser = 35,0 mm
- Ventiltellerfläche = 962,11 mm²
- Max. Kraft = 8,1 kN

Die Zylinderdruckdaten wurden von MAN über 100 Zyklen zur Verfügung gestellt.

Zur Gewährleistung der numerischen Stabilität in der Simulation wurden die Daten des Zylinderdrucks gegenüber dem Kurbelwinkel bereinigt, um alle Messspitzen zu eliminieren. Bei der Eingabe der Daten in das Simulationsmodell wurde eine Sinuswellenamplitudenkurve zur Modellierung der Ventilschließkraft verwendet. Die maximale von-Mises-Vergleichsspannung erreichte beim ersten Kontakt ca. 230 MPa (Abbildung 77).

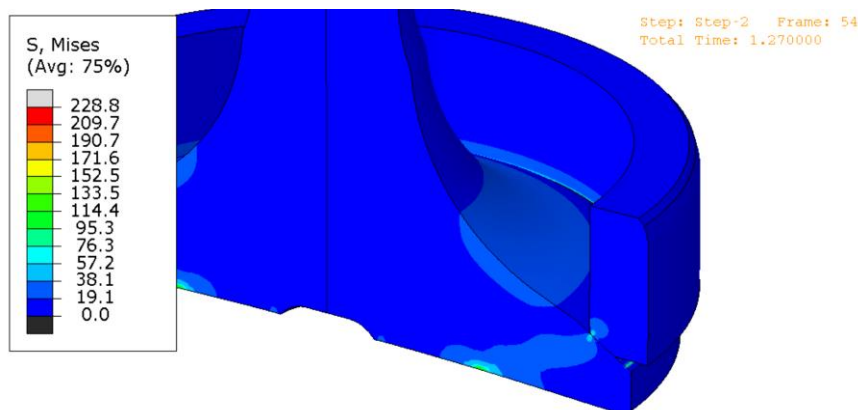


Abbildung 77: FEM erzeugte Konturen der von-Mises-Vergleichsspannung für den Ventil-Ventilsitz Kontakt

Die Verschleißsimulation wurde für das Modell mit den in der letzten Berichtsperiode berechneten Verschleißkoeffizienten durchgeführt:

- $Co_Ventil = 5,83 \times 10^{-7} \text{ mm}^3/\text{N} \cdot \text{mm}$
- $Co_Sitzring = 1,24 \times 10^{-7} \text{ mm}^3/\text{N} \cdot \text{mm}$

Verschleißsimulationen bieten die Möglichkeit, die Kontaktspannungen auf der Basis von Geometrieänderungen durch Verschleiß zu berechnen. Beispielsweise unterliegt der Knoten 1433 (Randknoten im Ventilsitz, Abbildung 78) während der ersten Kontaktzyklen einem starken Verschleiß. Dies sollte durch eine 1000-fache Beschleunigung des Verschleißes der Randknoten erreicht werden (siehe 4. Zwischenbericht). Das Kontaktpressungsprofil (Abbildung 78) zeigt eine Abnahme der Spannung mit jedem Kontaktzyklus bis zu einem verschleißbedingten stabilen Wert.

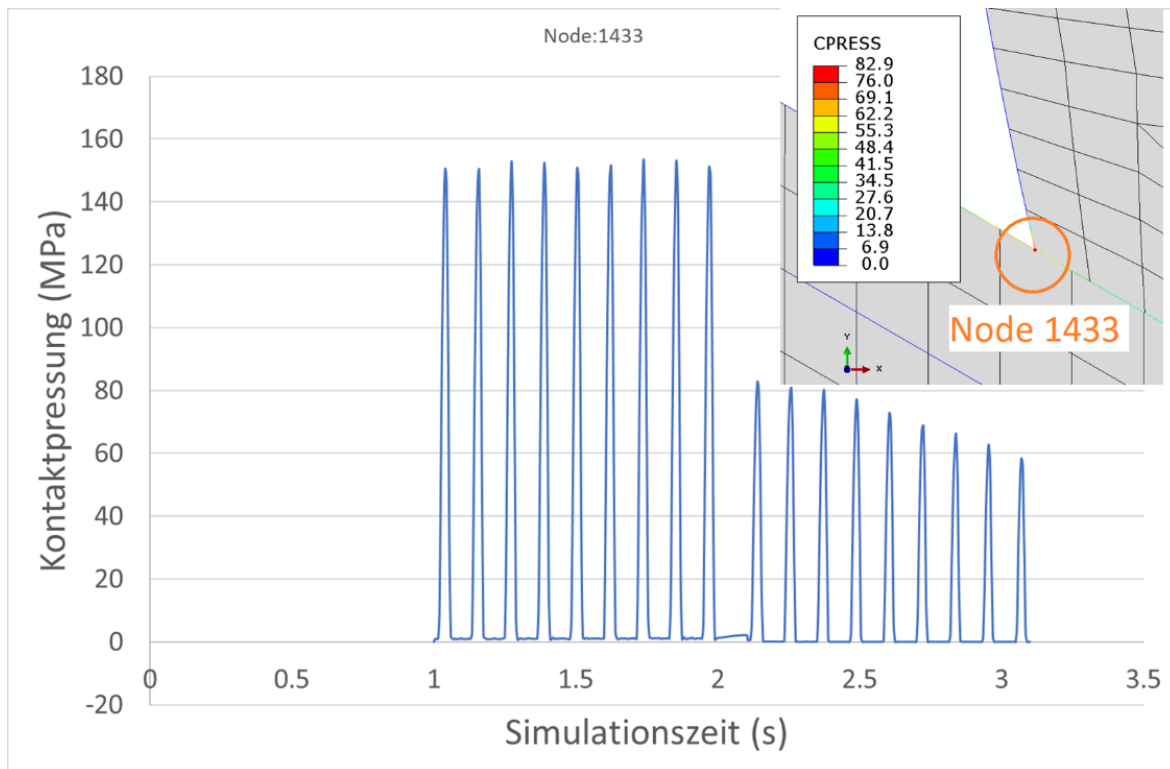


Abbildung 78: FEM-erzeugte Konturen der Kontaktpressung an den Randnocken Nr. 1433 und Kontaktpressungsprofil für den gleichen Knoten während der Simulation (VR_Sitzring = $1,34 \times 10^{-5} \text{ mm}^3/\text{Zyklus}$; Co_Sitzring = $1,24 \times 10^{-7} \text{ mm}^3/\text{N} \cdot \text{mm}$)

Bestimmung des Ventilverschleißes aus Langzeitsimulationen

Zur Ermittlung des Verschleißes im Ventilsystem müssen Langzeitsimulationen durchgeführt werden. Hierbei stellen sich zwei Herausforderungen: Zum einen muss der Verschleiß an beiden Kontaktflächen (Ventil und Sitzring) berechnet werden. Wie bereits erwähnt, sind die Verschleißsimulationen in ABAQUS® durch die Berechnung des Verschleißes auf nur einer Oberfläche eingeschränkt. Daher musste ein „Workaround“ implementiert werden. Zur Berechnung des Verschleißes an beiden Kontaktflächen wurde eine Methode entwickelt, bei der in jedem Schritt die Festlegung der Kontaktpartner gewechselt wird. Dadurch wird eine sequenzielle Berechnung des Verschleißes auf beiden Oberflächen des Ventils und des Sitzrings möglich. Diese Methode ist zwar mit einem gewissen Fehler behaftet, dieser kann jedoch durch eine Simulation über viele Schritte minimiert werden. Die Simulation wurde über mehrere Zyklen mit jeweils zwei Verschleiß- und zwei Stabilisierungsschritten durchgeführt.

Die zweite Herausforderung ist die Vermeidung des enormen Rechenaufwands. Wie in Abbildung 48 zu sehen ist, erfolgt die Berechnung über einen Zeitraum von einer Simulationssekunde, was nicht ausreicht, um den Verschleiß in realen Systemen zu modellieren. Daher wurden die Simulationen beschleunigt, indem nach einer Sensitivitätsanalyse ein Faktor zur Erhöhung des Verschleißes verwendet wurde. Bei der Anwendung eines Beschleunigungsfaktors besteht die größte Herausforderung darin, die Stabilität der numerischen Lösung zu gewährleisten und Singularitäten zu vermeiden.

Die Simulationen wurden über 8 Zyklen mit einer simulierten Laufzeit von 2 Stunden durchgeführt. Dies wurde durch einen Beschleunigungsfaktor erreicht. Das

Verschleißvolumen ist in Abbildung 79 als Funktion der Zeit dargestellt. Die angepassten Verschleißkoeffizienten für das Ventil und den Sitzring sind $Co_Ventil = 2,17 \times 10^{-4} \text{ mm}^3/\text{N} \cdot \text{mm}$ bzw. $Co_Sitzring = 2,83 \times 10^{-2} \text{ mm}^3/\text{N} \cdot \text{mm}$.

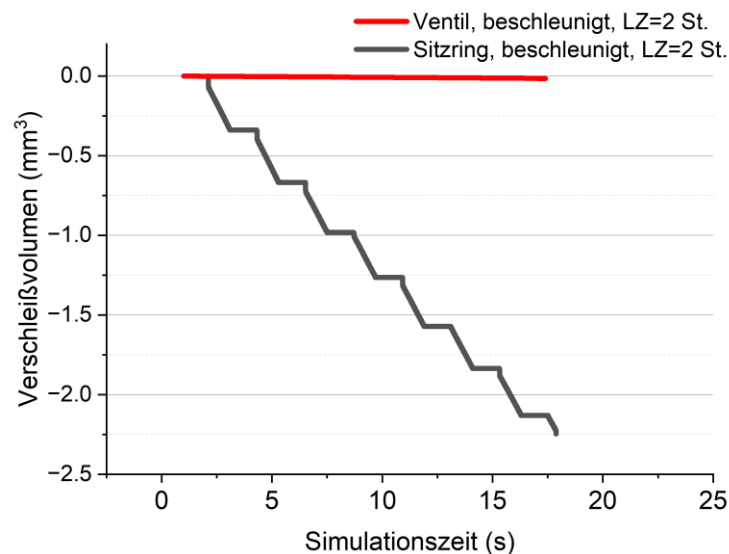


Abbildung 79: Verschleißvolumen für das Ventil und den Ventilsitzring mit den Verschleißkoeffizienten: $Co_Ventil = 2,17 \times 10^{-4} \text{ mm}^3/\text{N} \cdot \text{mm}$ und $Co_Sitzring = 2,83 \times 10^{-2} \text{ mm}^3/\text{N} \cdot \text{mm}$

Das Kontaktspannungsprofil über den radialen Abstand des Ventils ist für die Fälle: Ausgangszustand und nach 2 Stunden Laufzeit in Abbildung 80 dargestellt. Die in Abbildung 79 dargestellten Ergebnisse konnten nicht auf die gesamte Versuchsdauer des Motors übertragen werden, da sich der Verschleiß im Sitzring (ca. 20 mm^3) als sehr hoch erwiesen hat. Da Elemente nicht gelöscht werden können, kann extremer Verschleiß zu übermäßigen Verzerrungen des Netzes und damit zu numerischen Instabilitäten führen. Die Ergebnisse können jedoch numerisch extrapoliert werden, um den Verschleiß vorherzusagen, allerdings stehen dann keine Informationen über Spannungen und Netzqualität zur Verfügung.

Das Profil zeigt deutlich eine Abnahme der Kontaktspannung aufgrund des Verschleißes.

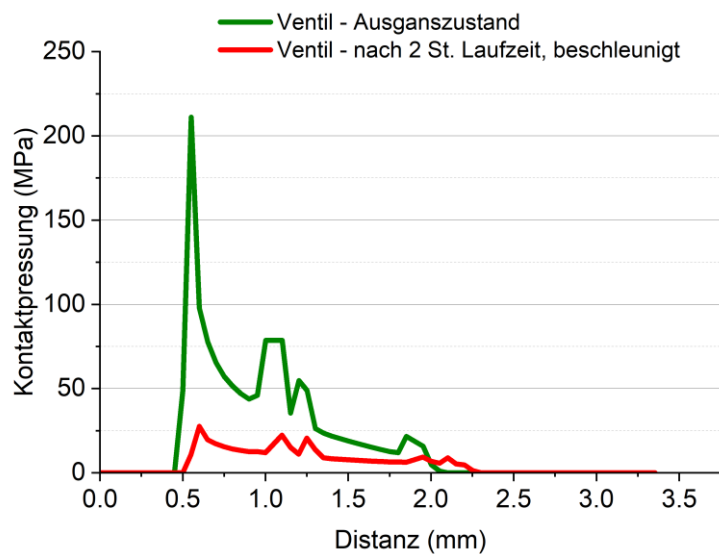
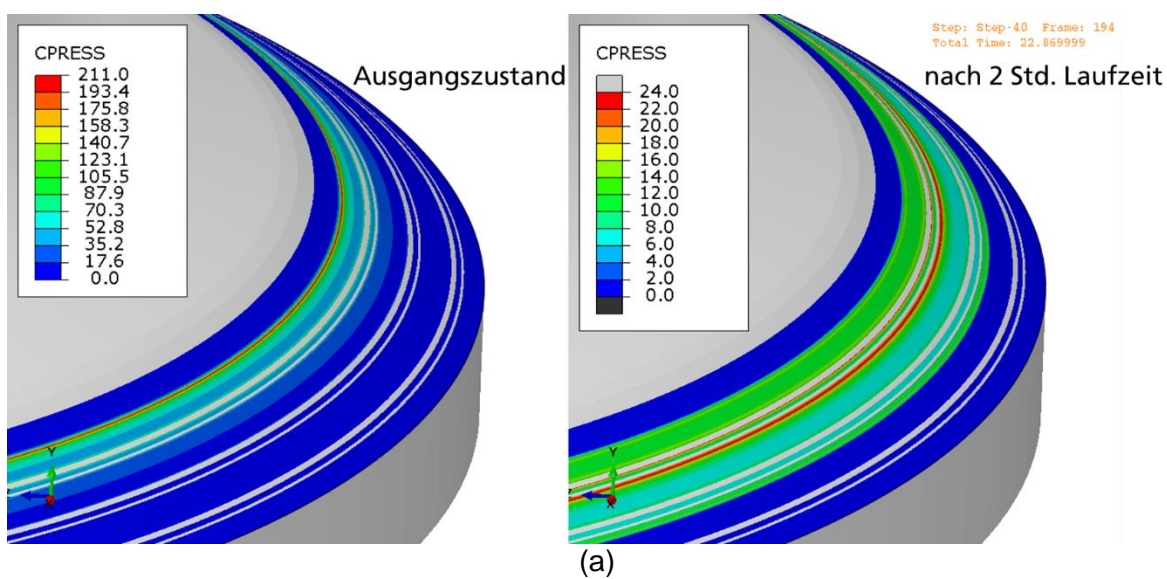


Abbildung 80: FEM-erzeugte Kontaktpressungsprofile für das Ventil im Ausgangszustand und nach 2 Stunden Laufzeit

Die FEM-erzeugte Konturen der Kontaktpressung für die Ventilfläche ist in Abbildung 81a dargestellt und das Kontaktverhalten (Stick-Slip-Verhalten) in Abbildung 81b gezeigt.



(a)

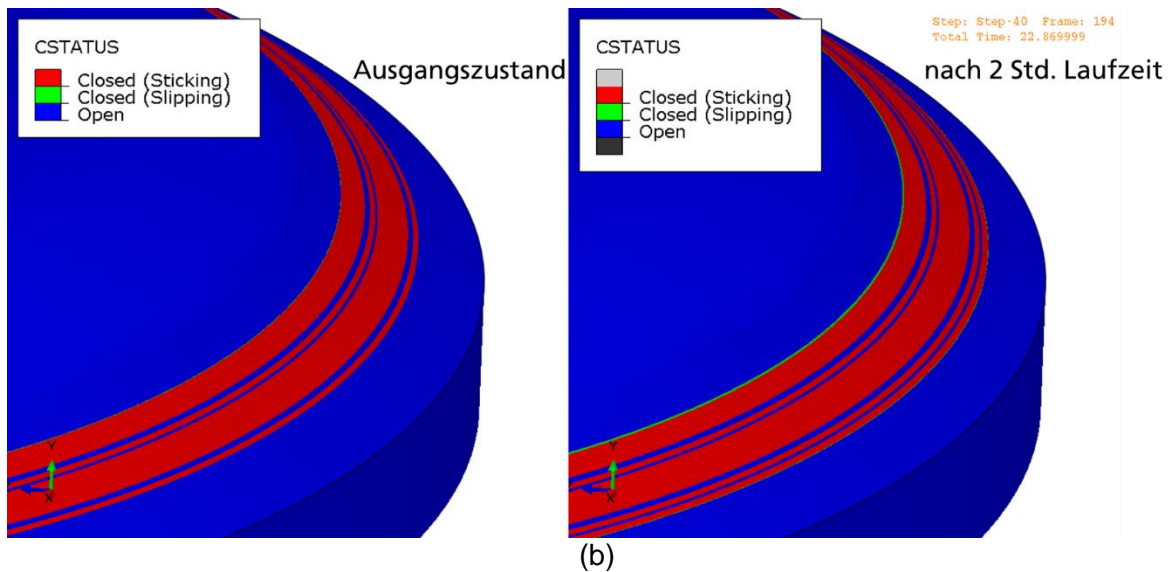


Abbildung 81: FEM-erzeugte Konturen (a) der Kontaktpressung CPRESS für die Ventilfläche (Ausgangszustand und nach 2 Stunden Laufzeit), (b) des Kontaktzustands („Open“: kein Kontakt)

Wie aus den FEM-Ergebnissen zu erkennen ist, reduziert der Verschleiß im Allgemeinen die Kontaktpressung, und mit zunehmendem Verschleiß wird der Kontakt konformer. Das Profil der Kontaktfläche (Abbildung 82) zeigt jedoch einige Stellen auf der Oberfläche, an denen Spannungsspitzen auftreten.

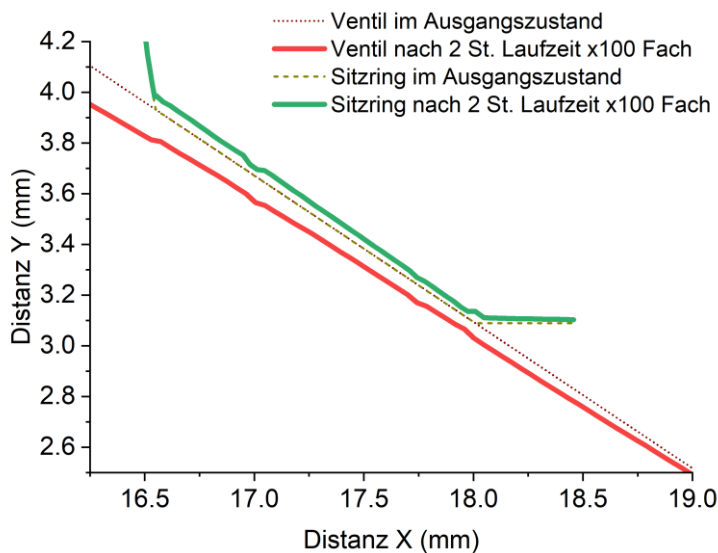


Abbildung 82. Kontaktflächenprofile im Ausgangszustand und nach 8 Simulationszyklen

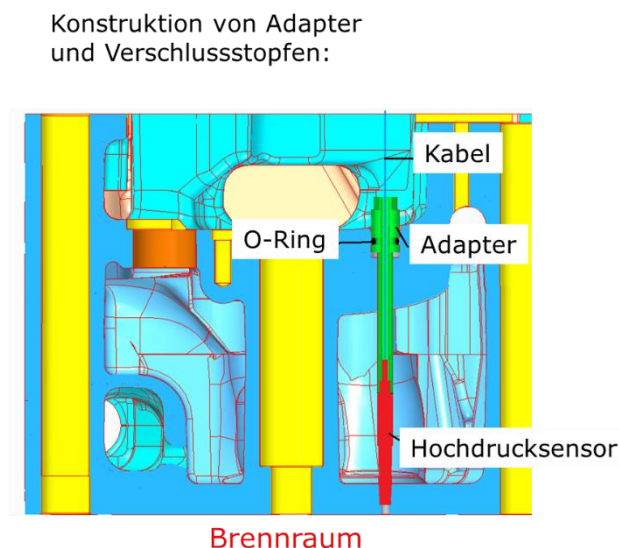
Wie die Ergebnisse zeigen, sind Verschleißsimulationen ein starkes Werkzeug, das zum Verständnis der Eigenschaften der tribologischen Systeme beiträgt. Außerdem bieten sie Mittel zur Optimierung der tribologischen Systeme. Es sollte jedoch betont werden, dass die Aussagekraft der Ergebnisse von der Qualität der in die Simulationen eingegebenen experimentellen Daten abhängt.

4.5 Systemprüfung und Demonstration

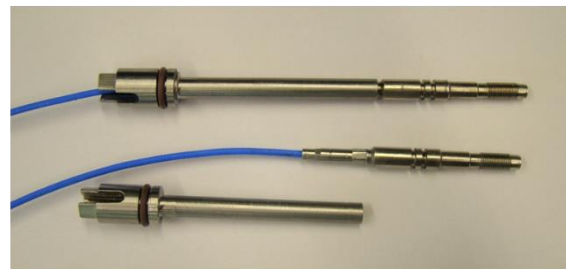
Im Rahmen der Systemprüfung wurden am Vollmotor Untersuchungen zur Steigerung des Wirkungsgrades und zur Reduzierung der Emissionen, Reibleistungsuntersuchungen mit den neuen Motorölen, thermometrischen Messungen zur Ermittlung der relevanten Temperaturen für die Bauteilprüfungen bei IAVF und IWM sowie Verschleißanalysen an der Ventilführung durchgeführt.

4.5.1 Steigerung des Wirkungsgrades und Reduzierung der Emissionen

Für die Untersuchungen zur Steigerung von Leistung und Wirkungsgrad sowie zur Reduzierung der Emissionen unter Berücksichtigung der Vorgaben zu Zylinderdruck und Abgastemperatur war die Bestückung des Motors mit Zylinderdruckaufnehmern notwendig. Da die bei der Entwicklung des Motors eingesetzten Sensoren Kistler 6053CC nicht mehr lieferbar wurden, wurden für Zylinderdruckaufnehmer AVL GH15DKE Adapter zur Verlängerung durch den Wassermantel des Zylinderkopfs konstruiert und gefertigt, Abbildung 83. Darüber hinaus wurden Verschlussstopfen anfertigt, um die Einsatzzeit der Sensoren auf den für diese Untersuchungen erforderlichen Umfang zu begrenzen.



Adapter und Sensoren (AVL GH15DKE):



Verschlussstopfen:



Abbildung 83: Querschnitt durch den Zylinderkopf sowie Adapter, Zylinderdrucksensoren und Verschlussstopfen

Erste Zylinderdruckmessungen im serienmäßigen Magerbetrieb mit den beiden Zündwinkelauslegungen für die NO_x-Emissionsgrenzen des Motors von 250 und 500 mg/Nm³ (bezogen auf 5% Restsauerstoff, wie auch alle NO_x-Messungen in der Folge) ergaben ausreichend Potenzial für Steigerungen des Zylinderdrucks bis zum maximalen Spitzendruck von 140 bar für die stationäre bzw. 160 bar für die mobile Anwendung, Abbildung 84.

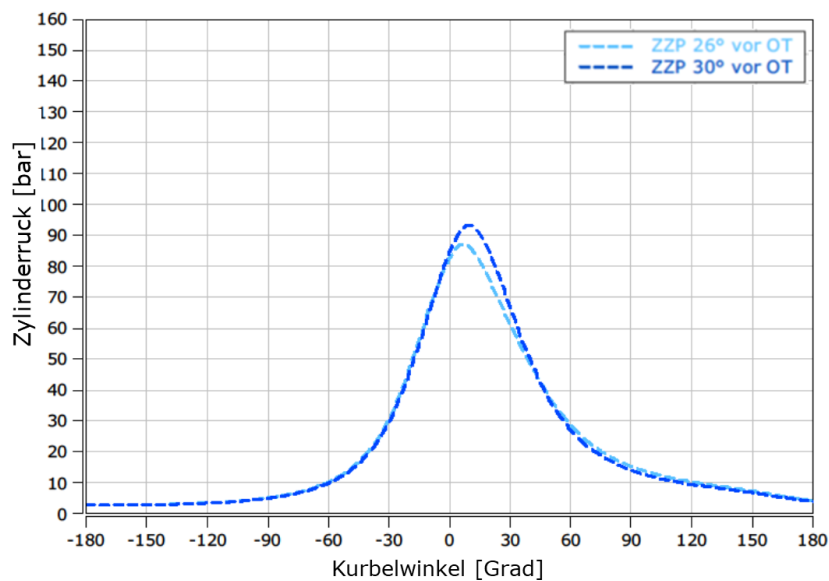


Abbildung 84: Zylinderdruckverläufe (Mittelung über 200 Zyklen) bei 1500 min^{-1} , 1400 Nm , (220 kW) und Referenz-Luftverhältnis 1,73.

Mit dem mageren Referenz-Luftverhältnis liegt der Schwerpunkt der Verbrennung vergleichsweise spät, sodass der Wirkungsgrad mit einem früheren Zündzeitpunkt noch signifikant ansteigt. Allerdings nehmen die NO_x -Emissionen erwartungsgemäß deutlich zu, so dass eine Abgasnachbehandlung unumgänglich ist, Abbildung 85.

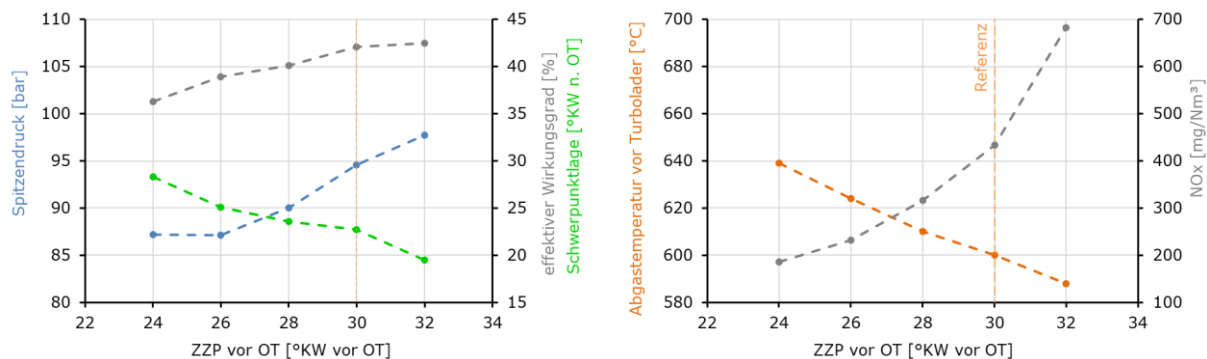


Abbildung 85: Zylinderspitzen- und Abgasparameter über dem Zündzeitpunkt bei 1500 min^{-1} , 1400 Nm , (220 kW) und Referenz-Luftverhältnis 1,73.

Unter der Prämisse einer erforderlichen Abgasnachbehandlung kann die Leistung des Gasmotors mit der aktuellen Auslegung des Turboladers bereits im Magerbetrieb auf 290 kW bei 1800 min^{-1} angehoben werden. Die Zielleistung für mobile Anwendungen von 295 kW wird bei einem Verbrennungsluftverhältnis von 1,73 schon fast erreicht.

Durch leichtes Anfetten des Gemischs wird die Verbrennung schneller, wodurch der Wirkungsgrad unter Referenzbedingungen bei 1500 min^{-1} , 1400 Nm , (220 kW) bis auf 43,3% zunimmt und die Abgastemperatur zunächst sinkt. Bei weiterer Anfettung steigt die Abgastemperatur wieder. Die wirkungsgradoptimale Schwerpunktlage wird dann im Bereich der Klopfgrenze erreicht.

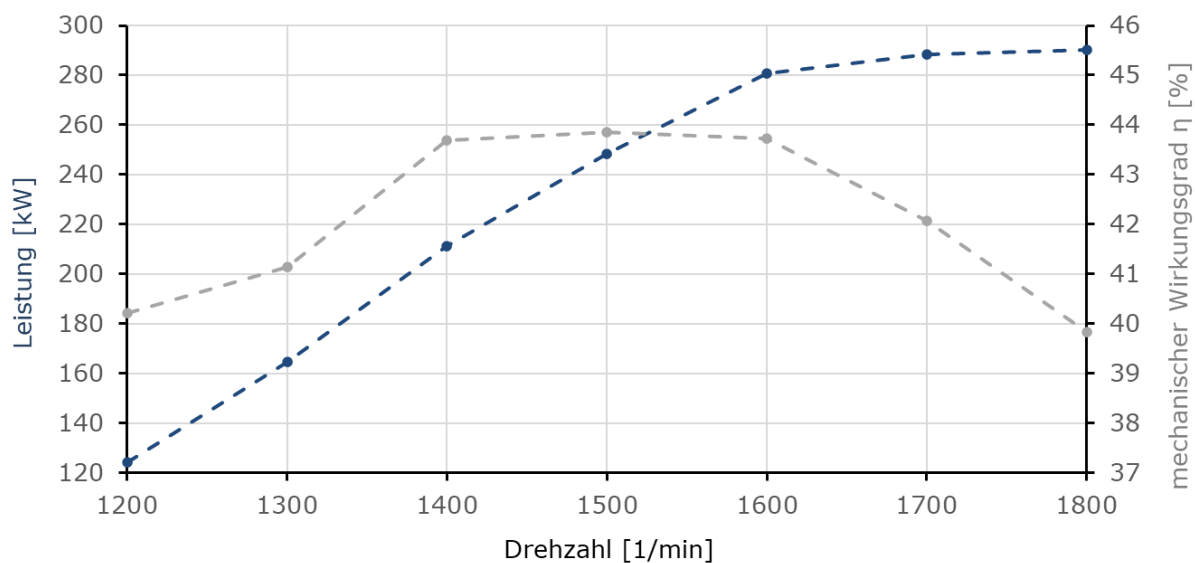


Abbildung 86: Leistung und mechanischer Wirkungsgrad über der Motordrehzahl bei einem Zündzeitpunkt von 30°KW vor OT und Referenz-Luftverhältnis 1,73.

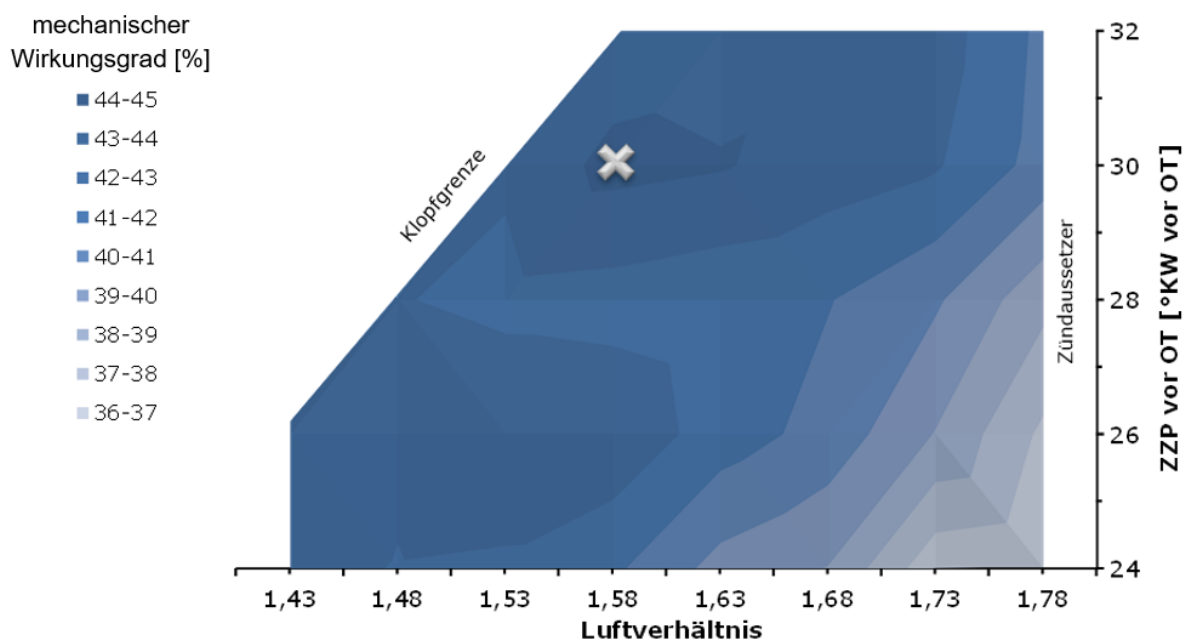


Abbildung 87: mechanischer Wirkungsgrad über dem Luftverhältnis und dem Zündzeitpunkt bei 1500 min⁻¹, 1400 Nm, (220 kW) und einem Zündzeitpunkt von 30°KW vor OT mit dem Motoröl GEMAN-Ref 1 -SAE 40.

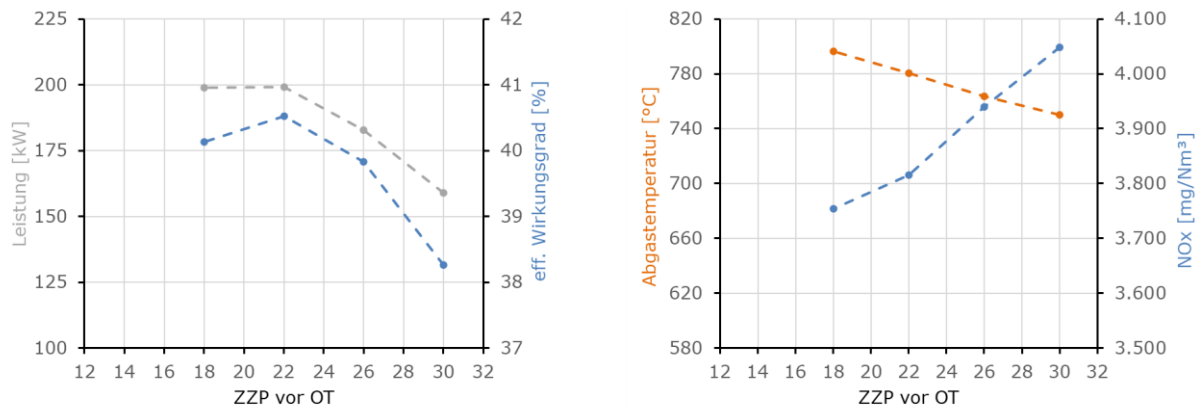


Abbildung 88: Leistung und mechanischer Wirkungsgrad sowie Abgastemperatur und NOx-Emissionen über dem Zündzeitpunkt bei 1500 min⁻¹ und stöchiometrischem Luftverhältnis

Durch das stöchiometrische Gemisch verschiebt sich die Schwerpunktlage der Verbrennung deutlich nach früh. Die ideale Schwerpunktlage von 6° bis 10° KW nach OT bereits bei Zündzeitpunkten von 20° bis 24° KW vor OT erreicht. Bei diesen Zündwinkeln wird die Leistung durch das Erreichen der Klopfgrenze beschränkt. Ab den späteren Zündwinkeln Bei 18° KW vor OT ist die maximale Abgastemperatur von 800 °C das begrenzende Kriterium. Somit liegt die maximal erreichbare Leistung im stöchiometrischen Betrieb ohne weitere Maßnahmen an der Gemischaufbereitung, der Brennraumform oder dem Verdichtungsverhältnis des Motors bei 199 kW.

4.5.2 Reibleistungsuntersuchungen mit effizienzsteigernden Motorölen

Um die in der Schmierstoffentwicklung in der Tribomesszelle erkennbaren Reibungsvorteile neuer niedrigviskoser Motorenöle auch im Vollmotor zu untersuchen, wurden im Rahmen des Projekts vergleichende Wirkungsgraduntersuchungen durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen auch im Vollmotor Potenzial zur Verbesserung des Wirkungsgrades, Abbildung 89.

Der mechanische Wirkungsgrad des Motors von 39,8%, der durch die in 4.5.1 beschriebenen Maßnahmen unter Referenzbedingungen bei 1500 min⁻¹, 1400 Nm, (220 kW) auf 43,3% steigern ließ, nimmt durch den Einsatz des neuen SAE 30-Öls für stationäre Anwendungen um weitere 0,42% zu.

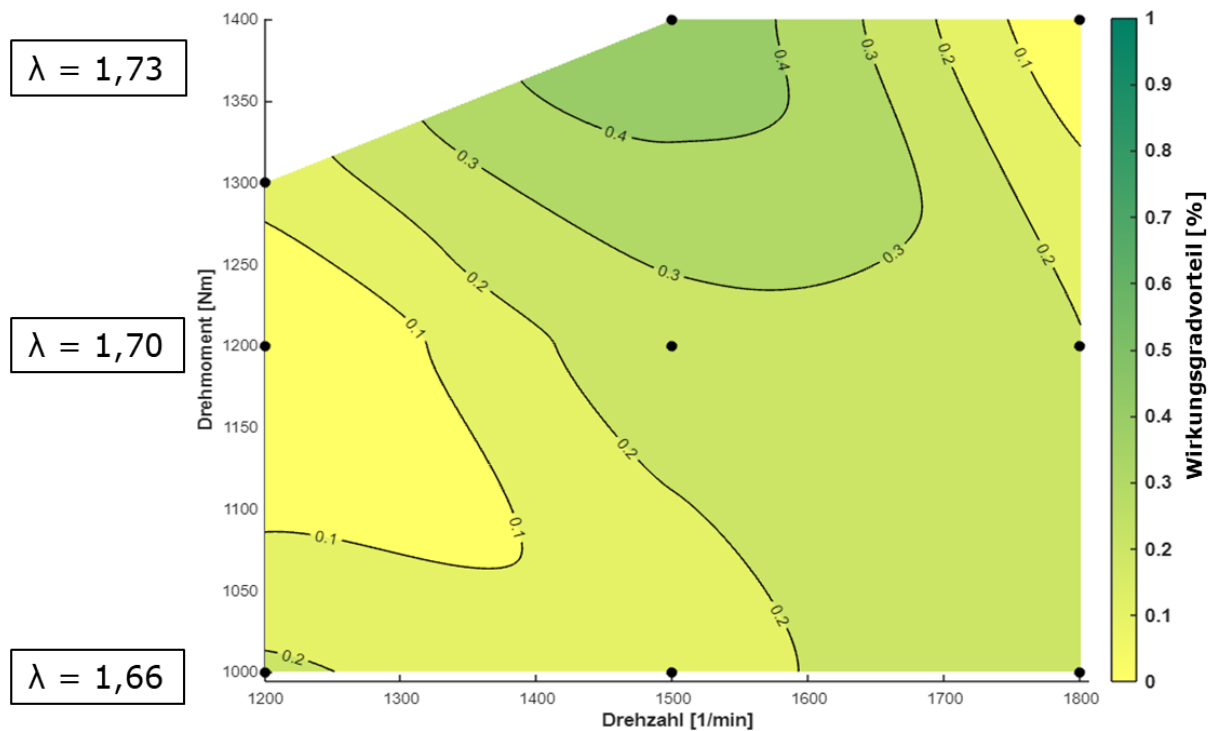


Abbildung 90: Wirkungsgraddifferenz zwischen GEMAN-Ref 1 -SAE 40 und GEMAN-11 SAE 30 bei 1500 min⁻¹ und einem Zündzeitpunkt von 26 °KW vor OT

4.5.3 Verschleißanalysen an der Ventilführung

Um den Verschleiß der Ventilführung aus dem neuen Werkstoff mit Hilfe der Radionuklidtechnik kontinuierlich und hoch aufgelöst messen zu können, wurde die Ventilführung A6.2 an der dem Brennraum zugewandten Seite auf einer Höhe von 5 mm mittels schwerer geladener Teilchen in einem Beschleuniger radioaktiv markiert, Abbildung 91. Durch die Art der geladenen Teilchen und die Einstellungen am Beschleuniger ergab sich ein linearer Bereich der Aktivität pro Messtiefe von 35 µm.

Anschließend wurde der Motor komplettiert und auf einem Vollmotorenprüfstand bei IAVF aufgebaut sowie die erforderliche Messtechnik adaptiert und kalibriert, Abbildung 92.

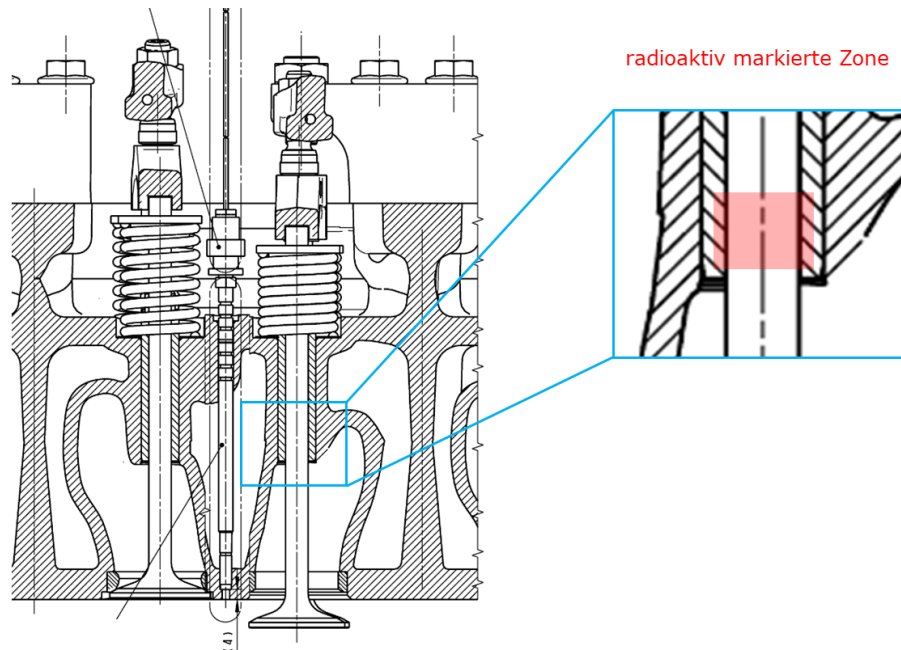


Abbildung 91: Schnitt durch den Zylinderkopf des Versuchsmotors sowie radioaktiv markierte Zone der Ventilführung.

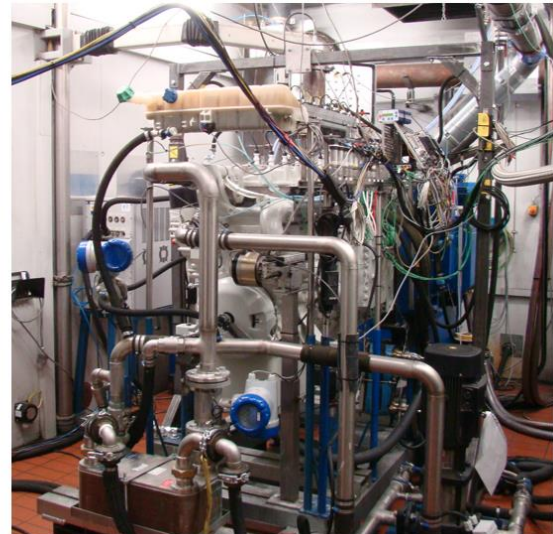
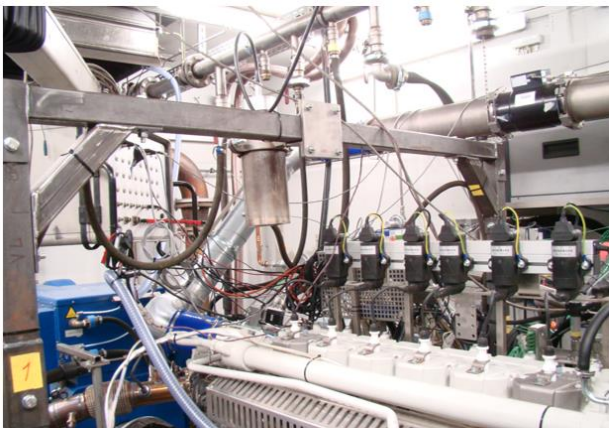


Abbildung 92: Aufbau des Motors im Vollmotorenprüfstand mit Gasversorgung und RNT-Verschleißmesstechnik

Der Einlauf des Motors erfolgte unter Referenzbedingungen bei 1500 min^{-1} mit 220 kW. Die Verschleißkurve des neuen Materials nimmt schnell einen degressiven Verlauf und liegt im unteren Bereich des entsprechenden IAVF-Streubandes für Serienmotoren. Die Verschleißgeschwindigkeit als erste Ableitung über der Zeit erreicht bereits nach 20 h ein sehr niedriges Niveau, Abbildung 93. Bei einem Luftverhältnis von 1,73 wurde der auf höheren Wirkungsgrad ausgelegte frühe Zündwinkel von 30°KW v. OT dem NOx-optimierten Zündwinkel von 26°KW v. OT vorgezogen, da hier die Zylinder-Spitzen drücke höher sind. Die Abgastemperaturen bei 1500 min^{-1} sind mit 600°C trotz der vergleichsweise langen Brenndauer des mageren Gemisches entsprechend niedrig.

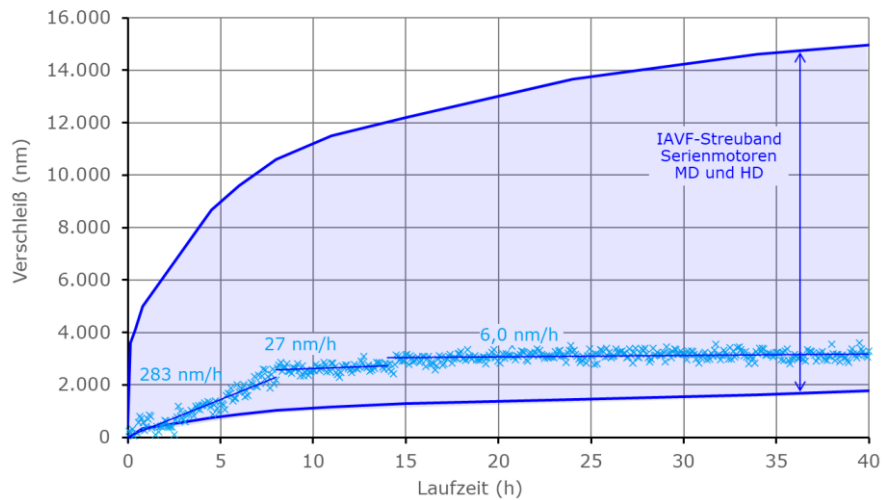


Abbildung 93: Verschleiß und Verschleißgeschwindigkeiten der Ventilführung sowie IAVF-Streuband vergleichbarer Motoren über der Laufzeit.

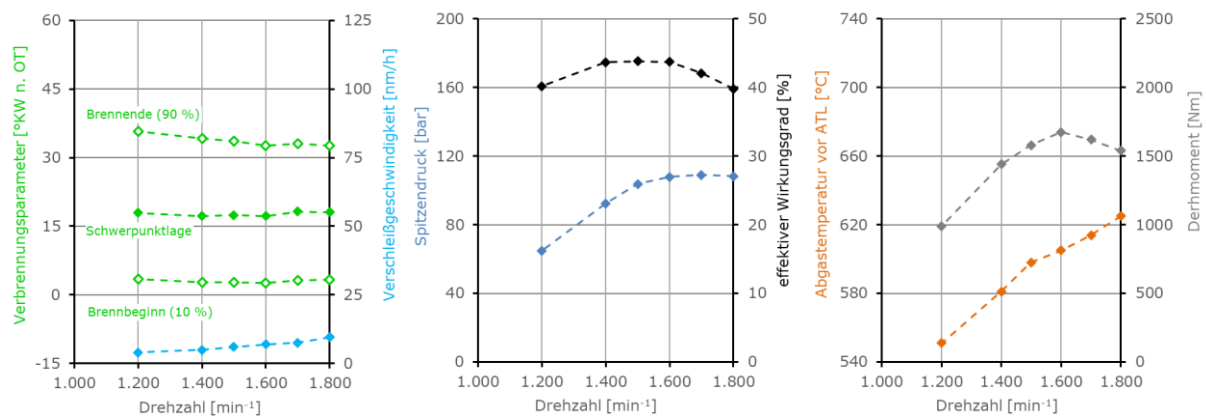


Abbildung 94: Verschleißgeschwindigkeiten der Ventilführung, Verbrennungsparameter, mechanischer Wirkungsgrad sowie Abgastemperatur und Drehmoment mit einem Zündzeitpunkt von 30°KW vor OT über der Drehzahl.

Über der Drehzahl nimmt die Anzahl der Ventilhub pro Zeit und damit auch der Reibweg des Ventils in der Führung zu. Die sehr niedrigen Verschleißgeschwindigkeiten liegen auch hier im unteren Bereich vergleichbarer Serienmotoren.

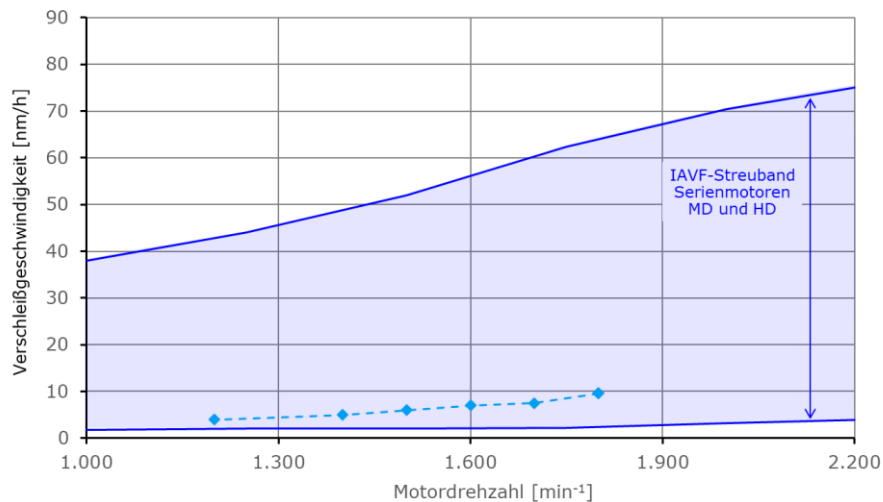


Abbildung 95: Verschleißgeschwindigkeiten der Ventilfeuerung sowie IAVF-Streuband vergleichbarer Motoren über der Drehzahl.

Auch ein noch späteres Brennen bei weiter abgemagertem Gemisch und längerer Brenndauer führt bei Abgastemperaturen um 600°C noch nicht zu einem Ansteigen der Verschleißgeschwindigkeiten an der Ventilfeuerung. Es ist davon auszugehen, dass das SAE40-Referenzöl trotz der vergleichsweise hohen Bauteiltemperatur am brennraumnahen Ende der Führung für eine adäquate Schmierung des tribologischen Systems ausreicht.

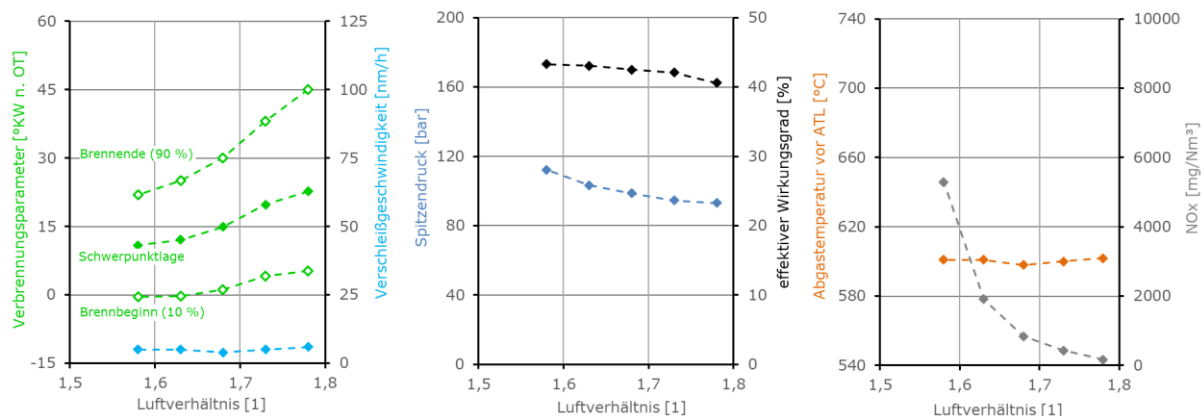


Abbildung 96: Verschleißgeschwindigkeiten der Ventilfeuerung mit dem SAE40-Referenzöl, Verbrennungsparameter, mechanischer Wirkungsgrad sowie Abgastemperatur und NOx-Emissionen über dem Luftverhältnis.

Der Einsatz des neuen niedrigviskosen GEMAN-11-SAE 30-Öls verringert nicht nur die Reibungsverluste des Motors und erhöht dadurch den mechanischen Wirkungsgrad, wie in Abschnitt 4.5.2 dargestellt. Der neue Schmierstoff senkt auch die Verschleißgeschwindigkeiten signifikant, Abbildung 97. Dies hat sich bereits in den Voruntersuchungen in der Tribomesszelle angedeutet, Abbildung 26.

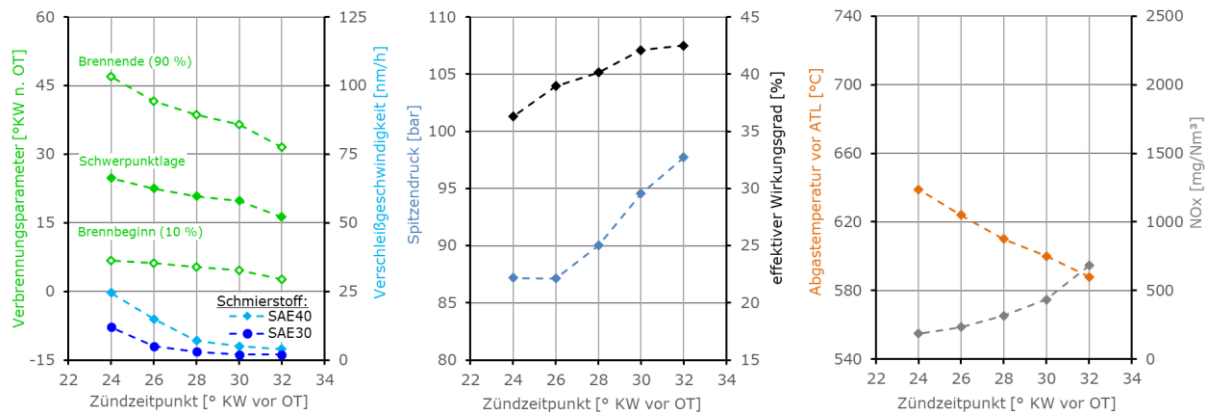


Abbildung 97: Verschleißgeschwindigkeiten der Ventilfehrung mit unterschiedlichen Schmierstoffen, Verbrennungsparameter, mechanischer Wirkungsgrad sowie Abgastemperatur und NOx-Emissionen über dem Zündzeitpunkt.

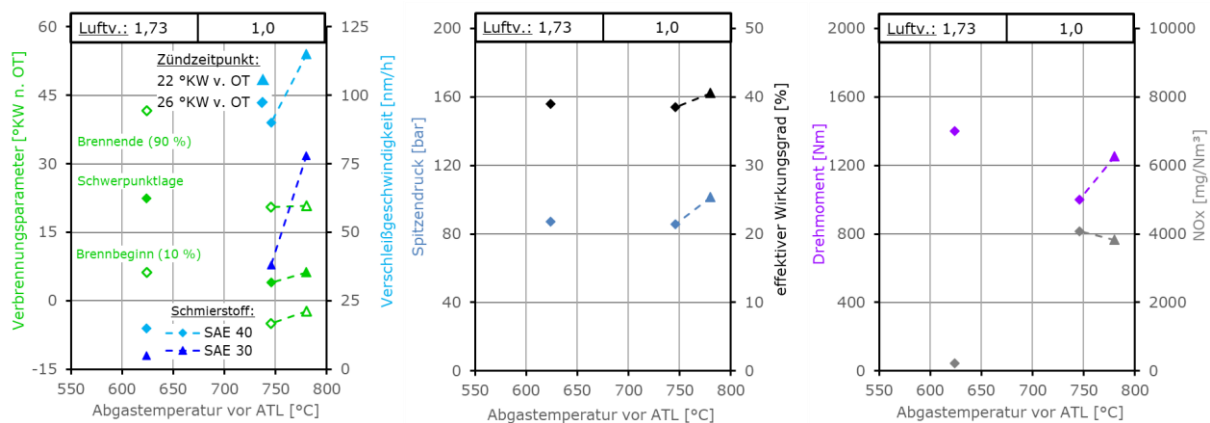


Abbildung 98: Verschleißgeschwindigkeiten der Ventilfehrung mit unterschiedlichen Schmierstoffen, Verbrennungsparameter, mechanischer Wirkungsgrad sowie Abgastemperatur und Drehmoment mit unterschiedlichen Luftverhältnissen und Zündwinkeln über der Abgastemperatur.

Im stöchiometrischen Betrieb mit Abgastemperaturen von 750 °C und darüber steigt der Führungsverleiß auch bei einem früheren Brennende erheblich an, Abbildung 98.

Beim Einsatz des weiter viskositätsreduzierten Motoröls GEMAN-13 SAE 20 erreichen die Verschleißgeschwindigkeiten selbst unter Referenzbedingungen mit niedrigen Abgastemperaturen im Magerbetrieb unzulässig hohe Werte, Abbildung 99. Der verschleißfördernde Einfluss einer späten Zündung wirkt sich hier überproportional aus.

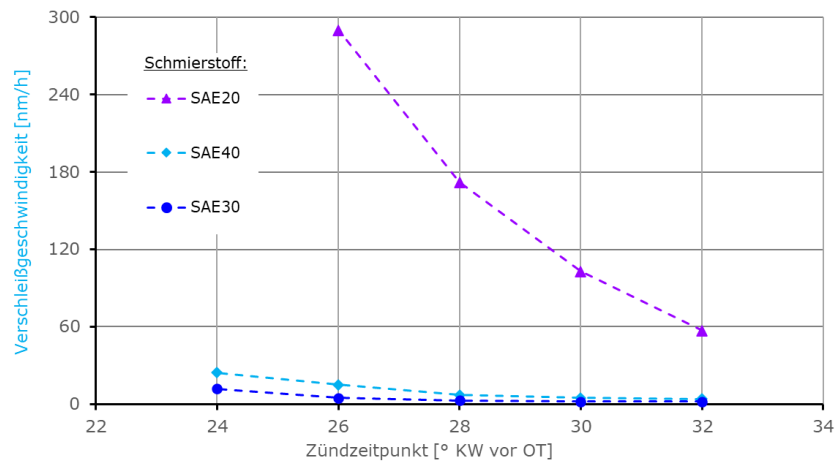


Abbildung 99: Verschleißgeschwindigkeiten der Ventilfehrung mit unterschiedlichen Schmierstoffen über dem Zündzeitpunkt.

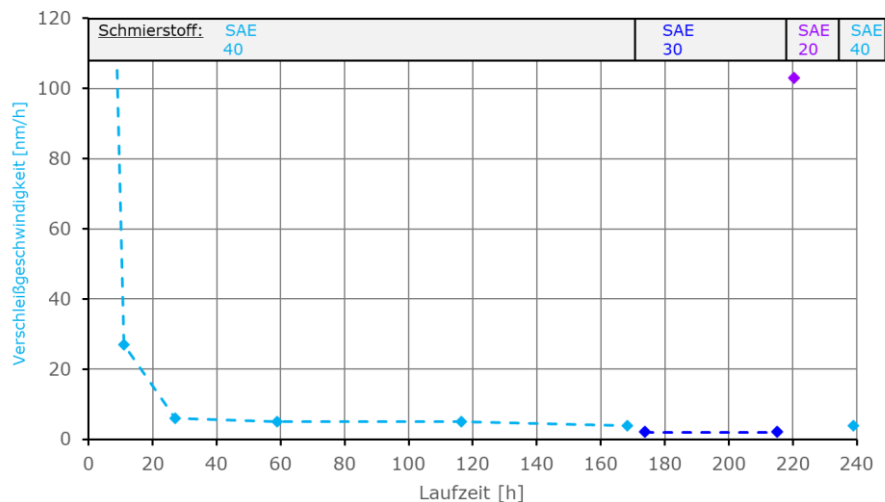


Abbildung 100: Verschleißgeschwindigkeiten der Ventilfehrung mit unterschiedlichen Schmierstoffen über der Laufzeit.

Die Wiederholungsmessungen im Referenzpunkt zeigen, dass das Verschleißverhalten der Ventilfehrung im Rahmen der kontinuierlichen und hoch aufgelösten Verschleißmessungen mit der RNT nach dem Einlauf trotz der zwischenzeitlich erhöhten Verschleißgeschwindigkeiten, z.B. mit dem erheblich viskositätsreduzierten Motoröl GEMAN-13 SAE 20 konstant war.

4.5.4 Extrapolationsbetrachtungen

Für den stationären Einsatz z.B. in BHKW beträgt die Lebensdauieranforderung an den Zylinderkopf 25.000 h, bevor ein Austausch vorgesehen ist, um Funktionsstörungen oder einem Ausfall des Motors vorzubeugen. Mit den neuen Technologien soll die Lebensdauer auf 35.000 h erhöht werden.

Für eine Lkw-Anwendung des bisher nur im Bus eingesetzten Motors muss die Ziel-lebensdauer von 800.000 km auf 1.500.000 km gesteigert werden.

Zusätzlich zum Vergleich der neuen Werkstoffe und Schmierstoffe mit den bisherigen Referenzen wurden die mit der RNT hoch aufgelöst gemessenen Verschleißgeschwindigkeiten deshalb für die stationäre Anwendung über der Laufzeit sowie für mobile Anwendungen über der Fahrstrecke extrapoliert. Gegenüber dem Verschleiß über Lebensdauer kann der Einlaufverschleiß der Ventilfehrung von weniger als 4 μm (Abbildung 93) vernachlässigt werden.

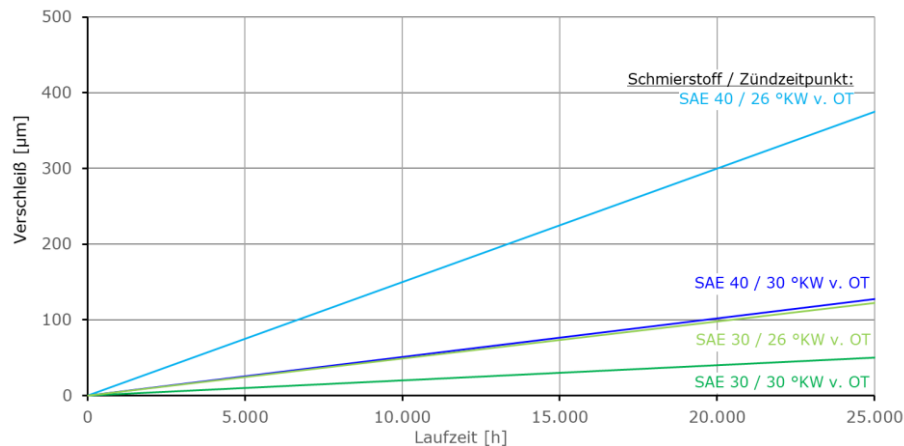


Abbildung 101: Extrapolation des Verschleißes der Ventilfehrung mit unterschiedlichen Schmierstoffen und Zündwinkeln über der Laufzeit.

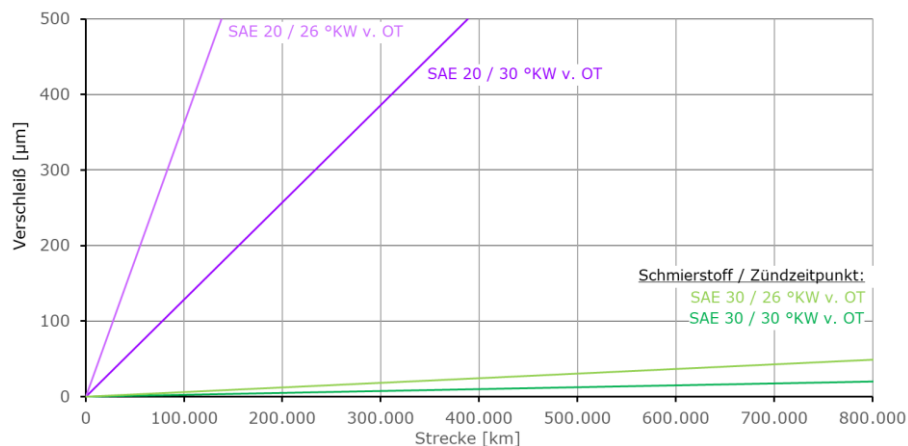


Abbildung 102: Extrapolation des Verschleißes der Ventilfehrung mit unterschiedlichen Schmierstoffen und Zündwinkeln für eine Durchschnittsgeschwindigkeit von 80 km/h über der Strecke.

Wie aus Abbildung 101 zu erkennen ist, liegt der Verschleiß an der Ventilfehrung am unteren Ende mit der neuen Schmierstofftechnologie etwa auf der Hälfte der bei Motoren dieser Größenordnung maximal zulässigen 250 μm . Auch eine Erhöhung der Lebensdauer von 25.000 auf 35.000 h ist möglich.

In der mobilen Anwendung kann die Lebensdauer für den Einsatz im Lkw mit einer geeigneten Werkstoff- und Schmierstofftechnologie durchaus von 800.000 auf 1.500.000 km erhöht werden, ohne dass unzulässig hoher Verschleiß an der Ventilfehrung zu Funktionsstörungen im Ventiltrieb führt.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Mit der 2022 veröffentlichten Renewable Energy Directive (RED) III wurde das Gesamtziel der Europäischen Union für den Verbrauch erneuerbarer Energie bis 2030 auf 45 % angehoben. Damit ist zu erwarten, dass gasförmige Kraftstoffe auf Basis von regenerativ erzeugtem Strom noch stärker an Bedeutung gewinnen.

Verbrennungsmotoren für Wasserstoff und Methan können für die Erreichung dieses Ziels einen erheblichen Anteil leisten, u.a. da sich beide Kraftstoffe mittels Power-to-X-Verfahren herstellen lassen. Darüber hinaus sind die Anforderungen von Verbrennungsmotoren an die Reinheit des Kraftstoffs weniger hoch als beispielsweise bei Brennstoffzellen. Im Projekt GESIR (Gasmotoren mit energieeffizienten Systemtechnologien und integraler Robustheit) sind verbesserte Werkstoffe und Schmierstoffe entstanden. Die Projektpartner haben hier die Möglichkeiten moderner Herstellungsverfahren sowie Öl- und Additivtechnologien genutzt, um maßgeschneiderte Materialien und Schmierstoffe zu generieren. Darüber hinaus wurden tribologische Prüfverfahren verbessert, um die Belastbarkeit, Zuverlässigkeit und Lebensdauer der tribologisch höchstbeanspruchten Komponenten zu gewährleisten und weitere Steigerungen des Wirkungsgrads der Motoren zu ermöglichen.

6 Veröffentlichungen der Forschungsergebnisse

Erfolgte Veröffentlichungen:

- [1] Berlet, P., Cornelsen, T., Emde, D., Hoffmann, D., Kailer, A., Khader, I., Kürten, D., Luther, R., Neuhaus, J., Pöhlmann, K., Rausch, J., Rynio, C.: Tribologische Aspekte zukünftiger Verbrennungsmotoren für Power-to-X, Jahrestagung der Gesellschaft für Tribologie, Göttingen, 2021.
- [2] Kürten D., Berlet P., Harperscheid, M., Luther R., Kailer A., Nübling F., Pöhlmann K., Rausch J.: Modellbetrachtungen zu thermisch hoch belasteten Tribokontakten für Gasmotoren, Jahrestagung der Gesellschaft für Tribologie, Göttingen, 2022.
- [3] Pöhlmann K., Berlet P., Cornelsen T., Emde D., Hoffmann D., Kailer, A., Kürten D., Rynio C.: Anwendungsnahe Bewertung neuer Werkstoffe für thermisch und tribologisch hoch belastete tribologische Systeme in Gasmotoren, Jahrestagung der Gesellschaft für Tribologie, Göttingen, 2022.
- [4] Berlet P., Züfle M.: Impact of hydrogen on the operation of internal combustion engines, Fraunhofer IWM μ TC-Workshop Tribologie in Wasserstoffumgebung, Karlsruhe, 2022.
- [5] Berlet P., Cornelsen T., Harperscheid, M., Luther R., Kailer, A., Kürten D., Pöhlmann K., Rausch J., Rynio C.: Development of new materials and engine oils for the use in thermally and tribologically highly stressed systems, Nextlube 1st International Conference on Tribology and Sustainable Lubrication, Düsseldorf, 2023.

Geplante Veröffentlichungen:

- [1] Berlet P., Rausch J., Rynio C., Wöhner, P.: Entwicklung innovativer Werkstoffe und Motoröle als Basis für zukünftige Verbesserungen von stationären Gasmotoren, Motortechnische Zeitschrift (MTZ) Industrial, 11/2023.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1:	Ansätze zur Reduzierung der Reibung in Verbrennungsmotoren. [4].....	4
Abbildung 2:	Aufschlüsselung der Energieverteilung eines Kraftstoffs bei einem Pkw. [4] Die Verluste durch Reibung im Motor sind farblich hervorgehoben.....	5
Abbildung 3:	Aufbau des Versuchsmotors im Vollmotorenprüfstand.....	7
Abbildung 4:	Thermometrisch ermittelte Temperaturen an den Ventilfehrungen, a) Einlassseite, b) Auslassseite.....	8
Abbildung 5:	Thermometrisch ermittelte Temperaturen an den Ventilsitzringen, a) Einlassseite, b) Auslassseite.....	9
Abbildung 6:	Zylinderkopfprüfstand mit einem originalen Zylinderkopf des Versuchsmotors.	9
Abbildung 7:	Schnitt durch den Zylinder mit dem optischen Zugang für die Ventilfehrung.	10
Abbildung 8:	Vorrichtung zur Kalibrierung der mittels Fluoreszenzspektroskopie gemessenen Schmierfilmhöhenverteilung.....	11
Abbildung 9:	Kalibrierfunktionen zur Bestimmung der Schmierfilmhöhe aus der mittels CCD-Kamera gemessenen normierten Fluoreszenz-Intensität für die ebene Geometrie (blaue Punkte) bzw. die gekrümmte Geometrie (rote Punkte).....	11
Abbildung 10:	Schmierfilmhöhenverteilung in der Ventilfehrung im Betrieb mit der Nockenwellendrehzahl 750 1/min bei Kurbelwellenwinkeln von 0 °KW (links) und 96 °KW (rechts).....	12
Abbildung 11:	Schematische Darstellungen zum modularen Aufbau pulvermetallurgischer Werkstoffe. (a) Einfache Matrix (z.B. niedriglegierter Stahl) mit Poren (schwarze Punkte), (b) Hinzumischen einer zweiten Matrix (weiße Flächen, z.B. Schnellarbeitsstahl), (c) Hinzumischen von Festschmierstoffen (graue Fünfecke, z.B. Mangansulfid), (d) Hinzumischen von Hartphasen (blaue Sechsecke, z.B. Karbide), (e) Hinzumischen von reinen Elementen (braune Vierecke, z.B. Nickel), (f) Infiltrieren der Poren (Orangene Punkte, z.B. Kupfer).....	13
Abbildung 12:	Schematische Darstellung der möglichen Morphologie der Ausgangspulver.	14
Abbildung 13:	Schematische Darstellung von auf verschiedene Arten legierten Pulver- teilchen, von links nach rechts: mechanisch vermischt, diffusionslegiert, zerstäubte Schmelze, bedampft.....	14
Abbildung 14:	Schematische Darstellungen zum Pressen (oben) und Sintern (unten, inkl. Kupferinfiltration) von pulvermetallurgischen Bauteilen.	15
Abbildung 15:	(a) SRV-Tribometer, (b) Probengeometrie und Parameter für die Oszillations- gleitverschleiß-Versuche.....	16
Abbildung 16:	Ergebnisse aus den Stift-Scheibe Verschleißversuchen an Ventilfehrungs- werkstoffen. Bei dem Referenzmaterial handelt es sich um das gleiche Material, welches derzeit als Ventilfehrung in der Anwendung aus Bild 3 zum Einsatz kommt. (a) Referenzmaterial im Vergleich zu zwei neuen Materialien A-B. (b) Referenzmaterial mit Standardimprägnierung im Vergleich zu einer Imprägnierung mit festschmierstoffhaltigen Ölen GEMO 14 - GEMO 16.	17
Abbildung 17:	(a) Übersichtsaufnahme des Rig-Tests, (b) Daten des Rig-Tests.....	17
Abbildung 18:	Rig-Test Ergebnisse, MAN Motor B-Einlass Geometrie.	18
Abbildung 19:	Rig-Test Ergebnisse, MAN Motor B-Auslass Geometrie.	18
Abbildung 20:	Rig-Test Ergebnisse, MAN Motor A-Einlass Geometrie (nitrierte Ventile). ...	19

Abbildung 21: Rig-Test Ergebnisse, MAN Motor A- Auslass Geometrie (nitrierte Ventile).	19
Abbildung 22: Ergebnisse aus dem Zerspanungsversuch (10.000 Schnitte insgesamt, 10 Schnitte pro Ventilsitzring).	20
Abbildung 23: Stribeckkurve	21
Abbildung 24: Tribomesszelle (TMZ)	24
Abbildung 25: Stationäre Gasmotorenöle - Verdampfungsverlust nach Noack (1h@250°C).	25
Abbildung 26: Stationäre Gasmotorenöle – tribologische Bewertung TMZ – Verschleißverhalten	25
Abbildung 27: Stationäre Gasmotorenöle – tribologische Bewertung TMZ – Stribeckkurve	26
Abbildung 28: Stationäre Gasmotorenöle – tribologische Bewertung TMZ – Zusammenfassung	26
Abbildung 29: Mobile Gasmotorenöle - Verdampfungsverlust nach Noack (1h@250°C).	28
Abbildung 30: Mobile Gasmotorenöle – tribologische Bewertung TMZ – Verschleißverhalten	28
Abbildung 31: Mobile Gasmotorenöle – tribologische Bewertung TMZ - Stribeckkurve	29
Abbildung 32: Mobile Gasmotorenöle – tribologische Bewertung TMZ – Zusammenfassung	29
Abbildung 33: Mittleres Verschleißvolumen der einzelnen Sitzringwerkstoffe bei Temperaturen von 200°C (a), 400°C (b) und 600°C (c).	32
Abbildung 34: REM-/EDX-Analyse der geschmierten VSR Referenz ME-Versuche bei 200°C (a) und 600°C (b). Ausbildung von Chrom-, Molybdän und Kupferoxiden auf der Oberfläche (c).	33
Abbildung 35: REM-/EDX-Analyse der VSR B Oberfläche nach Versuchen bei 200 °C (a) und 600 °C (b). Auf der Oberfläche werden hauptsächlich Chrom- und Molybdänoxide gebildet.	34
Abbildung 36: REM-/EDX-Analyse der Oberfläche nach Versuchen mit VSR C bei 200 °C (a) und 600 °C (b). Die Oberfläche zeigt bei hohen Temperaturen starke Oxidation und die Bildung von Eisen- und Molybdänoxiden (c).	35
Abbildung 37: Härtemessung der wärmebehandelten Schlagstifte. Vergleich der Härte mit dem Anlieferungszustand und dem Ventilsitz aus dem im Motor eingesetzten Ventil	36
Abbildung 38: Links: Verschleißverhalten von VSR Referenz ME bei unterschiedlichen Temperaturen. Rechts: 3D-Lasermikroskopie und Profilometrie der Oberfläche nach den Impactversuchen. Diese verdeutlicht die unterschiedliche Verschleißentwicklung innerhalb der Versuche.	37
Abbildung 39: Links: Verschleißverhalten von VSR A für unterschiedliche Temperaturen. Rechts: 3D-Lasermikroskopie und Profilometrie der Oberfläche nach den Versuchen. Bei 600 °C wurde ein deutlich adhäsiveres Verhalten der Werkstoffpaarung beobachtet.	38
Abbildung 40: Links: Verschleißentwicklung von VSR B bei unterschiedlichen Temperaturen. Rechts: 3D-Lasermikroskopie und Profilometrie der Probenoberfläche nach den Versuchen. Die Paarung zeigt teilweise adhäsives Verhalten einhergehend mit geringem Oberflächenverschleiß der Probe.	38
Abbildung 41: Links: Verschleißverhalten von VSR C. Rechts: 3D-Lasermikroskopie und Profilometrie der Kontaktfläche nach den Versuchen.	39
Abbildung 42: Ventilfehrungsprüfstand mit montierten Proben, Beölung und Temperaturmessung	40
Abbildung 43: Temperaturverteilung in der Ventilfehrungshülse innerhalb der Versuchs-führung bei zwei unterschiedlichen Solltemperaturen.	41

Abbildung 44: Schematische Darstellung des Ablaufs der Ventilfehrungsprüfung mit den langsamen Versuchszyklen zur Reibwertmessung und den schnellen Versuchszyklen zur Verschleißerzeugung	41
Abbildung 45: Links: Reibwerthysterese aus einem Vorversuch mit 200°C Versuchstemperatur. Rechts: Reibwertverlauf aus einem Vorversuch mit 200°C Versuchstemperatur.....	42
Abbildung 46: Lichtmikroskopie der Ventilschäfte aus Vorversuchen mit 200 °C und 250 °C.	42
Abbildung 47: Links: Vergleichende Reibwertübersicht unterschiedlicher Ventilfehrungswerkstoffe geprüft mit GEMAN-Ref 1 Öl. Rechts: Lichtmikroskopie der Ventilschaft-Oberfläche nach den Versuchen.	44
Abbildung 48: XPS-Analyse am Ventilschaft aus Versuche 3. Der Versuch wurde mit GEMAN-Ref 1 durchgeführt. Das Tiefenprofil für den Messpunkt 1 ist links dargestellt und das Tiefenprofil für den Messpunkt 2 ist rechts dargestellt. ...	45
Abbildung 49: XPS-Analyse der Ventilfehrungshülse VF B aus Versuch 3.	45
Abbildung 50: Gegenüberstellung der Reibwerte aus Ventilfehrungsversuchen mit 3 verschiedenen Ventilfehrungshülsen (VF Referenz, VF A, VF B) gegen nitrierte Ventilschäfte, jeweils geschmiert mit GEMAN-Ref 2 Öl.	46
Abbildung 51: XPS Tiefenprofil an einem Ventilschaft aus einem Versuch mit GEMAN-Ref 2-Öl.....	46
Abbildung 52. Darstellung der Reibwerte für unterschiedliche Entwicklungsschmierstoffe. Die Versuche wurden mit der Ventilfehrung VF Referenz durchgeführt.	47
Abbildung 53: Links: Darstellung der Reibwerte für Ventilfehrungsversuche mit unterschiedlich infiltrierten Föhrungshülsen (VF Referenz). Rechts: Lichtmikroskopie der Ventilschaftoberfläche nach den Versuchen. Alle Versuche wurden mit dem Entwicklungsschmierstoff GEMAN-11 durchgeführt.	48
Abbildung 54: XPS Analyse am Ventilschaft aus dem Versuch mit dem Schmierstoff GEMAN-11 und einer mit GEMO-15 infiltrierten Ventilfehrungshülse VF Referenz.	48
Abbildung 55: XPS Tiefenprofile an einem Ventilschaft aus dem Versuch mit dem Schmierstoff GEMAN-11 und einer mit GEMO-16 infiltrierten Ventilfehrungshülse VF Referenz.....	49
Abbildung 56: Links: Reibwertverläufe für unterschiedlich infiltrierte Ventilfehrungshülsen VF A. Rechts: Lichtmikroskopie der Verschleißzone auf den Ventilschäften. Alle Versuche wurden mit dem Entwicklungsschmierstoff GEMAN-11 durchgeführt.....	50
Abbildung 57: XPS Tiefenprofile an einem mit dem Schmierstoff GEMAN-11 geschmierten Ventilschaft. Als Gegenpartner wurde eine mit GEMO-16 infiltrierte Ventilfehrungshülse VF A verwendet.	50
Abbildung 58: Links: Reibwertverläufe für unterschiedlich infiltrierte Ventilfehrungshülsen VF B. Rechts: Lichtmikroskopie der Verschleißzone auf den Ventilschäften. Alle Versuche wurden mit dem Entwicklungsschmierstoff GEMAN-11 durchgeführt.....	51
Abbildung 59: Links: Reibwertverläufe für unterschiedlich infiltrierte Ventilfehrungshülsen VF Referenz. Rechts: Lichtmikroskopie der Verschleißzone auf den Ventilschäften. Alle Versuche wurden mit dem Entwicklungsschmierstoff GEMAN-13 durchgeführt.....	52
Abbildung 60: Links: Reibwertverläufe für unterschiedlich infiltrierte Ventilfehrungshülsen VF A. Rechts: Lichtmikroskopie der Verschleißzone auf den Ventilschäften. Alle	

Versuche wurden mit dem Entwicklungsschmierstoff GEMAN-13 durchgeführt.....	52
Abbildung 61: Links: Reibwertverläufe für unterschiedlich infiltrierte Ventilfehrungshülsen VF B. Rechts: Lichtmikroskopie der Verschleißzone auf den Ventilschäften. Alle Versuche wurden mit dem Entwicklungsschmierstoff GEMAN-13 durchgeführt.....	53
Abbildung 62: (Links) CAD-Zeichnung des Auslassventilsystem, (Rechts) Achsensymmetrisches FE-Modell des Ventilsystems.....	54
Abbildung 63: Vergleichsspannungsverteilung von (Links) 15 µm-Netz mit linearen Elementen, (Rechts) 15 µm-Netz mit quadratischen Elementen.	55
Abbildung 64: Links: CAD-Zeichnung des Auslassventilsystem „Motor B“; rechts: Werkstoffsätze im Auslassventilsystem „Motor B“.....	56
Abbildung 65: Links: Temperaturverteilungsdaten von MAN; rechts: Temperaturverteilung im Auslassventilsystem aus der Wärmeübergangsanalyse.....	56
Abbildung 66: Verteilung der höchsten von Mises Vergleichsspannung im Ventilsystem (Ausgangszustand).....	57
Abbildung 67: Verschleißsätze im Ventilsitz (links) und im Sitzring (rechts).....	58
Abbildung 68: Verschleißvolumen im Ventilsitz (links) und im Sitzring (rechts).....	58
Abbildung 69: Verteilung der höchsten von Mises Vergleichsspannung im Sitzring (nach 9 Lastzyklen); Der Pfeil zeigt einen Knoten mit sehr hohen Kantenspannungen	58
Abbildung 70: Verteilung der höchsten von Mises Vergleichsspannung im Ventilsystem (nach 9 Lastzyklen); Der Pfeil zeigt einen Knoten mit sehr hohen Kantenspannungen.....	59
Abbildung 71: Beispiel einer Profilmessung am Ventil (rechts), Messung Nr. 2 bei 0 h und 20 h, (links) Ventilsitzring, Messung Nr. 1 bei 0 h und 20 h.....	60
Abbildung 72: Ermittlung der Flächendifferenz zwischen 0 h und 20 h zur Berechnung des Verschleißvolumens.....	60
Abbildung 73: Gemessene Daten zum Verschleißvolumen nach dem 20-stündigem Ventilversuch	61
Abbildung 74: Vergleich der Verschleißsimulationsergebnisse für das Ventil(rechts) und den Ventilsitzring (links) mit dem Verschleißkoeffizienten aus der ersten Abschätzung und dem experimentellen Verschleißkoeffizienten.....	61
Abbildung 75: Ventilbaugruppe zeigt die zwei Federn, die das Ventil schließen	62
Abbildung 76: Die technischen Daten der Baugruppenfedern des Ventils	63
Abbildung 77: FEM erzeugte Konturen der von-Mises-Vergleichsspannung für den Ventil-Ventilsitz Kontakt	63
Abbildung 78: FEM-erzeugte Konturen der Kontaktpressung an den Randnocken Nr. 1433 und Kontaktpressungsprofil für den gleichen Knoten während der Simulation (VR_Sitzring = $1,34 \times 10^{-5} \text{ mm}^3/\text{Zyklus}$; Co_Sitzring = $1,24 \times 10^{-7} \text{ mm}^3/\text{N} \cdot \text{mm}$)	64
Abbildung 79: Verschleißvolumen für das Ventil und den Ventilsitzring mit den Verschleißkoeffizienten: Co_Ventil = $2,17 \times 10^{-4} \text{ mm}^3/\text{N} \cdot \text{mm}$ und Co_Sitzring = $2,83 \times 10^{-2} \text{ mm}^3/\text{N} \cdot \text{mm}$	65
Abbildung 80: FEM-erzeugte Kontaktpressungsprofile für das Ventil im Ausgangszustand und nach 2 Stunden Laufzeit	66
Abbildung 81: FEM-erzeugte Konturen (a) der Kontaktpressung CPRESS für die Ventilfläche (Ausgangszustand und nach 2 Stunden Laufzeit), (b) des Kontaktzustands („Open“: kein Kontakt).....	67

Abbildung 82. Kontaktflächenprofile im Ausgangszustand und nach 8 Simulationszyklen	67
Abbildung 83: Querschnitt durch den Zylinderkopf sowie Adapter, Zylinderdrucksensoren und Verschlussstopfen	68
Abbildung 84: Zylinderdruckverläufe (Mittelung über 200 Zyklen) bei 1500 min ⁻¹ , 1400 Nm, (220 kW) und Referenz-Luftverhältnis 1,73.	69
Abbildung 85: Zylinderspitzenndruck, mechanischer Wirkungsgrad, Schwerpunktlage der Verbrennung sowie Abgastemperatur und NOx-Emissionen über dem Zündzeitpunkt bei 1500 min ⁻¹ , 1400 Nm, (220 kW) und Referenz-Luftverhältnis 1,73.	69
Abbildung 86: Leistung und mechanischer Wirkungsgrad über der Motordrehzahl bei einem Zündzeitpunkt von 30°KW vor OT und Referenz-Luftverhältnis 1,73.....	70
Abbildung 87: mechanischer Wirkungsgrad über dem Luftverhältnis und dem Zündzeitpunkt bei 1500 min ⁻¹ , 1400 Nm, (220 kW) und einem Zündzeitpunkt von 30°KW vor OT mit dem Motoröl GEMAN-Ref 1 -SAE 40.....	70
Abbildung 88: Leistung und mechanischer Wirkungsgrad sowie Abgastemperatur und NOx-Emissionen über dem Zündzeitpunkt bei 1500 min ⁻¹ und stöchiometrischem Luftverhältnis	71
Um die in der Schmierstoffentwicklung in der Tribomesszelle erkennbaren Reibungsvorteile neuer niedrigviskoser Motorenöle auch im Vollmotor zu untersuchen, wurden im Rahmen des Projekts vergleichende Wirkungsgraduntersuchungen durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen auch im Vollmotor Potenzial zur Verbesserung des Wirkungsgrades, Abbildung 89.....	71
Abbildung 90: Wirkungsgraddifferenz zwischen GEMAN-Ref 1 -SAE 40 und GEMAN-11 SAE 30 bei 1500 min ⁻¹ und einem Zündzeitpunkt von 26 °KW vor OT	72
Abbildung 91: Schnitt durch den Zylinderkopf des Versuchsmotors sowie radioaktiv markierte Zone der Ventilfehrung.	73
Abbildung 92: Aufbau des Motors im Vollmotorenprüfstand mit Gasversorgung und RNT-Verschleißmesstechnik	73
Abbildung 93: Verschleiß und Verschleißgeschwindigkeiten der Ventilfehrung sowie IAVF-Streuband vergleichbarer Motoren über der Laufzeit.	74
Abbildung 94: Verschleißgeschwindigkeiten der Ventilfehrung, Verbrennungsparameter, mechanischer Wirkungsgrad sowie Abgastemperatur und Drehmoment mit einem Zündzeitpunkt von 30°KW vor OT über der Drehzahl.	74
Abbildung 95: Verschleißgeschwindigkeiten der Ventilfehrung sowie IAVF-Streuband vergleichbarer Motoren über der Drehzahl.	75
Abbildung 96: Verschleißgeschwindigkeiten der Ventilfehrung mit dem SAE40-Referenzöl, Verbrennungsparameter, mechanischer Wirkungsgrad sowie Abgastemperatur und NOx-Emissionen über dem Luftverhältnis.	75
Abbildung 97: Verschleißgeschwindigkeiten der Ventilfehrung mit unterschiedlichen Schmierstoffen, Verbrennungsparameter, mechanischer Wirkungsgrad sowie Abgastemperatur und NOx-Emissionen über dem Zündzeitpunkt.	76
Abbildung 98: Verschleißgeschwindigkeiten der Ventilfehrung mit unterschiedlichen Schmierstoffen, Verbrennungsparameter, mechanischer Wirkungsgrad sowie Abgastemperatur und Drehmoment mit unterschiedlichen Luftverhältnissen und Zündwinkeln über der Abgastemperatur.	76
Abbildung 99: Verschleißgeschwindigkeiten der Ventilfehrung mit unterschiedlichen Schmierstoffen über dem Zündzeitpunkt.	77
Abbildung 100: Verschleißgeschwindigkeiten der Ventilfehrung mit unterschiedlichen Schmierstoffen über der Laufzeit.	77

Abbildung 101: Extrapolation des Verschleißes der Ventilführung mit unterschiedlichen Schmierstoffen und Zündwinkeln über der Laufzeit.....	78
Abbildung 102: Extrapolation des Verschleißes der Ventilführung mit unterschiedlichen Schmierstoffen und Zündwinkeln für eine Durchschnittsgeschwindigkeit von 80 km/h über der Strecke.....	78

Literaturverzeichnis

- [1] MAN Truck & Bus SE, April 2023,
https://www.man.eu/de/de/bus/der-man-lion_s-city/neue-antriebe.html
- [2] Deutsche Energie-Agentur: „Potenzialatlas Power-to-Gas“, Juni 2016,
https://shop.dena.de/fileadmin/denashop/media/Downloads_Dateien/esd/9144_Studie_Potenzialatlas_Power_to_Gas.pdf#
- [3] Wurster, R.: Chancen und Herausforderungen der Wasserstoff- und Brennstoffzellentechnik, Jahrestagung der Gesellschaft für Tribologie, Göttingen, 2018.
- [4] Berlet, P. et al: Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs von Verbrennungsmotoren, Auswirkungen auf Reibung und Verschleiß, Jahrestagung der Gesellschaft für Tribologie, Göttingen, 2013.
- [5] Berlet, P: Einfluss spanender Endbearbeitungen mit geometrisch unbestimmten Schneiden auf tribologische Funktionsflächen im Motorenbau sowie auf Reibung und Verschleiß, Dissertation, Universität Karlsruhe, 2009.
- [6] K. Holmberg et al.: Global energy consumption due to friction in passenger cars, Tribology International 47 (2012) 221-234.
- [7] Messer, M.: Tribologische Untersuchungen des Systems Ventilsitz-Ventilsitzring. Dissertation, Gottfried Wilhelm-Leibnitz-Universität Hannover, 2013.
- [8] Christopherson, D. et al: Neue Werkstoffe für Ventilsitzringe. MTZ, 11 2015, 52–57.
- [9] Heinemann, R. M.: Vergleichende experimentelle Untersuchungen des Schmierfilms im auslassseitigen tribologischen System Ventilfehrung-Ventilschaft an einem befeuerten Motor unter Benzin- und Erdgasbetrieb, Dissertation, Wilhelm-Leibnitz-Universität Hannover, 2017.
- [10] V. Wong et al.: Overview of automotive engine friction and reduction trends – effects of surface, material, and lubricant-additive technologies, Friction 4 (2016) 1-28.
- [11] Berlet, P. et al: Optimierung der Tribologie im Zylinderkopf mit Hilfe von Nano-Messtechniken, VDI-Tagung Ventiltrieb und Zylinderkopf, Fellbach, 2004.
- [12] Berlet, P. et al: Optimized machining processes reduce friction losses and component wear in engines, 22nd Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, (2013) 1255-1272.

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Prüfparameter der Tribomesszelle.	23
Tabelle 2: Referenz- und Kandidatschmierstoffe für stationäre Gasmotoren	24
Tabelle 3: Referenz- und Kandidatschmierstoffe für mobile Gasmotoren	27
Tabelle 4: Schmierstoffansätze zur Vorkonditionierung des Ventilsitzes.....	30
Tabelle 5: Prüfparameter der Impact-Versuche.	31
Tabelle 6: Zusammensetzung, Härte und E-Modul der Sitzringwerkstoffe.	31
Tabelle 7: Prüfplan der ungeschmierten Impactversuche.	36