

PeCoGear

AP 1.2

Effizienzsteigerung durch Einsatz von schmierstoffgetränkten Sinterzahnradern

Schlussbericht

Zuwendungsempfänger: Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG) Technische Universität München, Boltzmannstr. 15, 85748 Garching b. München	Förderkennzeichen: 20Y1703E
Vorhabensbezeichnung: PeCoGear: AP 1.2: Effizienzsteigerung durch Einsatz von schmierstoffgetränkten Sinterzahnradern	
Laufzeit des Vorhabens: 01.01.2018 – 31.12.2019 (verlängert bis 30.06.2020)	
Berichtszeitraum: 01.01.2018 – 30.06.2020	
Sachbearbeiter: Andreas Schwarz (geb. Ziegltrum), M. Sc., Martin Ebner, M. Sc.	
Projektleiter: Thomas Lohner, Dr.-Ing.	

Inhaltsverzeichnis

I.	Kurzdarstellung.....	3
1.	Aufgabenstellung.....	3
2.	Voraussetzungen, unter denen das Vorhaben durchgeführt wurde.....	4
3.	Anknüpfung an wissenschaftlichen und technischen Stand	4
4.	Zusammenarbeit mit anderen Stellen	6
II.	Eingehende Darstellung	7
1.	Zusammenfassung	7
1.1	Wissenschaftliche / Technische Ergebnisse und Zielerreichung	7
1.2	Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit	9
1.3	Voraussichtlicher Nutzen	9
1.4	Neue Forschungsergebnisse von dritter Seite	9
1.5	Veröffentlichungen.....	9
2.	Technischer Bericht.....	10
2.1	Experimentelle Arbeiten (TA 1).....	12
2.1.1	Kontaktauflösende Schmierfilmdicken am EHD-Tribometer (TA 1.1).....	12
2.1.2	Messung des Reibungsverhaltens im Scheibenkontakt (TA 1.2)	37
2.1.3	Messung der integralen Schmierfilmdicken im Scheibenkontakt (TA 1.3)	49
2.1.4	Messung der Leerlauf- und Lastverluste im Zahnradmodellprüfstand (TA 1.4)	55
2.1.5	Ermittlung der Zahnfußfestigkeit für Sinterwerkstoffe (TA 1.5).....	67
2.1.6	Vergleichende Ermittlung des Verschleiß- und Schadensverhaltens (TA 1.6).....	70
2.2	Theoretische Arbeiten (TA 2).....	77
2.2.1	Begleitende Untersuchungen mittels Tribosimulation (TA 2.1).....	77
2.2.2	Simulation der Ölverteilung und Leerlaufverluste mittels CFD (TA 2.2).....	91
III.	Literatur	96

Das diesem Bericht zugrundeliegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung, und Forschung unter dem Förderkennzeichen 20Y1703E gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.

I. Kurzdarstellung

1. Aufgabenstellung

Die Endstufe von Verstellgetrieben für Flugsteuerungssysteme, ausgeführt als Planetengetriebe in Wolframbauweise, ist tauchgeschmiert. Durch Plantschen und Verdrängen des Schmierstoffs und durch Reibung in den Dichtungen entstehen Leerlaufverluste. Ziel ist es, durch den Einsatz von schmierstoffgetränkten Sinterzahnradern mit deutlich abgesenktem Ölstand oder ohne zusätzlichen Schmierstoffsumpf auszukommen. Dies ermöglicht eine deutliche Reduzierung der Verlustleistung sowie Kosteneinsparungen bei der Konstruktion und bei den Dichtungen.

Im Rahmen des beantragten Forschungsvorhabens werden die Grundlagen der Schmierstoffversorgung aus getränkten Sintermaterialien durch optische Schmierfilmbeobachtungen und -messungen untersucht. Das Betriebsverhalten und der Schmierzustand von schmierstoffgetränkten Sintermaterialien wird am Zweiseibenprüfstand untersucht. Die möglichen Verlustleistungseinsparungen im Leerlauf sowie die Verlustleistung unter Last werden durch Messungen am Zahnradkomponentenprüfstand für eine große Spreizung an Betriebsbedingungen quantifiziert. Im Pulsatorversuch wird die Zahnfußtragfähigkeit der Getriebezahnradern aus Sintermaterial ermittelt. In Laufversuchen wird das Verschleiß- und Schadensverhalten von schmierstoffgetränkten Sinterzahnradern im Zeitfestigkeitsbereich ermittelt und vergleichend zur Standardausführung bewertet. Damit können die Möglichkeiten und Grenzen des Einsatzes von schmierstoffgetränkten Sinterzahnradern bewertet werden.

Die wissenschaftlichen und technischen Arbeitsziele lauten:

In der Forschung auf Modellebene

1 Erlangung und Vertiefung des Verständnisses der Schmierstoffversorgung durch schmierstoffgetränkte offenporige Sintermetalle durch Messung und Beobachtung der lokalen Schmierfilmausprägung in einem optischen Tribometer auf Basis der Dünnfilm-Interferometrie. Die Ergebnisse dienen zur Festlegung von Dichte und Porenstruktur des Sinterwerkstoffs um eine optimierte Schmierstoffversorgung des Tribokontaktes zu erreichen.

2 Erlangung von Erkenntnissen zur Schmierfilmbildung und Reibung in Wälzkontakten am Zweiseibenprüfstand und damit zum erwarteten Zustand von Grenz-, Misch- oder Vollschmierung. Die Ergebnisse dienen zur Übertragung der schmierstoffgetränkten Sinterwerkstoffe auf Zahnradern.

In der Forschung auf Komponentenebene

- 3 Quantifizierung des möglichen Verlasteinsparungspotentials der schmierstoffgetränkten Sinterzahnäder im Vergleich zur Standardausführung durch Messungen der Verlastleistung und der mittleren Verzahnungsreibungszahlen im Zahnradkomponentenprüfstand.
- 4 Quantifizierung der maßgeblichen Tragfähigkeitsgrenze des Zahnfußbruches durch Bestimmung der Zahnfußwöhlerlinie für Sinterzahnäder im Vergleich zur Standardausführung. Die Ergebnisse können direkt in die Tragfähigkeitsberechnung nach ISO 6336 verwendet werden.
- 5 Beurteilung des Verschleiß- und Schadensverhaltens von schmierstoffgetränktem Sintermaterial im Vergleich zur Standardausführung durch vergleichende Untersuchungen im Zahnradkomponentenprüfstand im Bereich der Zeitfestigkeit bei kritischen praxisnahen Bedingungen. Die Ergebnisse dienen zur Abschätzung des Lebensdauerhaltens im Anwendungsgetriebe.
- 6 Numerische Berechnungen des thermo-elastohydrodynamischen (TEHD) Kontakts zur Bewertung des Schmierungszustandes und des Schmierstoffaustritts für die Bedingungen von offenporigem schmierstoffgetränktem Metallsinterwerkstoff.
- 7 Numerische Strömungssimulation zur Bewertung der Schmierstoffverteilung und der Leerlaufverluste im Anwendungsgetriebe.

2. Voraussetzungen, unter denen das Vorhaben durchgeführt wurde

An der Forschungsstelle für Zahnäder und Getriebebau (FZG) stehen verschiedene Prüfeinrichtungen und Messeinrichtungen zur Erforschung des geschmierten Kontakts in Zahnädern zur Verfügung. So sind u. a. Zweischeiben-, Pulsator- und Zahnradverspannungsprüfstände sowie Messeinrichtungen zu Rauheit, Geometrie und Metallographie von Verzahnungen vorhanden. Die experimentellen Methoden werden durch theoretische Berechnungswerkzeuge wie Auslegungsprogramme und numerische Simulation ergänzt. Um die speziellen Anforderung zur Erforschung schmierstoffgetränkter Sinterzahnäder zu begegnen, wurde im Rahmen des Projekts ein Spezialtribometer zur lokalen Quantifizierung der Schmierfilmbildung und eine geeignete Software zur numerischen Simulation beschafft.

3. Anknüpfung an wissenschaftlichen und technischen Stand

In gewichtoptimierten leistungsübertragenden Getrieben werden Zahnäder und Wälzlager aus gehärteten Materialien eingesetzt, die höchste Beanspruchungen im Wälzkontakt erlauben. Um die Reibung in Wälzkontakten so niedrig wie möglich zu halten und die Reibungswärme effizient abzuführen, sind diese Getriebe meist tauch- oder umlaufgeschmiert. Bei leistungsübertragenden Zahnradgetrieben wird ein Großteil des zugeführten Schmierstoffs für die

Dissipation von Reibungsenergie benötigt. Zur Schmierung der Wälzkontakte ist jedoch eine kleine Menge ausreichend.

Die Verlustleistung eines Getriebes setzt sich im Wesentlichen aus Lastverlusten in Wälzkontakten von Zahnrädern und Lagern, Leerlaufverlusten durch Plantschen und Verdrängen des Schmierstoffs und parasitären Dichtungsverlusten zusammen.

Für Verstellantriebe in der Luftfahrt, die im intermittierenden Aussetzbetrieb mit kleiner Einschaltdauer laufen, spielt die Wärmeabfuhr durch den Schmierstoff eine untergeordnete Rolle, da zwischen den Betriebsphasen eine ausreichende Wärmeabfuhr über die Zahnräder, Wellen und Gehäuse möglich ist. Damit ist grundsätzlich ein Betrieb im Trockenlauf oder mit Minimalmengenschmierung denkbar, bei dem die Leerlaufverluste minimiert werden können und sich konstruktive Vereinfachungen ergeben. Im europäischen Großprojekt "Oilfree Powertrain" [EU 05] konnte ein trockener Betrieb trotz intensiver Bemühungen zur Minimierung der Verzahnungsverluste durch geometrische Optimierung (LowLoss Verzahnungen [Wim05]), verschiedenste Beschichtungen [Die05, Mar05b] und Reibungsminimierung durch Festschmierstoffe PTFE [Mar05a] nur für Kunststoffzahnräder mit niedriger Leistungsdichte [Gro05] realisiert werden. Für Fälle, für die die Wärmeabfuhr aus dem Wälzkontakt nicht maßgeblich war, konnte ein sicherer Betrieb durch Minimalmengenschmierung gewährleistet werden [Ott05].

Selbstschmierende gesinterte Gleitlager sind seit vielen Jahren Stand der Technik und kommerziell lieferbar. Die im Gleitlager vorliegenden Hertz'schen Pressungen sind jedoch um Faktoren niedriger als in Zahnkontakten.

Bisherige Arbeiten des Antragstellers

Im Rahmen eines DFG Reinhart Koselleck Projektes wurden Untersuchungen mit schmierstoffgetränkten Modellkörpern sowie erste Versuche mit Zahnrädern durchgeführt [Ebn17, Ebn16]. Dabei konnte die grundsätzliche Möglichkeit der Schmierung mit schmierstoffgetränkten einsatzgehärteten Metallsintermodellkörpern in Abhängigkeit vom Werkstoffzustand, vom eingesetzten Schmierstoff und von den Betriebsbedingungen nachgewiesen werden. Allerdings zeigten sich zum Teil starke Streuungen in den erreichten Lebensdauern bei sonst nominal gleichen Bedingungen.

Informations- und Patentrecherche

Im Bereich der selbstschmierenden und schmierstoffgetränkten Sintergleitlager gibt es seit vielen Jahren eine Reihe von Patenten, die sich mit der Herstellung [Krü67], aber auch mit der Optimierung der Dichte und Porosität beschäftigen [And90, Krü67]. Zu schmierstoffgetränkten Sinterzahnrädern wurden keine Patente gefunden.

4. Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Eine intensive Zusammenarbeit im Vorhaben bestand vor allem mit der MAHLE ZG Transmissions GmbH und mit der Liebherr-Aerospace Lindenberg GmbH. Projektziele und Arbeitspakete wurden regelmäßig im Verbund abgestimmt.

II. Eingehende Darstellung

1. Zusammenfassung

1.1 Wissenschaftliche / Technische Ergebnisse und Zielerreichung

In der Forschung auf Modellebene

TA 1.1 Kontaktaufgelöste Schmierfilmdicke am optischen EHD-Tribometer

- Zweckangepasste Adaption des beschafften Spezialtribometers sowie Entwicklung, Fertigung und Tränkung von Prüfkörpern aus Sintermaterial zur kontaktauflösenden Schmierfilmdickenmessung.
- Charakterisierung und Einordnung der Schmierfilmdicke von Praxisschmierstoffen im Vergleich zu Referenzschmierstoffen (Prüfkörper aus Vollmaterial).
- Zentrale Untersuchungsergebnisse am optischen EHD-Tribometer zur Schmierfilmbildung schmierstoffgetränkter Prüfkörper:
 - Die Porenverteilung an der Oberfläche der Prüfkörper ist lokal ausgeprägt.
 - Schmierstoff tritt aufgrund der elastischen Verformung der getränkten Sinterprüfkörper an der Oberfläche aus.
 - Schmierfilmdicken bei Tauchschnierung sind mit Sinterprüfkörpern um 30 % bis 80 % niedriger als mit Stahlprüfkörpern aus Vollmaterial.
 - Schmierfilmdicken bei Selbstschmierung sind mit Sinterprüfkörpern um 30 % bis 70 % niedriger als mit Sinterprüfkörpern bei Tauchschnierung.
 - Die Oberflächenporosität zeigt dominanten Einfluss auf die Schmierfilmbildung mit getränkten Sinterprüfkörpern.

TA 1.2 Reibung im Scheibenkontakt

- Charakterisierung und Einordnung von Reibungszahlen des Praxisschmierstoffs im Vergleich zu Referenzschmierstoffen bei Einspritzschmierung (Prüfkörper aus Vollmaterial):
 - Der Praxisschmierstoff führt zu niedrigeren Reibungszahlen und Massentemperaturen als der Referenzschmierstoff.
 - Der Praxisschmierstoff führt aufgrund der niedrigen Viskosität und des niedrigen Druck-Viskositätskoeffizienten für ausgewählte Betriebsbedingungen selbst an polierten Prüfscheiben zu Mischschmierung.
 - Reibungszahlen zeigen durch Verringerung der Einspritztemperatur von $\vartheta_{01} = 40 \text{ °C}$ auf $\vartheta_{01} = -20 \text{ °C}$ eine Erhöhung um maximal ca. 15 %.
- Untersuchungsergebnisse am Zweischeibenprüfstand zum Reibungsverhalten schmierstoffgetränkter Prüfkörper bei Einspritzschmierung:
 - Reibungszahlen von umfangsgeschliffenen Sinterprüfscheiben sind bei Einspritzschmierung um bis zu 80 % höher als von polierten Stahlscheiben
 - Die Reibungszahl von verschiedenen Sintermaterialien zeigt keine signifikanten Unterschiede.
- Exemplarische Untersuchungen bei Selbstschmierung mit dem Schmierstoff HVLP7 zeigen nicht stabiles Betriebsverhalten und deuten für die betrachteten Betriebsbedingungen auf ein Überschreiten des zulässigen Einsatzbereichs hin.

TA 1.3 Integrale Schmierfilmdicke im Scheibenkontakt

- Charakterisierung und Einordnung von integralen Schmierfilmdicken des Praxisschmierstoffs im Vergleich zu Referenzschmierstoffen (Prüfkörper aus Vollmaterial):
 - Der Praxisschmierstoff führt zu niedrigeren Schmierfilmdicken als der Referenzschmierstoff
 - Für Sinterprüfscheiben bei Einspritzschmierung mit dem Praxisschmierstoff und bei Selbstschmierung treten Festkörperberührstellen auf.

In der Forschung auf Komponentenebene

TA 1.4 Leerlauf- und Lastverluste im Zahnradmodellprüfstand

- Leerlaufverluste bei Selbstschmierung schmierstoffgetränkter Sinterzahnräder sind um bis zu 70 % niedriger als bei Tauchschmierung
- Antriebsleistungen von $P_{in} = \{5; 8\}$ kW zeigen stabiles Betriebsverhalten.
- Wärmegrenzleistung und Schmierstoffadditivierung sind maßgebliche Einflussgrößen für das Betriebsverhalten schmierstoffgetränkter Sinterzahnräder.

TA 1.5 Zahnfußtragfähigkeit im Pulsator

- Zahnfußbruch als maßgebliche Grenze der Tragfähigkeit von Sinterzahnradern durch Ergebnisse am Pulsator bestätigt.
- Der experimentell ermittelte Dauerfestigkeitswert für Zahnfußtragfähigkeit σ_{Flim} des Sinterwerkstoffs ordnet sich am unteren Rand der Werkstoffqualität ML für einsatzgehärtete Stähle ein.

TA 1.6 Verschleißverhalten im Zahnradmodellprüfstand

- Verschleiß als maßgebendes Schadenskriterium von schmierstoffgetränkten Sinterzahnradern identifiziert:
 - Die Paarung Sinter-Stahl bei Tauchschmierung zeigt höheren Verschleiß als die Paarung Stahl-Stahl.
 - Weiter erhöhter Verschleiß ist bei Selbstschmierung zu beobachten.
 - Verschleißbeträge bei Selbstschmierung sind deutlich kleiner als bei Trockenschmierung.

TA 2.1 Berechnung des Kontaktes mittels Tribosimulation

- Simulierte Schmierfilmdicken stimmen für Praxis- und Referenzschmierstoff sehr gut mit Messergebnissen vom EHD-Tribometer überein.
- Elastische Verformungen des schmierstoffgetränkten Körpers führen zu einer Schmierstoffströmung in Materialtiefen- und Breitenrichtung.
- Menge an ausgetretenem Schmierstoff und Schmierstoffströmungen sind bei hoher Porosität, niedriger Viskosität und hoher Last am größten.
- Schmierstoff tritt im Einlauf- und Kontaktgebiet des TEHD-Kontaktes aufgrund des steigenden Drucks in den Sinterkörper ein und reduziert die Schmierfilmdicke, auch entlang des Kontaktgebiets.
- Maßgebliche Einflussgrößen auf den Schmierfilm bei Sinterprüfkörpern sind die lokale Viskosität und die Permeabilität im Kontaktgebiet.

TA 2.2 Berechnung der Ölverteilung und der Leerlaufverluste mittels CFD

- Smoothed Partikel Hydrodynamics (SPH) Methode wurde zur Berechnung und Bewertung der Ölverteilung im Verstellgetriebe angewandt.
- Die Rotation der Getriebekomponenten bei Tauchschmierung mit dem Praxisschmierstoff versorgt die Zahneingriffe gut mit Schmierstoff.
- Höhere Viskosität bei niedrigen Temperaturen führt zu besserer Schmierstoffverteilung.

1.2 Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit

Die Entwicklung von schmierstoffgetränkten Sinterwerkstoffen in der Anwendung ohne oder nur mit geringer Zusatzschmierung ist höchst innovativ. Damit ist ein großes Potential aber auch ein hohes Risiko für die Übertragbarkeit in die Anwendung verbunden. Daher waren strukturierte und zielgerichtete Arbeiten zur Erforschung der grundlegenden Mechanismen und zur Übertragung auf Komponentenebene notwendig. Die bearbeiteten Arbeitspakete haben dies durch eine Mischung aus grundlagenorientierten experimentellen und theoretischen Betrachtungen auf Modellebene und angewandter Forschung auf Komponentenebene sichergestellt.

1.3 Voraussichtlicher Nutzen

Die Übertragung von schmierstoffgetränktem Sinter als Zahnradwerkstoff ohne oder mit nur geringer Zusatzschmierung in Verstellgetrieben in der Luftfahrt würde Einsparungen an Schmierstoff- und Dichtungsaufwendungen bedingen und die Leerlaufverluste eines Getriebes maßgeblich verringern. Die Ergebnisse können mittel- und langfristig auch auf andere Anwendungen mit niedriger Einschaltdauer und nicht maßgeblicher Dauererwärmung übertragen werden. Bei Anwendungen mit großen Stückzahlen kann auch der Vorteil der günstigen Massenfertigung von Sinterzahnradern im Vergleich zur konventionellen Fertigung genutzt werden.

1.4 Neue Forschungsergebnisse von dritter Seite

Die an der durchführenden Forschungsstelle in einem abgeschlossenen DFG Koselleck Projekt erlangten Grundlagen zu getränkten Sintermaterialien flossen konsequent in die Arbeiten ein.

1.5 Veröffentlichungen

Ausgewählte Projektergebnisse wurden auf dem 3. Tribologie-Kolloquium des GfT-Arbeitskreises München 2019 vorgestellt. Weitere Ergebnisse sollen auf dem Hagener Symposium "Pulvermetallurgie - nachhaltige Lösungen und neue Märkte" 2021 präsentiert werden. Eine Veröffentlichung in einem wissenschaftlichen Journal mit Qualitätssicherung ist in Planung.

2. Technischer Bericht

Die Projektstruktur und die zugehörigen Teilaufgaben sind in Bild 1 dargestellt. Der technische Berichtsteil umfasst alle Teilarbeitspakete (TA) des Arbeitspaketes (AP) 1.2.

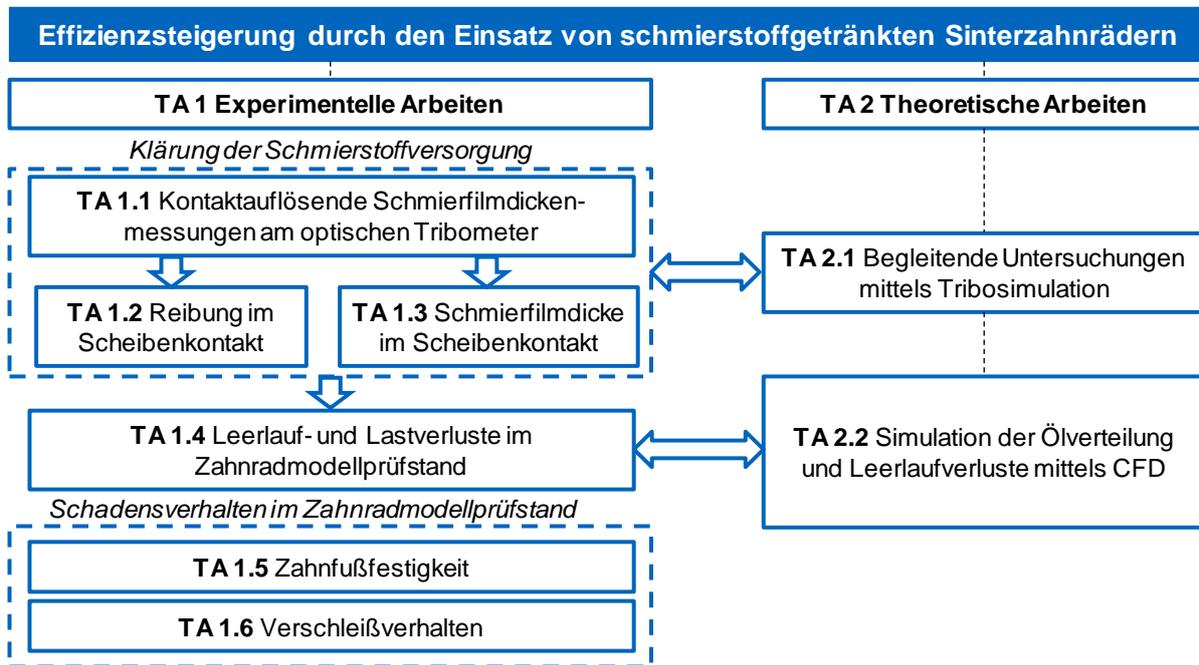


Bild 1: Projektstruktur und Teilarbeitspakete des AP 1.2

Hauptuntersuchungsgegenstand im Verbundprojekt PeCoGear ist die Optimierung der Endstufe eines Verstellgetriebes für Flugsteuerungssysteme entlang der gesamten Wertschöpfungskette.

Ursprünglich sollte im AP 1.2 der Zahneingriff zwischen Sonne und Planet des verbauten Wolfromsatzes betrachtet werden. Dabei zeigt die Betriebstemperatur eine hohe Spreizung von $\vartheta_{\text{Öl}} = -50 \text{ °C}$ bis 50 °C . Die maximale Hertz'sche Pressung im Zahnkontakt liegt bei $p_{\text{H}} = 1000 \text{ MPa}$ und die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit ist mit maximal $v_{\text{m}} = 0,8 \text{ m/s}$ sehr klein. Die geplante Substitution der Sonne aus Vollmaterial durch ein schmierstoffgetränktes Sinterzahnrad wurde in Abstimmung mit den Projektpartnern aufgrund der verschleißkritischen Bedingungen und aufgrund des ohnehin notwendigen Ölumpfes trotz selbstschmierender Sinterzahnradern nicht weiterverfolgt. Stattdessen wurde das dem Verstellgetriebe vorgelagerte Down-Drive-Getriebe betrachtet. Dort wird vom Antrieb die Leistung über eine Kegelradstufe durch den, als tauchgeschmierte Lamellenkupplung ausgeführten, Torque-Limiter zum Verstellgetriebe übertragen. Die Substitution des konventionellen Kegelritzels durch ein schmierstoffgetränktes Kegelritzel und damit dem Wegfall des Ölumpfes bietet große Potentiale zur Reduzierung von Verlusten und Komplexität. So kann beispielsweise der Torque-Limiter als trockene Lamellenkupplung ausgelegt und die Dichtung konstruktiv vereinfacht werden.

Das Ziel dieses Arbeitspakets AP 2.1 ist die Erfassung von Möglichkeiten und Einsatzgrenzen von schmierstoffgetränkten Sinterzahnradern, um konstruktive Vorteile zu nutzen und um eine Reduzierung von lastunabhängigen Getriebeverlusten zu erreichen. Die wissenschaftlichen und technischen Arbeitsziele definieren sich durch die Erlangung von tiefem Grundlagenverständnis zu den tribologischen Wirkmechanismen getränkter Sintermaterialien sowie durch die Quantifizierung des Verlusteinsparpotentials und der Tragfähigkeit schmierstoffgetränkter Sinterzahnradern. Auf Basis des umfangreich geprüften Standes des Wissens wird dieses Grundlagenverständnis eingeordnet und vertieft die erarbeiteten Erkenntnisse aus einem vorausgegangenen DFG Koselleck Projekts.

Schmierstoffaus- und eintritt über die poröse Oberfläche, Schmierfilmaufbau sowie Reibungs- und Schadensverhalten von getränkten Sintermaterialien werden durch tribologische Wirkmechanismen bestimmt. Der Schmierstofffluss im porösen Sintermaterial wird durch Kapillar- und Zentrifugalkräfte, Temperaturveränderungen, den hydrodynamischen Druck und die elastische Verformung des Sintermaterials bestimmt. Dabei sind Einflüsse aus Kapillar- und Zentrifugalkräften als vergleichsweise klein einzuschätzen. Der Schmierfilmaufbau wird bei konventionellen hochbelasteten geschmierten Wälzkontakten durch das Verhalten im Kontakteinlauf bestimmt. Für getränkte Sintermaterialien ist ein zusätzlicher Effekt der offenen Porosität zu erwarten. Dieser Effekt wird neben Schmierstoff- und Oberflächeneigenschaften das Reibungs- und Schadensverhalten beeinflussen.

2.1 Experimentelle Arbeiten (TA 1)

2.1.1 Kontaktauflösende Schmierfilmdicken am EHD-Tribometer (TA 1.1)

Zur kontaktauflösenden Messung von Schmierfilmdicken wurde ein optisches EHD-Tribometer beschafft. Dieses Spezialtribometer wurde im Juli 2018 geliefert, bis September 2018 in Betrieb genommen und für Untersuchungen mit schmierstoffgetränkten Sintermaterialien adaptiert.

Prüfstands Aufbau

Der schematische Aufbau des EHD-Tribometers ist in Bild 2 (links) dargestellt. Dieses wurde speziell für Untersuchungen der Schmierfilmdicke in elastohydrodynamisch (EHD) geschmierten Kontakten entwickelt. EHD-Kontakte treten in hochbelasteten geschmierten Wälzpaarungen wie Verzahnungen oder Wälzlagern auf und zeichnen sich durch die rückwirkungsbehaftete Kopplung von Verformung und Hydrodynamik aus. Am EHD-Tribometer wird mit Hilfe eines Hebelarms zwischen einer transparenten Scheibe und einem Prüfkörper eine Normalkraft F_N aufgebracht, was in einer Hertz'schen Pressung p_H resultiert. Scheibe und Prüfkörper werden unabhängig voneinander durch zwei geschwindigkeitsgeregelter elektrische Motoren angetrieben. Dies ermöglicht eine kontinuierliche Einstellung von mittlerer Geschwindigkeit v_m , Gleitgeschwindigkeit v_g und Slide-to-Roll-Ratio SRR :

$$v_m = \frac{v_1 + v_2}{2} \quad (1)$$

$$v_g = v_1 - v_2 \quad (2)$$

$$SRR = \frac{v_g}{v_m} \quad (3)$$

In Gleichungen (1) bis (3) entspricht v_1 der Geschwindigkeit des Prüfkörpers und v_2 der Geschwindigkeit der Scheibe.

Der Kontakt zwischen transparenter Scheibe und Prüfkörper wird von oben durch ein Mikroskop beobachtet und durch ein LED Licht belichtet. Die Lichtstrahlen werden an der Prüfkörperoberfläche und der an der Unterseite der Scheibe applizierten Chromschicht reflektiert. Die reflektierten Lichtstrahlen interferieren und bilden chromatische Interferogramme. Das zugrundeliegende Prinzip ist die Dünnschicht-kolorimetrische Interferometrie. Den in chromatischen Interferogrammen auftretenden Farben werden quantitativ Schmierfilmdicken zugeordnet [Har99a, Har99b, Har99c, Kru00].

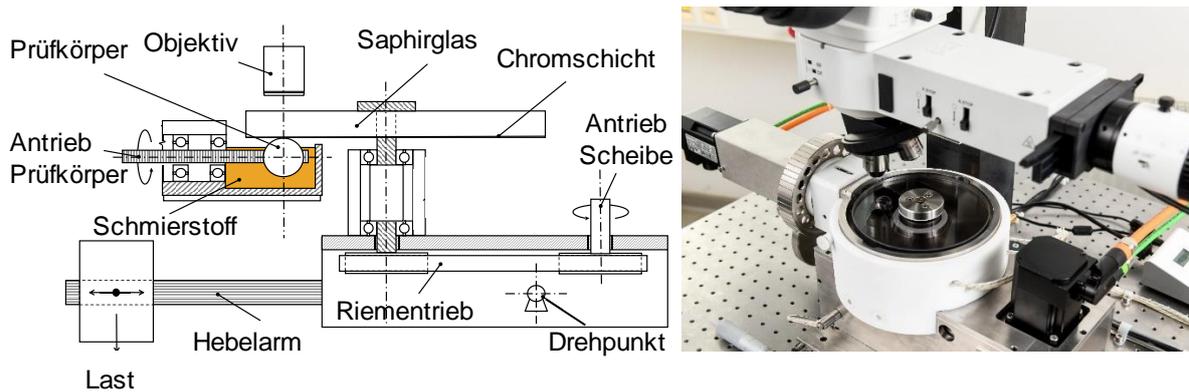


Bild 2: Optisches EHD-Tribometer zur kontaktauflösenden Messung der Schmierfilmdicke (schematische Darstellung links und Zusammenbau rechts)

Am EHD-Tribometer können Öltemperaturen von bis zu $\vartheta_{\text{Öl}} = 120 \text{ °C}$, Normalkräfte von $F_N = 5$ bis 125 N , Reibkräfte von $F_R = 0,05$ bis 30 N , mittlere Geschwindigkeiten von $v_m = 0,001$ bis 2 m/s und Slide-to-Roll-Ratios von $\text{SRR} = -199$ bis 199 \% untersucht werden. Schmierfilmdicken können im Bereich von $0,1$ bis 850 nm ausgewertet werden.

Prüfkörper

Als Prüfkörper werden am EHD-Tribometer standardmäßig polierte Kugeln aus gehärtetem Wälzlagerstahl 100Cr6 mit einem Durchmesser von $D = 25,4 \text{ mm}$ verwendet. Da kugelige Prüfkörper aus Sintermaterial mit der erforderlichen Qualität nur sehr aufwändig herstellbar wären, wurden für die Untersuchungen mit schmierstoffgetränkten Sintermaterialien in Abstimmung mit der Fa. Miba Sinter Austria ballige Prüfkörper definiert und gefertigt. Zylindrische Prüfkörper konnten aufgrund der Gefahr von Kantenträgern zwecks unzureichender Möglichkeiten zur Tragbildeinstellung am EHD-Tribometer nicht verwendet werden [Ebn19]. Bild 3 zeigt die Geometrie der balligen Prüfkörper mit einem Durchmesser von $D_1 = 25,4 \text{ mm}$ in Laufrichtung und von $D_2 = 132 \text{ mm}$ senkrecht zur Laufrichtung.

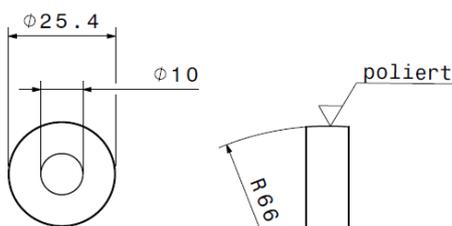


Bild 3: Geometrie der balligen Prüfkörper für das EHD-Tribometer

Für die Untersuchungen mit schmierstoffgetränkten Prüfkörpern werden vier Werkstoffvarianten untersucht. Ausgehend vom einsatzgehärteten Sinterwerkstoff SK5302 mit einer Dichte von $\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$ wird die Dichte mit $\rho = 6,8 \text{ kg/m}^3$ und $\rho = 7,2 \text{ kg/m}^3$ variiert. Zusätzlich wird der niederdruckaufgekohlte Werkstoff SK6301 mit einer Dichte von $\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$ eingesetzt.

Die Eigenschaften der Sinterwerkstoffe sind der DIN 30910-4 und den Materialdatenblättern der Fa. Miba Sinter Austria entnommen (s. Tabelle 1).

In einem dreistufigen Polierprozess werden die Prüfkörper auf eine nominelle arithmetische Mittenrauheit von $R_a \approx 0,02 \mu\text{m}$ poliert. Bild 4 zeigt eine taktil vermessene Oberfläche eines polierten balligen Sinterprüfkörpers. Die Vermessung erfolgt dabei quer zur Laufrichtung der Prüfkörper mit dem Tastschnittverfahren bei einer Taststrecke von $L_t = 4,8 \text{ mm}$ und einer Grenzwellenlänge von $\lambda_c = 0,08 \text{ mm}$. Poren an der Oberfläche beeinflussen die taktile Messung lokal entlang der Taststrecke.

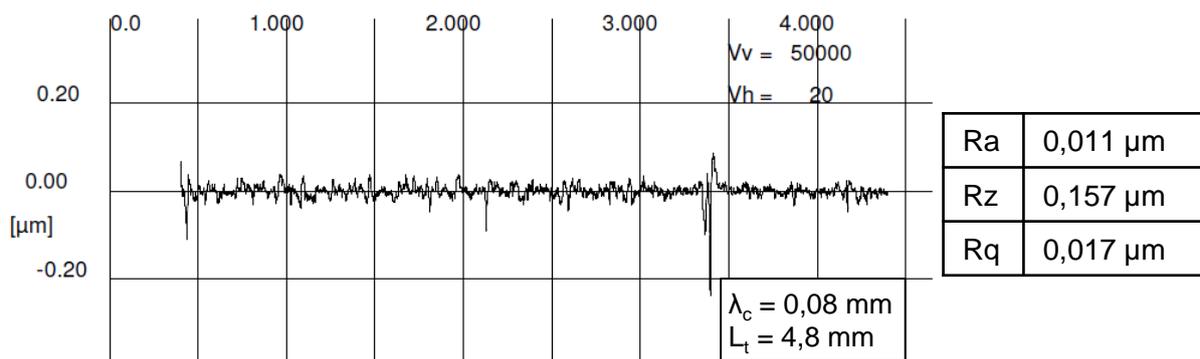


Bild 4: Taktill vermessene Oberfläche eines balligen Sinterprüfkörpers (exemplarisch)

Bild 5 zeigt lichtmikroskopische Aufnahmen vom EHD-Tribometer des mit einer Saphirscheibe statisch in Kontakt stehenden Bereichs ($p_H = 690 \text{ N/mm}^2$) für drei polierte und getränkte Sinterprüfkörper (SK5302, $\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$) an jeweils vier gleichmäßig über dem Umfang verteilten Positionen.

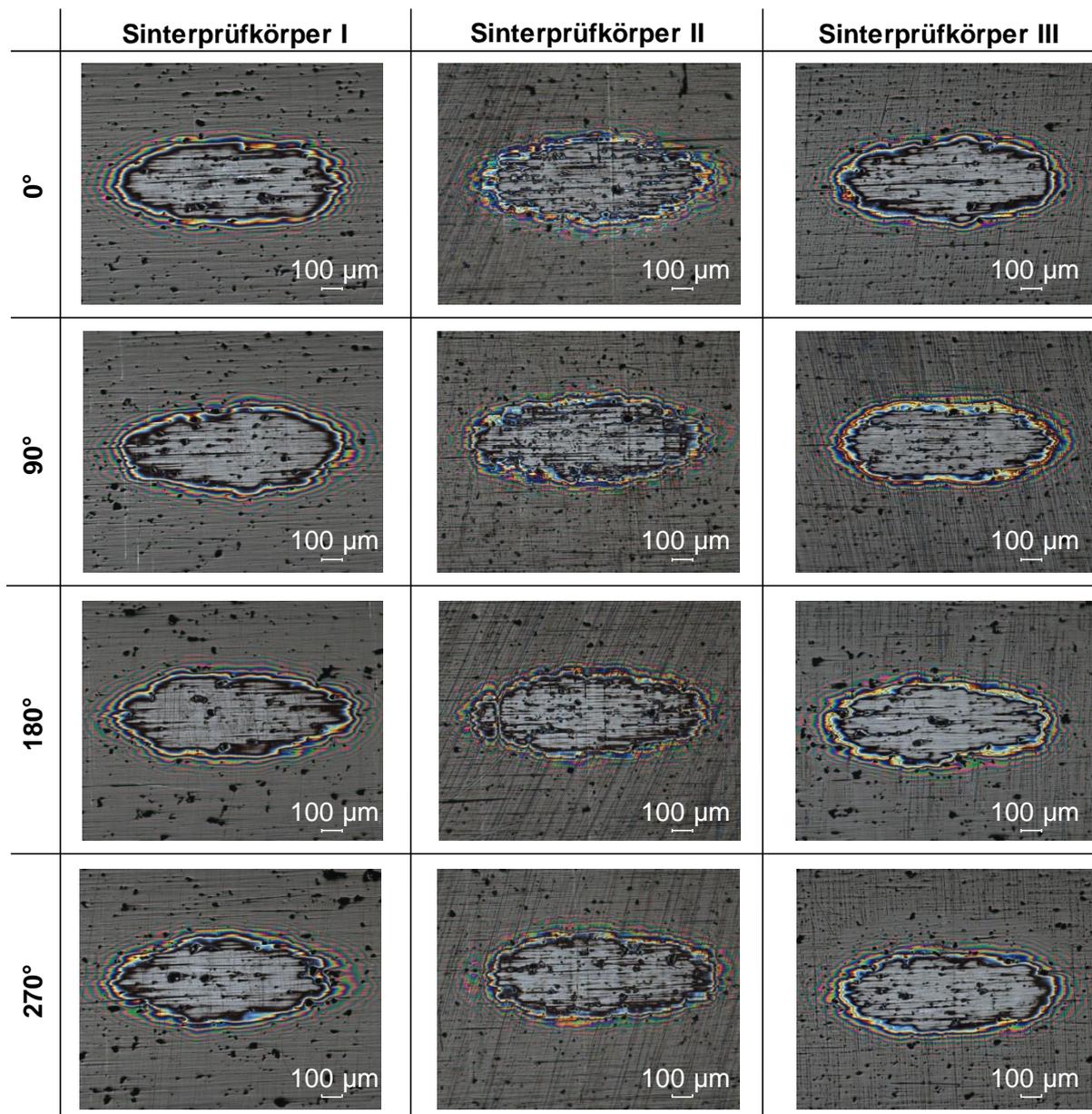


Bild 5: Lichtmikroskopische Aufnahmen eines statischen Kontakts drei verschiedener, polierter und getränkter Sinterprüfkörper an jeweils vier gleichmäßig über den Umfang verteilten Positionen

Die lichtmikroskopischen Aufnahmen der Sinterprüfkörper zeigen trotz identischem Herstellungsprozess und vergleichbarer Oberflächenrauheit deutliche Unterschiede in Porengröße und -anzahl an der Oberfläche. Die riefenförmige Struktur an der Oberfläche sind Wischschlieren, die nach der Reinigung zurückbleiben. Die Porengröße und -anzahl variiert im Vergleich der Prüfkörper mehr als über dem Prüfkörperumfang. Somit ist davon auszugehen, dass die Porosität von Sinterkörpern sehr lokal ausgeprägt ist und nur bei Homogenisierung eines ausreichend großen Bereichs vergleichbar ist. Da bei EHD-Kontakten entsprechend der elastischen Oberflächenverformung nur ein kleiner Bereich der Sinterprüfkörper wesentlich ist, ist eine Abhängigkeit der Schmierfilmdickenmessungen abhängig von der lokalen Ausprägung

der Porosität zu erwarten. Bei den im Folgenden gezeigten Messergebnissen wird deshalb immer in Bezug auf die den Prüfkörpern zugrundeliegende Oberflächenporosität interpretiert.

Die transparente Scheibe des EHD-Tribometers ist zur Realisierung hoher Hertz'scher Pressungen aus Saphirglas. Dessen mechanische Eigenschaften sind in Tabelle 1 ergänzt.

Werkstoff	Prüfkörper					Scheibe
	SK5302			SK6301	100Cr6	Saphir
Dichte ρ in kg/m^3	6,8	7,0	7,2	7,0	7,7	3,90
Porosität in %	≈ 12	≈ 10	≈ 7	≈ 10	-	-
E-Modul E in GPa	125	130	150	130	210	405
Querkontraktionszahl ν	0,27	0,27	0,27	0,27	0,30	0,25

Tabelle 1: Mechanische Eigenschaften der betrachteten Prüfkörper und Scheiben am EHD-Tribometer

Prüfschmierstoffe

Tabelle 2 zeigt die Eigenschaften der verwendeten Schmierstoffe. Das Mineralöl FVA3A mit 4 % der Schwefel-Phosphor-Additivierung Anglamol A99 (MIN100) dient als Referenzschmierstoff. Der Schmierstoff ist in [Lau84] spezifiziert. Der synthetische Hydraulikschmierstoff HYDRAUNYCOIL FH 42 (HVLP7) wird bisher im Verstellgetriebe und dem Down-Drive-Getriebe verwendet und basiert auf einer Mischung aus Polyalphaolefinen und Estern [Nyc18]. Als alternativer luftfahrtzertifizierter Schmierstoff wird das Grundöl des Semifluids Turmogrease (GB13) verwendet [Lub11]. Dieser Schmierstoff wurde in Abstimmung mit Liebherr-Aerospace Lindenberg GmbH mit Stichversuchen zusätzlich in die Versuchsplanung zur Einordnung des Schmierfilmaufbaus aufgenommen.

	FVA3A (MIN100)	HYDRAUNYCOIL FH 42 (HVLP7)	Grundöl Turmo- grease (GB13)
ISO VG	100	7	13
Kinematische Viskosität ν_{40} bei -20 °C in mm^2/s	-	135	-
Kinematische Viskosität ν_{40} bei 40 °C in mm^2/s	93,6	6,75	12,5
Kinematische Viskosität ν_{100} bei 100 °C in mm^2/s	10,6	2,1	3,5
Viskositätsindex VI	95	114	148
Dichte ρ bei 20 °C in kg/m^3	885	834	925

Tabelle 2: Eigenschaften der betrachteten Schmierstoffe am EHD-Tribometer

Versuchsdurchführung

Am EHD-Tribometer wird der Schmierfilmaufbau im tribologischen Kontakt mit schmierstoffgetränkten Sintermaterialien untersucht. Tabelle 3 zeigt die betrachteten Prüfbedingungen.

Untersuchungen mit kugeligen Stahlprüfkörpern bei Tauchschmierung werden als Referenzuntersuchungen und zur Validierung von Tribosimulationen (Abschnitt 2.2.1) durchgeführt. Mit balligen Sinterprüfkörpern wird der Schmierstoffaustritt aus getränktem Sintermaterial zunächst bei statischer Belastung untersucht. Im Anschluss werden mit balligen Stahl- und Sinterprüfkörpern Laufversuche bei Tauch- und Selbstschmierung bei reinem Rollen $v_g = 0$ m/s untersucht. Selbstschmierung ist definiert als die Schmierstoffzufuhr von innen heraus, d. h. Austritt von Schmierstoff aus dem schmierstoffgetränkten offenporigen Sinterprüfkörper (intrinsische Schmierung).

Prüfkörper	Kugelig Stahl	Ballig Sinter	Ballig Sinter und Stahl
Messung	Laufversuche	Statische Versuche	Laufversuche
v_m in m/s	0...2	0	0...2
v_g in m/s	0		
ϑ_{01} in °C	40	23	23
p_H in N/mm ²	930	400, 580, 690	400, 580, 690
Schmierstoffe	MIN100, GB13, HVLP7	MIN100, HVLP7	
Schmierung	Tauschschmierung	-	Selbstschmierung/ Tauschschmierung

Tabelle 3: Prüfbedingungen am EHD-Tribometer

Tränkung der Sinterprüfkörper

Bild 6 zeigt schematisch die zur Tränkung der Sinterprüfkörper verwendete konstruierte und gefertigte Einpressvorrichtung. Vor jedem Versuch wird Schmierstoff in den Sinterprüfkörper über die Lauffläche zur Innenbohrung eingepresst. Die gemessene eingepresste Schmierstoffmenge beträgt durchschnittlich etwa 0,3 g, wobei das Leergewicht eines Prüfkörpers aus Werkstoff SK5302 mit einer Dichte von $\rho = 7,0$ kg/m³ 29,8 g beträgt. Die eingepresste Schmierstoffmasse füllt damit sehr gut das nominelle Volumen der Porenstruktur des Sinterprüfkörpers. Für Sinterprüfkörper mit einer höheren Werkstoffdichte von $\rho = 7,2$ kg/m³ konnte lediglich der Schmierstoff HVLP7 eingepresst werden.

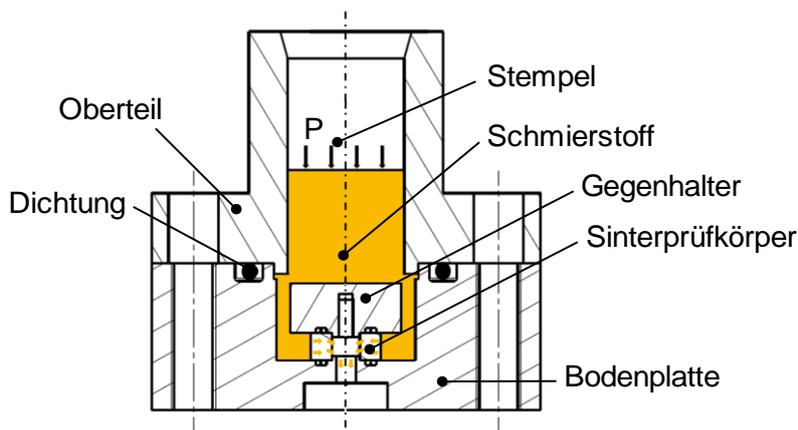


Bild 6: Einpressvorrichtung zur Tränkung der Sinterprüfkörper

Untersuchungsergebnisse

Referenzuntersuchungen mit kugeligen Stahlprüfkörpern

Zur Einordnung in bestehende Ergebnisse an der Forschungsstelle wurde der Schmierfilmaufbau der Schmierstoffe MIN100, GB13 und HVLP7 für eine repräsentative Betriebsbedingung mit kugeligen Stahlprüfkörpern bei Tauchschmierung untersucht. Bild 7 zeigt die gemessenen zentralen (h_c) und minimalen (h_m) Schmierfilmdicken in Abhängigkeit der mittleren Geschwindigkeit v_m .

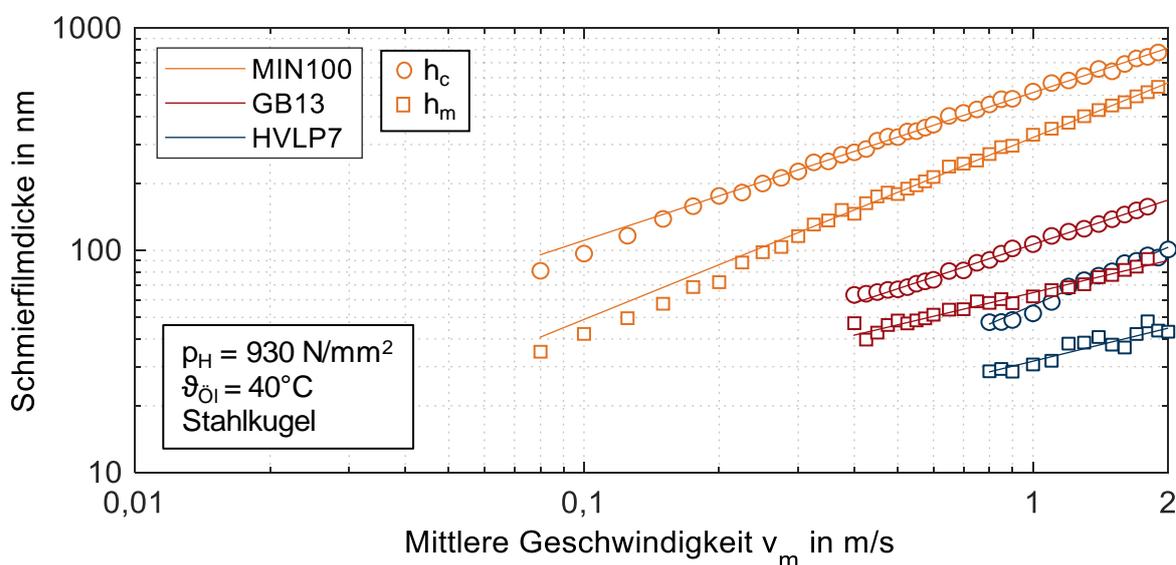


Bild 7: Zentrale und minimale Schmierfilmdicke im Vergleich der Schmierstoffe MIN100, GB13 und HVLP7 (Stahlprüfkörper, Tauchschmierung)

Bild 8 zeigt für die mittlere Geschwindigkeit $v_m = 0,85$ m/s aus Bild 7 die entsprechenden chromatischen Interferogramme für die Schmierstoffe MIN100, GB13 und HVLP7.

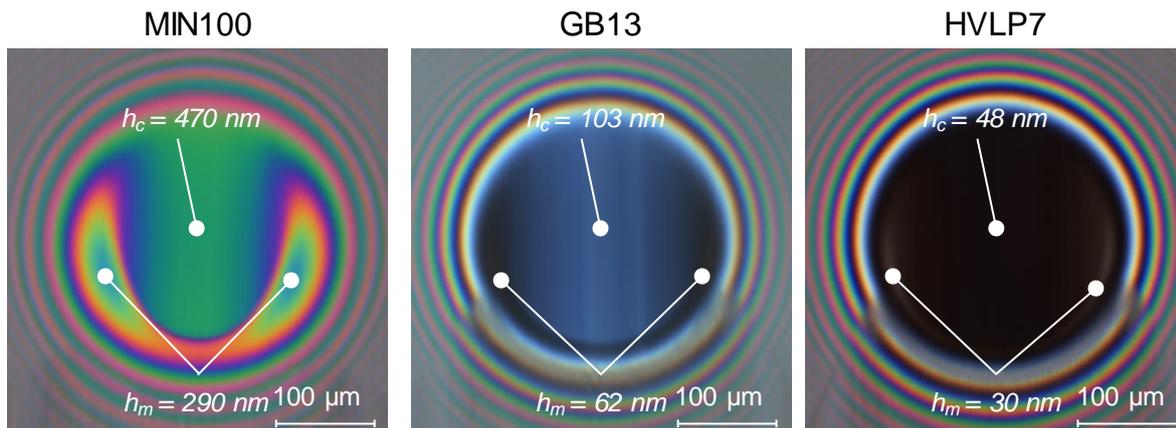


Bild 8: Ausgewählte chromatische Interferogramme aus Bild 7 ($p_H = 930 \text{ N/mm}^2$, $\vartheta_{0l} = 40^\circ\text{C}$, $v_m = 0,85 \text{ m/s}$, Stahlprüfkörper, Tauchschmierung)

Die Ergebnisse der Referenzuntersuchungen zeigen für alle Schmierstoffe eine charakteristische hufeisenförmige Ausprägung der Schmierfilmdicke im EHD-Kontakt und einen charakteristischen, bei doppel-logarithmischer Darstellung annähernd linearen Anstieg der Schmierfilmdicke mit zunehmender mittlerer Geschwindigkeit. Für die betrachtete Betriebsbedingung zeigt MIN100 die höchste und HVLP7 die niedrigste Schmierfilmdicke. Für die Schmierstoffe GB13 und HVLP7 sind ausgeprägte Schmierfilmdicken erst ab $v_m > 0,3 \text{ m/s}$ und $v_m > 0,75 \text{ m/s}$ nachweisbar. Die Größenordnung der gemessenen Schmierfilmdicke wird maßgeblich durch die dynamische Viskosität und den Druck-Viskositätskoeffizienten der Schmierstoffe bestimmt. Der Druck-Viskositätskoeffizient kann auf Basis von analytisch berechneten zentralen Schmierfilmdicken nach Hamrock und Dowson ([Ham76]) aus den Messwerten abgeleitet werden. Für MIN100 ergibt sich für die betrachtete Betriebsbedingung ein Druck-Viskositätskoeffizient von $\alpha_p = 24 \text{ GPa}^{-1}$. HVLP7 mit $\alpha_p = 17 \text{ GPa}^{-1}$ und GB13 mit $\alpha_p = 15 \text{ GPa}^{-1}$ zeigen deutlich kleinere Druck-Viskositätskoeffizienten.

Untersuchungen mit balligen Sinterprüfkörpern

Statische Untersuchungen

Zur Bewertung des deformationsbedingten Schmierstoffaustritts aus schmierstoffgetränkten Sinterprüfkörpern wurden mit den Schmierstoffen MIN100 und HVLP7 statische Versuche bei den Hertz'schen Pressungen von $p_H = \{400; 580; 690\} \text{ N/mm}^2$ durchgeführt. **Bild 9** zeigt exemplarisch eine lichtmikroskopische Aufnahme eines statischen Kontaktes zwischen einem getränkten Sinterprüfkörper und einer Saphirscheibe nach einer Belastungszeit von einer Minute.

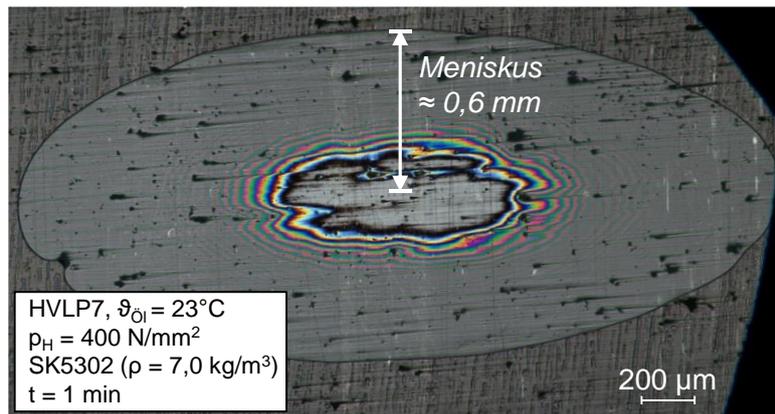


Bild 9: Lichtmikroskopische Aufnahme eines statischen Kontaktes zwischen einem getränkten Sinterprüfkörper und einer Saphirscheibe

Aufgrund der elastischen Verformung des getränkten Sinterprüfkörpers tritt Schmierstoff an dessen Oberfläche aus. Dies führt zu einem mit der Zeit wachsenden Schmierstoffmeniskus, welcher als Maß für den mit Schmierstoff benetzten Bereich der Saphirscheibe definiert ist. Bild 10 zeigt die zeitliche Entwicklung des Meniskus für die Schmierstoffe HVLP7 und MIN100 für je zwei unterschiedliche Umfangspositionen der Sinterprüfkörper.

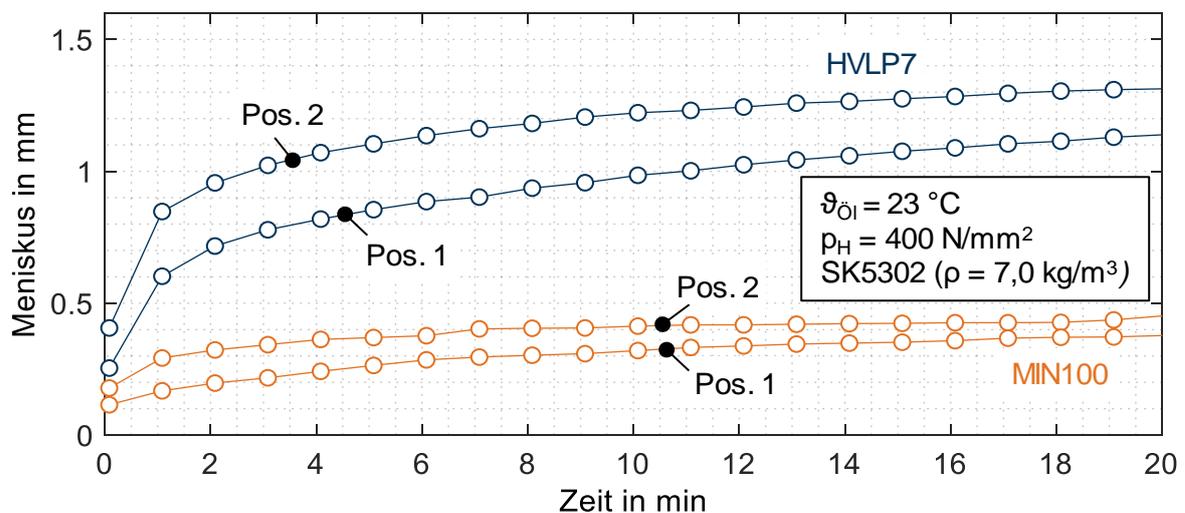


Bild 10: Entwicklung der Schmierstoffmenisken statischer Kontakte zwischen getränkten Sinterprüfkörpern und einer Saphirscheibe

Der Meniskus nimmt aufgrund des stetigen Schmierstoffflusses mit steigender Belastungszeit zu. Selbst nach 20 Minuten ist noch kein stationärer Zustand erreicht, da sich der belastungsinduzierte Schmierstoffdruck über das Porennetzwerk nur langsam abbaut. Der gemessene Meniskus und dessen Gradient über der Belastungszeit ist für HVLP7 größer als für MIN100. Ursächlich hierfür ist die niedrigere Viskosität von HVLP7. Einerseits ist dadurch der Strömungswiderstand im Sinterprüfkörper niedriger. Andererseits ist die Verteilung von ausgetre-

tenem Schmierstoff auf der Saphirscheibe aufgrund der niedrigeren gemessenen Oberflächenspannung ausgeprägter. Im Vergleich zweier Umfangspositionen am Sinterprüfkörper zeigen sich für beide Schmierstoffe Unterschiede in der Meniskuslänge. Je mehr Poren um den Kontaktbereich liegen und je größer diese sind, umso mehr Schmierstoff tritt aus. Weitere Versuche (nicht dargestellt) mit einer kleineren Werkstoffdichte und einer höheren Hertz'schen Pressung führen zu einer größeren Abplattung und somit zu größeren Menisken. Eine höhere Werkstoffdichte führt dagegen zu kleineren Abplattungen und sehr kleinen Menisken.

Laufversuche bei Tauchschmierung

Zur Bewertung des Schmierfilmaufbaus von Sintermaterialien wurden Laufversuche zunächst bei Tauchschmierung durchgeführt. Damit kann der Einfluss des offenporigen Sintermaterials im EHD-Kontakt bei ausreichender Schmierstoffzufuhr von außen bewertet werden. Für die Untersuchungen wurden schmierstoffgetränkte Sinterprüfkörper verwendet. Vergleichsuntersuchungen mit nicht getränkten Sinterprüfkörpern haben keine wesentlichen Unterschiede gezeigt.

Bild 11 zeigt exemplarisch chromatische Interferogramme für die Schmierstoffe MIN100 und HVLP7 im Vergleich von Stahl und SK5302 ($\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$) bei Tauchschmierung.

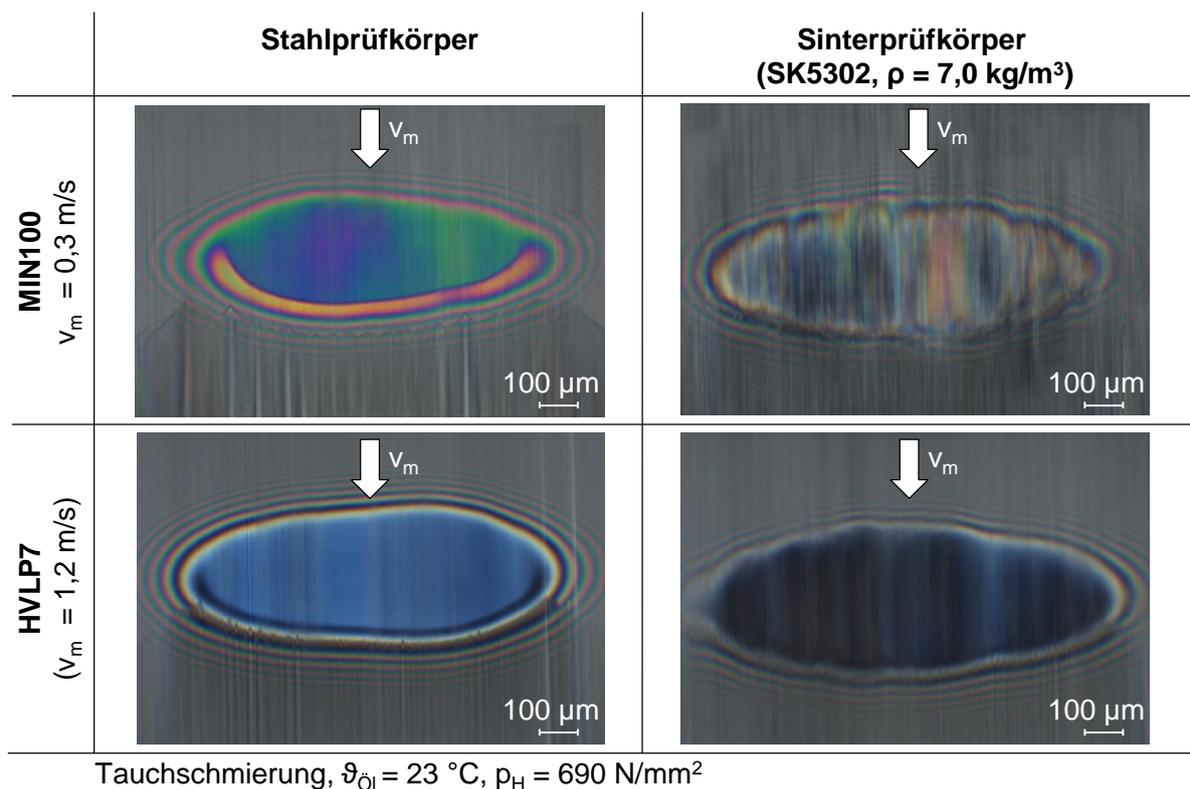


Bild 11: Chromatische Interferogramme von EHD-Kontakten mit einem Stahl- (links) und Sinterprüfkörper (rechts) im Vergleich der Schmierstoffe MIN100 (oben) und HVLP7 (unten) für zwei mittlere Geschwindigkeiten v_m bei Tauchschnierung

Während die chromatischen Interferogramme der Stahlprüfkörper einen charakteristischen und homogenen Farb- und Formverlauf zeigen, bildet sich für die Sinterprüfkörper ein inhomogener und zerklüfteter Farb- und Formverlauf aus. Grund hierfür sind die bei Sinterprüfkörpern an der Oberfläche vorhandenen Poren, welche die Schmierfilmbildung lokal beeinflussen. Deshalb wird für die Auswertung einer charakteristischen Schmierfilmdicke eine bereichsintegrale zentrale Schmierfilmdicke $\overline{h_c}$ definiert. Deren Auswertung erfolgt in einem Durchmesser von $100 \mu\text{m}$ um die Kontaktmitte.

Bild 12 zeigt die gemessenen bereichsintegralen zentralen Schmierfilmdicken $\overline{h_c}$ über der mittleren Geschwindigkeit v_m für die Schmierstoffe MIN100 und HVLP7 im Vergleich von Stahl- und Sinterprüfkörper (SK5302, $\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$) bei Tauchschnierung.

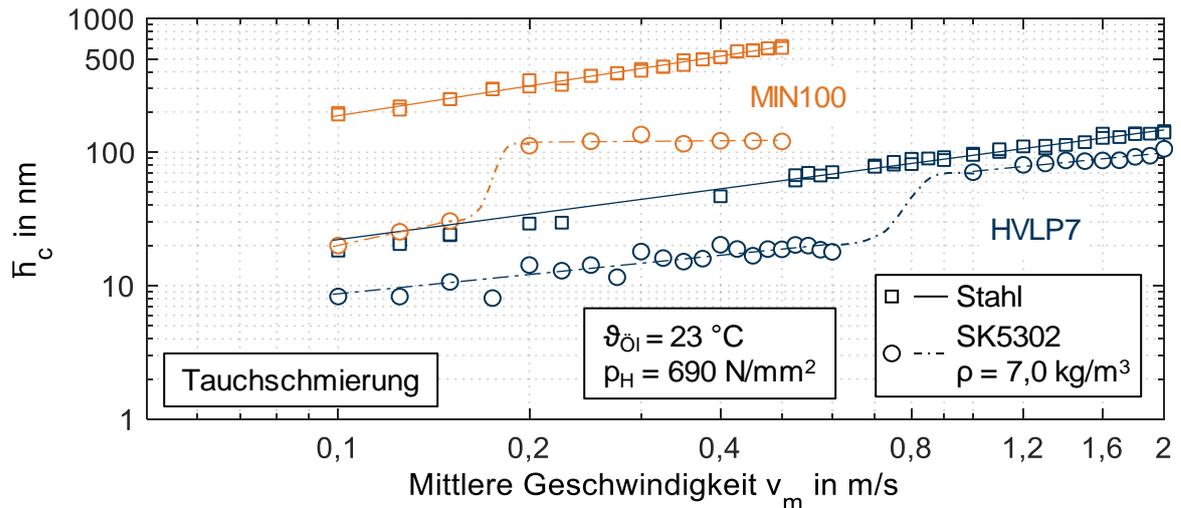


Bild 12: Gemessene bereichsintegrale zentrale Schmierfilmdicke \bar{h}_c für die Schmierstoffe MIN100 und HVLP7 im Vergleich von Stahl- und Sinterprüfkörper bei Tauchschmierung

Im Allgemeinen zeigt die bereichsintegrale zentrale Schmierfilmdicke \bar{h}_c der balligen Stahlprüfkörper bei Tauchschmierung einen ähnlichen Verlauf wie \bar{h}_c für kugelige Stahlprüfkörper (Bild 7). Der Schmierstoff MIN100 zeigt aufgrund der höheren Viskosität und des höheren Druck-Viskositätskoeffizienten höhere Schmierfilmdicken als HVLP7. Die balligen Sinterprüfkörper zeigen im Vergleich zu den Stahlprüfkörpern bei Tauchschmierung eine niedrigere bereichsintegrale zentrale Schmierfilmdicke \bar{h}_c . Grund hierfür ist vermutlich der durch die Poren im Kontaktgebiet unter hohem Druck abfließende Schmierstoff in den porösen Körper. Der Verlauf von \bar{h}_c zeigt für die Sinterprüfkörper bei schmierstoffspezifischen mittleren Geschwindigkeiten von $v_m \approx 0,15 \text{ m/s}$ für MIN100 und $v_m \approx 0,80 \text{ m/s}$ für HVLP7 sprunghafte Anstiege. Dies deutet auf einen belastungsfrequenzabhängigen Schmierstofffluss in den porösen Sinterprüfkörper im EHD-Kontakt hin.

Bild 13 zeigt für Sinterprüfkörper die bereichsintegrale zentrale Schmierfilmdicke \bar{h}_c für die Schmierstoffe MIN100 und HVLP7 bei Variation der Hertz'schen Pressung.

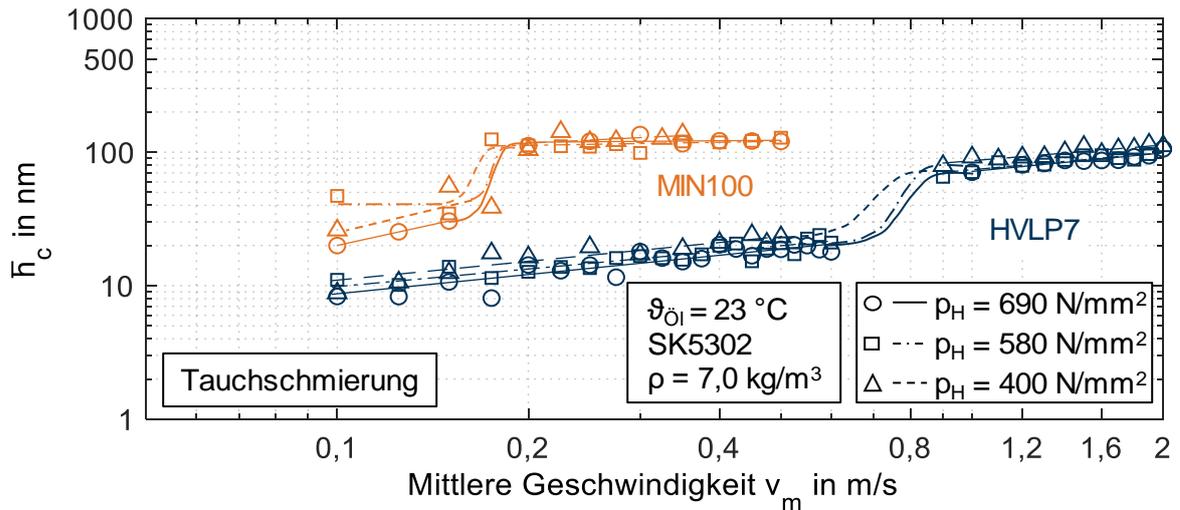
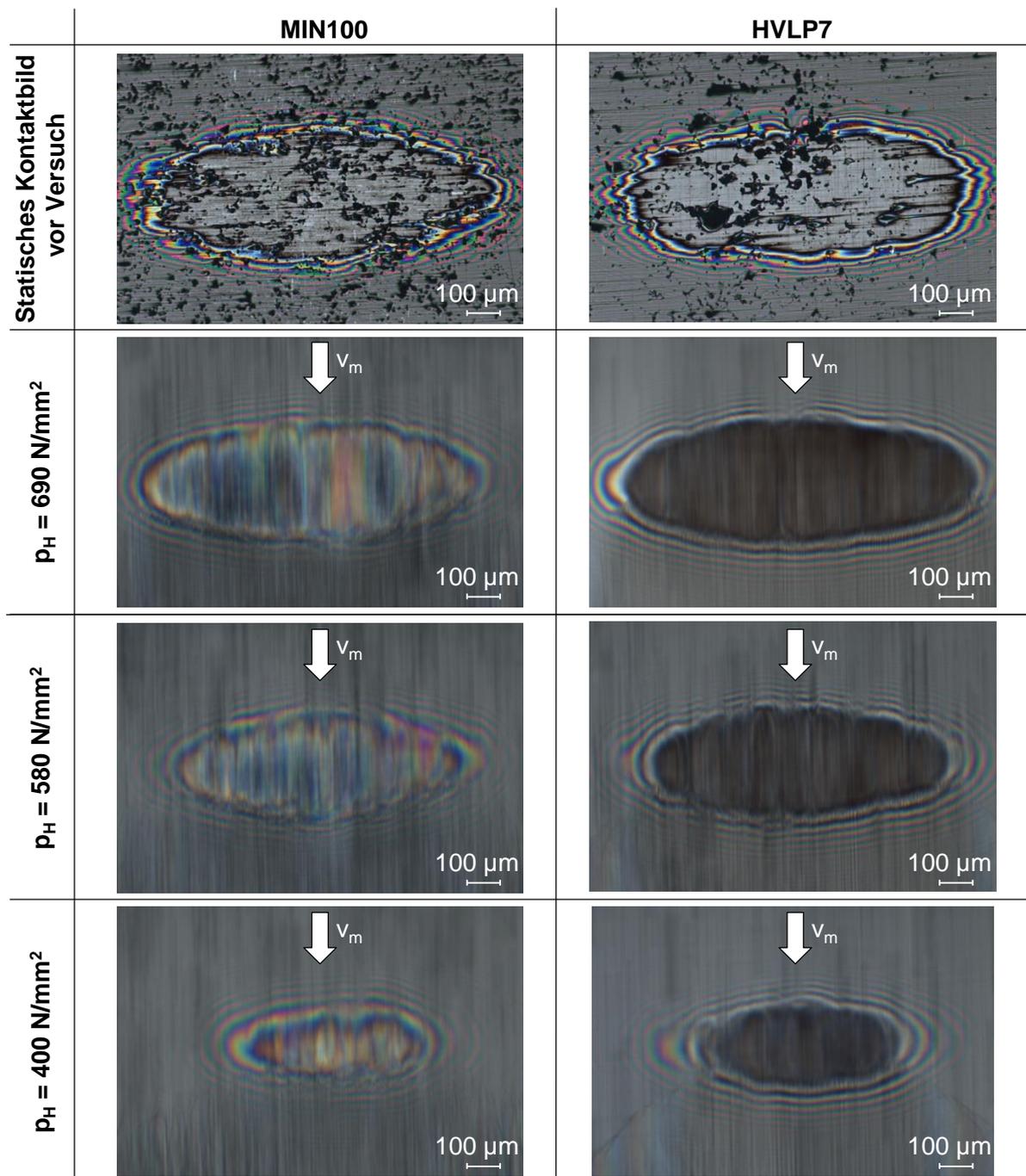


Bild 13: Gemessene bereichsintegrale zentrale Schmierfilmdicke \bar{h}_c für die Schmierstoffe MIN100 und HVLP7 bei Variation der Hertz'schen Pressung bei Tauchschmierung

Die Hertz'sche Pressung zeigt einen sehr kleinen Einfluss auf die bereichsintegrale zentrale Schmierfilmdicke \bar{h}_c . Damit ordnet sich dieses Ergebnis sehr gut in die bekannten Zusammenhänge von Stahlprüfkörpern ein. Der sprunghafte Anstieg von \bar{h}_c bei schmierstoffspezifischen mittleren Geschwindigkeiten ist wie in Bild 12 auch bei niedrigeren Hertz'schen Pressungen zu beobachten.

Bild 14 zeigt für $v_m = 0,3 \text{ m/s}$ entsprechend Bild 13 chromatische Interferogramme im Vergleich der Schmierstoffe MIN100 und HVLP7 bei Variation der Hertz'schen Pressung $p_H = \{400; 580; 690\} \text{ N/mm}^2$. Zudem sind lichtmikroskopische statische Kontaktbilder der Sinterprüfkörperoberflächen vor dem Versuch ergänzt, die die lokale Ausprägung der Porosität entsprechend Bild 5 bestätigt.



Tauchschmierung, $\vartheta_{Öl} = 23 \text{ °C}$, $v_m = 0,3 \text{ m/s}$, Sinterprüfkörper SK5302 ($\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$)

Bild 14: Statisches Kontaktbild vor Versuch und chromatische Interferogramme von EHD-Kontakten mit Sinterprüfkörpern im Vergleich der Schmierstoffe MIN100 (links) und HVLP7 (rechts) bei Variation der Hertz'schen Pressung p_H bei Tauchschmierung

Die chromatischen Interferogramme zeigen bei Variation der Hertz'schen Pressung für den jeweiligen Schmierstoff ähnliche Farbverläufe und somit sehr ähnliche Schmierfilmdicken. Die Abplattungsfläche nimmt aufgrund der zunehmenden elastischen Verformung der Wälzkörper mit zunehmender Hertz'scher Pressung zu. Während für MIN100 ein guter Schmierfilmaufbau erkennbar ist, zeigt HVLP7 sehr dunkle chromatische Interferogramme mit sehr niedriger

Schmierfilmdicke. Für MIN100 bildet sich bei der betrachteten Betriebsbedingung somit ein Schmierfilm aus, der beide Wälzkörperoberflächen voneinander trennt. Für HVLP7 dagegen zeigt sich ein begrenzter Schmierfilmaufbau mit Bereichen mit Festkörperkontakt.

Bild 15 zeigt die bereichsintegrale zentrale Schmierfilmdicke \bar{h}_c für die Schmierstoffe MIN100 und HVLP7 bei Variation der Dichte des Sinterprüfkörpers. Ergebnisse für Prüfkörper der Dichte $\rho = 7,2 \text{ kg/m}^3$ sind nicht dargestellt, da diese nicht mit dem Schmierstoff MIN100 getränkt werden konnten.

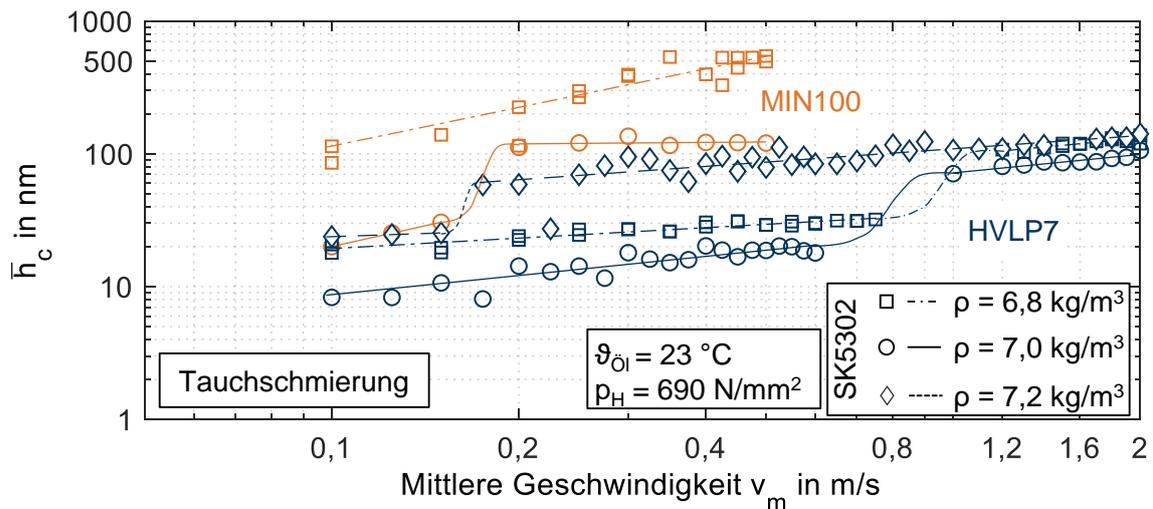
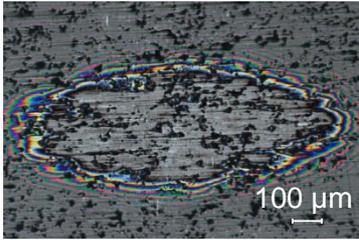
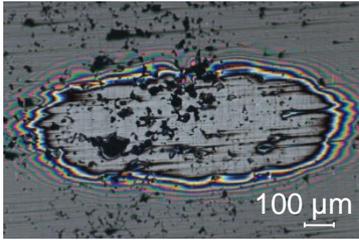
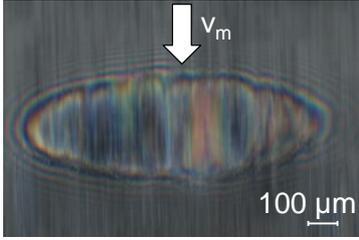
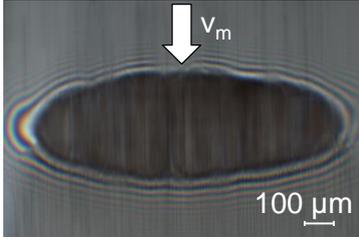
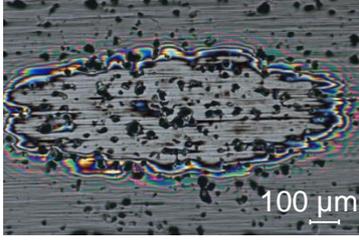
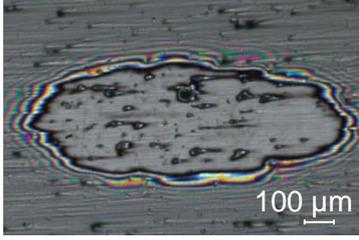
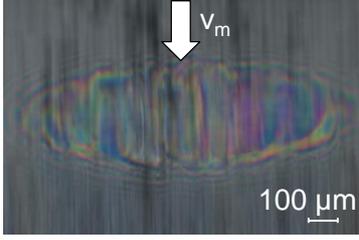
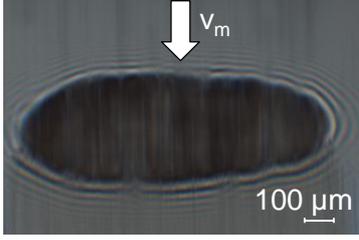
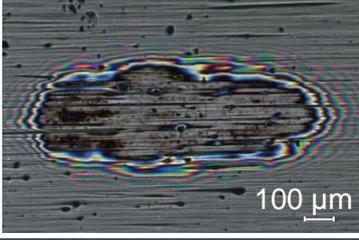
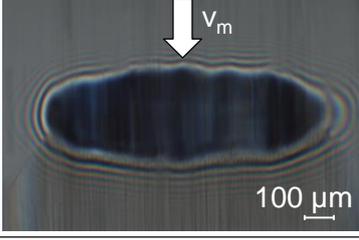


Bild 15: Gemessene bereichsintegrale zentrale Schmierfilmdicke \bar{h}_c für die Schmierstoffe MIN100 und HVLP7 bei Variation der Werkstoffdichte bei Tauchschmierung

Der Sinterprüfkörper mit einer niedrigeren Werkstoffdichte von $\rho = 6,8 \text{ kg/m}^3$ zeigt bei Tauchschmierung für beide Schmierstoffe höhere bereichsintegrale zentrale Schmierfilmdicken \bar{h}_c als der Sinterprüfkörper mit einer Werkstoffdichte von $\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$. Der Sinterprüfkörper mit einer Werkstoffdichte von $\rho = 7,2 \text{ kg/m}^3$ und dem Schmierstoff HVLP7 zeigt höhere und im Vergleich zu Ergebnissen mit Stahlprüfkörpern sehr ähnliche bereichsintegrale Schmierfilmdicken \bar{h}_c . Der sprunghafte Anstieg von \bar{h}_c wird für MIN100 bei einer Werkstoffdichte von $\rho = 6,8 \text{ kg/m}^3$ im Bereich der messbaren Schmierfilmdicken nicht mehr beobachtet, während sich für HVLP7 für kleinere Werkstoffdichten eine leichte Verschiebung in Richtung höherer mittlerer Geschwindigkeiten und für größere Werkstoffdichten eine Verschiebung in Richtung kleinerer mittlerer Geschwindigkeiten zeigt. Somit ist der Schmierstofffluss belastungsfrequenz- und schmierstoffabhängig (Bild 12) und zusätzlich abhängig von der Werkstoffdichte bzw. Oberflächenporosität.

Bild 16 zeigt für $v_m = 0,3 \text{ m/s}$ entsprechend Bild 15 chromatische Interferogramme im Vergleich der Schmierstoffe MIN100 und HVLP7 bei Variation der Werkstoffdichte $\rho = \{6,8; 7,0\} \text{ kg/m}^3$. Zudem sind lichtmikroskopische statische Kontaktbilder der Sinterprüfkörperoberflächen vor dem Versuch ergänzt.

	MIN100	HVLP7
$\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$ Statisches Kontaktbild vor Versuch		
$\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$		
$\rho = 6,8 \text{ kg/m}^3$ Statisches Kontaktbild vor Versuch		
$\rho = 6,8 \text{ kg/m}^3$		
$\rho = 7,2 \text{ kg/m}^3$ Statisches Kontaktbild vor Versuch	Sinterkörper mit MIN100 nicht tränkbar	
$\rho = 7,2 \text{ kg/m}^3$	Sinterkörper mit MIN100 nicht tränkbar	

Tauchschmierung, $\vartheta_{0i} = 23 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_H = 690 \text{ N/mm}^2$, $v_m = 0,3 \text{ m/s}$, Sinterprüfkörper SK5302

Bild 16: Statische Kontaktbilder vor Versuch und chromatische Interferogramme für EHD-Kontakte mit Sinterprüfkörpern im Vergleich der Schmierstoffe MIN100 (links) und HVLP7 (rechts) bei Variation der Werkstoffdichte bei Tauchschmierung

Die lichtmikroskopischen statischen Kontaktbilder vor Versuch zeigen deutliche Unterschiede im Vergleich der Werkstoffdichte. Zudem ist wiederum die lokale Ausprägung der Porosität entsprechend Bild 5 zu erkennen. Die Sinterprüfkörper mit $\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$ zeigen tendenziell mehr, aber kleinere Poren an der Oberfläche im Vergleich zu den Sinterprüfkörpern mit $\rho = 6,8 \text{ kg/m}^3$, die weniger, aber größere Poren aufweisen. Der Sinterprüfkörper mit $\rho = 7,2 \text{ kg/m}^3$ zeigt weniger und kleinere Poren als die Sinterprüfkörper mit $\rho = \{6,8; 7,0\} \text{ kg/m}^3$. Bild 15 zeigt höhere Schmierfilmdicken für Sinterprüfkörper mit $\rho = 6,8 \text{ kg/m}^3$ im Vergleich zu $\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$. Dies ist zunächst unerwartet, da durch die niedrigere Porosität mehr Poren einen Schmierstoffabfluss in den Sinterprüfkörper ermöglichen sollten. Der Schmierstofffluss und die Schmierfilmdicke ist jedoch primär nicht von der nominalen Porosität des Sinterprüfkörpers bestimmt, sondern wesentlich von der lokalen Ausprägung der Porengröße und -anzahl an der Oberfläche. Ebenso hat die Vernetzung der Oberflächenporosität mit der Porosität im Material deutlichen Einfluss auf den Schmierfilm. Eine „offene“ Pore, welche Verbindung zur Porosität im Material hat, ermöglicht einen Schmierstofffluss aus dem EHD-Kontakt. Eine „geschlossene“ Pore, welche keine Verbindung zur Porosität im Material hat, führt zu einer lokalen Erhöhung der Schmierfilmdicke durch das zusätzlich in den Kontakt eingebrachte Schmierstoffvolumen. Offensichtlich waren beim Versuch in Bild 16 beim Sinterprüfkörper mit $\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$ mehr Poren an der Oberfläche vorhanden, die die Schmierfilmbildung im Vergleich zum Sinterprüfkörper mit $\rho = 6,8 \text{ kg/m}^3$ stärker stören. Der Prüfkörper mit $\rho = 7,2 \text{ kg/m}^3$ zeigt entsprechend der wenigen und kleinen Poren an der Oberfläche die größte und homogenste Schmierfilmdicke.

Weitere Untersuchungen mit dem Werkstoff SK6301 mit $\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$ (nicht dargestellt) zeigen gleiche Mechanismen und einen ähnlichen Schmierfilmaufbau im Vergleich zu SK5302 $\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$ und bestätigen die getroffenen Aussagen.

Laufversuche bei Selbstschmierung

Zur Bewertung des Potentials zur Selbstschmierung und des Schmierfilmaufbaus von schmierstoffgetränkten Sintermaterialien wurden Laufversuche ohne zusätzliche Schmierstoffzufuhr durchgeführt. Damit wird der Schmierfilmaufbau bei Prüfkörpern bewertet, deren Schmierstoffzufuhr von innen heraus erfolgt.

Statische Untersuchungen zeigen eine schmierstoffabhängige zeitliche Entwicklung des Schmierstoffmeniskus (Bild 10). Für Laufversuche bei Selbstschmierung wird zunächst analog die zeitliche Entwicklung des Schmierfilmaufbaus bei einer konstanten Betriebsbedingung ($p_H = 690 \text{ N/mm}^2$, $v_m = 0,3 \text{ m/s}$) untersucht. Bild 17 zeigt die zeitliche Entwicklung der bereichsintegralen zentralen Schmierfilmdicke $\overline{h_c}$ für die Schmierstoffe MIN100 und HVLP7 bei Selbstschmierung.

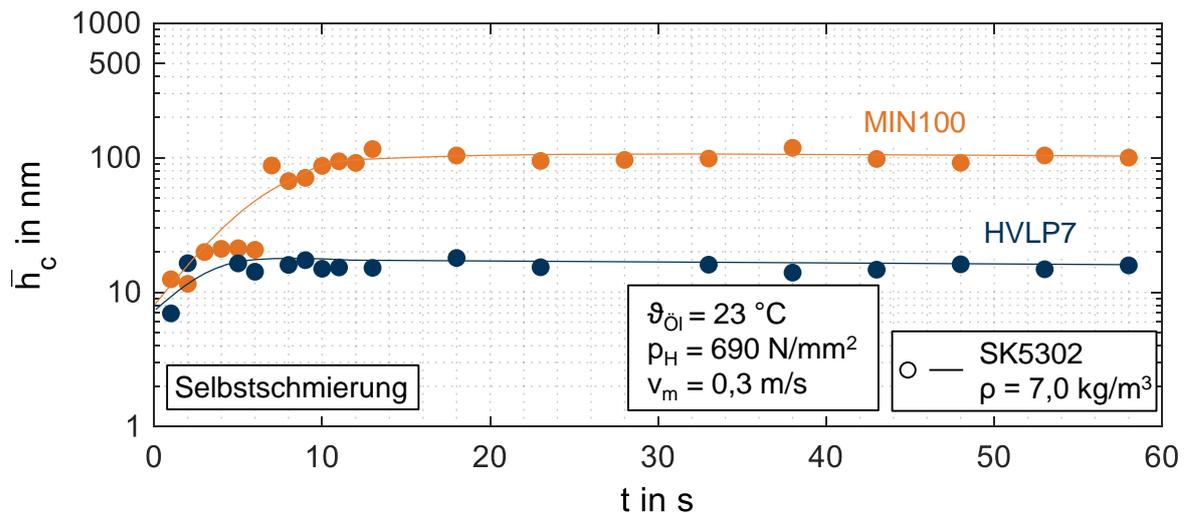
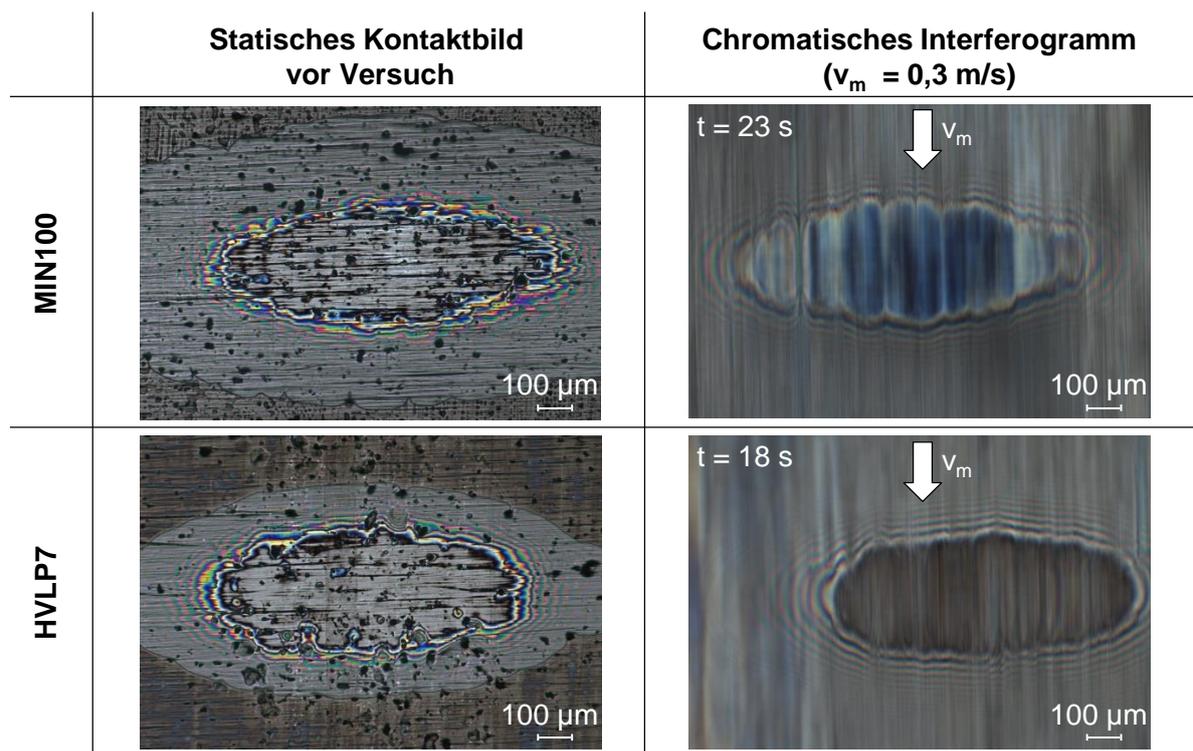


Bild 17: Zeitliche Entwicklung der bereichsintegralen zentralen Schmierfilmdicke \bar{h}_c für die Schmierstoffe MIN100 und HVLP7 bei Selbstschmierung

Die bereichsintegrale zentrale Schmierfilmdicke \bar{h}_c steigt initial mit zunehmender Versuchszeit deutlich an. \bar{h}_c ist für MIN100 größer als für HVLP7. Nach ca. 10 s stellt sich eine annähernd konstante zentrale Schmierfilmdicke \bar{h}_c ein. Ursächlich für die niedrigeren Werte von \bar{h}_c zu Versuchsbeginn ist die anfänglich kleine, dem Schmierfilmaufbau zur Verfügung stehende, Schmierstoffmenge, sodass Teilfüllung im Einlaufbereich des EHD-Kontaktes und damit Mangelschmierung auftreten kann. Erst nach einigen Lastwechseln ist die Lauffläche der Saphirscheibe mit belastungsbedingt ausgetretenem Schmierstoff ausreichend benetzt (ca. 80 Umdrehungen der Saphirscheibe), sodass sich eine konstante zentrale Schmierfilmdicke \bar{h}_c einstellt. Da die Versuche bei reinem Rollen $v_g = 0$ m/s durchgeführt wurden, ist von einer vernachlässigbaren Temperaturerhöhung und damit einem vernachlässigbaren, thermisch bedingten, Schmierstoffaustritt auszugehen.

Bild 18 zeigt exemplarische chromatische Interferogramme aus Bild 17 zum Zeitpunkt des stationär ausgebildeten Schmierfilms im Vergleich der Schmierstoffe MIN100 und HVLP7 mit dem Sinterprüfkörper SK5302 ($\rho = 7,0$ kg/m³) bei Selbstschmierung. Zudem sind lichtmikroskopische Kontaktbilder der Sinterprüfkörperoberflächen vor dem Versuch ergänzt.



Selbstschmierung, $\vartheta_{01} = 23 \text{ °C}$, $p_H = 690 \text{ N/mm}^2$, Sinterprüfkörper SK5302 ($\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$)

Bild 18: Statisches Kontaktbild vor Versuch und chromatische Interferogramme von EHD-Kontakten mit Sinterprüfkörpern im Vergleich der Schmierstoffe MIN100 und HVLP7 bei Selbstschmierung

Ähnlich zu den Untersuchungen mit Sinterprüfkörpern bei Tauchschmierung (Bild 11) zeigen die Interferogramme bei Selbstschmierung einen inhomogenen und zerklüfteten Farb- und Formverlauf. Des Weiteren zeigen die statischen Kontaktbilder vor dem Versuch die Ausbildung eines Schmierstoffmeniskus. Dieser stellt initial bei Versuchsbeginn die verfügbare Schmierstoffmenge zum Schmierfilmaufbau bereit. Mit steigender Versuchszeit nimmt diese verfügbare Schmierstoffmenge durch Austritt über dem Umfang des Sinterprüfkörpers zu. Diese Schmierstoffmenge ist ausreichend, um den Aufbau eines tragfähigen Schmierfilms zu ermöglichen.

Auf Basis der Versuche zur zeitlichen Entwicklung der bereichsintegralen zentralen Schmierfilmdicke \bar{h}_c wurde bei weiteren Laufversuchen jeweils nach $t = 30 \text{ s}$ ein chromatisches Interferogramm erstellt, damit der Aufbau einer stationären Schmierfilmdicke gewährleistet ist.

Bild 19 zeigt die gemessene bereichsintegrale zentrale Schmierfilmdicke \bar{h}_c über der mittleren Geschwindigkeit v_m für die Schmierstoffe MIN100 und HVLP7 im Vergleich von Stahl- und Sinterprüfkörper (SK5302, $\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$) bei Tauchschmierung und Selbstschmierung. Die Ergebnisse der Untersuchungen zur Tauchschmierung sind aus Bild 12 übernommen.

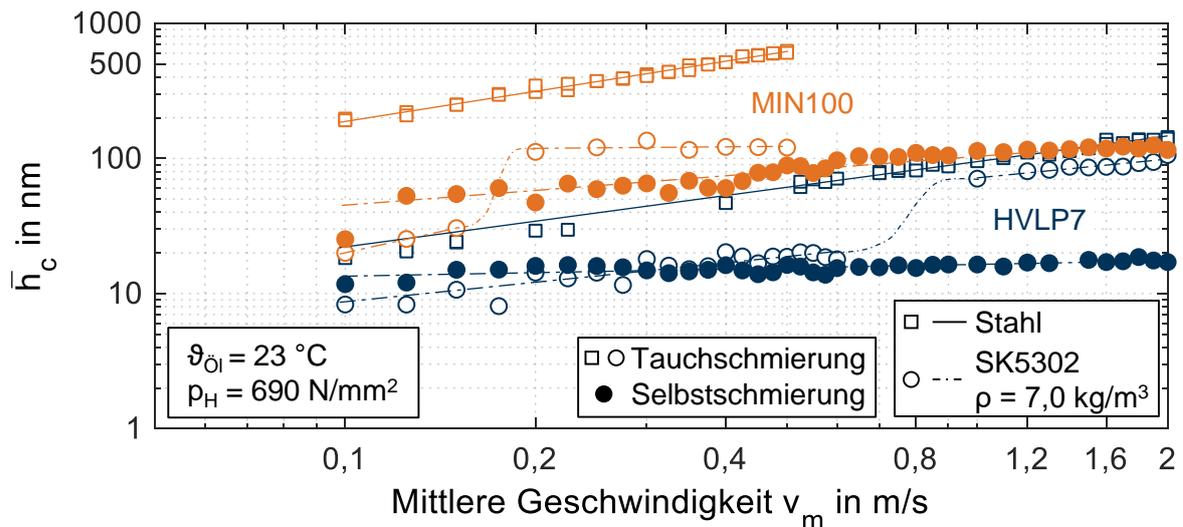


Bild 19: Gemessene bereichsintegrale zentrale Schmierfilmdicke \bar{h}_c für die Schmierstoffe MIN100 und HVLP7 im Vergleich von Stahl- und Sinterprüfkörper bei Tauch- und Selbtschmierung

Die gemessenen bereichsintegralen zentralen Schmierfilmdicken \bar{h}_c schmierstoffgetränkter Sinterprüfkörper bei Selbtschmierung sind im Allgemeinen niedriger als bei Tauchschmierung, bestätigen aber den Aufbau eines tragfähigen Schmierfilms. Für Sinterprüfkörper ist \bar{h}_c bei Selbtschmierung bei kleinen v_m tendenziell größer und bei großen v_m tendenziell kleiner als bei Tauchschmierung. Bei Selbtschmierung steht weniger Schmierstoff als bei Tauchschmierung zur Verfügung. Dieses bereitgestellte Schmierstoffvolumen ist abhängig von v_m nicht ausreichend, um die erreichbare Schmierfilmdicke mit dem Sinterprüfkörper darzustellen. Der bei Tauchschmierung auftretende sprunghafte Anstieg der Schmierfilmdicke kann bei Selbtschmierung nicht beobachtet werden. Dies deutet darauf hin, dass ein belastungsfrequenzabhängiger Schmierstofffluss im porösen Sinterkörper im EHD-Kontakt der bereitgestellten, vor und nach dem Kontakt austretenden, Schmierstoffmenge gegenübersteht. Während bei Tauchschmierung ausreichend Schmierstoff bereitgestellt wird, ist bei Selbtschmierung das zum Schmierfilmaufbau vorhandene Schmierstoffvolumen begrenzt, sodass Teilfüllung im Einlaufgebiet zu Mangelschmierung führen kann. Ein möglicher belastungsfrequenzabhängiger Schmierstofffluss in den porösen Sinterkörper kann daher auch bei Selbtschmierung auftreten. Dieser wird aber aufgrund des begrenzt verfügbaren Schmierstoffvolumens nicht sichtbar.

Bild 20 zeigt die bereichsintegrale zentrale Schmierfilmdicke \bar{h}_c für die Schmierstoffe MIN100 und HVLP7 bei Variation der Werkstoffdichte bei Tauchschmierung und Selbtschmierung.

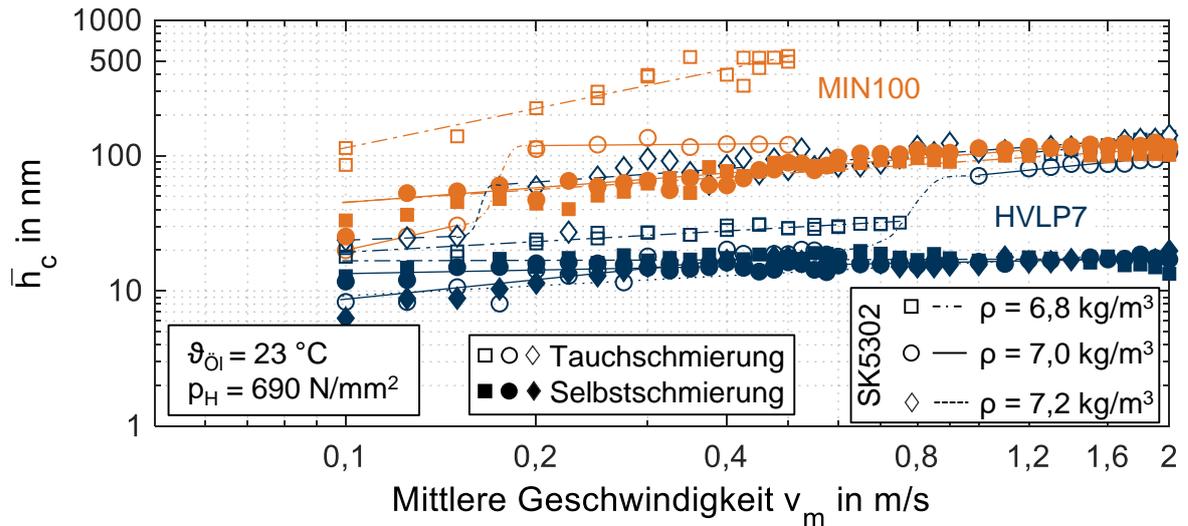
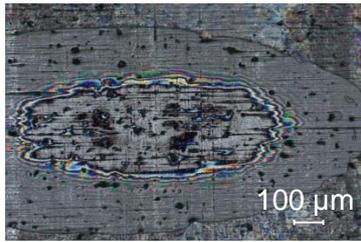
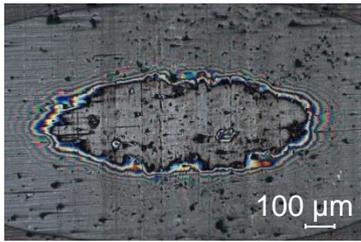
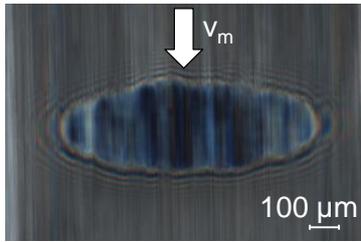
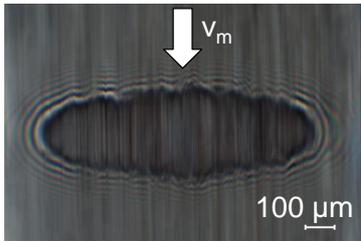
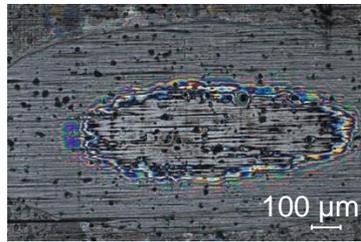
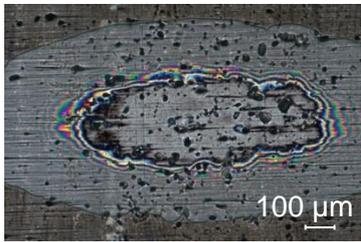
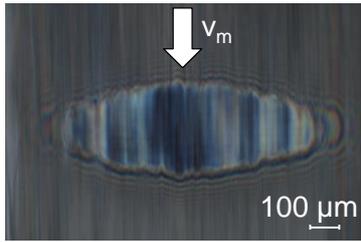
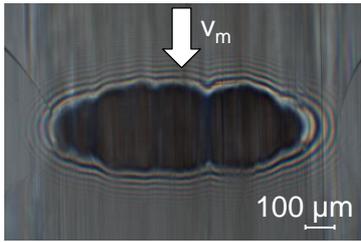
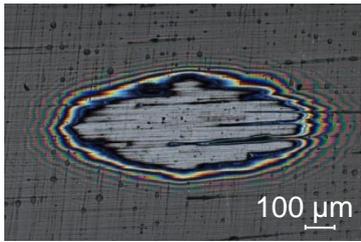
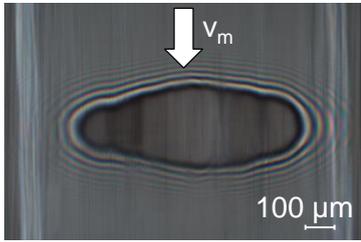


Bild 20: Gemessene bereichsintegrale zentrale Schmierfilmdicke \bar{h}_c für die Schmierstoffe MIN100 und HVLP7 bei Variation der Werkstoffdichte bei Tauch- und Selbstschmierung

Die Sinterprüfkörper mit Werkstoffdichten von $\rho = \{6,8; 7,0; 7,2\} \text{ kg/m}^3$ zeigen bei Selbstschmierung im Allgemeinen sehr ähnliche bereichsintegrale zentrale Schmierfilmdicken \bar{h}_c . Diese sind im Allgemeinen kleiner als bei Tauchschmierung, vor allem nach dem geschwindigkeitsabhängigen sprunghaften Anstieg der Schmierfilmdicke. Im Vergleich zu Tauchschmierung nimmt die Schmierfilmdicke bei $\rho = 7,2 \text{ kg/m}^3$ bei Selbstschmierung am stärksten ab.

Bild 22 zeigt exemplarische chromatische Interferogramme im Vergleich der Schmierstoffe MIN100 und HVLP7 bei Selbstschmierung für die Werkstoffdichten $\rho = \{6,8; 7,0; 7,2\} \text{ kg/m}^3$. Zudem sind lichtmikroskopische statische Kontaktbilder der Sinterprüfkörperoberflächen vor dem Versuch ergänzt.

	MIN100	HVLP7
$\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$ Statisches Kontaktbild vor Versuch		
$\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$		
$\rho = 6,8 \text{ kg/m}^3$ Statisches Kontaktbild vor Versuch		
$\rho = 6,8 \text{ kg/m}^3$		
$\rho = 7,2 \text{ kg/m}^3$ Statisches Kontaktbild vor Versuch	Sinterkörper mit MIN100 nicht tränkbar	
$\rho = 7,2 \text{ kg/m}^3$	Sinterkörper mit MIN100 nicht tränkbar	

Selbstschmierung, $\vartheta_{0l} = 23 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_H = 690 \text{ N/mm}^2$, $v_m = 0,3 \text{ m/s}$, Sinterprüfkörper SK5302

Bild 21: Statische Kontaktbilder vor Versuch und chromatische Interferogramme für EHD-Kontakte mit Sinterprüfkörpern im Vergleich der Schmierstoffe MIN100 (links) und HVLP7 (rechts) bei Variation der Werkstoffdichte bei Selbstschmierung

Die lichtmikroskopischen statischen Kontaktbilder vor Versuch zeigen deutliche Unterschiede der Porosität an der Oberfläche im Vergleich der Werkstoffdichte (vgl. auch Bild 5). Bei den Untersuchungen mit MIN100 hat der Prüfkörper mit $\rho = 6,8 \text{ kg/m}^3$ mehr und größere Poren an der Oberfläche als der Prüfkörper mit $\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$. Dementsprechend zeigt sich für $\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$ eine homogenere und leicht größere Schmierfilmdicke als bei $\rho = 6,8 \text{ kg/m}^3$. Bei den Untersuchungen mit HVLP7 zeigt sich, trotz unterschiedlicher Porosität an der Oberfläche, eine über die Werkstoffdichte $\rho = \{7,2; 7,0; 6,8\} \text{ kg/m}^3$ vergleichbar kleine Schmierfilmdicke. Der starke Abfall der Schmierfilmdicke bei der Werkstoffdichte $\rho = 7,2 \text{ kg/m}^3$ bei Selbstschmierung im Vergleich zu Tauchschmierung tritt auf, da einerseits bei Tauchschmierung die wenigen und kleinen Poren den Schmierstoffabfluss in den porösen Körper hemmen und diese aber andererseits bei Selbstschmierung nur wenig Schmierstoff zur Ausbildung eines trennenden Schmierfilms bereitstellen können.

Bild 22 zeigt die bereichsintegrale zentrale Schmierfilmdicke \bar{h}_c für den Schmierstoff HVLP7 bei Variation des Werkstoffs (SK5302 und SK6301) mit jeweils einer Dichte von ($\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$) bei Tauch- und Selbstschmierung.

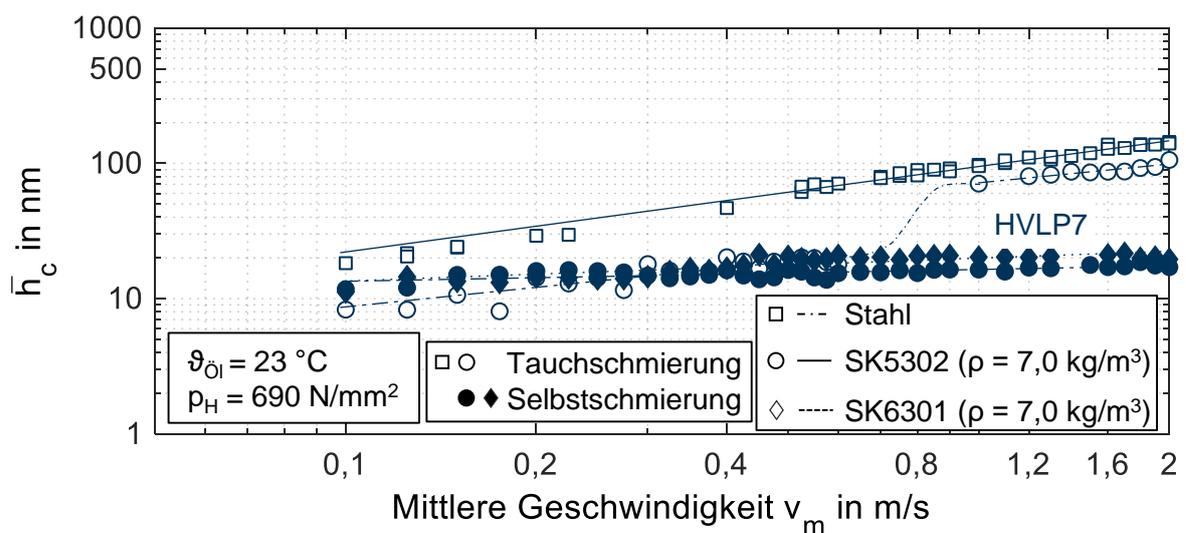
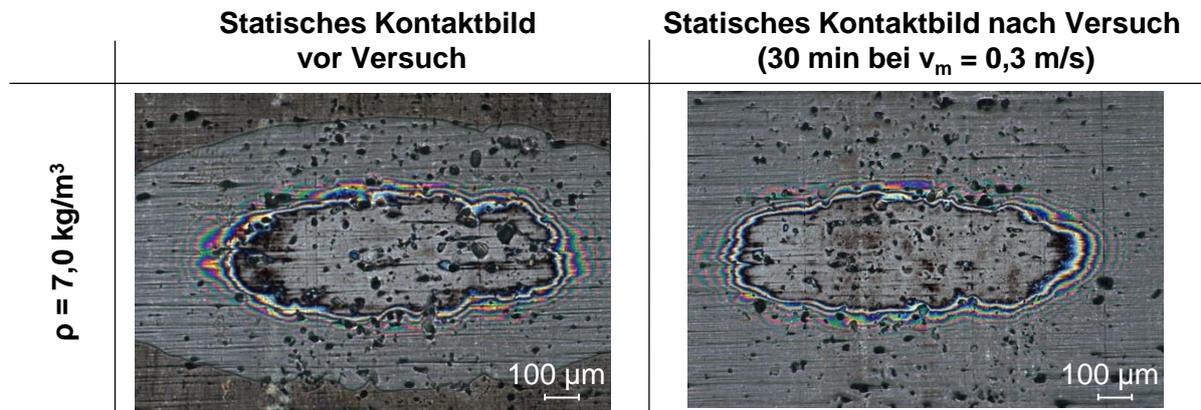


Bild 22: Gemessene bereichsintegrale zentrale Schmierfilmdicke \bar{h}_c für den Schmierstoff HVLP7 bei Variation des Werkstoffs bei Tauch- und Selbstschmierung

Die Sinterprüfkörper aus SK6301 und SK5302 zeigen bei Selbstschmierung eine sehr ähnliche bereichsintegrale zentrale Schmierfilmdicke \bar{h}_c . Bei höheren mittleren Geschwindigkeiten ist \bar{h}_c bei SK6301 leicht höher als SK5302. Diese Abweichungen liegen im Streubereich der Porosität an der Oberfläche und deuten keine systematischen Unterschiede im Schmierfilmaufbau an.

In Voruntersuchungen mit schmierstoffgetränkten Sinterprüfscheiben und -zahnradern wurden Veränderungen der Oberflächenporosität mit der Versuchszeit beobachtet [Ebn17]. Bild 23

zeigt exemplarische statische Kontaktbilder vor Versuch und nach 30 min Versuchszeit bei Selbstschmierung des Werkstoffs SK5302 mit einer Werkstoffdichte von $\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$.



Selbstschmierung, $\vartheta_{01} = 23 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_H = 690 \text{ N/mm}^2$, Sinterprüfkörper SK5302, HVLP7

Bild 23: Statische Kontaktbilder vor Versuch und nach Versuch bei Selbstschmierung (exemplarisch)

Die lichtmikroskopischen Aufnahmen der Prüfkörperoberflächen zeigen vor und nach Versuch vergleichbare Porengröße und -anzahl an der Oberfläche. Die Oberfläche hat sich durch die tribologische Belastung im Versuch nicht signifikant verändert. Zurückzuführen ist dies auf die gewählten Betriebsbedingungen, die die Ausbildung eines trennenden Schmierfilms ermöglichen. Tritt allerdings relevant Mischschmierung auf, so steigt die mechanische und thermische Belastung der Prüfkörperoberfläche und kann zu Veränderungen an der Oberflächenporosität führen.

Zusammenfassung

Aus den gezeigten Ergebnissen ist abzuleiten, dass die Oberflächenporosität eine maßgebliche Einflussgröße auf die Schmierfilmbildung bei schmierstoffgetränkten Sintermaterialien darstellt. Hier ergibt sich ein Zielkonflikt, da einerseits möglichst viele „offene“ Poren einen Schmierstoffaustritt aus der Oberfläche und damit eine Schmierung ermöglichen und andererseits möglichst wenige „offene“ und viele „geschlossene“ Poren eine gute Schmierfilmbildung unterstützen. Eine eindeutige Korrelation zwischen Werkstoffdichte und Schmierfilmdicke ist somit zunächst nicht einfach abzuleiten. Als Kompromiss und mit Blick auf die Festigkeit ist eine mittlere Werkstoffdichte zu empfehlen.

Die Ergebnisse statischer Versuche und der Laufversuche bei Tauch- und Selbstschmierung am optischen EHD-Tribometer zeigen:

- Die Porenverteilung an der Oberfläche der Prüfkörper ist lokal ausgeprägt.
- Schmierstoff tritt aufgrund der elastischen Verformung der getränkten Sinterprüfkörper an der Oberfläche aus.
- Schmierfilmdicken bei Tauchschmierung sind mit Sinterprüfkörpern um 30 % bis 80 % niedriger als mit Stahlprüfkörpern aus Vollmaterial.

- Schmierfilmdicken bei Selbstschmierung sind mit Sinterprüfkörpern um 30 % bis 70 % niedriger als mit Sinterprüfkörpern bei Tauchschmierung.
- Schmierstoff- und belastungsfrequenzabhängig wird ein sprunghafter Anstieg der Schmierfilmdicke mit Sinterprüfkörpern bei Tauchschmierung beobachtet.
- Der Einfluss des Werkstoffs auf die Schmierfilmdicke mit Sinterprüfkörpern ist klein.
- Die Oberflächenporosität zeigt dominanten Einfluss auf die Schmierfilmbildung mit getränkten Sinterprüfkörpern.
- Schmierfilmdicken schmierstoffgetränkter Sinterprüfkörper sind weniger stark abhängig von der Geschwindigkeit als bei Stahlprüfkörpern aus Vollmaterial.

Auswahl von Materialien und Schmierstoffen für die folgenden Teilarbeitspakete

Auf Basis der Erkenntnisse am optischen EHD-Tribometer wurde der Werkstoff SK5302 mit einer Werkstoffdichte von $\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$ für die weiterführenden Versuche am Zweiseiben- und Zahnradprüfstand ausgewählt. Dieser stellt einen Kompromiss aus Festigkeit und Schmierstofffluss aus dem und in das poröse Material dar. In Stichproben wurde zudem der Werkstoff SK6301 mit einer Dichte von $\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$ untersucht.

Die Auswahl eines praxisnahen alternativen Schmierstoffs hoher Viskosität bei Umgebungstemperatur zur Simulation der im Betrieb auftretenden sehr niedrigen Temperaturen wurde in Absprache mit den Projektpartnern Liebherr-Aerospace Lindenberg GmbH und MAHLE ZG Transmissions GmbH und dem externen Partner LUBRICANT CONSULT GmbH diskutiert. Versuche bei Raumtemperatur mit verdickten Schmierstoffen wurden als nicht sinnvoll erachtet, da chemische und physikalische Wechselwirkungen im Vergleich zu niedrigen Temperaturen stark unterschiedlich sind. Deshalb wurden drei Schmierstoffe mit vergleichbarem Niedrigtemperaturverhalten ausgewählt, um damit zunächst Untersuchungen bei Liebherr-Aerospace Lindenberg GmbH hinsichtlich des Wirkungsgrads des Praxisgetriebes durchzuführen. Zum Zeitpunkt der Untersuchungen an Scheiben- und Zahnradprüfständen standen keine weiteren Schmierstoffe zur Simulation des Niedrigtemperaturverhaltens zur Verfügung. Daher wurden die Schmierstoffe MIN100 und HVLP7 für die Untersuchungen verwendet. Für Untersuchungen am Zweiseibenprüfstand wurde zur Darstellung möglichst niedriger Öltemperaturen ein Kryoschmierstoffaggregat verwendet.

2.1.2 Messung des Reibungsverhaltens im Scheibenkontakt (TA 1.2)

Das Reibungsverhalten der betrachteten Schmierstoffe MIN100 und HVLP7 (Tabelle 2) und der schmierstoffgetränkten Sintermaterialien SK5302 und SK6301 mit einer Werkstoffdichte von $\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$ (Tabelle 1) wird am FZG-Zweischeibenprüfstand untersucht. Mithilfe eines Kryoschmierstoffaggregates werden niedrige Umgebungstemperaturen nachgestellt.

Prüfstands Aufbau

Der FZG-Zweischeibenprüfstand dient als Analogieprüfstand für Wälzkontakte von Maschinenelementen wie beispielsweise Wälzlager und Zahnräder. Der schematische Aufbau des verwendeten FZG-Zweischeibenprüfstandes ist in Bild 24 dargestellt [Ebn16, Loh15]. Die beiden Prüfscheiben werden unabhängig voneinander über zwei Drehstrommotoren und stufenlos einstellbare Reibradgetriebe angetrieben. Dabei werden die Drehzahlen der Prüfwellen und somit die Umfangsgeschwindigkeiten der Prüfscheiben v_1 und v_2 aufgenommen. Dadurch können die Gleitgeschwindigkeit v_g , und die Summengeschwindigkeit v_Σ stufenlos eingestellt werden. Der Schlupf s ist nach Gleichung (5) definiert. Die Normalkraft F_N im Scheibenkontakt wird über eine Kraftmessdose gemessen. Durch die Abstützung des horizontal verschiebbaren Schlittens der oberen Prüfwellen über eine Kraftmessdose kann die bei Schlupf s zwischen den Scheiben wirkende Reibkraft F_R annähernd wegfrei gemessen werden. Die Reibungszahl wird nach Gleichung (6) ermittelt.

$$v_\Sigma = v_1 + v_2 \quad (4)$$

$$s = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \quad \text{für } v_1 > v_2 \quad (5)$$

$$\mu = \frac{F_N}{F_R} \quad (6)$$

Der Prüfstand besitzt alle notwendigen Einstellmöglichkeiten, um eine gleichmäßige Lastverteilung im Scheibenkontakt zu gewährleisten. Bei Einspritzschmierung wird die Ölversorgung unmittelbar in das Einlaufgebiet des Scheibenkontaktes sichergestellt. Ein Ölaggerat regelt die Öleinspritztemperatur $\vartheta_{\text{öi}}$ auf $\pm 1 \text{ K}$ genau. Zur Realisierung von niedrigen Öleinspritztemperaturen von bis zu $\vartheta_{\text{öi}} = -20 \text{ °C}$ wird ein Kryoschmierstoffaggregat verwendet. Bei Selbstschmierung mit getränkten Sinterscheiben wird kein Öl in den Kontakt eingespritzt. Die Mas- sentemperatur der oberen Prüfscheibe (Stahl) wird mit einem Glaskörper Pt100-Widerstandsthermometer 4 mm unter der Scheibenoberfläche gemessen.

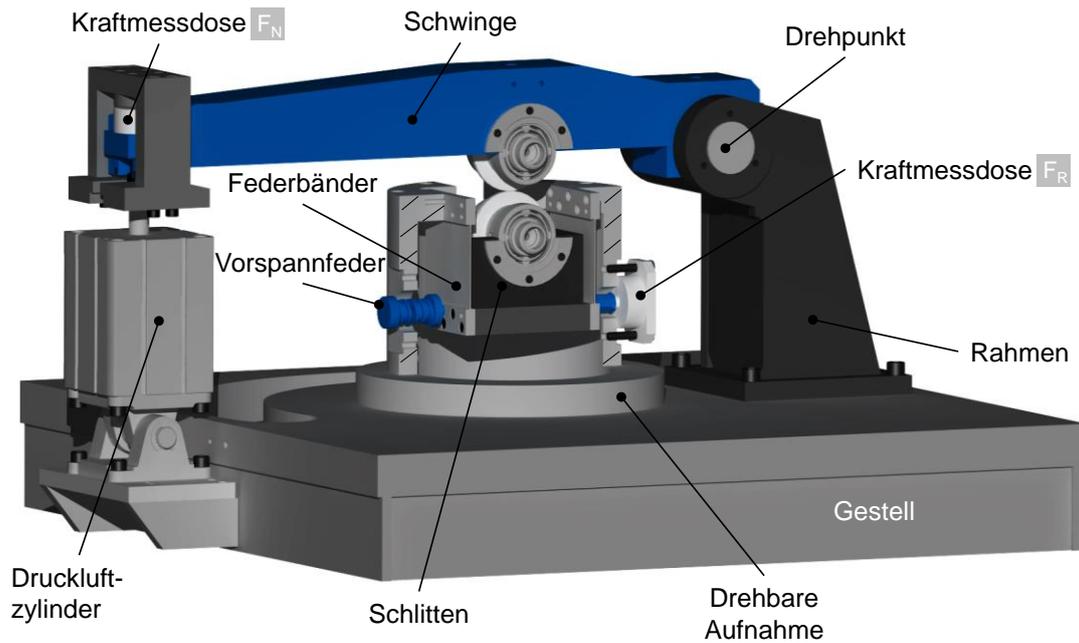


Bild 24: FZG-Zweischeibenprüfstand zur Messung des Reibungsverhaltens ([Ebn18])

Bild 25 zeigt die Geometrie der zylindrischen Prüfscheiben mit Durchmesser 80 mm und Breite 5 mm. Als Scheibenpaarung zur Untersuchung des Reibungsverhaltens wird jeweils eine polierte und einsatzgehärtete Stahlprüfscheibe aus 16MnCr5 und eine umfanggeschliffene, einsatzgehärtete und schmierstoffgetränkte Sinterprüfscheibe untersucht.

Die Materialdaten der Stahlprüfscheiben sind trotz unterschiedlicher Materialien vergleichbar zu den Werten für 100Cr6 in Tabelle 1. Die Stahlprüfscheiben wurden zunächst in einer Charge gedreht und einsatzgehärtet. Die Einsatzhärtungstiefe, Oberflächenhärte und Kernfestigkeit betragen $\text{CHD550HV1} = 0,9 + 0,2 \text{ mm}$, $690 - 740 \text{ HV1}$ und $> 1000 \text{ N/mm}^2$. Anschließend wurden die 5 mm breiten Laufflächen der Stahlprüfscheiben auf eine Oberflächenrauheit von $R_a \approx 0,2 \text{ }\mu\text{m}$ umfanggeschliffen und in mehreren Schritten auf eine Oberflächenrauheit von $R_a < 0,01 \text{ }\mu\text{m}$ poliert. Damit können Rauheitseinflüsse der Stahlprüfscheibe auf die Sinterprüfscheibe weitestgehend ausgeschlossen werden.

Die Sinterprüfscheiben wurden bei der Fa. Miba Sinter Austria gesintert und gehärtet, bevor die Lauffläche auf eine Oberflächenrauheit von $R_a \approx 0,2 \text{ }\mu\text{m}$ umfanggeschliffen wurde. Zur Übertragbarkeit auf Zahnräder wurde auf einen weiteren Polierprozess verzichtet. Zudem haben unterschiedliche Oberflächenfertigungsverfahren unterschiedliche Auswirkung auf die Oberflächenporosität [Ebn16, Ebn19].

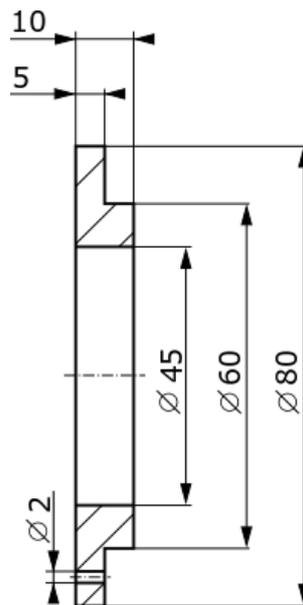


Bild 25: Abmessungen der Prüfscheiben am FZG-Zweischeibenprüfstand

Bild 26 zeigt eine taktil vermessene Oberfläche einer umfangsgeschliffenen Sinterprüfscheibe. Die Vermessung erfolgte dabei quer zur Laufrichtung der Prüfkörper mit dem Tastschnittverfahren bei einer Taststrecke von $L_t = 4,0$ mm und einer Grenzwellenlänge von $\lambda_c = 0,8$ mm. Poren an der Oberfläche beeinflussen die taktile Messung lokal entlang der Taststrecke.

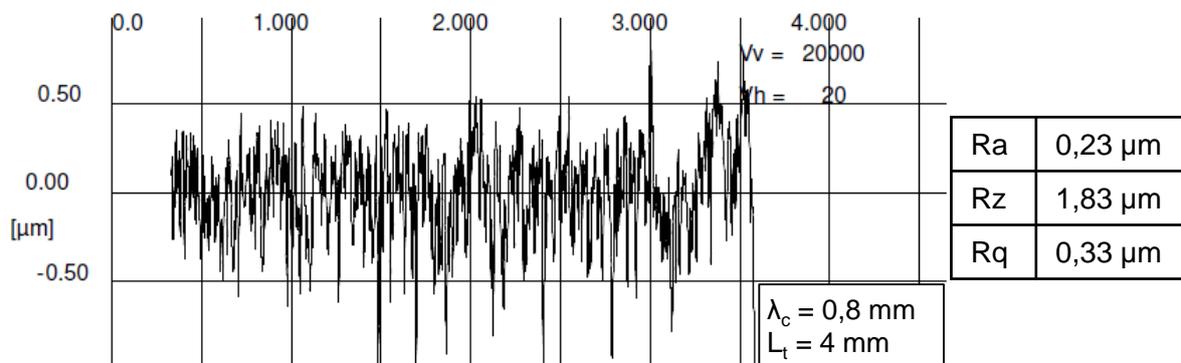


Bild 26: Taktile vermessene Oberfläche einer Sinterprüfscheibe (exemplarisch)

Versuchsdurchführung

Am FZG-Zweischeibenprüfstand wird das Reibungsverhalten im tribologischen Wälzkontakt mit schmierstoffgetränkten Sintermaterialien untersucht. Tabelle 4 zeigt die betrachteten Prüfbedingungen mit Stahl- und Sinterprüfscheiben. Hierbei wird zunächst das Reibungsverhalten der betrachteten Schmierstoffe MIN100 und HVLP7 anhand einer Paarung mit polierten Stahlprüfscheiben bei Einspritzschmierung untersucht. Mit der Paarung aus schmierstoffgetränkter Sinterprüfscheibe mit einer polierten Stahlprüfscheibe wird anschließend bei Einspritzschmierung das Reibungsverhalten und bei Selbstschmierung exemplarisch die Standzeit untersucht.

Paarung	Stahl - Stahl	Sinter - Stahl	
	Reibung	Reibung	Standzeit
Summengeschwindigkeit v_{Σ} in m/s	{1; 4; 8}	{1; 4; 8}	4
Schlupf s in %	0...50	0...50	20
Öleinspritztemperatur $\vartheta_{\text{Öl}}$ in °C	{-20; 40}	{-20; 40}	-
Normalkraft F_N in N	{980; 3920}	{980; 3920}	3920
Hertz'sche Pressung p_H in N/mm ²	{600; 1200}	{520; 1043}	1043
Schmierstoffe	MIN100, HVLP7		
Schmierung	Einspritzschmierung		Selbstschmierung

Tabelle 4: Prüfbedingungen am FZG-Zweischeibenprüfstand zur Untersuchung des Reibungsverhaltens

Bei den Reibungszahlmessungen werden die Schlupfwerte sequentiell angefahren und die Reibungszahl und Massentemperatur als quasi-stationäre Werte aufgenommen. Dazu muss die zeitliche Änderung der Massentemperatur $\Delta\vartheta_M < 0,5$ K/min sein. Bei den Standzeitversuchen werden Reibungszahl und Massentemperatur kontinuierlich bis zum Abbruch aufgenommen. Das Abbruchkriterium $\vartheta_M > 160$ °C orientiert sich an der Anlasstemperatur der Prüfscheiben.

Die Tränkung der Sinterprüfscheiben erfolgt analog zu den Prüfkörpern am optischen EHD-Tribometer in Anlehnung an Bild 6 mit einer Einpressvorrichtung größerer Bauform. Die gemessene eingepresste Schmierstoffmenge beträgt durchschnittlich etwa 2 g. Die eingepresste Schmierstoffmasse füllt damit sehr gut das nominelle Volumen der Porenstruktur des Sinterprüfkörpers.

Untersuchungsergebnisse

Referenzuntersuchungen mit polierten Stahlprüfscheiben

Zur Einordnung in bestehende Ergebnisse wurde das Reibungsverhalten der Schmierstoffe HVLP7 und MIN100 für repräsentative Betriebsbedingungen mit polierten Stahlprüfscheiben bei Einspritzschmierung mit $\vartheta_{\text{Öl}} = \{-20; 40\}$ °C untersucht. Bild 27 zeigt die gemessenen Reibungszahlen μ und Massentemperaturen ϑ_M in Abhängigkeit von Summengeschwindigkeit v_{Σ} und Schlupf s für eine Öleinspritztemperatur von $\vartheta_{\text{Öl}} = 40$ °C.

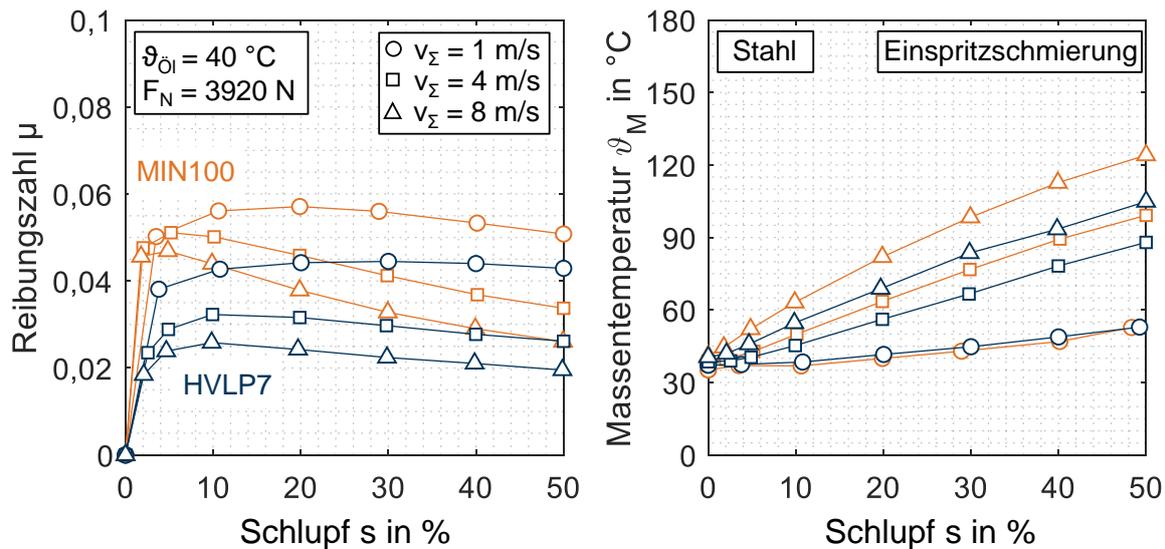


Bild 27: Gemessene Reibungszahl μ und Massentemperatur ϑ_M für polierte Stahlprüfscheiben im Vergleich der Schmierstoffe MIN100 und HVLP7

Die gemessenen Reibungs- und Massentemperaturkurven zeigen typische Verläufe. Nach einem steilen Anstieg im niedrigen Schlupfbereich (linearer Bereich) folgt ein nicht-linearer Bereich, der mit dem Erreichen der maximalen Reibungszahl (als Grenzschubspannung interpretiert) einhergeht. Anschließend sinkt aufgrund der zunehmenden Temperatur die Reibungszahl stetig. Die Massentemperatur ergibt sich aus der im Kontakt generierten Reibleistung und dem spezifischen Wärmeabfluss des Prüfstands und rückkoppelt über die Schmierstoffeigenschaften im Scheibenkontakt mit der Reibungszahl.

Der lineare Bereich der Reibungszahl verändert sich nur wenig mit der Summengeschwindigkeit v_{Σ} . Die maximale Reibungszahl verringert und verschiebt sich mit steigender Summengeschwindigkeit v_{Σ} zu niedrigerem Schlupf s , da sich der temperaturbedingte Reibungszahlabfall mit steigender Gleitgeschwindigkeit v_g bei höherer v_{Σ} erhöht und die maximal übertragbare Schubspannung des Schmierstoffs reduziert wird. Bei hohem Schlupf s nimmt der temperaturbedingte Reibungszahlabfall mit steigender Summengeschwindigkeit v_{Σ} zu, da sich die eingebrachte Reibleistung mit steigender Gleitgeschwindigkeit und damit die Massen- und Kontakttemperatur erhöht.

Die Reibungszahl im EHD-Kontakt setzt sich im Allgemeinen aus einer Flüssigkeits- und Festkörperreibungszahl zusammen. Die Flüssigkeitsreibungszahl ist von der effektiven Viskosität im EHD-Kontakt und damit vom lokalen Druck, der Temperatur und dem Schergefälle abhängig. Die effektive Viskosität steigt mit steigendem Druck und fällt mit steigender Temperatur und steigendem Schergefälle. Letzteres ist auf das strukturviskose Fließverhalten von Schmierstoffen zurückzuführen. Festkörperreibung resultiert aus Festkörperberührstellen im EHD-Kontakt, z. B. aufgrund Berührung von Rauheitsbergen. Die Festkörperreibungszahl ist maßgeblich abhängig von den chemischen und physikalischen Eigenschaften der Oberflächen

und wird für Stahloberflächen in Wechselwirkung mit Schwefel-Phosphor Additiven häufig im Bereich 0,05 bis 0,07 angegeben. Der Anteil an Flüssigkeits- und Festkörperreibung wird auf Basis der Lastaufteilung zwischen dem hydrodynamischen Traganteil des Schmierstoffs und dem Festkörpertraganteil in Festkörperberührstellen bestimmt. Die Lastaufteilung hängt wesentlich von der Schmierfilmdicke und der Oberflächenrauheit ab. Ist die Schmierfilmdicke ausreichend groß, um Festkörperberührstellen zu vermeiden, so besteht die Reibungszahl vornehmlich aus Flüssigkeitsreibung. Ist die Schmierfilmdicke zu niedrig, tritt Mischschmierung mit Flüssigkeits- und Festkörperreibung auf.

Für die betrachteten Betriebsbedingungen in Bild 27 zeigt MIN100 höhere Reibungszahlen μ und Massentemperaturen ϑ_M als HVLP7. Für $s = 20\%$, ist die Reibungszahl von HVLP7 um 22 bis 35 % und die Massentemperatur um bis 15 % niedriger als bei MIN100. Da HVLP7 eine niedrigere Viskosität bei Umgebungsbedingungen (Tabelle 2), eine geringere Abhängigkeit von der Temperatur (Viskositätsindex in Tabelle 2) und einen niedrigeren Druck-Viskositätskoeffizienten (Abschnitt 2.1.1) als MIN100 aufweist, ist auch die Reibungszahl kleiner. Es sei darauf hingewiesen, dass die Reibungszahlen in Bild 27 aufgrund der polierten Oberflächen für einen weiten Betriebsbereich der Flüssigkeitsreibungszahl entsprechen. Die Bewertung der Scherratenabhängigkeit des Schmierstoffs kann durch numerische Berechnung des geschmierten Kontaktes oder durch Messungen in z. B. Rotationsviskosimetern detaillierter bewertet werden.

Bild 28 zeigt exemplarische lichtmikroskopische Aufnahmen der Oberfläche der polierten Stahlprüfkörper vor und nach dem Versuch bei Einspritzschmierung.

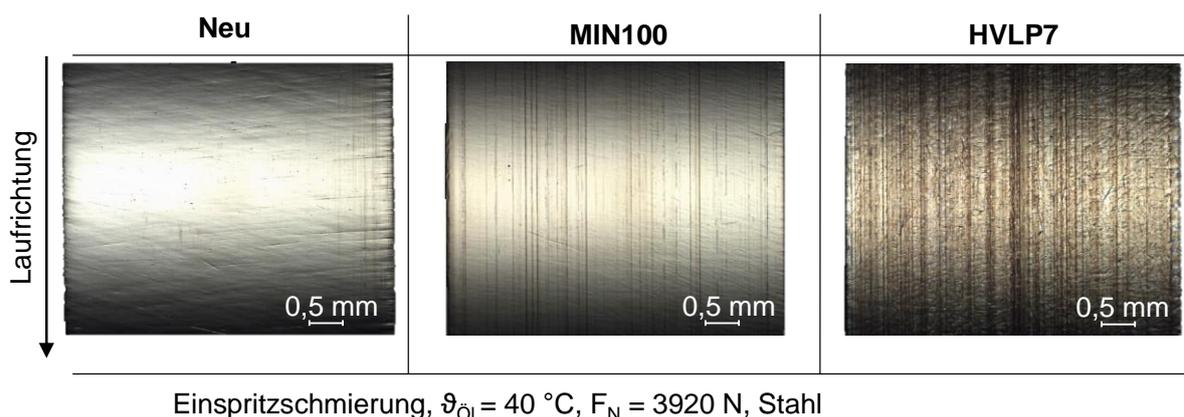


Bild 28: Exemplarische lichtmikroskopische Aufnahmen der Oberflächen der polierten Stahlprüfscheiben vor und nach Versuch bei Einspritzschmierung (Bild 27)

Während die lichtmikroskopischen Aufnahmen der Oberflächen der mit MIN100 geprüften Stahlscheibe nur vereinzelte Markierungen in Laufrichtung zeigt, zeigt die mit HVLP7 geprüfte Stahlscheibe deutlich mehr Laufspuren in Umfangsrichtung. Dies lässt sich auf Festkörperberührstellen während dem Versuch mit HVLP7 zurückführen. Für $v_z = 1\text{ m/s}$ treten rechnerische

Schmierfilmdicken von $h_c \approx 0,30 \mu\text{m}$ für MIN100 und $h_c \approx 0,02 \mu\text{m}$ für HVLP7 (Abschnitt II.2.2.1) auf. Damit liegt für MIN100 ein vollständig trennender Schmierfilm vor. Dagegen tritt Mischschmierung für $v_\Sigma = 1 \text{ m/s}$ und HVLP7 auf.

Bild 27 zeigt die gemessene Reibungszahl μ und Massentemperatur ϑ_M in Abhängigkeit von Summengeschwindigkeit v_Σ und Schlupf s für Öleinspritztemperaturen von $\vartheta_{\text{ÖI}} = \{-20; 40\} \text{ °C}$ für den Schmierstoff HVLP7. Untersuchungen mit MIN100 waren aufgrund der sehr hohen Viskosität bei -20 °C nicht möglich, da die vorhandene Pumpenleistung des Kryoschmierstoffaggregates nicht ausreichend für eine kontinuierliche Schmierstoffzufuhr ist.

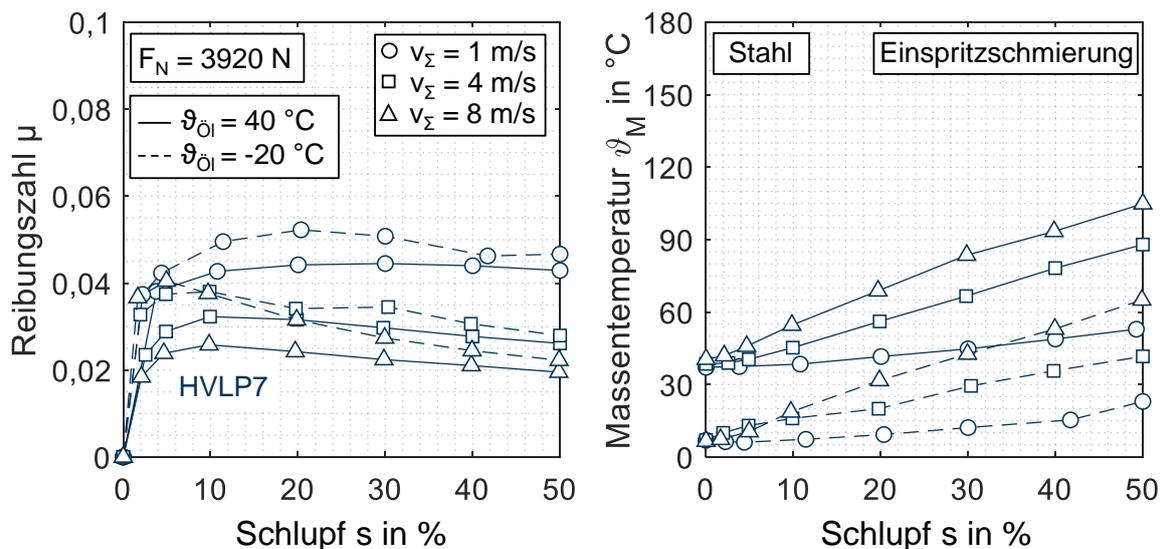


Bild 29: Gemessene Reibungszahl μ und Massentemperatur ϑ_M für den Schmierstoff HVLP7 mit polierten Stahlprüfscheiben bei Variation der Öleinspritztemperatur $\vartheta_{\text{ÖI}}$

Im Allgemeinen zeigen die gemessenen Reibungszahl- und Massentemperaturkurven für $\vartheta_{\text{ÖI}} = -20 \text{ °C}$ ähnliche Verläufe wie für $\vartheta_{\text{ÖI}} = 40 \text{ °C}$. Die Reibungszahlen zeigen bei niedrigem Schlupf größere Unterschiede als bei höherem Schlupf. Die Reibungszahlen bei $\vartheta_{\text{ÖI}} = -20 \text{ °C}$ sind größer und die Massentemperaturen ϑ_M kleiner als bei $\vartheta_{\text{ÖI}} = 40 \text{ °C}$. Dies lässt sich auf die deutlich höhere Schmierstoffviskosität bei $\vartheta_{\text{ÖI}} = -20 \text{ °C}$ zurückführen. Dadurch steigt aufgrund der höheren effektiven Viskosität im Schmierpalt die Flüssigkeitsreibungszahl, was wiederum höhere Kontakttemperaturen im Schmierpalt bewirkt. Entsprechend ist die thermische Abnahme der Reibungszahl bei hohem Schlupf für $\vartheta_{\text{ÖI}} = -20 \text{ °C}$ tendenziell stärker ausgeprägt als für $\vartheta_{\text{ÖI}} = 40 \text{ °C}$. Bei $\vartheta_{\text{ÖI}} = -20 \text{ °C}$ sind rechnerisch zudem die beiden Oberflächen vollständig durch einen Schmierfilm getrennt, sodass vornehmlich Vollschrimerung vorliegt (s. Abschnitt II.2.2.1).

Untersuchungen mit schmierstoffgetränkten Sinterprüfscheiben

Untersuchungen bei Einspritzschmierung

Zur Charakterisierung des Reibungsverhaltens von schmierstoffgetränkten, umfangsgeschliffenen Sinterprüfscheiben wurden für die Sinterwerkstoffe SK5302 und SK6301 mit Dichte $\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$ bei Einspritzschmierung mit $\vartheta_{\text{Öl}} = \{-20; 40\} \text{ °C}$ und dem Schmierstoff HVLP7 Reibungszahlmessungen durchgeführt. Bild 30 zeigt die gemessene Reibungszahl μ und Massentemperatur ϑ_M in Abhängigkeit von Summengeschwindigkeit v_Σ und Schlupf s für eine Öleinspritztemperatur von $\vartheta_{\text{Öl}} = 40 \text{ °C}$ im Vergleich der Werkstoffe.

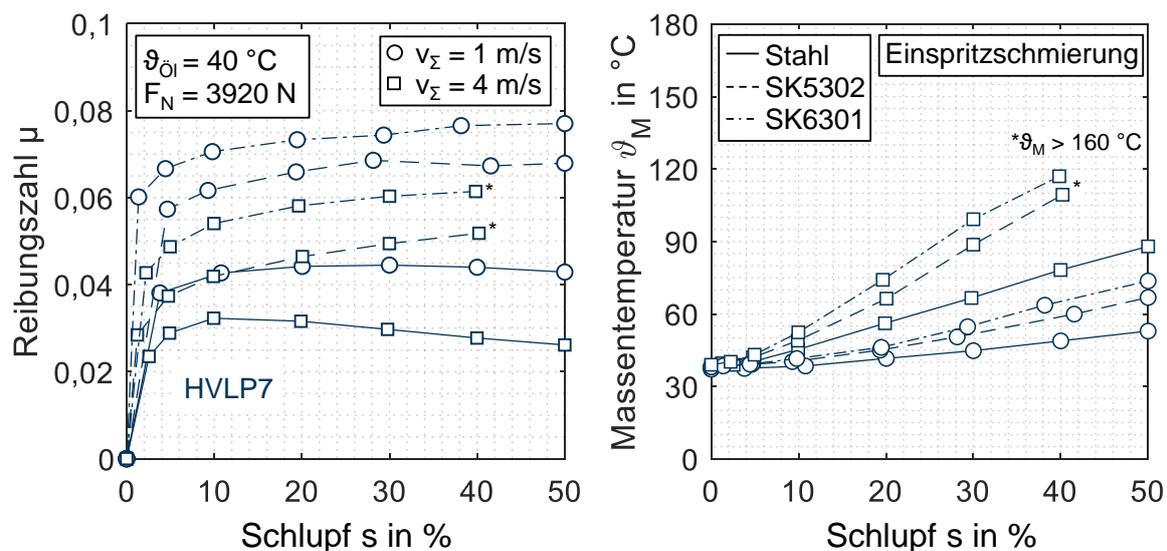


Bild 30: Gemessene Reibungszahl μ und Massentemperatur ϑ_M für den Schmierstoff HVLP7 mit getränkten Sinterscheiben bei $\vartheta_{\text{Öl}} = 40 \text{ °C}$ und Variation des Werkstoffs

Die Reibungszahl- und Massentemperaturkurven der Sinterwerkstoffe SK5302 und SK6301 zeigen ähnliche Verläufe und höhere Werte als die der polierten Stahlprüfscheiben. Der Sinterwerkstoff SK6301 zeigt höhere Reibungszahlen und Massentemperaturen als SK5302. Für $v_\Sigma = 4 \text{ m/s}$ und $s = 50 \text{ %}$ wird eine Massentemperatur von $\vartheta_M > 160 \text{ °C}$ erreicht und der Versuch aufgrund der Anlassgefährdung der Prüfscheiben manuell abgebrochen. Da die Sinterprüfscheiben auf $R_a = 0,2 \text{ }\mu\text{m}$ umfangsgeschliffen und damit deutlich rauer als die polierten Stahlprüfscheiben sind, tritt Mischschmierung auf. Diese wird durch den Schmierstoffabfluss aus dem Schmierpalt über die offene Porosität der Sinterprüfscheiben verstärkt (s. Abschnitt 2.1.1 und 2.2.1). Dies ist ursächlich für höhere Reibungszahlen als bei polierten Stahlprüfscheiben. Das Reibungsverhalten der Sinterprüfkörper bei Einspritzschmierung ist damit bestimmt von der Festkörperreibungszahl, dem Schmierfilmaufbau, dem Abfluss des Schmierstoffs im Kontakt durch die Poren und der Flüssigkeitsreibungszahl.

Bild 31 zeigt exemplarische lichtmikroskopische Aufnahmen der Oberfläche der Sinterprüfkörper vor und nach dem Versuch bei Einspritzschmierung bei $\vartheta_{\text{Öl}} = 40 \text{ °C}$.

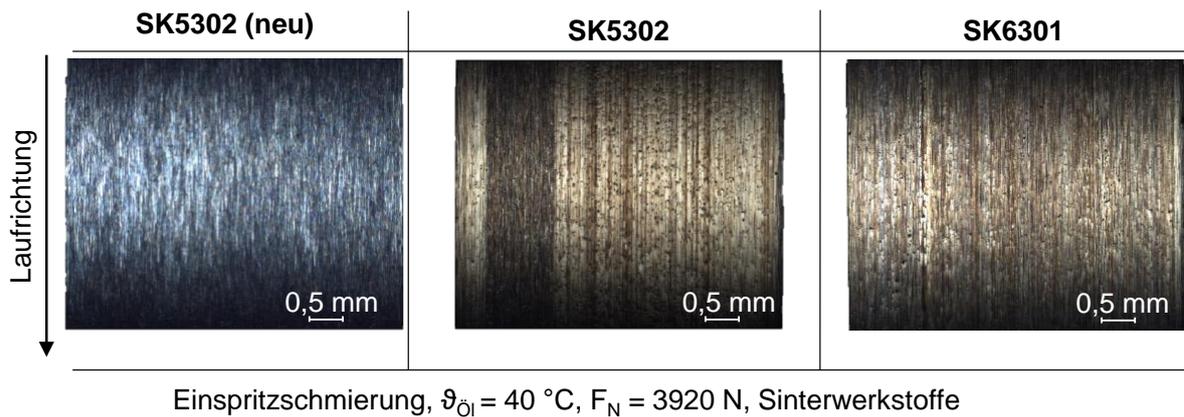


Bild 31: Lichtmikroskopische Aufnahmen der Oberflächen von Sinterprüfkörpern vor und nach Versuch bei Einspritzschmierung

Die lichtmikroskopischen Aufnahmen der Oberflächen nach dem Versuch zeigen Kratzer und Markierungen sowie Poren an der Oberfläche. Für SK5302 ist zudem ein dunkler Bereich ausgeprägt, der auf verstärkten lokalen Festkörperkontakt im Laufrichtung zurückzuführen ist. Die lichtmikroskopischen Aufnahmen bestätigen den Mischschmierungszustand bei Sinterwerkstoffen und zeigen analog zu Untersuchungen von Ebner et al. [Ebn17] eine Veränderung der Oberflächenporosität. Die Poren an der Oberfläche werden durch die tribologische Belastung aus Kontaktdruck, Schub und Temperatur zahlen- und flächenmäßig größer.

Bild 32 zeigt die gemessene Reibungszahl μ und Massentemperatur ϑ_M in Abhängigkeit von Summengeschwindigkeit v_Σ und Schlupf s für eine Öleinspritztemperatur von $\vartheta_{\text{Öl}} = -20 \text{ °C}$ im Vergleich der Werkstoffe.

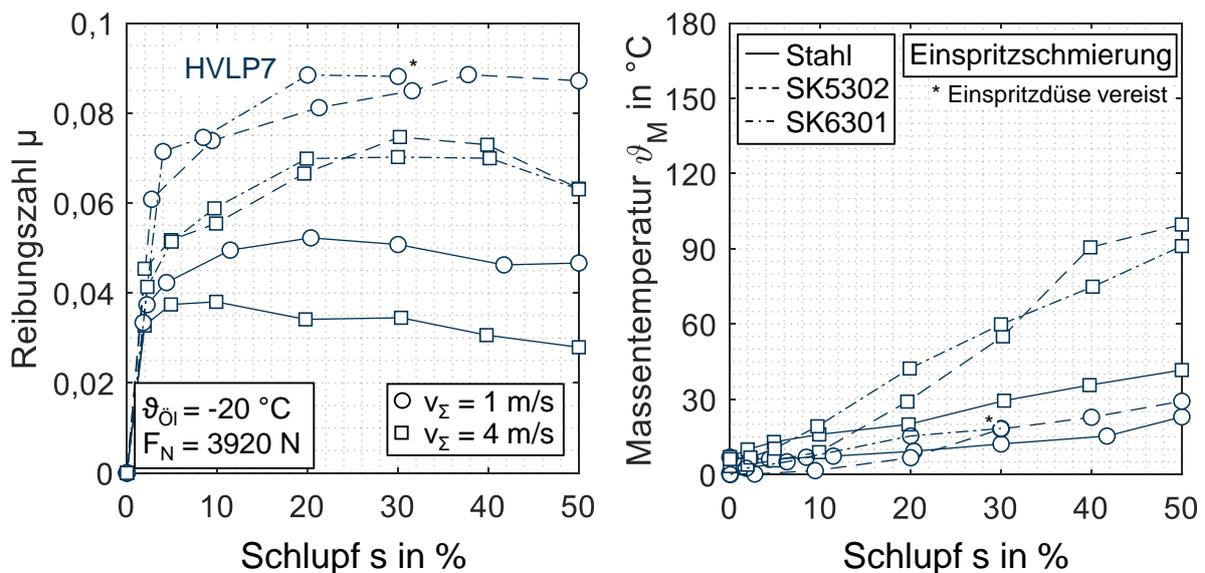


Bild 32: Gemessene Reibungszahl μ und Massentemperatur ϑ_M für den Schmierstoff HVL7P7 mit getränkten Sinterscheiben bei $\vartheta_{\text{Öl}} = -20 \text{ °C}$ und Variation des Werkstoffs

Die Reibungszahl- und Massentemperaturkurven der Sinterwerkstoffe SK5302 und SK6301 zeigen wiederum ähnliche Verläufe und höhere Werte als die der polierten Stahlprüfscheiben. Der Sinterwerkstoff SK6301 zeigt im Mittel leicht höhere Reibungszahlen und Massentemperaturen als SK5302. Bei $v_{\Sigma} = 1 \text{ m/s}$ und $s = 30 \%$ für SK6301 musste der Versuch aufgrund der Vereisung der Einspritzdüse abgebrochen werden. Der Unterschied in der Reibungszahl von SK5302 und SK6301 ist bei $\vartheta_{\text{öi}} = -20 \text{ °C}$ geringer als bei $\vartheta_{\text{öi}} = 40 \text{ °C}$. Dies lässt auf einen ähnlichen Schmierzustand der beiden Sintervarianten schließen, der tendenziell weniger Mischschmierung aufweist als bei $\vartheta_{\text{öi}} = 40 \text{ °C}$. Somit wäre der Einfluss der Festkörperreibung an der Gesamtreibung kleiner. Dies deutet darauf hin, dass bei niedrigen Temperaturen von $\vartheta_{\text{öi}} = -20 \text{ °C}$ neben dem ausgeprägten Schmierfilmaufbau tendenziell der Schmierstoffabfluss aufgrund der hohen Viskosität im Kontakt verringert ist.

Untersuchungen bei Selbstschmierung

Zur Bewertung des Potentials zur Selbstschmierung von schmierstoffgetränkten Sintermaterialien wurden exemplarische Untersuchungen zur Standzeit ohne zusätzliche Schmierstoffzufuhr durchgeführt. Die Betriebsbedingungen orientieren sich dabei an Untersuchungen von Ebner et al. [Ebn17].

Bild 33 zeigt die gemessene Reibungszahl μ und Massentemperatur ϑ_{M} für die Sinterwerkstoffe SK5301 und SK6301 bei Selbstschmierung mit dem Schmierstoff HVLP7.

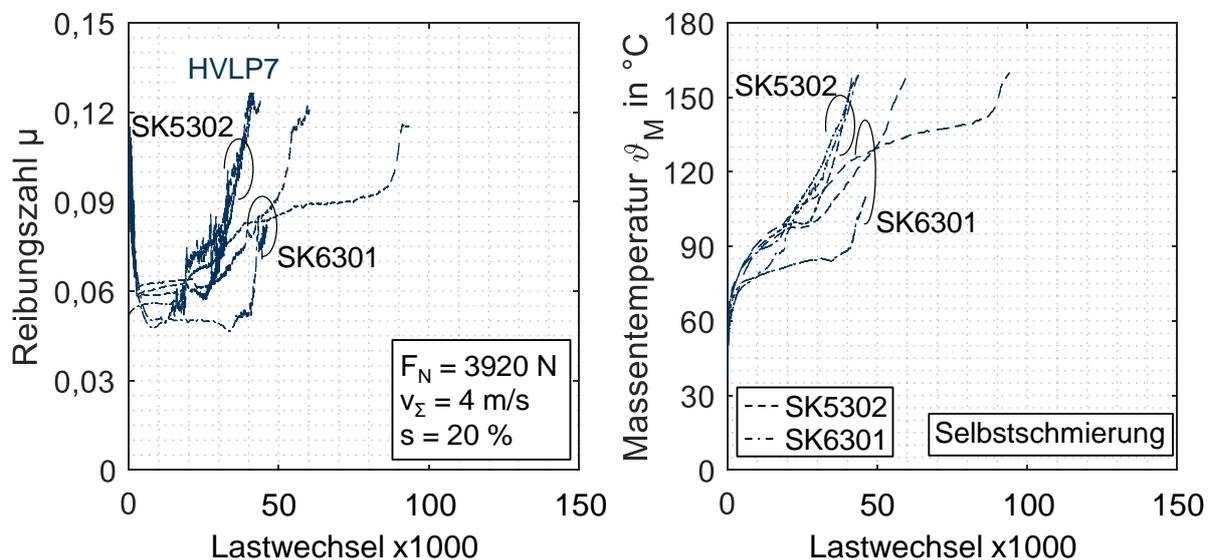


Bild 33: Gemessene Reibungszahl μ und Massentemperatur ϑ_{M} für die Sinterwerkstoffe SK5301 und SK6301 bei Selbstschmierung mit dem Schmierstoff HVLP7

Die Reibungszahl fällt nach Beginn des Versuchs initial ab. Dies ist auf die Erhöhung der Massentemperatur und das Einlaufen der Oberflächen zurückzuführen. Nach einer Phase stabiler Reibungszahl und moderater Erhöhung der Massentemperatur folgt ein starker Anstieg bis zu einer Massentemperatur von $\vartheta_{\text{M}} = 160 \text{ °C}$, wo der Versuch aufgrund der Anlassgefahr der

Werkstoffe abgebrochen wird. Im Allgemeinen zeigen SK5302 und SK6301 sehr ähnliche und im Vergleich zu Untersuchungen von Ebner et al. [Ebn17] mit dem Schmierstoff MIN100 mit Plastic Deformation (PD) Additiv ([Loh15]) deutlich kleinere Laufzeiten. Das Betriebsverhalten kann nach Ebner et al. [Ebn17] als nicht stabil eingeordnet werden. Daraus lässt sich ableiten, dass die untersuchte Betriebsbedingung außerhalb des Einsatzbereiches von selbstschmierenden Sinterwerkstoffen unter Verwendung von HVLP7 liegt. Dies bestätigen die in Bild 34 gezeigten exemplarischen lichtmikroskopischen Aufnahmen der Oberfläche der Sinterprüfkörper vor und nach dem Versuch.

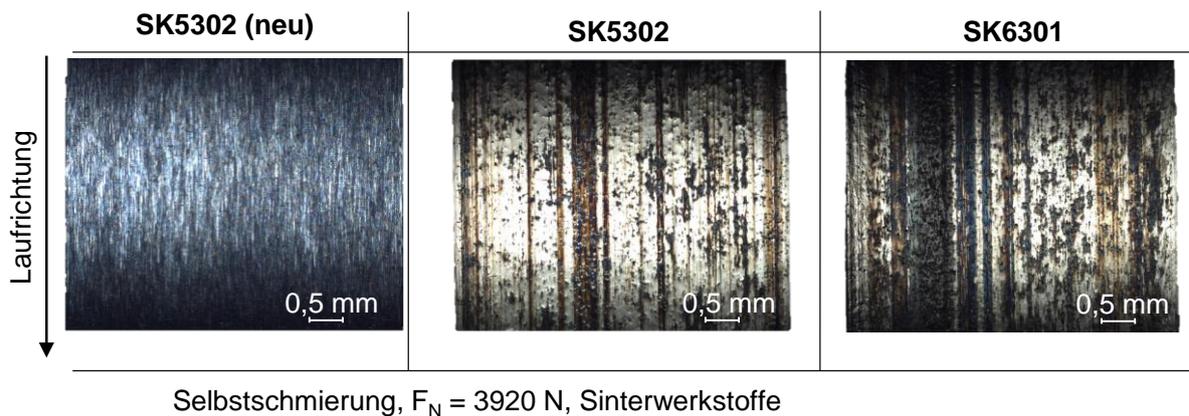


Bild 34: Lichtmikroskopische Aufnahmen der Oberflächen von Sinterprüfkörpern vor und nach Versuch bei Selbstschmierung (Bild 33)

Die lichtmikroskopischen Aufnahmen der Oberflächen der Sinterprüfkörper zeigen nach dem Versuch bei Selbstschmierung, im Vergleich zum Versuch bei Tauchschmierung, deutlich stärkere Veränderungen. Es treten mehr dunkle Bereiche sowie deutlicher sichtbare Poren und Oberflächenzerrüttung auf. Dies führt zu einem verstärkten Schmierstoffabfluss aus dem Kontakt in das Sintermaterial und einer damit verbundenen Verschiebung des Schmierzustands zu Mischschmierung hin. Nach Erreichen eines derartigen Oberflächenzustandes wird von einem progressiven Schadensverlauf ausgegangen.

Zusammenfassung

Aus den gezeigten Ergebnissen ist abzuleiten, dass der Schmierstoff HVLP7 niedrigere Reibungszahlen als MIN100 aufweist, aber auch eine deutlich kleinere Schmierfilmdicke. Entsprechend verstärkt sich abhängig von der Oberflächenrauheit die Mischschmierung, sodass bei HVLP7 die Oberflächeninteraktion zunimmt und Oberflächenzerrüttung induziert werden kann. Untersuchungen zum Reibungsverhalten der Sinterwerkstoffe bei Einspritzschmierung zeigen deutliche Unterschiede bei $\vartheta_{0l} = 40 \text{ °C}$ und nur kleine Unterschiede bei $\vartheta_{0l} = -20 \text{ °C}$. Eine eindeutige Zuordnung der Reibungszahl zu den betrachteten Sinterwerkstoffen ist nicht möglich. Bei niedrigen Temperaturen wird der Schmierzustand in Richtung Vollschmierung verschoben und die Reibungszahl nimmt leicht zu.

Mit Blick auf weiterführende Untersuchungen am Zahnradverspannungsprüfstand bei Selbstschmierung zeigen exemplarische Ergebnisse mit Sinterprüfscheiben für HVLP7 ein instabiles Betriebsverhalten. Dies ist auf deutliche Mischschmierung zurückzuführen und deutet darauf hin, dass im Gegensatz zu Voruntersuchungen mit MIN100+PD ([Ebn17]) ein deutlich kleinerer Anwendungsbereich für HVLP7 vorliegt.

Die Ergebnisse zur Reibungszahl- und Massentemperaturmessung bei Einspritz- und Selbstschmierung am Zweiseibenprüfstand zeigen:

- HVLP7 zeigt niedrigere Reibungszahlen und Massentemperaturen als MIN100.
- HVLP7 führt aufgrund der niedrigen Viskosität und des niedrigen Druck-Viskositätskoeffizienten für ausgewählte Betriebsbedingungen selbst an polierten Prüfscheiben zu Mischschmierung.
- Die Reibungszahl zeigt durch Verringerung der Einspritztemperatur von $\vartheta_{\text{öi}} = 40 \text{ °C}$ auf $\vartheta_{\text{öi}} = -20 \text{ °C}$ eine Erhöhung um maximal ca. 15 %.
- Reibungszahlen von umfangsgeschliffenen Sinterprüfscheiben sind bei Einspritzschmierung um bis zu 80 % höher als von polierten Stahlscheiben.
- SK5302 zeigt bei Einspritzschmierung mit $\vartheta_{\text{öi}} = 40 \text{ °C}$ niedrigere Reibungszahlen als SK6301.
- SK5301 und SK6301 zeigen bei Einspritzschmierung mit $\vartheta_{\text{öi}} = -20 \text{ °C}$ sehr ähnliche Reibungszahlen.
- Exemplarische Untersuchungen bei Selbstschmierung mit dem Schmierstoff HVLP7 zeigen nicht stabiles Betriebsverhalten und deuten für die betrachteten Betriebsbedingungen auf Überschreiten des zulässigen Einsatzbereichs hin.

2.1.3 Messung der integralen Schmierfilmdicken im Scheibenkontakt (TA 1.3)

Die integrale Schmierfilmdickenmessung mit den Schmierstoffen MIN100 und HVLP7 (Tabelle 2) für Stahlprüfscheiben und schmierstoffgetränkten Sinterprüfscheiben aus SK5302 mit einer Werkstoffdichte von $\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$ (Tabelle 1) werden am FZG-Zweischeibenprüfstand durchgeführt.

Prüfstands Aufbau und Messprinzip

Die Untersuchungen zur integralen Schmierfilmdicke werden analog zu den Reibungsmessungen an einem FZG-Zweischeibenprüfstand gleichen Bautyps durchgeführt (s. Abschnitt 2.1.2).

Für die Untersuchungen werden eine Mess- und Prüfscheibe identischer Geometrie gepaart (Bild 25). Die Messscheibe ist mithilfe einer Keramiknabe zur Messwelle isoliert und ist aus Stahl oder Sintermaterial. Die betrachteten Stahlmessscheiben sind analog zu Untersuchungen zum Reibungsverhalten poliert. Die Sintermessscheiben sind umfangsgeschliffen. Die Prüfscheibe aus Stahl ist auf eine Rauheit von $R_a < 0,02 \text{ }\mu\text{m}$ poliert und mit Al_2O_3 beschichtet.

Das Messprinzip zur integralen Schmierfilmdicke beruht auf der Messung der Kapazität des geschmierten Kontakts zwischen den Scheiben. Zur Auswertung der Schmierfilmdicke wird ein Modellkondensator verwendet, mit dem auf eine integrale Schmierfilmdicke zurückgerechnet werden kann. Bild 35 zeigt das Messprinzip der kontaktintegralen Schmierfilmdickenmessung (links) und den Schmierfilmdickenverlauf im EHD-Kontakt sowie den dem Modellkondensator zugrundeliegenden Schmierfilmdickenverlauf bei Vollschmierung (rechts).

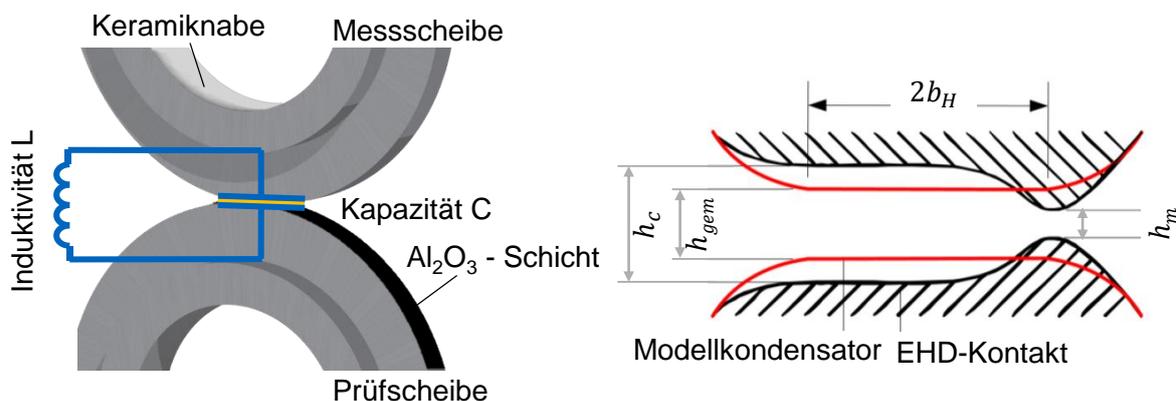


Bild 35: Messprinzip (links) und Schmierfilmdickenverläufe und Modellkondensator (rechts) der integralen Schmierfilmdickenmessung am FZG-Zweischeibenprüfstand

Die kapazitive Messung der Schmierfilmdicke beruht auf der Bestimmung der elektrischen Kapazität C zwischen der Al_2O_3 beschichteten Prüfscheibe und der Messscheibe. Die unter Normalbelastung elastisch verformten Scheiben besitzen eine elektrische Kapazität C gegeneinander, wenn sie durch einen elektrisch isolierenden Schmierfilm getrennt sind. Die Kapazi-

tät C des Modellkondensators zwischen den Scheiben kann in guter Näherung nach der Plattenkondensatorgleichung berechnet werden. Sie hängt von der Schmierfilmdicke h , der Dielektrizitätszahl des Vakuums ϵ_0 , der Dielektrizitätszahl des Schmierstoffs ϵ_r und der Fläche A ab ([May13]).

$$C = \epsilon_0 \cdot \epsilon_r \cdot \frac{A}{h} \quad \text{mit} \quad f \sim \frac{1}{C} \quad (7)$$

Durch die Parallelschaltung des Kondensators mit einer Spule bekannter Induktivität (LC-Schwingkreis) kann die Kapazität C durch Messung der Frequenz des LC-Schwingkreises bestimmt werden. Dabei ist die Schwingkreisfrequenz f umgekehrt proportional zur Kapazität C . Die aus der Messung abgeleitete integrale Schmierfilmdicke h_{gem} liegt somit zwischen der minimalen h_m und der zentralen Schmierfilmdicke h_c .

Die Dielektrizitätszahl des Schmierstoffs ϵ_r wird in einer Hochdruckanlage mit einem offenen Präzisionsplattenkondensator in einem Druckbehälter in Abhängigkeit von Druck und Temperatur bestimmt. Hierbei kann die Dielektrizitätszahl für Drücke bis 4500 bar und Temperaturen von 25 bis 105 °C bestimmt werden. Durch die Messung der Kapazität C kann damit die Dielektrizitätszahl des Schmierstoffs ϵ_r berechnet werden ([May13]). Der LC-Schwingkreis des EHD-Kontaktes wird mithilfe von Kondensatoren bekannter Kapazität, die zwischen Prüf- und Messscheibe gelötet werden, kalibriert.

Versuchsdurchführung

Am FZG-Zweischeibenprüfstand wird die integrale Schmierfilmdicke im tribologischen Wälzkontakt untersucht. Tabelle 5 zeigt die betrachteten Prüfbedingungen mit Stahl- und Sinterprüfscheiben. Hierbei wird zunächst die integrale Schmierfilmdicke der betrachteten Schmierstoffe MIN100 und HVLP7 anhand der Paarung polierter Stahlprüfscheiben untersucht. Mit schmierstoffgetränkten Sinterprüfscheiben gepaart mit polierten Stahlprüfscheiben wird bei Einspritzschmierung die integrale Schmierfilmdicke bestimmt. Aufgrund von in Vorversuchen beobachteten deutlich schwankenden Messfrequenzen bei Selbstschmierung wurden keine Versuche bei Selbstschmierung aufgenommen.

Paarung	Stahl - Stahl	Sinter - Stahl
Summengeschwindigkeit v_{Σ} in m/s	{4; 8; 12}	{4; 8; 12}
Schlupf s in %	0	
Öleinspritztemperatur $\vartheta_{\text{Öl}}$ in °C	40...60	
Normalkraft F_N in N	{980; 3920}	{980; 3920}
Hertz'sche Pressung p_H in N/mm ²	{600; 1200}	{520; 1043}
Schmierstoffe	MIN100, HVLP7	
Schmierung	Einspritzschmierung	

Tabelle 5: Prüfbedingungen am FZG-Zweischeibenprüfstand zur Messung der integralen Schmierfilmdicke

Untersuchungsergebnisse

Referenzuntersuchungen mit polierten Stahlprüfscheiben

Zur Einordnung in bestehende Ergebnisse wurde die integrale Schmierfilmdicke der Schmierstoffe HVLP7 und MIN100 mit polierten Stahlprüfscheiben bei Einspritzschmierung mit $\vartheta_{\text{Öl}} = [40...60]$ °C untersucht. Bild 36 zeigt die gemessene integrale Schmierfilmdicke h_{gem} und die berechnete zentrale Schmierfilmdicke h_c nach Mohrenstein-Ertel [Moh85] in Abhängigkeit von Summengeschwindigkeit v_{Σ} und Normalkraft F_N für MIN100 über der Massentemperatur ϑ_M . Die Massentemperaturen $\vartheta_M = [30...60]$ °C werden dabei durch Anpassung der Öleinspritztemperatur eingestellt.

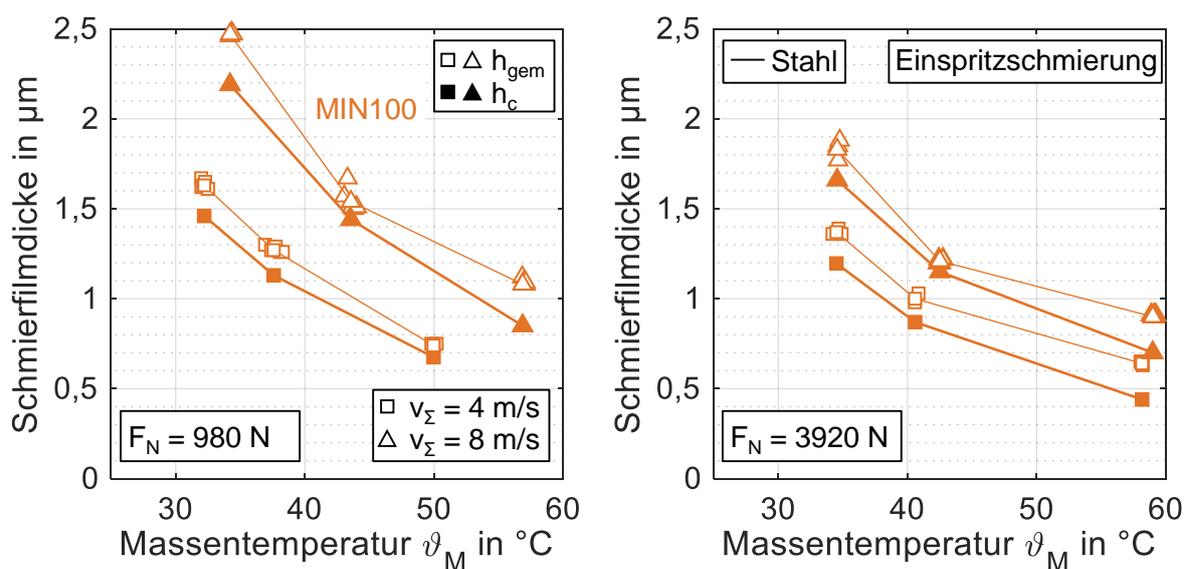


Bild 36: Gemessene integrale Schmierfilmdicke h_{gem} und berechnete zentrale Schmierfilmdicke h_c für polierte Stahlprüfkörper mit dem Schmierstoff MIN100

Die gemessenen integralen Schmierfilmdicken h_{gem} und die berechnete zentrale Schmierfilmdicke h_c zeigen typische Verläufe und ordnen sich in die Ergebnisse vom optischen EHD-Tribometer ein (s. Abschnitt 2.1.1). Mit steigender Temperatur sinkt aufgrund der abnehmenden Viskosität die Schmierfilmdicke. Höhere Summengeschwindigkeiten führen zu einer Erhöhung der Schmierfilmdicke, da der durch den Schmierspalt transportierte Massenstrom zunimmt. Mit steigender Normalkraft F_N fällt die Schmierfilmdicke leicht ab. Die Schmierfilmdicke ist dabei in der Größenordnung von $h_{gem} > 0,5 \mu\text{m}$. Damit kann von einer vollständigen Trennung der polierten Stahloberflächen ausgegangen werden. Messung und Berechnungen zeigen gute Übereinstimmung.

Bild 37 zeigt die gemessene integrale Schmierfilmdicke h_{gem} und die berechnete zentrale Schmierfilmdicke h_c nach Mohrenstein-Ertel [Moh85] in Abhängigkeit von Summengeschwindigkeit v_Σ und Normalkraft für HVLP7.

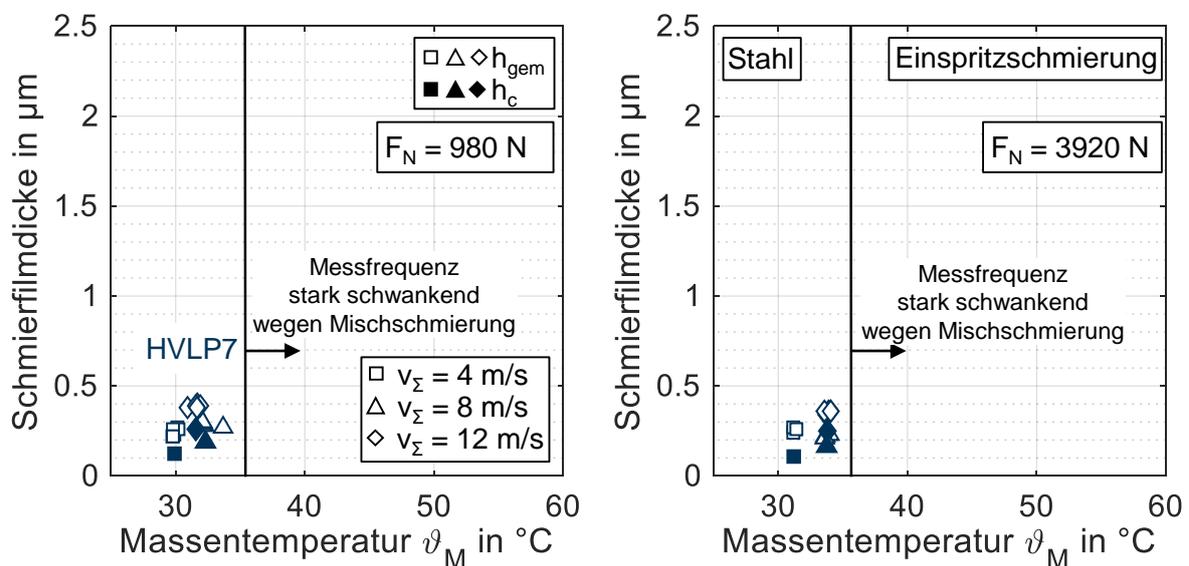


Bild 37: Gemessene integrale Schmierfilmdicke h_{gem} und berechnete zentrale Schmierfilmdicke h_c für polierte Stahlprüfkörper mit dem Schmierstoff HVLP7

Die gemessenen integralen Schmierfilmdicken h_{gem} für HVLP7 sind deutlich kleiner als für MIN100 und bestätigen damit die Ergebnisse aus Abschnitt 2.1.1. Unterhalb Schmierfilmdicken von ca. $0,1 \mu\text{m}$ kann es trotz der sehr niedrigen Oberflächenrauheit der polierten Stahlprüfkörper zu lokalen Festkörperberührstellen kommen. Diese führen zu starken Schwankungen der Messfrequenz. Die Auswertung der integralen Schmierfilmdicke ist damit nicht mehr möglich. Dieser Bereich mit möglichen Festkörperberührstellen ist bereits für Massentemperaturen $\vartheta_M > 35 \text{ }^\circ\text{C}$ nahezu unabhängig von der Summengeschwindigkeit erreicht.

Bei Verwendung des Kryoschmierstoffaggregates analog zu Abschnitt 2.1.2 konnten Messfrequenzen nicht ausreichend genau gemessen werden. Grund hierfür ist das zugrundeliegende Messprinzip der integralen Schmierfilmdickenmessung, welches stark sensitiv gegenüber elektromagnetischer Strahlung ist. Deshalb waren während der Versuche andere Prüfstände,

digitale Datenübertrager oder elektronische Geräte im Prüfraum deaktiviert. Die Nutzung des Kryoschmierstoffaggregates führte aber aufgrund elektromagnetischer Interferenzen zu physikalisch nicht plausiblen Messfrequenzen.

Untersuchungen mit schmierstoffgetränkten Sinterprüfscheiben

Untersuchungen bei Einspritzschmierung

Bild 38 zeigt die gemessene integrale Schmierfilmdicke h_{gem} und die berechnete zentrale Schmierfilmdicke h_c nach Mohrenstein-Ertel [Moh85] für Sinterprüfkörper aus SK5302 mit einer Dichte $\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$ in Abhängigkeit von Summengeschwindigkeit v_Σ und Normalkraft für MIN100 und HVLP7.

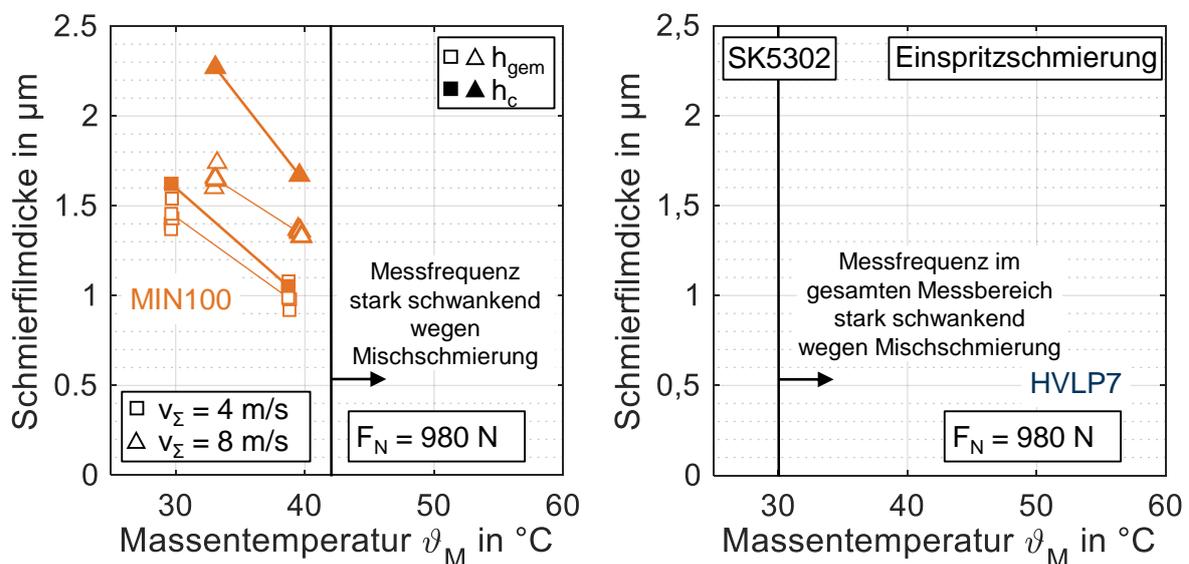


Bild 38: Gemessene integrale Schmierfilmdicke h_{gem} und berechnete zentrale Schmierfilmdicke h_c für Sinterprüfkörper mit den Schmierstoffen MIN100 und HVLP7

Die gemessene integrale Schmierfilmdicke h_{gem} ist für SK5302 niedriger als für Stahl. Festkörperberührstellen treten für MIN100 bereits bei $\vartheta_M > 40 \text{ }^\circ\text{C}$ und für HVLP7 bereits ab Raumtemperatur auf. Dies kann auf die bei den Sinterprüfkörpern höhere Oberflächenrauheit und den Einfluss der Oberflächenporosität zurückgeführt werden. Diese Ergebnisse bestätigen die dargelegten Erkenntnisse aus Abschnitt 2.1.1. Gemessene integrale Schmierfilmdicken h_{gem} und berechnete zentrale Schmierfilmdicken h_c zeigen für $v_\Sigma = 4 \text{ m/s}$ kleine und für $v_\Sigma = 8 \text{ m/s}$ deutliche Abweichungen. Dies lässt sich auf die komplexen Mechanismen offenporiger getränkter Sinterprüfkörper in tribologischen Wälzkontakten zurückführen und zeigt, dass für deren Auslegung erweiterte Berechnungsansätze notwendig sind.

Zusammenfassung

Aus den gezeigten Ergebnissen ist abzuleiten, dass der Schmierstoff HVLP7 geringere Schmierfilmdicken als MIN100 aufweist. Die integrale Schmierfilmdicke mit schmierstoffgetränkten Sinterprüfscheiben bei Einspritzschmierung mit MIN100 zeigt eine deutliche Reduzierung der Schmierfilmdicke gegenüber Stahlprüfkörpern. Für Sinterprüfscheiben bei Einspritzschmierung mit HVLP7 und bei Selbstschmierung treten Festkörperberührstellen auf. Dies führt zu stark schwankenden Messfrequenzen, sodass eine Auswertung der Schmierfilmdicke nicht sinnvoll möglich ist. Berechnete und integrale Schmierfilmdicke zeigen gute Übereinstimmung für Stahlprüfscheiben und Abweichungen für Sinterprüfscheiben über den betrachteten Bereich an Betriebsbedingungen. Die Beobachtungen zur integralen Schmierfilmdicke am zahnradnäheren Scheibenkontakt ergänzen die Ergebnisse zur lokalen Schmierfilmdicke am optischen Tribometer und ordnen sich ein (Abschnitt 2.1.1). Integrale Schmierfilmdicken bestätigen die Neigung zu Mischschmierung und erklären die Oberflächenveränderungen in den Reibungszahlmessungen.

Mit Blick auf weiterführende Untersuchungen am Zahnradverspannungsprüfstand, ist auf Basis der Untersuchungen am Wälzkontakt des Zweischeibenprüfstands anzunehmen, dass der Schmierstoff HVLP7 deutliche Mischschmierung zeigen wird. Deshalb muss von einem deutlich kleineren Anwendungsbereich als für MIN100 ausgegangen werden.

2.1.4 Messung der Leerlauf- und Lastverluste im Zahnradmodellprüfstand (TA 1.4)

Untersuchungen zu Leerlauf- und Lastverlusten wurden an einem erweiterten Zahnradverspannungsprüfstand durchgeführt. Dabei wurden Umfangsgeschwindigkeit, Drehmoment, Temperatur und Ölstand variiert. Es wurde die Paarung eines Ritzels aus SK5302 mit einer Werkstoffdichte von $\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$ (Tabelle 1) und eines Stahlrads mit den Schmierstoffen MIN100 und HVLP7 (Tabelle 2) untersucht.

Prüfstands Aufbau

Bild 39 zeigt den schematischen Aufbau des verwendeten modifizierten FZG-Stirnradsverspannungsprüfstands (DIN ISO 14635-1) – dem FZG-Wirkungsgradprüfstand. Dieser basiert auf dem Prinzip der mechanischen Verspannung. Die Verzahnungen in Prüf- und Übertragungsgetriebe werden über die mechanische Verspannkupplung verspannt. Der Elektromotor muss lediglich die Verlustleistung in Prüf- und Übertragungsgetriebe bereitstellen. Das entsprechend eingespeiste Verlustmoment wird zusätzlich zum Verspannmoment über eine Drehmomentmesswelle aufgenommen. Das Verlustmoment teilt sich aufgrund der verwendeten ausgeglichenen Verzahnung vom Typ C_{mod} [Höh99] gleichmäßig auf das Prüf- und Übertragungsgetriebe auf und kann über die Rückrechnung in lastabhängige Verzahnungsverluste mithilfe der Verzahnungsgeometrie in eine mittlere Verzahnungsreibungszahl μ_{mz} umgerechnet werden. Die Zahnmassentemperaturen vom Prüfritzel und Prüfrad werden mit Hilfe von Pt100-Widerstandstemperatursensoren in Zahnmitte gemessen.

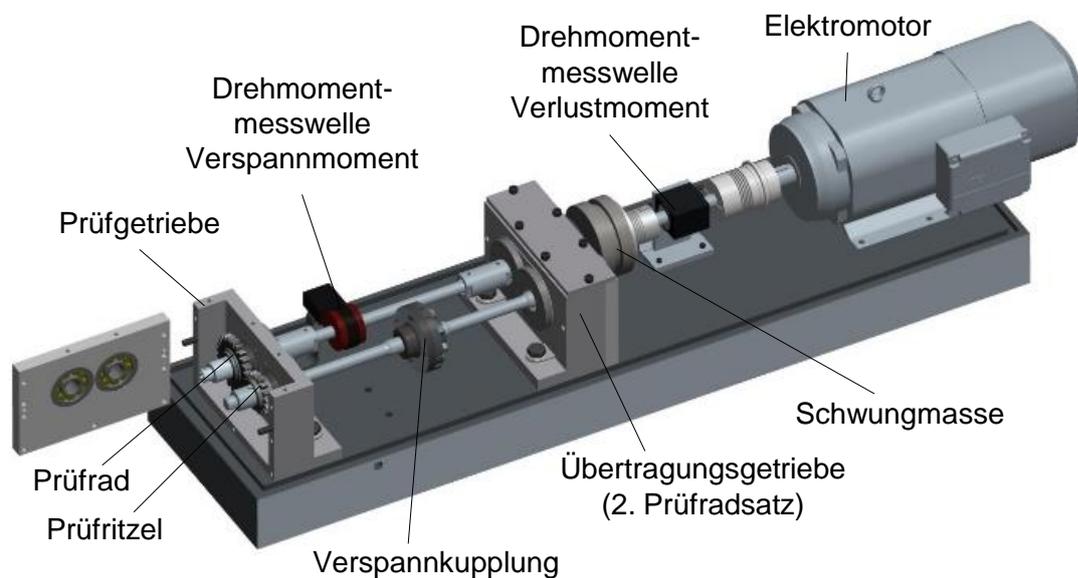


Bild 39: FZG-Wirkungsgradprüfstand zur Messung der Leerlauf- und Lastverluste ([Loh16a])

Die Gesamtverlustleistung P_L besteht aus den lastabhängigen und lastunabhängigen Verzahnungsverlusten P_{LGP} und P_{LG0} , den lastabhängigen und lastunabhängigen Lagerverlusten P_{LBP} und P_{LB0} und den Dichtungsverlusten P_{LS} .

$$P_L = P_{LGP} + P_{LG0} + P_{LBP} + P_{LB0} + P_{LS} \quad (8)$$

Die Leerlaufverluste P_{L0} (Summe von P_{LG0} , P_{LB0} und P_{LS}) werden bei vernachlässigbar kleinem Verspannmoment gemessen. Die lastabhängigen Lagerverluste P_{LBP} können berechnet oder separat an einem Lagerverlustleistungsprüfstand an der FZG gemessen werden. Damit kann die lastabhängige Zahnverlustleistung P_{LGP} der Verzahnung bestimmt werden. Unter der Annahme einer konstanten und mittleren Verzahnungsreibungszahl μ_{mz} über der Eingriffsstecke und mithilfe des lokalgeometrischen Zahnverlustfaktors H_{VL} nach Wimmer [Wim06] ergibt sich:

$$P_{LGP} = P_L - P_{LBP} - P_{L0} = \mu_{mz} \cdot H_{VL} \cdot P_{In} \quad (9)$$

P_{In} entspricht der Antriebsleistung im Verspannkreis.

Typischerweise wird das Prüf- und das Übertragungsgetriebe mit einem Ölfüllstand von 20 mm unter Achsmittle mit geregelter Ölsumpftemperatur $\vartheta_{\text{Ö}}$ tauchgeschmiert. Da bei den Versuchen mit selbstschmierenden Sinterzahnradern kein Ölsumpf vorhanden ist, werden fettgeschmierte gedichtete Lager verwendet. Diese werden bei Tauch- und Selbstschmierung zur Messung von Leerlauf- und Lastverlusten verwendet. Die Lagerverluste sind nach SKF04 berechnet.

Prüfverzahnungen

Für die Versuche am Wirkungsgradprüfstand wird die Prüfverzahnung C_{mod} verwendet (Tabelle 6). Hierbei ist das Ritzel aus dem einsatzgehärteten Sintermaterial SK5302 mit einer Werkstoffdichte von $\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$ und das Rad aus einsatzgehärtetem 16MnCr5. Die Einsatzhärtungstiefe ist $\text{CHD}_{550\text{HV}1} = 0,8 - 1,0 \text{ mm}$. Die Oberflächenhärte liegt bei 750 HV1. Die Zahnräder wurden zunächst auf eine Oberflächenrauheit von $R_a \approx 0,2 \text{ }\mu\text{m}$ quergeschliffen und anschließend auf $R_a \approx 0,15 \text{ }\mu\text{m}$ mechanisch gleitgeschliffen.

Parameter	Verzahnung C_{mod}
Achsabstand a in mm	91,5
Zähnezahl z_1/z_2	16/24
Normalmodul m_n in mm	4,5
Zahnbreite b in mm	14
Profilverschiebungsfaktor x_1/x_2	0,172 / 0,182
Normaleingriffswinkel α_n in °	20
Schrägungswinkel β in °	0
Kopfrücknahme C_a in μm	35

Tabelle 6: Verzahnungsparameter der Prüfverzahnung C_{mod}

Bild 40 zeigt eine taktil vermessene Oberfläche eines gleitgeschliffenen Sinterritzels. Die Vermessung erfolgt dabei quer zur Schleifrichtung in Profilrichtung der Zahnäder mit dem

Tastschnittverfahren bei einer Taststrecke von $L_t = 4,8$ mm und einer Grenzwellenlänge von $\lambda_c = 0,08$ mm.

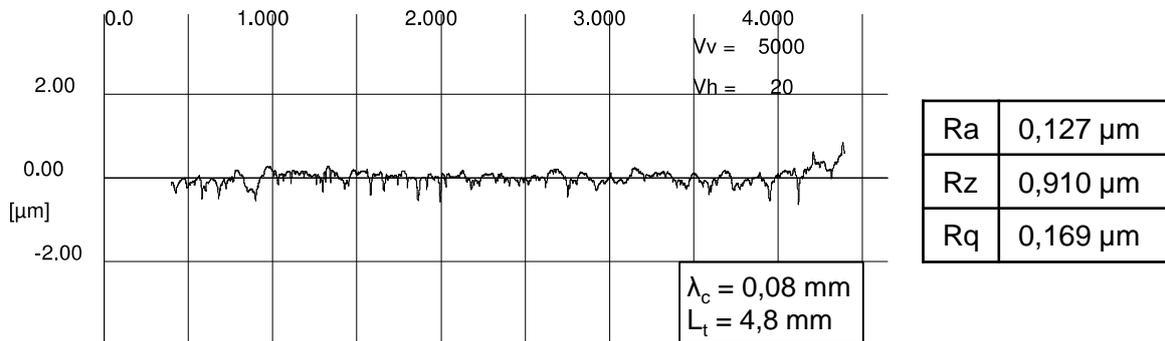


Bild 40: Taktill vermessene Oberfläche eines Sinterritzels zur Verlustleistungsmessung

Versuchsdurchführung

Am FZG-Wirkungsgradprüfstand werden Leerlauf- und Lastverluste mit schmierstoffgetränkten Sintermaterialien untersucht. Tabelle 7 zeigt die betrachteten Prüfbedingungen. Leerlauf- und Lastverluste werden im Kontext des Standzeitverhaltens für die betrachteten Schmierstoffe MIN100 und HVLP7 untersucht.

Messung	Leerlaufverluste	Lastverluste
Drehmoment am Ritzel T_1 in Nm	-	{35,3; 94,1}
Hertz'sche Pressung im Wälzpunkt p_c in N/mm ²	-	{492; 803}
Drehzahl Ritzelwelle n_1 in 1/min	{130; 261; 522; 1305; 2166; 2609; 3914}	{130; 522; 1305; 2166}
Umfangsgeschwindigkeit am Wälzkreis v_t in m/s	{0,5; 1; 2; 5,2; 8,3; 10; 15}	{0,5; 2; 5,2; 8,3}
Massentemperatur ϑ_M in °C	{60; 80; 100}	{60; 80; 100} oder Messgröße
Relative Eintauchtiefe E	{0,33; 0,23; 0,11; 0,04; 0}	-
Schmierstoffe	MIN100, HVLP7	
Schmierung	Tauschschmierung / Selbstschmierung	

Tabelle 7: Prüfbedingungen am FZG-Wirkungsgradprüfstand

Bei den Untersuchungen bei Selbstschmierung wird im Übertragungsgetriebe eine temperaturgeregelte tauchgeschmierte Verzahnung eingesetzt. Diese Konfiguration im Übertragungsgetriebe wurde in Vorversuchen hinsichtlich Leerlauf- und Lastverlusten für die Betriebszu-

stände kalibriert, die bei Selbstschmierung betrachtet werden. Bei der Auswertung der Verluste des selbstgeschmierten Prüfgetriebes wurden von den gemessenen Gesamtverlusten die Verluste des kalibrierten Übertragungsgetriebes abgezogen. Für jede Betriebsbedingung wurden fertigungsfrische Zahnflanken verwendet.

Bei den Untersuchungen bei Tauchschmierung wurde die Massentemperatur durch die geregelte Ölsumpftemperatur $\vartheta_{\text{Öl}}$ eingestellt und kein zusätzliches kalibriertes Übertragungsgetriebe verwendet.

Die Untersuchungen zum Einfluss des Ölfüllstandes wurden für die Standardeintauchtiefe 20 mm unter Wellenmitte ($E = 0,33$) und die relativen Eintauchtiefen von $1x m_n$ am Ritzel ($E = 0,23$), und $3x m_n$ am Rad ($E = 0,11$), $1x m_n$ am Rad ($E = 0,04$) und ohne Ölsumpf $E = 0$ durchgeführt. Die relative Eintauchtiefe $E = 0,50$ entspricht einem Ölfüllstand bis Wellenmitte.

Die Tränkung der Sinterritzel erfolgt analog zu den Prüfkörpern am optischen Tribometer und am Zweiseibenprüfstand in einer Einpressvorrichtung größerer Bauform (Bild 6). Die gemessene eingepresste Schmierstoffmenge beträgt durchschnittlich etwa 6,5 g. Die eingepresste Schmierstoffmasse füllt damit sehr gut das nominelle Volumen der Porenstruktur des Sinterzahnrades.

Untersuchungsergebnisse

Referenzuntersuchungen bei Tauchschmierung

Zur Einordnung des Schmierstoffs HVLP7 in bestehende Ergebnisse wurden Lastverluste bei Tauchschmierung bei den konstanten Massentemperaturen von $\vartheta_M = \{60; 80; 100\}$ °C ermittelt. Bild 41 zeigt die mittlere Verzahnungsreibungszahlen μ_{mz} bei Tauchschmierung und einer Eintauchtiefe von $E = 0,33$.

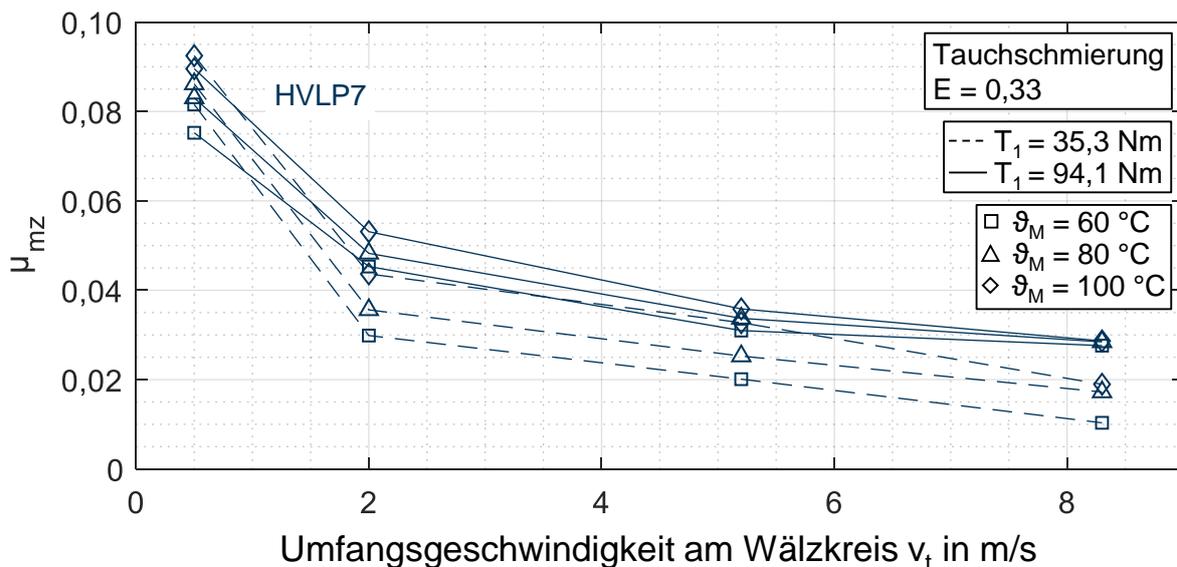


Bild 41: Gemessene mittlere Verzahnungsreibungszahl μ_{mz} bei Tauchschmierung für den Schmierstoff HVLP7 bei konstanter Massentemperatur ϑ_M

Die gemessene mittlere Verzahnungsreibungszahl μ_{mz} zeigt typisch fallende Verläufe mit steigender Umfangsgeschwindigkeit v_t . Die mittlere Verzahnungsreibungszahl μ_{mz} setzt sich dabei aus Flüssigkeits- und Festkörperreibung zusammen. Die Aufteilung zwischen Flüssigkeits- und Festkörperreibung ergibt sich aus Flüssigkeits- und Festkörpertraganteil und kann über die Schmierfilmdicke abgeschätzt werden. Bei kleinen Umfangsgeschwindigkeiten v_t ist μ_{mz} durch Festkörper- und bei großen Umfangsgeschwindigkeiten v_t durch Flüssigkeitsreibung dominiert. Da die Festkörperreibungszahl üblicherweise größer ist als die Flüssigkeitsreibungszahl fällt μ_{mz} mit steigender Umfangsgeschwindigkeit v_t . Die Flüssigkeitsreibung ist aufgrund der konstanten Massentemperatur lediglich von der Kontakttemperatur und vom Schergefälle abhängig. Beide Größen nehmen mit v_t zu und reduzieren damit die Flüssigkeitsreibungszahl.

Höhere Lasten bei gleichbleibender Massentemperatur führen zu höheren Werten von μ_{mz} , da die Flüssigkeitsreibungszahl aufgrund der höheren effektiven Viskosität im Schmierpalt steigt. Die Schmierfilmdicke und damit die Aufteilung zwischen Flüssigkeits- und Festkörperreibung wird nur wenig beeinflusst. Hohe Massentemperaturen führen zu kleineren Schmierfilmdicken und einem höheren Anteil an Festkörperreibung. Zugleich sinkt aufgrund der nied-

rigen Viskosität die Flüssigkeitsreibungszahl. Bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten v_t treten bei hohen Massentemperaturen höhere mittlere Verzahnungsreibungszahlen μ_{mz} auf. Bei hohen Werten von v_t und höherer Last fallen die mittleren Verzahnungsreibungszahlen zusammen.

Die Ergebnisse sind in guter qualitativer Übereinstimmung mit den Untersuchungen zum Reibungsverhalten am Zweischeibenprüfstand (Abschnitt 2.1.2).

Untersuchungen zum Einfluss des Ölfüllstandes

Bild 42 zeigt gemessene Leerlaufmomente T_{L0} von Prüf- und Übertragungsgetriebe bei Tauchschmierung und Selbstschmierung für die Schmierstoffe MIN100 und HVLP7 bei konstanter Massentemperatur von $\vartheta_M = 30\text{ °C}$ unter Variation des Ölfüllstandes.

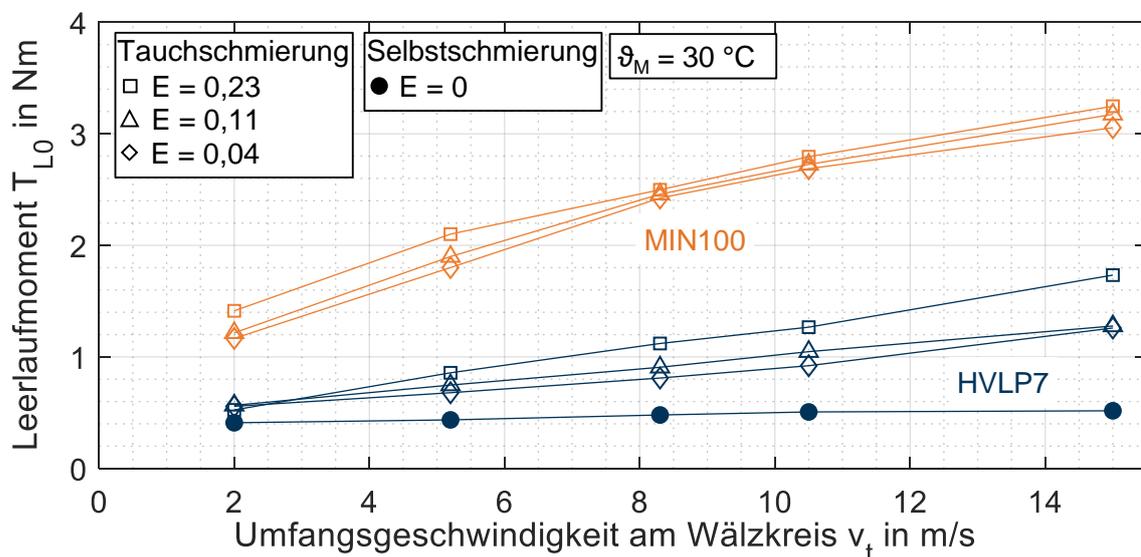


Bild 42: Gemessenes Leerlaufmoment T_{L0} bei Tauch- und Selbstschmierung für die Schmierstoffe MIN100 und HVLP7 unter Variation des Ölfüllstandes

Das Leerlaufmoment T_{L0} steigt im Allgemeinen mit steigender Umfangsgeschwindigkeit v_t an. Es beinhaltet die Leerlaufverluste von Zahnrädern wie Quetschen, Planschen und Ventilation, von Wälzlagern und Dichtungen. Mit steigender Umfangsgeschwindigkeit v_t steigen die Verluste durch Planschen und Quetschen nahezu linear an. HVLP7 zeigt aufgrund der niedrigen Viskosität niedrigere Leerlaufmomente als MIN100.

Durch eine Absenkung des Ölfüllstandes wird das Schmierstoffvolumen verkleinert in das die Zahnräder eintauchen. Dies führt zu einer reduzierten Interaktion von Zahnrädern und Schmierstoff und damit zu weniger Strömungswiderstand und Verkleinerung des Leerlaufmoments. Der relative Anteil von Wälzlagern und Dichtungen am Leerlaufmoment nimmt zu. Bei Selbstschmierung ohne Schmierstoffsumpf reduziert sich das Leerlaufmoment um bis zu 70 %. Dabei sind die verzahnungsbedingten Leerlaufverluste vernachlässigbar und es bleiben die Verluste aus Wälzlagern und Dichtungen übrig.

Untersuchungen bei Selbstschmierung

Zur Untersuchung des Betriebsverhaltens selbstgeschmierter Sinterzahnräder wird im Folgenden die mittlere Verzahnungsreibungszahl μ_{mz} und die Massentemperatur ϑ_M über den Lastwechseln dargestellt und eingeordnet. Bild 43 zeigt gemessene mittlere Verzahnungsreibungszahlen μ_{mz} und Massentemperaturen ϑ_M bei Selbstschmierung für die Schmierstoffe MIN100, MIN100+PD und HVLP7. Die Ergebnisse von MIN100+PD sind aus [Ebn16] ergänzend dargestellt.

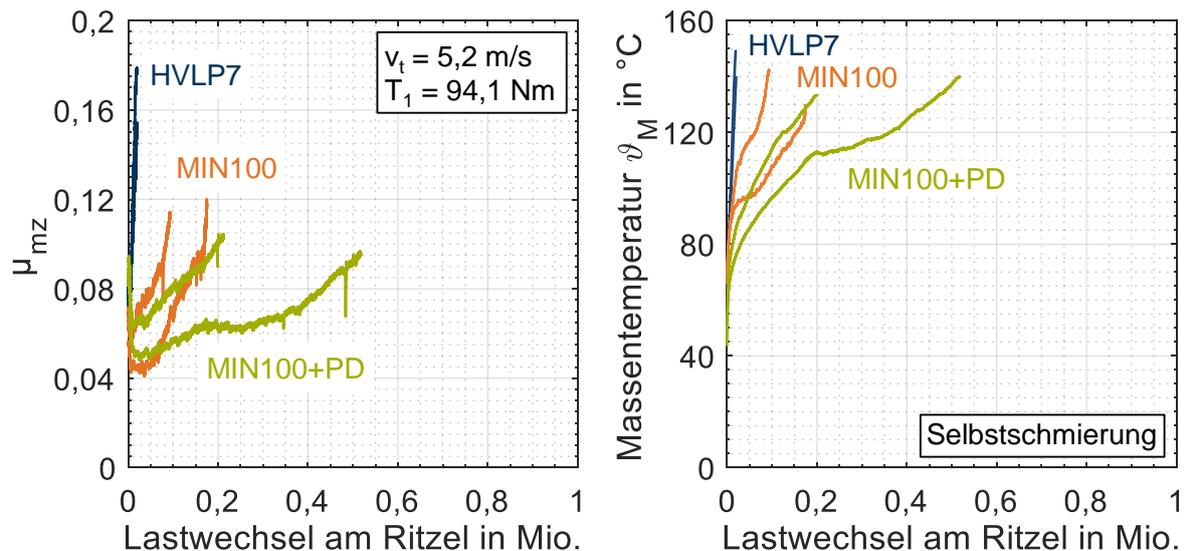


Bild 43: Gemessene mittlere Verzahnungsreibungszahl μ_{mz} und Massentemperatur ϑ_M bei Selbstschmierung für die Schmierstoffe MIN100, MIN100+PD und HVLP7

Versuche mit dem Schmierstoff MIN100+PD werden nach 0,2 bzw. 0,5 Mio. Lastwechseln aufgrund der Überschreitung der Massentemperatur von $\vartheta_M > 140 \text{ °C}$ beendet. Mittlere Verzahnungsreibungszahl μ_{mz} und die Massentemperatur ϑ_M zeigen ein tendenziell instabiles Verhalten. MIN100 mit 0,1 bzw. 0,18 Mio. Lastwechseln und HVLP7 mit ca. 0,01 Mio. Lastwechseln zeigen ebenso instabile Verhalten. Während bei MIN100+PD die Massentemperatur ϑ_M vergleichsweise moderat ansteigt, steigt ϑ_M für MIN100 und HVLP7 unmittelbar nach Versuchsbeginn stark an. Dies deutet darauf hin, dass die gewählte Betriebsbedingung mit einer Antriebsleistung von $P_{in} = 21 \text{ kW}$ und einer erzeugten lastabhängigen Zahnverlustleistung von $P_{LGP} \approx 350 \text{ W}$ die thermische Grenzlast des Systems überschreitet.

Bild 44 zeigt exemplarische lichtmikroskopische Aufnahmen der Zahnflankenoberflächen des Sinterritzels nach dem Versuch mit HVLP7 und MIN100 bei Selbstschmierung.

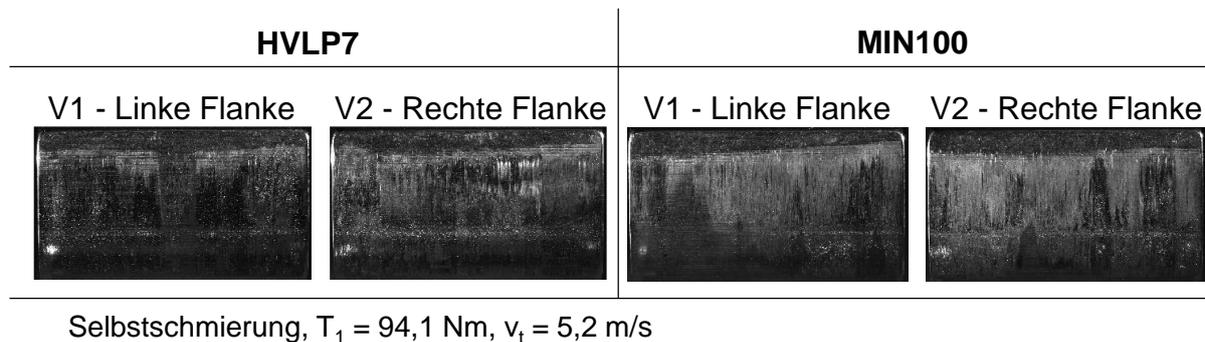


Bild 44: Exemplarische lichtmikroskopische Aufnahmen der Zahnflankenoberflächen des Sinterritzels nach Versuch mit HVLP7 und MIN100 bei Selbstschmierung

Die lichtmikroskopischen Aufnahmen der Zahnflankenoberflächen zeigen für HVLP7 und MIN100 Verschleißriefen in Zahnhöhenrichtung über den Wälzkreis hinaus. An Zahnkopf und Zahnfuß ist die Überlagerung mit Fressriefen nicht auszuschließen. Dies deutet auf tendenziell verschleißkritische Bedingungen im Betrieb hin. Zusätzlich werden die Oberflächenporen durch die tribologische Belastung geöffnet. Dies führt zu einer weiteren Verschlechterung des Schmierzustandes, was die stetig ansteigenden mittleren Verzahnungsreibungszahlen μ_{mz} (Bild 43) bestätigen.

Bild 45 zeigt die gemessene mittlere Verzahnungsreibungszahl μ_{mz} und Massentemperatur ϑ_M bei Selbstschmierung für die Schmierstoffe MIN100 und HVLP7 bei Variation der Last $T_1 = \{35,3; 94,1\} \text{ Nm}$.

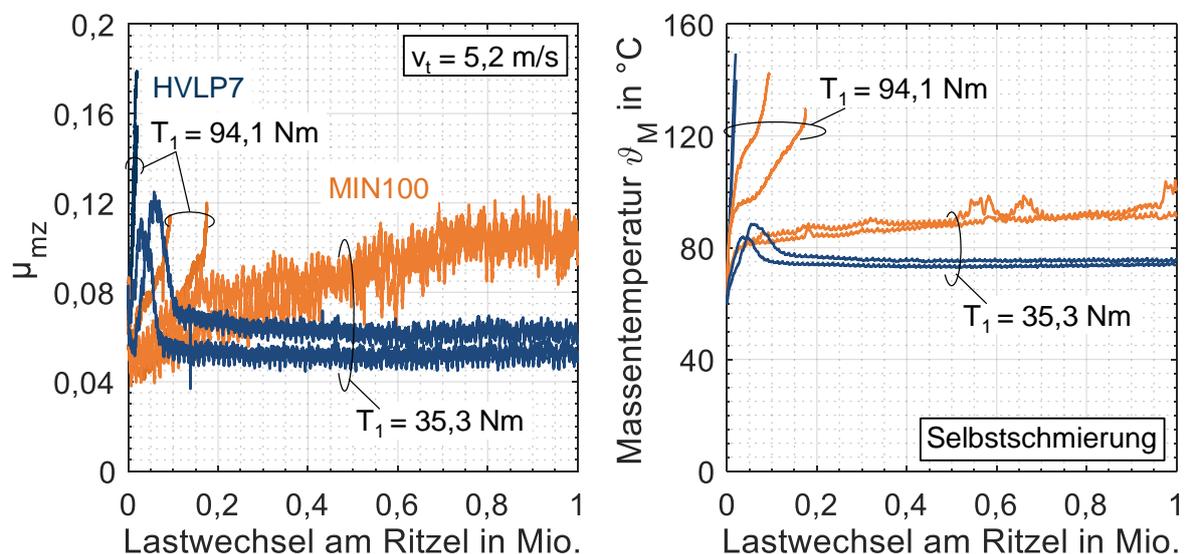


Bild 45: Gemessene mittlere Verzahnungsreibungszahl μ_{mz} und Massentemperatur ϑ_M bei Selbstschmierung für die Schmierstoffe MIN100 und HVLP7 bei Variation der Last

Die Versuche bei niedrigerem Drehmoment von $T_1 = 35,3 \text{ Nm}$ zeigen eine deutlich längere Laufzeit als bei höherem Drehmoment von $T_1 = 94,1 \text{ Nm}$, die in Bild 45 ergänzend aus Bild 43

mit dargestellt sind. HVLP7 zeigt zu Beginn des Versuchs einen Anstieg der mittleren Verzahnungsreibungszahl μ_{mz} und Massentemperatur ϑ_M . Nach ca. 0,1 Mio. Lastwechseln sinkt μ_{mz} und ϑ_M und verbleibt nahezu konstant bei $\mu_{mz} = 0,05$ bzw. $0,06$ und $\vartheta_M \approx 75$ °C. MIN100 zeigt einen kontinuierlichen Anstieg der mittleren Verzahnungsreibungszahl von $\mu_{mz} = 0,05$ zu Versuchsbeginn bis $\mu_{mz} \approx 0,1$ bei 1 Mio. Lastwechseln. Die Massentemperatur ϑ_M steigt zu Versuchsbeginn deutlich von 40 °C auf 80 °C und dann kontinuierlich bis auf ca. 100 °C.

Das Verhalten der mittleren Verzahnungsreibungszahl μ_{mz} und der Massentemperatur ϑ_M zeigt eine Konditionierung des tribologischen Systems anhand von Veränderungen in Massentemperatur, Oberflächenstruktur und Oberflächenporosität. Aufgrund der Oberflächenrauheit der Zahnflanken, des Einflusses der Oberflächenporosität, durch Mangelschmierung und der kleinen Schmierfilmdicken, vor allem bei dem niedrig viskosen Schmierstoff HVLP7, kann im Zahnkontakt von Mischschmierung ausgegangen werden. Dies bestätigen Ergebnisse von Voruntersuchungen in Ebner et al. [Ebn17, Ebn19] und die Ergebnisse vom optischen EHD-Tribometer (Abschnitt 2.1.1) und vom Zweiseibenprüfstand (Abschnitt 2.1.2 und 2.1.3). Die auftretenden Festkörperberührstellen können zu lokaler Überbeanspruchung der Oberfläche führen, was zum Aufbrechen und Vergrößern von Oberflächenporen sowie Oberflächenzerüttung führen kann. Zum Schutz von tribologisch beanspruchten Oberflächen sind Grundölen üblicherweise oberflächenwirksame Additive zugesetzt. MIN100 ist mit 4 % des Schwefel-Phosphor-Additivs Anglamol A99 additiviert, welches vor allem als Fressschutzadditiv dient. Das Additiv in HVLP7 besteht entsprechend einer durchgeführten Elementanalyse ebenfalls wesentlich aus den Elementen Schwefel und Phosphor. Die Wirkung von Schmierstoffadditiven ist neben den Elementen auch von dessen chemischen Bindungen abhängig. Das Additiv in HVLP7 kann die Oberflächenporosität durch eine mögliche bessere verschleißmindernde Wirkung weniger stark beeinflussen als das Additiv in MIN100.

Das Betriebsverhalten von HVLP7 ist tendenziell stabiler als das von MIN100. Dies ist vor allem auf die Additivierung zurückzuführen, da die Schmierfilmdicke von HVLP7 deutlich kleiner ist als bei MIN100. Damit lässt sich als weitere wichtige Einflussgröße auf das Betriebsverhalten getränkter Sinterverzahnungen die Schmierstoffadditivierung identifizieren.

Die Ergebnisse bei $T_1 = 35,3$ Nm zeigen, dass eine Antriebsleistung von $P_{in} = 8$ kW mit den lastabhängigen Zahnverlustleistungen von $P_{LGP} \approx 79$ W für HVLP7 und $P_{LGP} \approx 132$ W für MIN100 zu stabilem Betriebsverhalten führt. Die thermische Grenzlast wird nicht erreicht.

Bild 46 zeigt die gemessene mittlere Verzahnungsreibungszahl μ_{mz} und Massentemperatur ϑ_M bei Selbstschmierung für HVLP7 bei Variation der Umfangsgeschwindigkeit $v_t = \{2,0; 5,2\}$ m/s. Die Ergebnisse bei $v_t = 5,2$ m/s sind aus Bild 43 ergänzt.

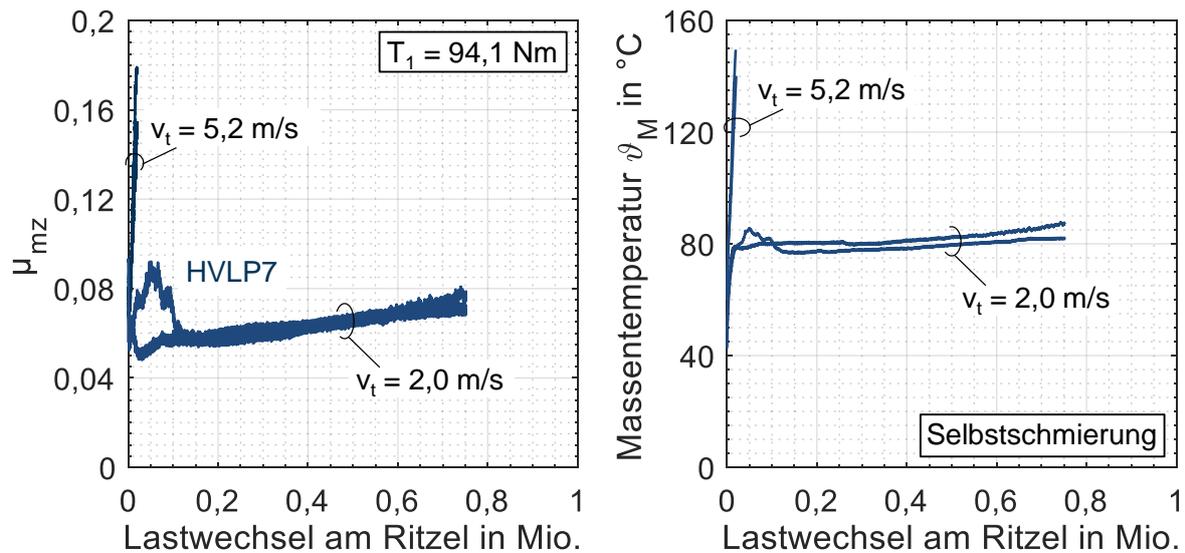
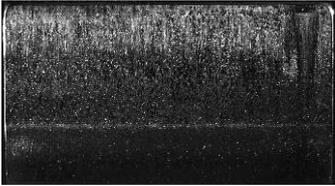
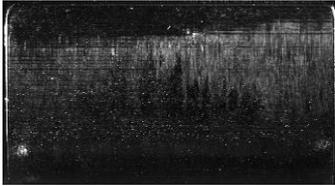
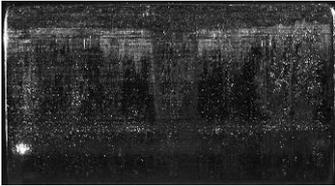
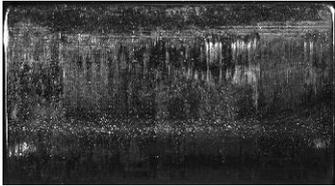
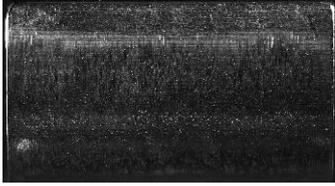


Bild 46: Gemessene mittlere Verzahnungsreibungszahl μ_{mz} und Massentemperatur ϑ_M bei Selbstschmierung für den Schmierstoff HVL7 bei Variation der Umfangsgeschwindigkeit v_t

Die mittlere Verzahnungsreibungszahl μ_{mz} und die Massentemperatur ϑ_M zeigt für eine Umfangsgeschwindigkeit von $v_t = 2,0 \text{ m/s}$ für den Schmierstoff HVL7 ein tendenziell stabiles Betriebsverhalten. Auch wenn die mittlere Verzahnungsreibungszahl μ_{mz} nach initialen Schwankungen kontinuierlich bis zum manuellen Abbruch des Versuchs nach 24 h ansteigt, bleibt die Massentemperatur $\vartheta_M \approx 85 \text{ }^{\circ}\text{C}$ über der Versuchszeit nahezu konstant bzw. steigt nur leicht an. Die übertragene Antriebsleistung beträgt $P_{In} = 5 \text{ kW}$ und die erzeugte lastabhängige Zahnverlustleistung beträgt $P_{LGP} \approx 67 \text{ W}$.

Bild 47 zeigt lichtmikroskopische Aufnahmen der Zahnflanken nach Versuchen bei Selbstschmierung mit dem Schmierstoff HVL7 im Vergleich der Betriebsbedingungen $T_1 = \{94,1; 35,3\} \text{ Nm}$ und $v_t = \{5,2; 2,0\} \text{ m/s}$.

		V1 - Linke Flanke	V2 - Rechte Flanke
$T_1 = 35,3 \text{ Nm}$ $v_t = 5,2 \text{ m/s}$	$P_{in} = 8 \text{ kW}$	 2 Mio. LW	 2 Mio. LW
$T_1 = 94,1 \text{ Nm}$ $v_t = 5,2 \text{ m/s}$	$P_{in} = 21 \text{ kW}$	 0,1 Mio. LW	 0,1 Mio. LW
$T_1 = 94,1 \text{ Nm}$ $v_t = 2,0 \text{ m/s}$	$P_{in} = 5 \text{ kW}$	 0,75 Mio. LW	 0,75 Mio. LW

Selbstschmierung, HVLP7

Bild 47: Lichtmikroskopische Aufnahmen der Zahnflanken nach Versuchen bei Selbstschmierung

Die lichtmikroskopischen Aufnahmen der Zahnflankenoberflächen zeigen für HVLP7 mit steigender Antriebsleistung P_{in} und Verlustleistung P_{LGP} tendenziell verstärkt Verschleißriefen in Zahnhöhenrichtung. An Zahnkopf und Zahnfuß ist die Überlagerung mit Fressriefen nicht auszuschließen. Dies deutete auf tribologische Zustände niedriger Schmierfilmdicke im Betrieb hin. Die Oberflächenporen können durch die tribologische Belastung und Verschleiß geöffnet werden. Somit verschlechtert sich der Schmierungszustand weiter, sodass es bei hohen Antriebsleistungen bzw. der Überschreitung der Wärmegrenzleistung zu Fressen kommen kann.

Zusammenfassung:

Aus den gezeigten Ergebnissen ist abzuleiten, dass durch den Einsatz von schmierstoffgetränkten Sinterzahnradern und dem Wegfall des Ölumpfes die Leerlaufverluste signifikant reduziert werden können. Unter Last bestimmt die Wärmegrenzleistung das Betriebsverhalten von schmierstoffgetränkten Sinterzahnradern. Wird diese überschritten, so zeigen sich instabile Betriebsverhalten mit stetig steigenden Reibungszahlen und Massentemperaturen bis zum Ausfall. Bei Antriebsleistungen kleiner als die Wärmegrenzleistung können stabilere Betriebsverhalten erreicht werden. Der Praxisschmierstoff HVLP7 zeigt im Vergleich zu MIN100 niedrigere Reibungszahlen und tendenziell stabileres Betriebsverhalten. Dies deutet aufgrund der deutlich kleineren Schmierfilmdicke von HVLP7 auf die Schmierstoffadditivierung als weitere maßgebliche Einflussgröße auf Reibungsverhalten und Betriebsverhalten hin. Ergebnisse

vom optischen EHD-Tribometer (Abschnitt 2.1.1) und vom Zweischeibenprüfstand (Abschnitt 2.1.2 und 2.1.3) bestätigen kleine Schmierfilmdicken und Mischschmierung, sodass die Additivierung einen maßgeblichen Einfluss nehmen kann.

Die Ergebnisse zu Leerlauf- und Lastverlusten am Wirkungsgradprüfstand zeigen:

- Leerlaufverluste bei Selbstschmierung schmierstoffgetränkter Sinterzahnräder sind um bis zu 70 % niedriger als bei Tauchschmierung.
- Antriebsleistungen von $P_{In} = 21$ kW überschreiten die Wärmegrenzleistung und führen zu instabilem Betriebsverhalten und Schäden.
- Antriebsleistungen von $P_{In} = \{5; 8\}$ kW zeigen stabiles Betriebsverhalten.
- Schmierstoffadditivierung ist eine weitere maßgebliche Einflussgröße für das Betriebsverhalten schmierstoffgetränkter Sinterzahnräder.

2.1.5 Ermittlung der Zahnfußfestigkeit für Sinterwerkstoffe (TA 1.5)

Zur Bestimmung der Zahnfußfestigkeit des betrachteten Sinterwerkstoffs SK5302 mit der Dichte $\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$ werden Untersuchungen am Pulsator durchgeführt. Es wird die maßgebliche Grenze für die Tragfähigkeitsauslegung von Verzahnungen aus Sinterwerkstoff mit einer Wöhlerlinie im Zeit- und Dauerfestigkeitsgebiet ermittelt.

Prüfstands Aufbau

Für die Untersuchungen wird ein servohydraulischer Pulsator mit Nennlasten von 60 bis 100 kN verwendet. **Bild 48** zeigt den schematischen Aufbau des servohydraulischen Pulsators.

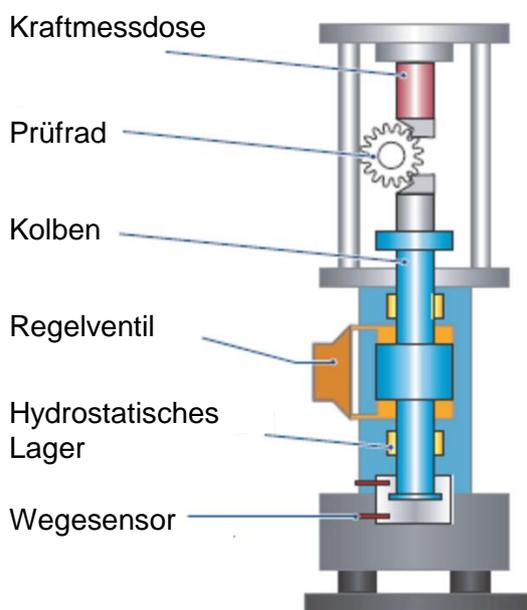


Bild 48: Servohydraulischer Pulsator

Der servohydraulische Pulsator besteht im Wesentlichen aus einem Maschinenrahmen zur Aufnahme von Prüfvorrichtung, Kraftmessdose und Probe. Die schwellende Last wird von einem Hydraulikzylinder erzeugt und direkt über einen Kolben auf das Prüfrad übertragen. Der Kraftangriffspunkt an der Zahnflanke wird beim Einspannen der Prüfräder exakt und reproduzierbar eingestellt. Abweichungen des Flankenwinkels können durch eine Feineinstellung der Einspannbacken ausgeglichen werden. Die für die kraftschlüssige Einspannung erforderliche Unterlast ist bei den durchgeführten dynamischen Versuchen stets kleiner als 10 % der Prüflast. Die Prüfkraft wird sinusförmig bei Frequenzen um ca. 65 Hz aufgebracht [Dob18].

Versuchsdurchführung

Zur Ermittlung der Zahnfußtragfähigkeit werden mit allen Prüfvarianten Wöhlerversuche, d. h. Einstufenversuche bei konstanter Belastung auf mehreren Lastniveaus, durchgeführt. Es werden im Bereich der Dauerfestigkeit 8 Versuchspunkte und im Bereich der Zeitfestigkeit ca. je 3 Versuche auf 2 unterschiedlichen Lastniveaus ermittelt. Der Versuch wird beendet, wenn

entweder ein Zahnfußbruch eintritt oder die Grenzlastspielzahl $N_G = 6 \cdot 10^6$ Lastwechsel erreicht ist.

Die Bestimmung der Dauerfestigkeit der Verzahnungen erfolgt im verbesserten Treppenstufenverfahren nach Hück [Hüc83]. Tritt bis zum Erreichen der Grenzlastspielzahl kein Zahnfußbruch auf, so gilt der Versuch als Durchläufer und der darauffolgende Versuch wird auf dem nächst höheren Lastniveau durchgeführt. Tritt vor Erreichen der Grenzlastspielzahl ein Zahnfußbruch auf, so erfolgt der folgende Versuch auf dem nächst niedrigeren Lastniveau.

Zur Ermittlung der Zeitfestigkeit der Wöhlerlinie werden auf 2 Lastniveaus Versuche durchgeführt. Für die Auswertung wird die Gauß'sche Normalverteilung als Verteilungsgesetz der logarithmischen Lastspielzahlen verwendet. Die einzelnen Versuchspunkte werden ihrer Ausfallwahrscheinlichkeit P_a zugeordnet und in ein normalverteiltes Wahrscheinlichkeitsnetz mit logarithmischer Merkmalsteilung eingetragen. Der Zeitfestigkeitsast der Wöhlerlinie für eine Ausfallwahrscheinlichkeit P_a von 50 % wird anschließend durch die für beide Lastniveaus ermittelten Lastspielzahlen gelegt.

Prüfverzahnungen

Für die Versuche zur Zahnfußtragfähigkeit wird das Ritzel der Prüfverzahnung vom Typ C_{mod} aus SK5302 mit der Dichte $\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$ verwendet (Tabelle 6). Die Verzahnung ist analog zu Abschnitt 2.1.4 gleitgeschliffen. Da die Zahnfußspannung durch die Gestalt der Zahnfußrundung maßgeblich beeinflusst ist, ist eine möglichst exakte Erfassung der realen Zahnfußgeometrie erforderlich. Die tatsächliche Zahnkontur (Ist-Geometrie) der Zahnräder wird daher stichprobenartig auf einer 3D-Messmaschine anhand von Scans im Stirnschnitt ermittelt. Anhand der berechneten Verzahnungsgeometrie wird die Zahnfußdickensehne $s_{Fn} = 8,73 \text{ mm}$, der Biegehebelarm $h_{FPn} = 5,0 \text{ mm}$, der Fußrundungsradius $\rho_f = 2,455 \text{ mm}$, der Formfaktor $Y_F = 1,742$ und der Spannungskorrekturfaktor $Y_S = 1,792$ im Zahnfuß für die Prüfbedingungen am Pulsator ermittelt.

Untersuchungsergebnisse

Bild 49 zeigt die Ergebnisse der Versuche am Pulsator und die ausgewertete Wöhlerlinie für eine Ausfallwahrscheinlichkeit von 50 %. Die Auswertung erfolgt nach ISO 6336-3 und -5.

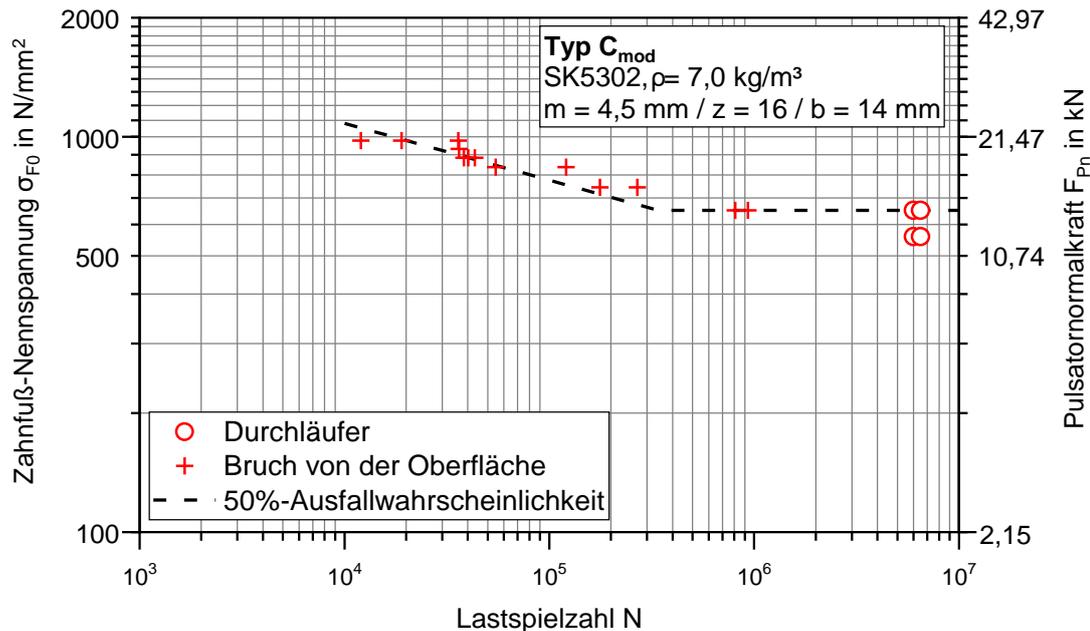


Bild 49: Versuchspunkte und Wöhlerlinie zur Zahnfußtragfähigkeit des Sinterwerkstoffs SK5302 mit der Dichte $\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$

Die Pulsatorversuche bei $F_{Pn} = 12 \text{ kN}$ ($\sigma_{F0} = 558 \text{ N/mm}^2$) zeigen ausschließlich Durchläufer, während bei $F_{Pn} = 14 \text{ kN}$ ($\sigma_{F0} = 652 \text{ N/mm}^2$) Durchläufer und Brüche und bei $F_{Pn} = 16 \text{ kN}$ ($\sigma_{F0} = 744 \text{ N/mm}^2$) ausschließlich Brüche auftreten. Damit ist bei $\sigma_{F0} = 558 \text{ N/mm}^2$ das untere Dauerfestigkeitsniveau erreicht. Die dauerhaft ertragbare Zahnfuß-Nennspannung bei 50 %-iger Ausfallwahrscheinlichkeit ergibt sich damit zu $\sigma_{Pn\infty,50\%} = 652 \text{ N/mm}^2$. Daraus ergibt sich ein experimentell ermittelter Dauerfestigkeitswert für Zahnfußtragfähigkeit $\sigma_{Flim} = 254 \text{ N/mm}^2$ und eine experimentell ermittelte Zahnfuß-Grundfestigkeit von $\sigma_{FE} = 508 \text{ N/mm}^2$ für 1 % Ausfallwahrscheinlichkeit. Im Zeitfestigkeitsgebiet werden Pulsatornormalkräfte von $F_{Pn} = \{18; 19; 20; 21\} \text{ kN}$ bzw. $\sigma_{F0} = \{838; 884; 931; 977\} \text{ N/mm}^2$ untersucht.

Die Ergebnisse lassen sich gut in die Angaben im Materialdatenblatt von SK5302 einordnen. Dort wird eine experimentell ermittelte Zahnfuß-Grundfestigkeit $\sigma_{FE} = 510 \text{ N/mm}^2$ angegeben.

Nach DIN 3990-5 ordnet sich der experimentell ermittelte Dauerfestigkeitswert für Zahnfußtragfähigkeit σ_{Flim} des Sinterwerkstoffs SK5302 unter dem Rand des Werkstoffqualität ML für Einsatzstahl ein.

Zusammenfassung

Die gezeigten Ergebnisse bestätigen, dass Zahnfußbruch eine maßgebliche Grenze der Tragfähigkeit von Sinterzahnradern ist. Damit ist bei der Auslegung von schmierstoffgetränkten Sinterzahnradern, neben den tribologischen Mechanismen an der Zahnflanke ebenso die Zahnfußfestigkeit ein wichtiges Auslegungskriterium.

2.1.6 Vergleichende Ermittlung des Verschleiß- und Schadensverhaltens (TA 1.6)

Das Verschleiß- und Schadensverhalten schmierstoffgetränkter Sinterzahnräder wird an einem Zahnradverspannungsprüfstand untersucht. Da bei selbstschmierenden Sintermaterialien eine kleinere Schmierfilmdicke auftritt als bei Prüfkörpern aus Vollmaterial (Abschnitt 2.1.1), ist abrasiver Verschleiß ein möglicher maßgeblicher Schadensmechanismus. Das Verschleißverhalten wird mit dem Werkstoff SK5302 mit einer Werkstoffdichte von $\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$ (Tabelle 1) und dem Schmierstoff HVLP7 (Tabelle 2) vergleichend zu Vollmaterial untersucht.

Prüfstandsaufbau

Bild 50 zeigt den schematischen Aufbau des verwendeten FZG-Stirnradverspannungsprüfstand (DIN ISO 14635-1). Der Prüfstandsaufbau ist ähnlich zum FZG-Wirkungsgradprüfstand (Bild 39), wobei das Verlustmoment nicht aufgenommen wird und eine deutlich tragfähigere Schrägverzahnung im Übertragungsgetriebe verbaut ist, sodass ein Schaden bevorzugt im Prüfgetriebe auftritt.

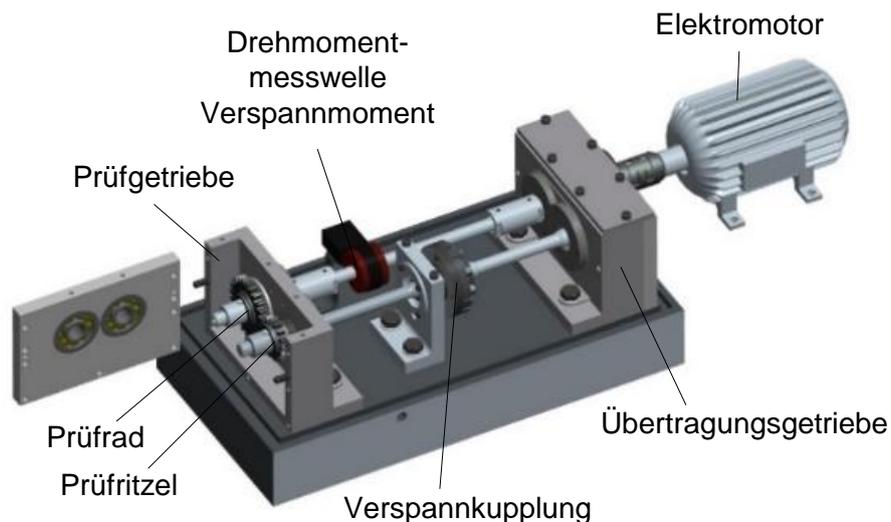


Bild 50: FZG-Stirnradverspannungsprüfstand zur Untersuchung des Verschleißverhaltens ([Loh16a])

Prüfverzahnungen

Für die Versuche zum Verschleißverhalten wird die Prüfverzahnung vom Typ C verwendet. Die Verzahnung hat im Vergleich zur Prüfverzahnung vom Typ C_{mod} keine Kopfrücknahme C_a und ist auf eine Oberflächenrauheit von $R_a = 0,35 + 0,1 \text{ } \mu\text{m}$ geschliffen. Alle anderen Verzahnungsparameter und Werkstoffeigenschaften sind identisch zur in Kapitel 2.1.4 und Tabelle 6 vorgestellten Verzahnung vom Typ C_{mod} .

Bild 51 zeigt exemplarisch eine taktil vermessene Oberfläche eines Sinterritzels. Die Vermessung erfolgt dabei in Zahnhöhenrichtung und quer zur Schleifrichtung analog zu Kapitel 2.1.4.

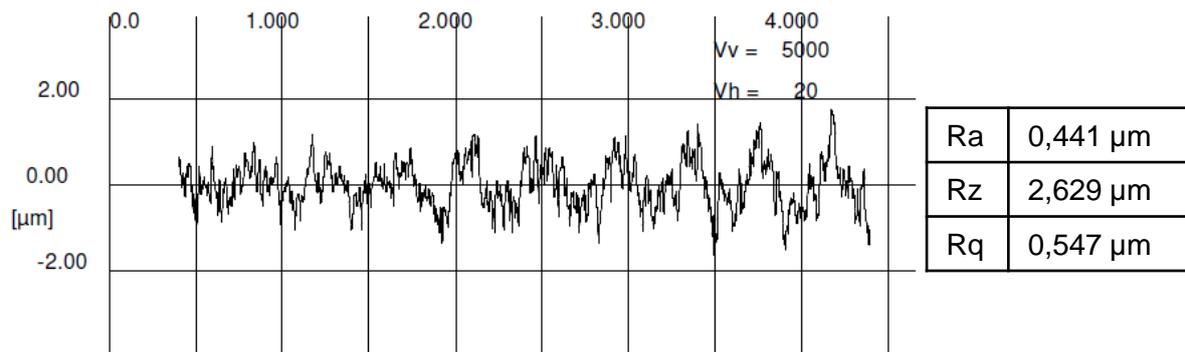


Bild 51: Taktill vermessene Oberfläche eines Sinterritzels zur Verschleißuntersuchung (exemplarisch)

Versuchsdurchführung

Am FZG-Stirnradsverspannungsprüfstand wird das Verschleißverhalten schmierstoffgetränkter Sintermaterialien im Vergleich zum Vollmaterial untersucht. Entsprechend werden schmierstoffgetränkte Sinterritzel oder Stahlritzel mit Stahlrädern gepaart. Tabelle 8 zeigt die betrachteten Prüfbedingungen. Die Betriebsbedingungen wurden in Anlehnung an den Getriebeölverschleißtest C 0,05/90/12 nach DGMK 377 [Bay96] gewählt. Der Ölfüllstand ist bei Tauchschmierung auf Wellenmitte gewählt ($E = 0,5$). Die Ölumpftemperatur wurde aufgrund der niedrigen Viskosität von HVLP7 und zur Vergleichbarkeit mit Untersuchungen bei Selbstschmierung auf $\vartheta_{\text{Öl}} = 30 \text{ °C}$ festgelegt. Die Versuche werden auf Basis der gravimetrisch ermittelten Verschleißmenge, der lichtmikroskopischen Aufnahmen der Zahnflanken und der 3-D-Vermessung der Flankenlinien interpretiert.

Paarung	Stahl - Stahl	Sinter - Stahl
Drehmoment am Ritzel T_1 in Nm	378,2	
Kraftstufe KS	12	
Hertz'sche Pressung im Wälzpunkt p_c in N/mm ²	1853	1620
Drehzahl Ritzelwelle n_1 in 1/min	13	
Umfangsgeschwindigkeit am Wälzkreis v_t in m/s	0,05	
Öltemperatur ϑ_{0l} in °C	30	
Prüfdauer	2 x 24 h	
Lastspiele am Rad	2 x 12500	
Schmierstoff	HVLP7	
Schmierung	Tauschschmierung	Tauch- / Selbstschmierung

Tabelle 8: Prüfbedingungen am FZG-Stirradverspannungsprüfstand

Die Tränkung der Sinterritzel erfolgt analog zu den Prüfkörpern am optischen EHD-Tribometer und Zweischeibenprüfstand mit einer Einpressvorrichtung größerer Bauform (Bild 6). Die gemessene eingepresste Schmierstoffmenge beträgt durchschnittlich etwa 6 g.

Untersuchungsergebnisse

Der abrasive Verschleiß an Zahnrädern wird üblicherweise über den Verlust an Masse von Ritzel und Rad als Gesamtverschleiß bestimmt und bewertet. Diese Verschleißmengen sind im Getriebeölverschleißtest C 0,05/90/12 nach DGMK 377 in der Größenordnung von einigen 100 mg. Da die Masse an Schmierstoff im getränkten Sinterritzel aber deutlich größer ist (ca. 6 g) und während des Laufs und bei der Reinigung Schmierstoff verloren geht, ist die Auswertung des gravimetrisch ermittelten Verschleißes am schmierstoffgetränkten Sinterritzel nicht sinnvoll möglich. Daher ist die ermittelte Verschleißmasse des Stahlrades in Bild 52 dargestellt.

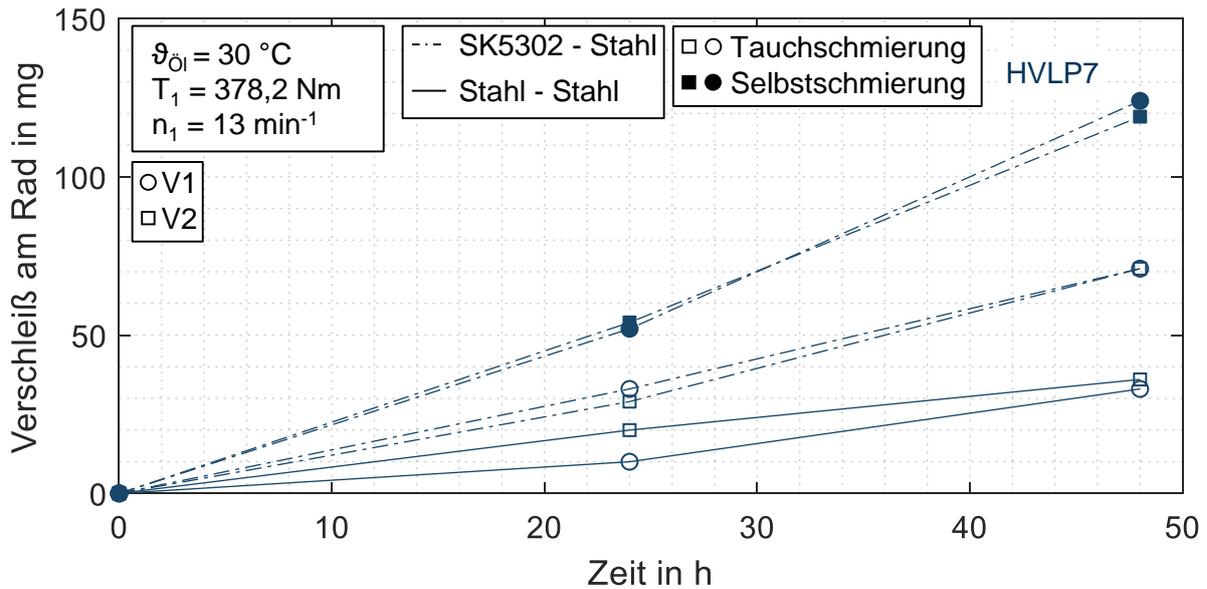


Bild 52: Gravimetrischer Verschleiß am Rad bei Tauch- und Selbstschmierung für die Paarungen SK5302-Stahl und Stahl-Stahl

Der Verschleiß an Ritzel und Rad einer Verzahnung nimmt üblicherweise mit steigender Versuchszeit näherungsweise linear zu, wobei die Aufteilung des Verschleißes auf Ritzel und Rad u. a. von der Oberflächenrauheit, der Oberflächenhärte und den Lastwechseln abhängt. Der Verschleiß des Stahlrads in Bild 52 repräsentiert daher nur einen Teil des tatsächlichen Gesamtverschleißes. Die Paarung Stahl-Stahl als Referenz zeigt bei Tauchschmierung die niedrigste Verschleißmenge am Stahlrad. Die Paarung SK5302-Stahl zeigt höheren Verschleiß bei Tauch- und weiter erhöhten Verschleiß bei Selbstschmierung. Der erhöhte Verschleiß bei Tauchschmierung für SK5302-Stahl kann auf eine Verringerung der Schmierfilmdicke und die ungleiche Materialpaarung zurückgeführt werden. Tendenziell ist die Härte des einsatzgehärteten Sinterritzels mit ≈ 800 HV leicht höher als die des einsatzgehärteten Stahlrads mit ≈ 750 HV. Dies führt zu erhöhtem Verschleiß am Stahlrad. Bei Selbstschmierung ist die Schmierfilmdicke noch niedriger und es entstehen vermehrt Festkörperberührstellen. Dies führt zu höherem Verschleiß.

Bild 53 zeigt exemplarisch lichtmikroskopische Aufnahmen der Zahnflankenoberflächen für die Paarungen Stahl-Stahl und SK5302-Stahl bei Tauch- und Selbstschmierung während und nach Prüflauf.

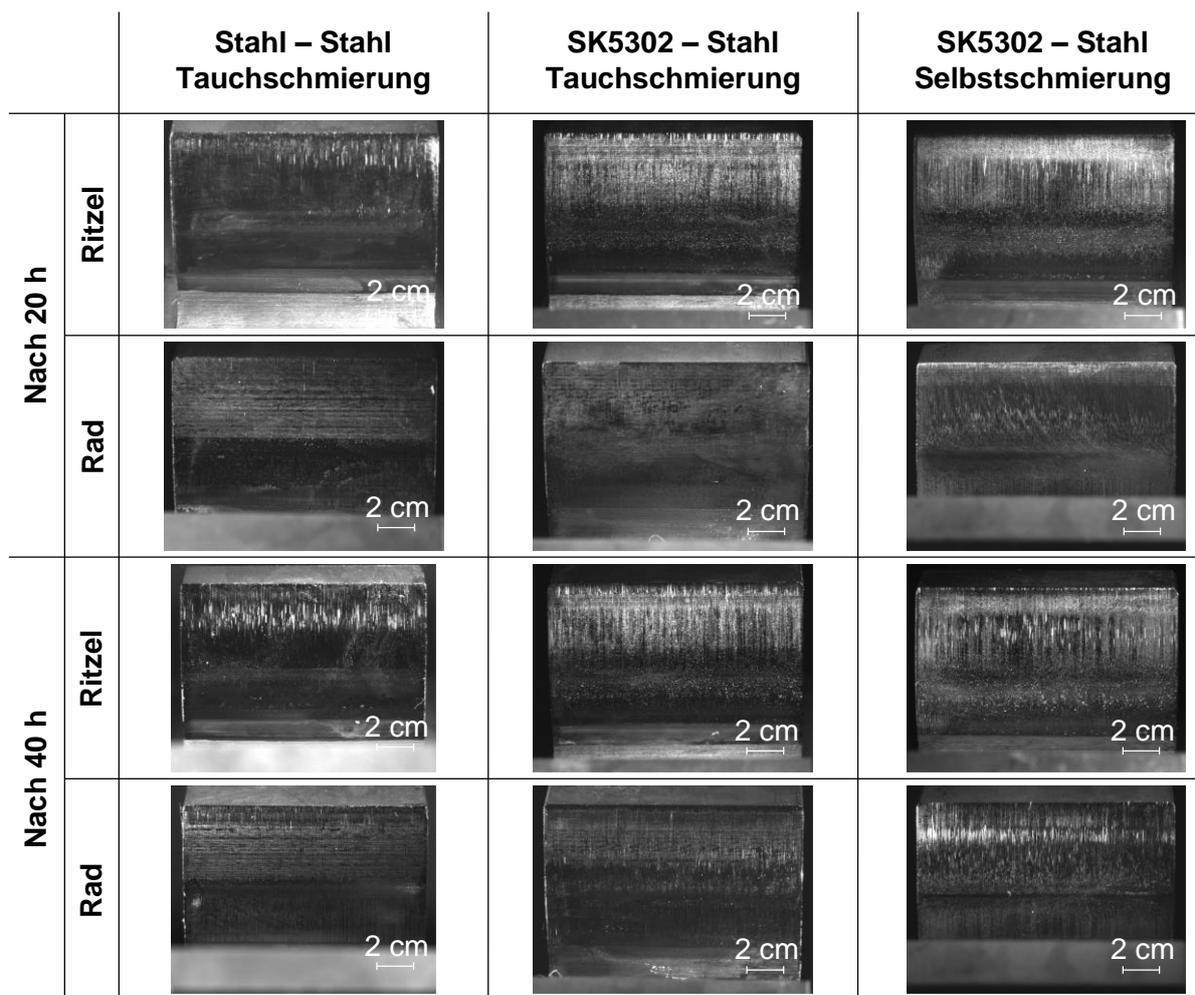


Bild 53: Lichtmikroskopische Aufnahmen der Zahnflankenoberflächen für die Paarungen Stahl-Stahl und SK5302-Stahl bei Tauch- und Selbtschmierung

Verschleiß an Zahnflankenoberflächen tritt im Allgemeinen in Form von Kratzern, Verschleißriefen, Rippings oder Reibkorrosion auf. Die lichtmikroskopischen Aufnahmen zeigen Verschleißriefen, die in Zahnhöhenrichtung, der Richtung der Wälzgeschwindigkeit, orientiert sind. Die Erscheinungen der Zahnflankenoberflächen von Ritzel und Rad bestätigen die Erkenntnisse aus Bild 52. So zeigen die Zahnflanken der Paarung Stahl-Stahl wenige und nicht stark ausgeprägte Verschleißriefen. Die Paarung SK5302-Stahl dagegen zeigt ausgeprägte Verschleißriefen, welche bei Selbtschmierung am stärksten ausgeprägt sind. Im Allgemeinen, sind an der Zahnflankenoberfläche der Ritzel mehr Verschleißriefen zu beobachten als am Rad. Während dies bei Stahl-Stahl auf die höhere Anzahl von Lastwechseln der Zähne des Ritzels zurückzuführen ist, trägt bei SK5302-Stahl die niedrigere Schmierfilmdicke zusätzlich zum Verschleiß bei. Die Verschleißriefen am Rad treten bei Tauchschmierung nur schwach auf, wohingegen bei Selbtschmierung deutliche Verschleißriefen und der Bereich des Wälzpunkts zu erkennen sind. Dies lässt sich im Vergleich zu Tauchschmierung auf eine weitere Verringerung der Schmierfilmdicke zurückführen. Die Ergebnisse bestätigen damit die Erkenntnisse aus Abschnitt 2.1.1.

Bild 54 zeigt gemessene Flankenlinien der Zahnflankenoberflächen für die Paarungen Stahl-Stahl und SK5302-Stahl bei Tauch- und Selbstschmierung vor und während des Prüflaufs.

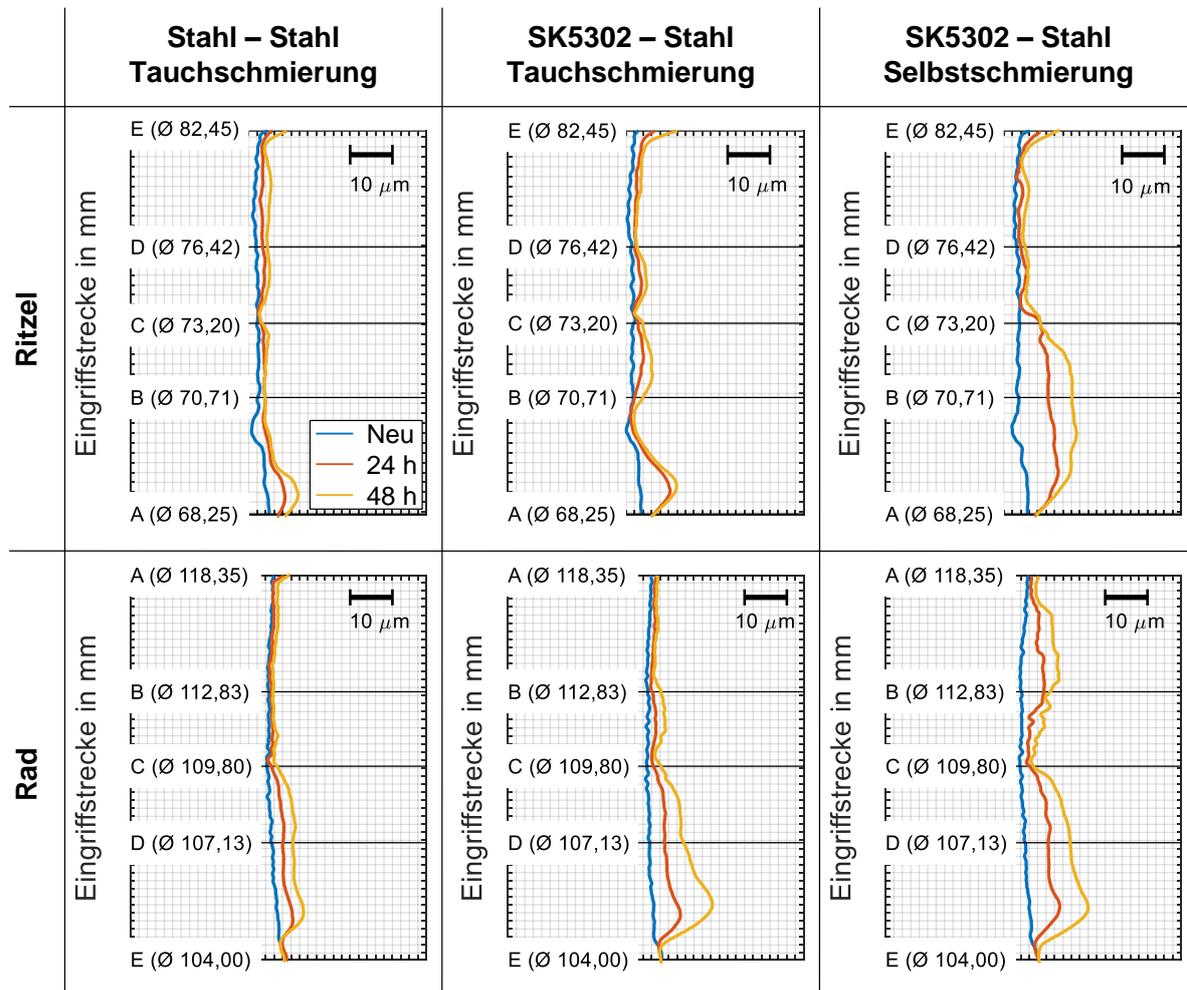


Bild 54: Gemessene Flankenlinien der Zahnflankenoberflächen für die Paarungen Stahl-Stahl und SK5302-Stahl bei Tauch- und Selbstschmierung

Im Allgemeinen zeigen die Flankenlinien mit steigender Versuchszeit einen zunehmenden Materialabtrag. Dieser tritt bevorzugt im Kopf- und Fußflankenbereich auf, während am Wälzpunkt C bei nominell reinem Rollen der kleinste Materialabtrag vorliegt. Bei Tauchschmierung zeigt die Paarung Stahl-Stahl einen kleineren Materialabtrag als die Paarungen SK5302-Stahl. Bei Selbstschmierung tritt weiter erhöhter Materialabtrag auf. Während bei Tauchschmierung der Materialabtrag von Ritzel und Rad vergleichbar ist, zeigt das Sinterritzel bei Selbstschmierung einen größeren Materialabtrag. Anhand der Veränderung der Flankenlinien lässt sich, wie auch anhand des gravimetrischen Verschleißbetrags und der lichtmikroskopischen Aufnahmen, ein erhöhter Verschleiß für die Paarung SK5302-Stahl bei Tauch- und Selbstschmierung feststellen.

Zusammenfassung

Aus den gezeigten Ergebnissen ist abzuleiten, dass die Paarung SK5302-Stahl bei Tauchschmierung höheren Verschleiß als die Paarung Stahl-Stahl und weiter erhöhten Verschleiß bei Selbstschmierung zeigt. Durch die für Sinter-Stahl kleinere Schmierfilmdicke nimmt die Wahrscheinlichkeit von Mischschmierung und Festkörperberührstellen zu. Selbstgeschmierte Sinterzahnräder sind aufgrund der kleineren Schmierfilmdicke bei entsprechenden Betriebsbedingungen verschleißgefährdet. Die Verschleißbeträge der Selbstschmierung liegen jedoch eine Größenordnung unterhalb von trocken laufenden einsatzgehärteten Verzahnungen, deren Verschleißmenge mehrere g betragen kann [Ple80].

2.2 Theoretische Arbeiten (TA 2)

2.2.1 Begleitende Untersuchungen mittels Tribosimulation (TA 2.1)

Mit Tribosimulationen wurden die experimentell durchgeführten Arbeiten begleitet und das Verständnis vertieft. Hierzu wurde die numerische Modellierung zunächst mit Messdaten vom optischen Tribometer mit kugeligen Stahlprüfkörpern validiert. Anschließend wurde der prinzipielle Einfluss der Oberflächenstruktur auf den Schmierzustand und der Schmierstofffluss im porösen Sintermaterial und dessen Wechselwirkung mit dem EHD-Kontakt analysiert.

Validierung der Tribosimulation mit Messungen am EHD-Tribometer

Mit dem an der FZG entwickelten thermischen EHD- (TEHD-)Simulationsmodell TriboMesh können u. a. zwei- und dreidimensionale TEHD Wälzkontakte unter Berücksichtigung von Mischschmierung berechnet werden. Berechnungsgrößen sind beispielsweise die hydrodynamische Druckverteilung, die Schmierfilmdickenverteilung sowie die Temperaturverteilung im Schmierstoff und in den Wälzkörpern. Die physikalischen Grundlagen der Fluidmechanik und der Kontaktmechanik werden durch die Reynolds'sche Differentialgleichung, den Energiegleichungen und die lineare Elastizitätsgleichung adressiert. Die Gleichungen werden in TriboMesh mittels FEM diskretisiert und im vollständig gekoppelten hochgradig nichtlinearen System direkt iterativ berechnet. Eine detaillierte Beschreibung des TEHD-Simulationsmodells ist in Lohner et al. [Loh16b] und Ziegler et al. [Zie17, Zie18] zu finden.

Zur Validierung von TriboMesh mit Messungen am EHD-Tribometer wurden zunächst bei der Fa. flucon fluid control GmbH die Schmierstoffdichte und -viskosität von HVLP7 in Abhängigkeit von Druck (von 0 bis 10000 bar) und Temperatur (von -20 bis +80 °C) vermessen. Daten für MIN100 liegen aus anderen Forschungsprojekten vor. Auf Basis der gemessenen Schmierstoffeigenschaften sind Primäreingangsdaten für das TEHD-Simulationsmodell verfügbar, d. h. es sind keine aus Tribometerversuchen abgeleiteten Eingangsgrößen notwendig. Basierend darauf wurden die Messergebnisse mit kugeligen Stahlprüfkörpern aus Bild 7 mit TriboMesh nachgerechnet.

Bild 55 zeigt den Vergleich gemessener und simulierter zentraler und minimaler Schmierfilmdicken für MIN100 und HVLP7. Die gemessenen und simulierten Werte für die zentrale und minimale Schmierfilmdicke über der mittleren Geschwindigkeit zeigen qualitativ und quantitativ sehr gute Übereinstimmung.

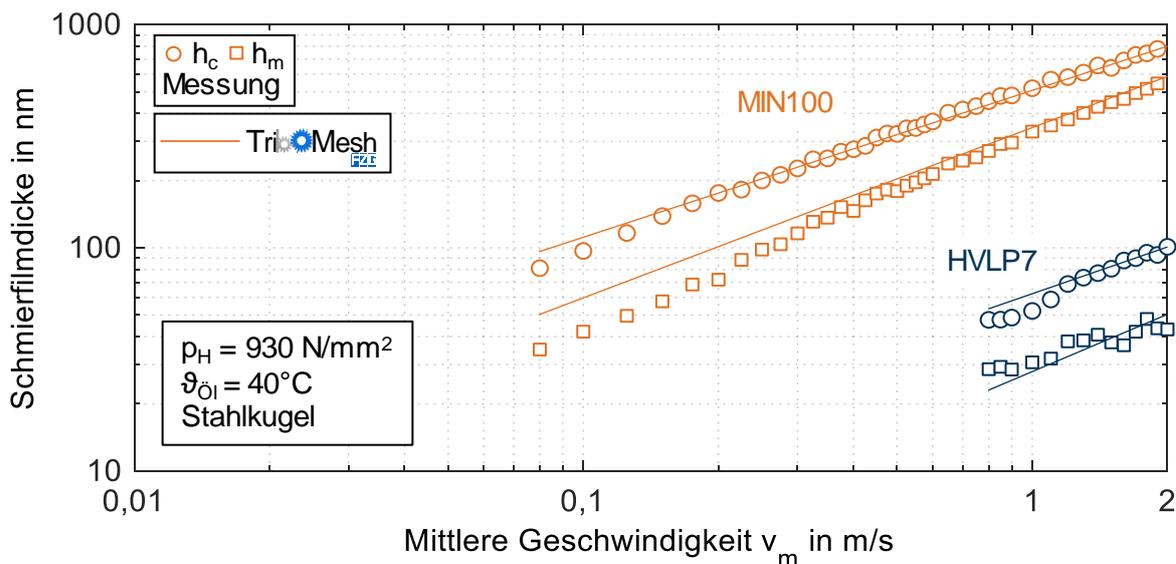


Bild 55: Vergleich gemessener und simulierter zentraler und minimaler Schmierfilmdicken für MIN100 und HVLP7

Bild 56 zeigt für MIN100 und $v_m = 0,85 \text{ m/s}$ entsprechend Bild 55 explizit den Vergleich eines gemessenen chromatischen Interferogramms (links) mit einem Kontourplot der simulierten Schmierfilmdickenverteilung. Die gemessenen und simulierten Schmierfilmdickenverteilungen zeigen sehr gute Übereinstimmung.

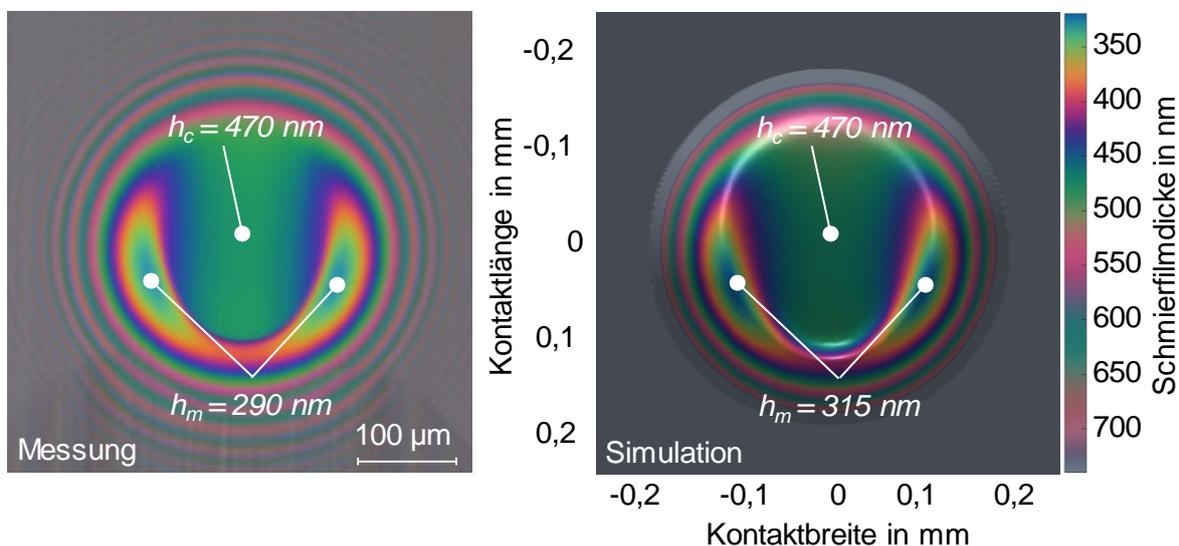


Bild 56: Gegenüberstellung eines gemessenen chromatischen Interferogramms (links) mit einem Kontourplot der simulierten Schmierfilmdicke (MIN100, $\rho_H = 930 \text{ N/mm}^2$, $\theta_{OI} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $v_m = 0,85 \text{ m/s}$, kugeliger Stahlprüfkörper, Tauchschmierung)

Einfluss der Oberflächenstruktur auf den Schmierungszustand im TEHD-Kontakt

Zur Bewertung des Schmierungszustandes im TEHD-Kontakt wird mit dem Festkörperkontakt-druckmodell von TiboMesh auf Basis real vermessener Oberflächen der lokale Festkörperkon-

taktdruck in Abhängigkeit des Spaltabstandes bestimmt. Der integrierte Festkörperkontakt-
druck \bar{p}_s stellt die Last, die durch Festkörperberührstellen der Oberflächen übertragen wird,
dar. \bar{p}_s hängt vom sich einstellenden mittleren Spaltabstand h_{def} sowie von der Materialsteifig-
keit und der Oberflächenstruktur ab. Aufbauend auf \bar{p}_s wird mithilfe eines teil-analytischen
Berechnungsverfahrens des TEHD-Kontakts nach Lohner [Loh16a] der Schmierungs-
zustand im TEHD-Kontakt einer exemplarischen quergeschliffenen Stahlprüfscheibe und einer um-
fangsgeschliffenen Sinterprüfscheibe bestimmt.

Bild 57 zeigt lichtmikroskopische Aufnahmen, lokale Festkörperkontakt-
druckverteilungen und integrale Festkörperkontakt-
druckkurven im Vergleich einer gelaufenen quergeschliffenen
Stahl- und einer umfangsgeschliffenen Sinterprüfscheibe (Abschnitt 2.1.2), die jeweils gegen
eine polierte Stahlprüfscheibe gedrückt werden. Die quergeschliffene Stahlprüfscheibe wurde
in einem Vorgängervorhaben für Reibungszahlmessungen mit MIN100 verwendet und wird
zur Einordnung mit dargestellt. Die Sinterprüfscheibe aus SK5302 der Dichte $\rho = 7,0 \text{ kg/m}^3$
wurde in Abschnitt 2.1.2 zur Reibungszahlmessung bei Einspritzschmierung mit HVLP7 bei
 $\vartheta_{\text{Öl}} = 40 \text{ °C}$ verwendet.

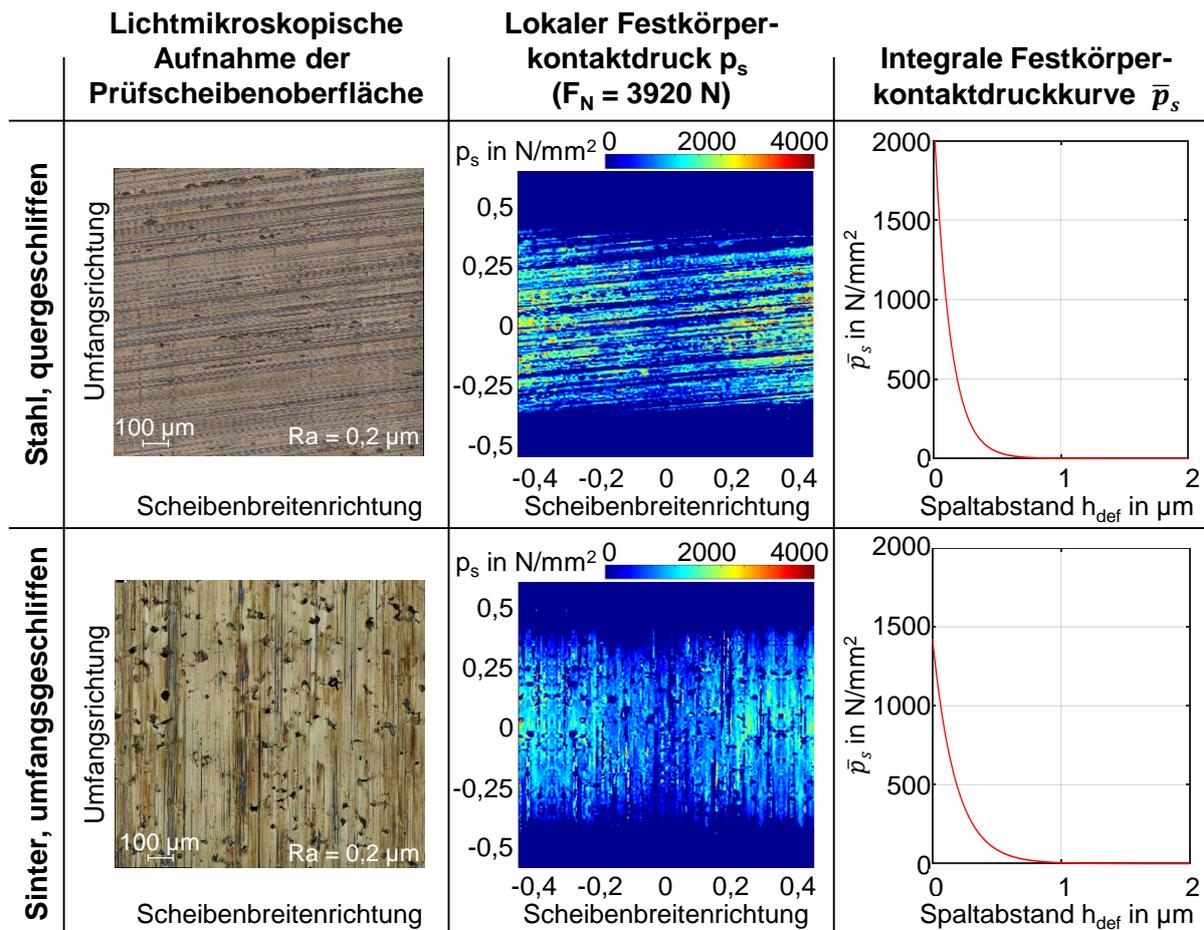


Bild 57: Exemplarische lichtmikroskopische Aufnahmen, lokale Festkörperkontakt-druckverteilungen und integrale Festkörperkontakt-druckkurven

Die lichtmikroskopische Aufnahme der Stahlprüfscheibe zeigt die typische Schließstruktur in Scheibenbreitenrichtung und wenige Laufspuren in Umfangsrichtung. Die Sinterprüfscheibe zeigt hingegen deutliche Laufspuren und Poren an der Oberfläche. Im Kontakt-druckmodell bildet sich die raue Oberflächenstruktur der betrachteten Oberflächen im lokalen Festkörperkontakt-druck p_s ab. Die quergeschliffene Stahlprüfscheibe zeigt bei gleicher äußerer Last von $F_N = 3920$ N leicht höhere lokale Festkörperkontakt-drücke p_s als die umfangsgeschliffene Sinterprüfscheibe. Dies lässt sich auf die verschiedenen Oberflächenstrukturen und den kleineren E-Modul des Sinterwerkstoffs zurückführen. Die Sinterprüfscheibe zeigt an den Poren der Oberfläche erwartungsgemäß keinen lokalen Festkörperkontakt-druck. Durch Variation der äußeren Last, ergeben sich Wertepaare aus integralem Festkörperkontakt-druck und mittlerem Spaltabstand, welche in integralen Festkörperkontakt-druckkurven resultieren. Bei großem mittlerem Spaltabstand treten keine Festkörperberührstellen auf und kein Festkörperkontakt-druck entsteht. Mit sinkendem mittlerem Spaltabstand steigt die Anzahl an Festkörperberührstellen und der integrale Festkörperkontakt-druck \bar{p}_s nimmt nahezu exponentiell zu. Im Kontakt-druckmodell wird an Festkörperberührstellen plastische Verformung durch ein elastisch-ideal plastisches Materialgesetz mit einer Fließgrenze von $p_{lim} = 4500$ N/mm² berücksichtigt.

Die integrale Festkörperkontaktdruckkurve der Stahlprüfscheibe zeigt im Vergleich zur Sinterprüfscheibe bei kleinen und mittleren Spaltabständen eine größere Steigung. Grund hierfür ist der höhere E-Modul des Stahlwerkstoffs und die Oberflächenstruktur. Zudem beginnt der integrale Festkörperkontaktdruck \bar{p}_s der Stahlprüfscheibe im Vergleich zur Sinterprüfscheibe erst bei kleineren mittleren Spaltabständen zu steigen. Demzufolge treten bei der Stahlprüfscheibe erst bei kleineren mittleren Spaltabständen als bei der Sinterprüfscheibe Festkörperberührstellen auf. \bar{p}_s der Sinterprüfscheibe ist im Vergleich der Stahlprüfscheibe ab ca. $h_{\text{def}} \approx 0,1 \mu\text{m}$ höher. Grund hierfür ist die Oberflächenstruktur der Sinterprüfscheibe trotz nominell gleichem arithmetischem Mittenrauwert von $R_a = 0,2 \mu\text{m}$.

Mit integralen Festkörperkontaktdruckkurven kann jedem Spaltabstand, welcher im geschmierten Fall mit der zentralen Schmierfilmdicke h_c abgeschätzt werden kann, ein Festkörperkontaktdruck zugeordnet werden. Dieser integrale Festkörperkontaktdruck bzw. die Festkörpertragkraft $F_{N,s}$ und der hydrodynamische Druck bzw. die hydrodynamische Tragkraft $F_{N,f}$ tragen nach dem Prinzip der Lastaufteilung die von außen wirkende Last F_N im geschmierten Kontakt. Damit lässt sich ein Flüssigkeits- ξ bzw. ein Festkörpertraganteil $1-\xi$ bestimmen:

$$\xi = \frac{F_{N,f}}{F_N} \quad \text{mit } F_N = F_{N,f} + F_{N,s} \quad (10)$$

Bei $\xi = 1$ wird die äußere Last vollständig durch den hydrodynamisch aufgebauten Schmierfilm übertragen, der die Oberflächen trennt. Bei $\xi = 0$ wird die äußere Last vollständig durch Festkörperberührstellen übertragen.

Mit dem in Lohner [Loh16a] beschriebenen semi-analytischen Berechnungsmodell und den integralen Festkörperkontaktdruckkurven wurden für ausgewählte Betriebsbedingungen am Zweischeibenprüfstand (Kapitel 2.1.2) für die Paarungen der quergeschliffenen Stahlprüfscheibe mit einer polierten Stahlprüfscheibe $\text{Stahl}_q\text{-Stahl}_p$ und der umfangsgeschliffenen Sinterprüfscheibe mit einer polierten Stahlprüfscheibe $\text{Sinter}_u\text{-Stahl}_p$ die Kontaktbedingungen im geschmierten Kontakt berechnet. Die Betriebsbedingungen entsprechend Abschnitt 2.1.2 sind: $F_N = 3920 \text{ N}$, $\vartheta_M = \{-20; 40\} \text{ }^\circ\text{C}$, $v_\Sigma = \{0,5; 1; 4; 8\}$, $s = 20 \text{ \%}$. Bild 60 zeigt die dafür berechnete zentrale Schmierfilmdicke h_c und den berechneten Flüssigkeitstraganteil ξ im Vergleich der Schmierstoffe MIN100, MIN32 und HVLP7. Der Schmierstoff MIN32 wurde bei diesen theoretischen Untersuchungen aufgrund seiner im Vergleich zu MIN100 und HVLP7 mittleren Viskosität aufgenommen. Die wichtigsten Eigenschaften von MIN32 sind: ISO VG 32, $v_{40} = 32 \text{ mm}^2/\text{s}$, $v_{100} = 5,35 \text{ mm}^2/\text{s}$, Viskositätsindex VI = 97 und Dichte $\rho = 870 \text{ kg/m}^3$.

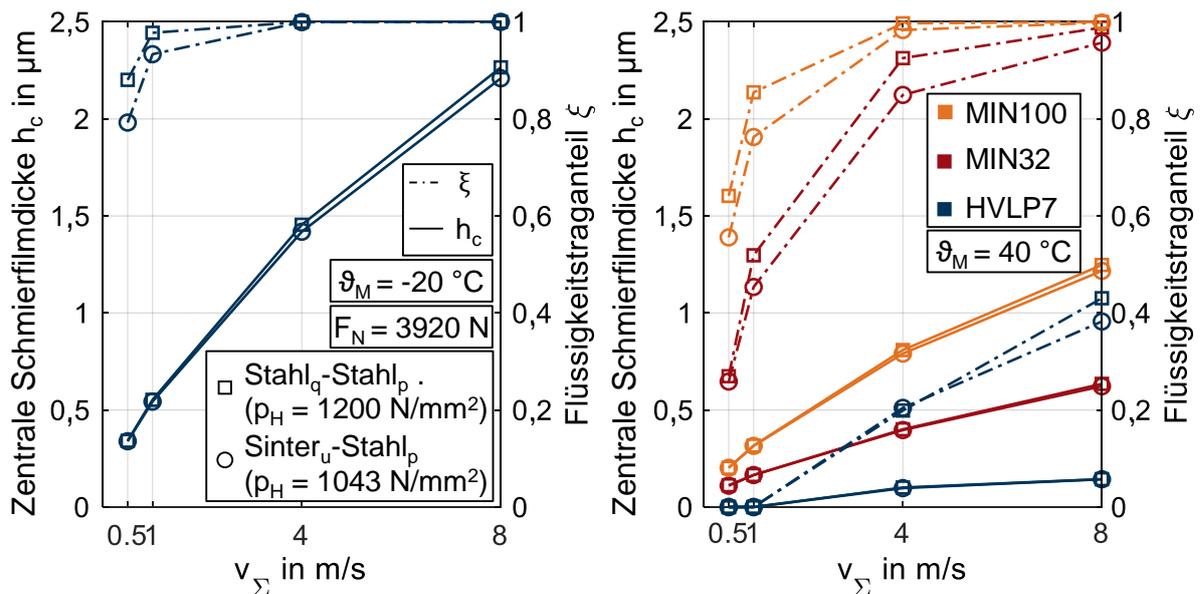


Bild 58: Berechnete zentrale Schmierfilmdicke h_c und Flüssigkeitstraganteil ξ im Vergleich der Schmierstoffe MIN100, MIN32 und HVLP7 bei Variation der Summengeschwindigkeit $v_\Sigma = \{0,5; 1; 4; 8\}$ und der Massentemperatur $\vartheta_M = \{-20; 40\} \text{ °C}$

Die zentrale Schmierfilmdicke h_c steigt mit steigender Summengeschwindigkeit v_Σ , fällt mit steigender Massentemperatur ϑ_M und ist leicht kleiner für die Paarung Sinter_u-Stahl_p im Vergleich zur Paarung Stahl_q-Stahl_p. Prinzipiell nimmt die Schmierfilmdicke mit sinkendem E-Modul ab und steigt leicht mit sinkender Hertz'scher Pressung p_H . In diesem Fall führt der kleinere E-Modul der Paarung Sinter_u-Stahl_p zu einer Verringerung von h_c trotz niedrigerer Hertz'scher Pressung p_H . Der Flüssigkeitstraganteil ξ entsprechend Gleichung (10) steigt mit steigender Summengeschwindigkeit v_Σ und fallender Massentemperatur ϑ_M . Damit verschiebt sich mit steigenden Werten von v_Σ und abnehmenden Werten von ϑ_M der Schmierzustand von Misch- zu Vollschrimerung. Der Flüssigkeitstraganteil ξ ist für die Paarung Stahl_q-Stahl_p höher als für Sinter_u-Stahl_p. Dies ist aufgrund der sehr ähnlichen Schmierfilmdicken auf die Unterschiede in den integralen Festkörperkontaktdruckkurven zurückzuführen. Entsprechend ergibt sich für die Paarung Sinter_u-Stahl_p tendenziell ein höherer Mischschmierungsanteil als für die Paarung Stahl_q-Stahl_p. Im Vergleich der Schmierstoffe zeigt sich, dass MIN100 die höchsten Schmierfilmdicken h_c und die höchsten Flüssigkeitstraganteile ξ aufweist. MIN32 zeigt niedrigere Schmierfilmdicken h_c und Flüssigkeitstraganteile ξ . HVLP7 zeigt die niedrigsten Werte von zentraler Schmierfilmdicke h_c und Flüssigkeitstraganteil ξ . Demzufolge liegen bei HVLP7, der die kleinsten Schmierfilmdicken ausbildet, und der Paarung Sinter_u-Stahl_p vorwiegend Mischschmierungszustände vor.

Die Berechnungsergebnisse bilden die gemessenen integralen Schmierfilmdicken (Abschnitt 2.1.3) ab und deuten die bei den Reibungszahlmessungen (Abschnitt 2.1.2) beobachteten Oberflächenveränderungen aufgrund von Mischschmierung. Zu beachten ist, dass die

Festkörperkontaktdruckkurven auf dem Oberflächenzustand nach Versuch basieren und mögliche Zwischenzustände im Versuch nicht berücksichtigt sind. Bei einer Veränderung der Scheibenoberfläche ist somit Bild 57 nicht repräsentativ für alle betrachtete Betriebsbedingungen einzuordnen.

Bei dieser Ableitung von Schmierfilmdicken und Schmierzuständen wurde die Schmierstoffströmung im porösen Sinterkörper und deren Auswirkungen auf den TEHD-Kontakt nicht berücksichtigt. Daher wird im Folgenden der Schmierstofffluss im porösen Sintermaterial und dessen Wechselwirkung mit dem TEHD-Kontakt explizit betrachtet.

Simulation des Schmierstoffflusses im porösen Sintermaterial

Wie in Bild 9 gezeigt, führt eine Verformung eines schmierstoffgetränkten Sinterprüfkörpers zum Schmierstoffaustritt aus der Oberfläche. Um den Schmierstofffluss in schmierstoffgetränkten Sintermaterialien nachvollziehen zu können, wurde ein Simulationsmodell aufgebaut, das die Verformung der Wälzkörper und die Schmierstoffströmung im porösen Körper koppelt. Dazu wurde der schmierstoffgetränkte poröse Körper homogenisiert und mit Eigenschaften wie Porosität und Permeabilität charakterisiert. Durch die Kopplung der Brinkman-Gleichung [Bri49] zur Modellierung der Strömung im porösen Körper mit einer Massenerhaltungsgleichung kann die deformationsbedingte Strömung im schmierstoffgetränkten Körper berechnet werden. Hierzu wurde ein in Bild 59 (links) schematisch dargestellter, homogenisierter schmierstoffgetränkter poröser Körper mit einem zeitlich abhängigen Beanspruchungsprofil $p_H(t)$ belastet. Ergebnisse der Simulation sind der Schmierstoffdruck und die Schmierstoffgeschwindigkeit im getränkten porösen Körper. Dies ist für einen Zeitschritt exemplarisch in Bild 59 (rechts) dargestellt.

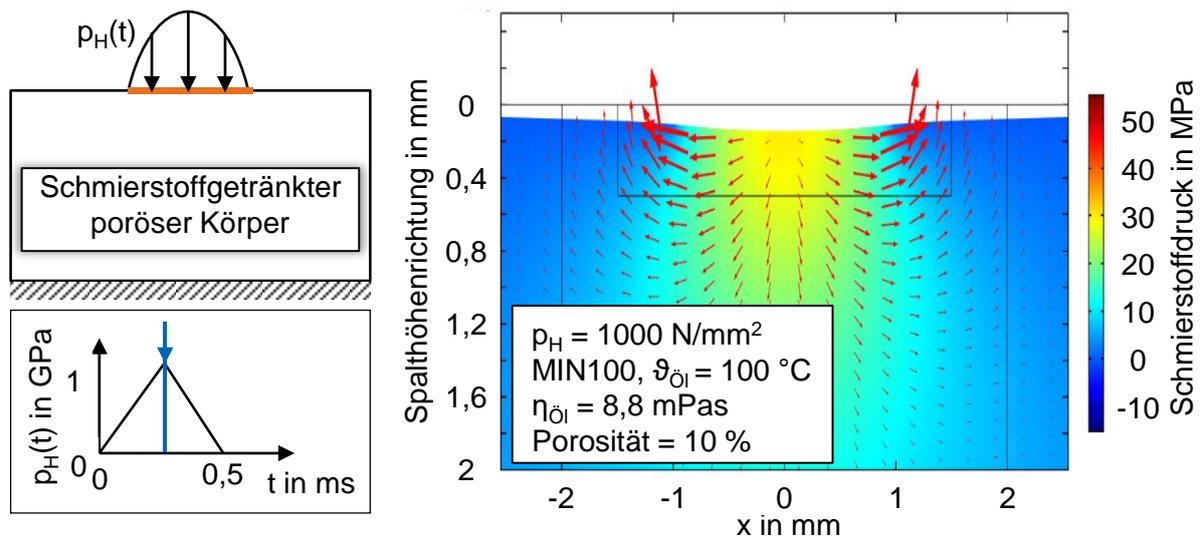


Bild 59: Schematische Darstellung des Simulationsmodells zur Bestimmung des Schmierstoffflusses (links) und exemplarisch simulierte Schmierstoffströmung im getränkten porösen Körper

Die Simulationsergebnisse zeigen die Schmierstoffströmung im porösen schmierstoffgetränkten Körper. Der deformationsbedingte Schmierstoffdruck nimmt mit steigendem Abstand zur Belastungseinleitung in Materialtiefen- und -breitenrichtung ab. An der Oberfläche außerhalb der Kraftaufbringung herrscht Umgebungsdruck. Durch den Druckunterschied im schmierstoffgetränkten Körper im Vergleich zur Oberfläche fließt Schmierstoff vom Material zur Oberfläche und tritt aus. Variationen der Porosität, der Viskosität und der aufgetragenen Last zeigen, dass für hohe Porosität, niedrige Viskosität und hohe Last die Strömung im schmierstoffgetränkten Körper ausgeprägter ist und mehr Schmierstoff aus der Oberfläche austritt.

Wechselwirkung der Schmierstoffströmung im TEHD-Kontakt mit dem Schmierstofffluss im porösen Sintermaterial

Zur Kopplung des Schmierstoffflusses im Sintermaterial mit dem TEHD-Kontakt wurde das in Lohner et al. [Loh16b] und Ziegler et al. [Zie17, Zie18] beschriebene Simulationsmodell erweitert. Dabei wurde die Reynolds'sche Differentialgleichung mit dem Schmierstofffluss in Schmierfilmhöhenrichtung ergänzt. Die Schmierstoffströmung im porösen Sinterkörper (Bild 59) rückkoppelt damit mit dem TEHD-Kontakt. So beeinflusst die Schmierstoffströmung in oder aus dem porösen Sinterkörper Schmierfilmdicken- und hydrodynamischen Druckverlauf. Bild 60 zeigt Eingabedaten und den Aufbau des gekoppelten Simulationsmodells. Hierbei wird die Schmierstoffströmung im porösen Sintermaterial durch die elastische Verformung δ induziert. Auf Basis der Fluidmassenerhaltung und der Brinkmann-Gleichung kann der Schmierstoffdruck p_f und die Schmierstoffströmung q im porösen Körper bestimmt werden. Diese rückkoppelt mit der TEHD-Simulation, indem die Strömung im TEHD-Kontakt mit der Schmierstoffströmung an der porösen Sinteroberfläche überlagert ist. Diese gekoppelten

Grundgleichungen werden analog zu [Loh16b, Zie17, Zie18] mittels eines FE-Modells in TriboMesh berechnet. Im Simulationsmodell werden für die erstmalige Analyse der Wechselwirkungen ideal glatte Oberflächen, ein Linienkontakt und der Schmierstoff MIN32 betrachtet. Der Einfluss der Kontakttemperatur auf den Schmierstofffluss im porösen Körper ist vernachlässigt, da die Temperatureindringtiefe in die Festkörper sehr viel kleiner ist als der in Bild 59 gezeigte Einflussbereich der Deformation.



Bild 60: Eingabedaten und Aufbau des gekoppelten Simulationsmodells zur Berechnung der Schmierstoffströmung im porösen Sintermaterial und im TEHD-Kontakt.

Bild 61 zeigt den Schmierfilmdicken- und hydrodynamischen Druckverlauf und den Verlauf der Schmierstoffgeschwindigkeit an der Sinteroberfläche in Spalthöhenrichtung für die Paarung Sinter/Stahl.

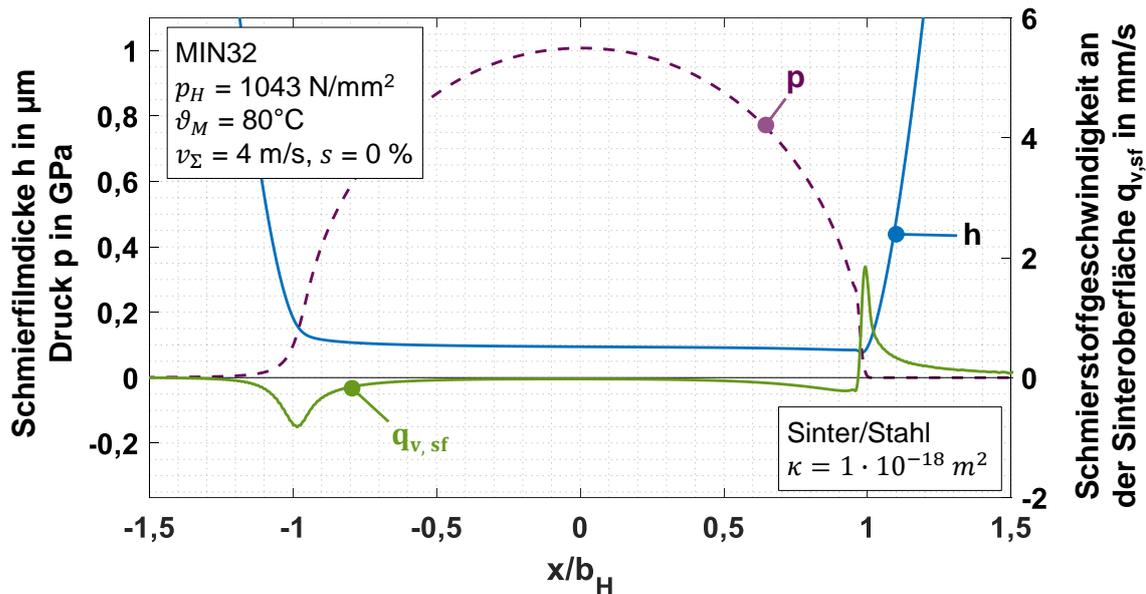


Bild 61: Schmierfilmdicken-, hydrodynamischer Druck- und Schmierstoffgeschwindigkeitsverteilung an der Sinteroberflächen im TEHD-Kontakt

Die Schmierfilmdicke h zeigt den charakteristischen Parallelschlitz und eine leicht angedeutete Einschnürung am Ende des Kontaktgebiets, die sich als minimale Schmierfilmdicke äußert. Der hydrodynamische Druckverlauf p zeigt den charakteristischen hydrodynamischen Druckaufbau im Einlaufbereich, einen Druckverlauf ähnlich zur Hertz'schen Druckellipse im Kontaktbereich und den rapiden Druckabfall im Auslaufbereich. Die minimale Schmierfilmdicke und das zweite Druckmaximum sind wenig ausgeprägt, da die Schmierstoffströmung im porösen Sinterprüfkörper die Strömung im TEHD-Kontakt beeinträchtigt, indem Schmierstoff in den Sinterprüfkörper gedrückt werden kann. Dieser Schmierstofffluss in den porösen Sinterkörper $q_{v,sf}$ ist stark abhängig von der lokalen Viskosität und dem hydrodynamischen Druck. Im Einlaufbereich sind negative Werte von $q_{v,sf}$ und damit ein Eintreten des Schmierstoffs in den Sinterkörper zu beobachten. Der Schmierstofffluss $q_{v,sf}$ ist klein in Kontaktmitte, da hier der höchste Druck und damit die höchste Viskosität auftritt („Viskositätsbarriere“). Im Auslaufbereich steigt $q_{v,sf}$ aufgrund des abfallenden Drucks wieder an. Unmittelbar nachdem der Druck auf Umgebungsdruck fällt, tritt Schmierstoff aus der Sinteroberfläche aus (positive Werte von $q_{v,sf}$).

Bild 62 zeigt den Schmierfilmdickenverlauf und den Verlauf der Schmierstoffgeschwindigkeit an der Sinteroberfläche in Spalthöhenrichtung bei Variation der Massentemperatur ϑ_M .

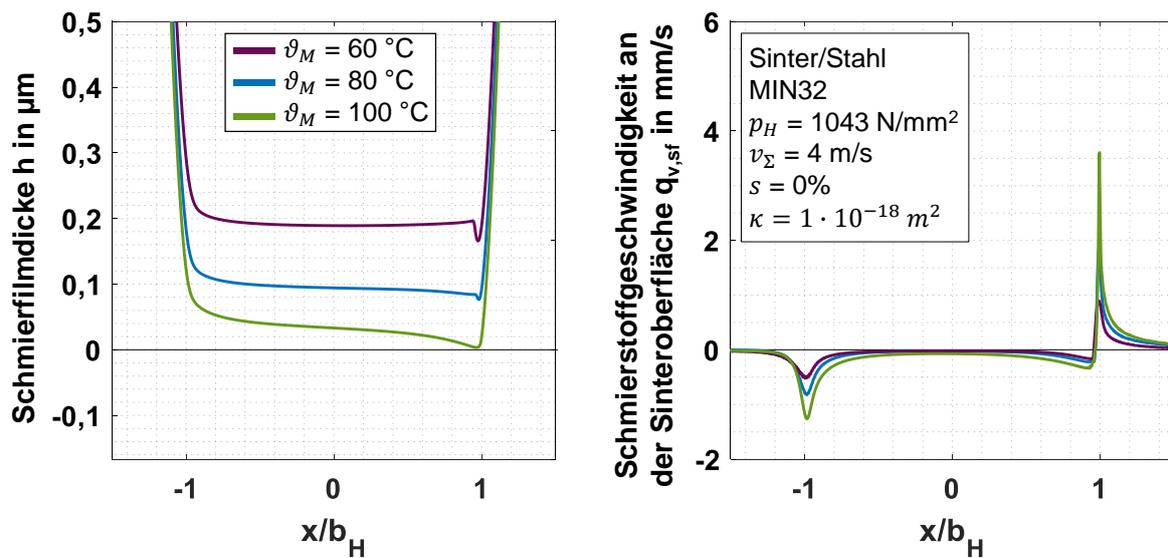


Bild 62: Schmierfilmdicken- und Schmierstoffgeschwindigkeitsverteilung an der Sinteroberfläche im TEHD-Kontakt bei Variation der Massentemperatur ϑ_M

Mit steigender Massentemperatur ϑ_M sinkt die Viskosität im Einlaufbereich des TEHD-Kontaktes, wodurch die hydrodynamische Wirkung und damit die Schmierfilmdicke abnimmt. Die effektive Viskosität, die sich aufgrund der Temperatur, des Drucks und des Schergefalles einstellt, sinkt ebenfalls. Dadurch wird der Schmierstofffluss $q_{v,sf}$ in den Sinterkörper erhöht. Bei höchster Massentemperatur wird dies auch dadurch deutlich, dass über der Kontaktlänge x die Schmierfilmdicke abnimmt, da in den Kontakt geförderter Schmierstoff über das Kontaktgebiet durch Abfluss in den Sinterprüfkörper verloren geht.

Bild 63 zeigt den Schmierfilmdickenverlauf und den Verlauf der Schmierstoffgeschwindigkeit an der Sinteroberfläche in Spalthöhenrichtung bei Variation der Hertz'schen Pressung p_H .

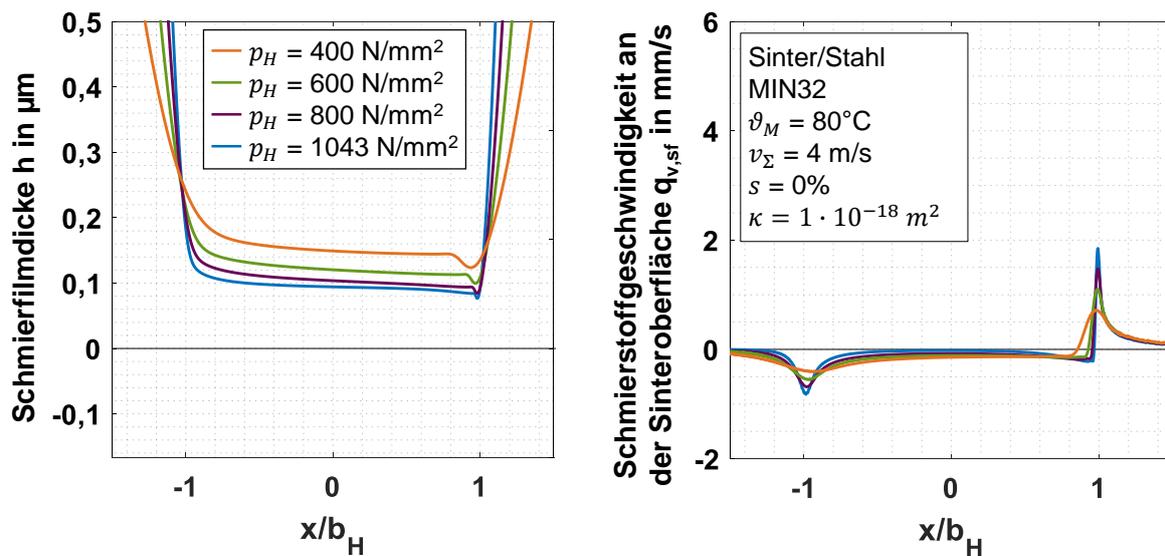


Bild 63: Schmierfilmdicken- und Schmierstoffgeschwindigkeitsverteilung an der Sinteroberfläche im TEHD-Kontakt bei Variation der Hertz'schen Pressung p_H

Mit steigender Hertz'scher Pressung p_H sinkt die Schmierfilmdicke nur leicht ab. Die effektive Schmierstoffviskosität im Kontaktbereich steigt jedoch nahezu exponentiell mit p_H an. Dadurch wird mit steigendem p_H die Schmierstoffströmung in den Sinterkörper im Kontaktgebiet $q_{v,sf}$ reduziert und die Abnahme der Schmierfilmdicke in Kontaktlängenrichtung x nimmt ab. Im Einlauf- und Auslaufbereich steigt dagegen $q_{v,sf}$ mit steigendem p_H an. Daher wird im Einlaufbereich mehr Schmierstoff in den Sinterkörper hineingedrückt und im Auslaufbereich tritt durch den Rückgang der Verformung mehr Schmierstoff aus dem Sinterkörper aus. Dies lässt sich auf den Druckgradienten in Kontaktlängenrichtung x zurückführen. Dieser nimmt mit steigender Hertz'scher Pressung p_H zu und verstärkt die Schmierstoffströmung aus und in den Sinterkörper.

Bild 64 zeigt den Schmierfilmdickenverlauf und den Verlauf der Schmierstoffgeschwindigkeit an der Sinteroberfläche in Spalthöhenrichtung bei Variation der Permeabilität κ . Die Permeabilität κ beschreibt die Durchlässigkeit des Sintermaterials.

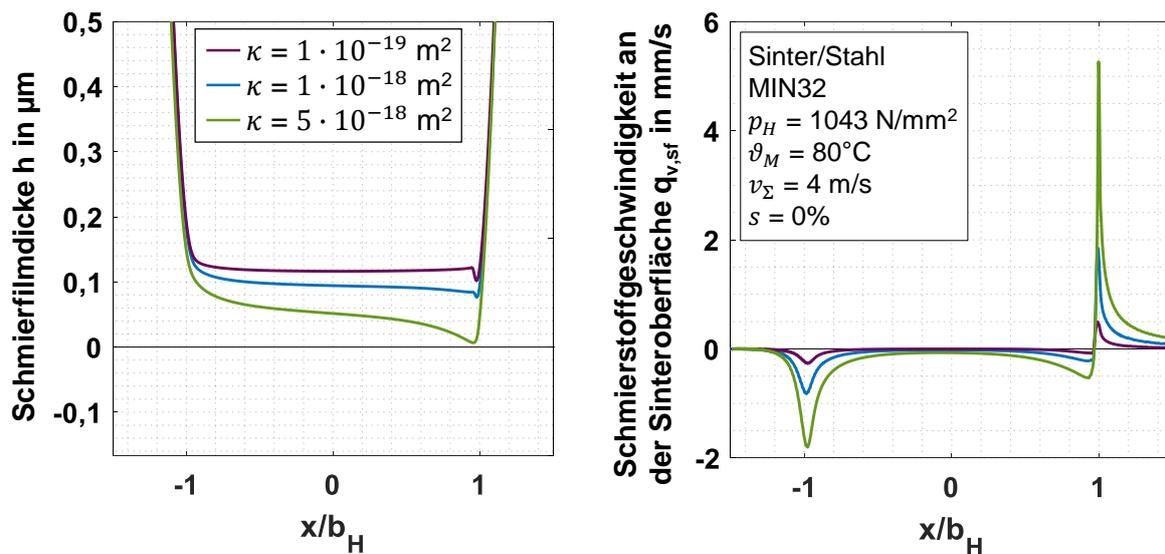


Bild 64: Schmierfilmdicken- und Schmierstoffgeschwindigkeitsverteilung an der Sinteroberfläche im TEHD-Kontakt bei Variation der Permeabilität κ

Die Schmierfilmdicken sinken mit steigender Permeabilität κ . Mit steigender Permeabilität steigt die Schmierstoffgeschwindigkeit in den Sinterkörper $q_{v,sf}$ und das in den Sinterprüfkörper abfließende Schmierstoffvolumen nimmt zu. Aufgrund des Schmierstoffabflusses aus dem Schmierpalt steigt der Gradient der Schmierfilmdicke in Spaltlängengerichtung x .

Aus den Simulationsergebnissen lässt sich ableiten, dass die Schmierfilmdicke bei schmierstoffgetränkten Sintermaterialien zusätzlich zu den Kontaktbedingungen im Einlaufbereich des TEHD-Kontaktes vor allem von der im Kontaktbereich auftretenden Viskosität und der Permeabilität des Materials bestimmt wird. So führt eine hohe Schmierstoffviskosität im Kontaktbereich und eine niedrige Permeabilität zu hohen und im Kontaktbereich konstanten Schmierfilmdicken. Dies stellt im Vergleich zum erforderlichen Schmierstoffaustritt aus der Oberfläche ein konträres Ziel dar, da nur durch eine niedrige Viskosität und hohe Permeabilität viel Schmierstoff aus dem Sinterprüfkörper austritt. Entsprechend muss ein bestmöglicher Kompromiss gefunden werden, wozu bisher keine Auslegungsmöglichkeiten zur Verfügung stehen. Im Allgemeinen lassen sich die hier simulationsbasiert gezeigten Mechanismen anhand der phänomenologischen Beobachtungen am EHD-Tribometer (Kapitel 2.1.1) und Zweischeibenprüfstand (Kapitel 2.1.3) sehr gut einordnen. Es lässt sich ableiten, dass eine optimale Abstimmung von Porositäts- und Schmierstoffeigenschaften mit den Betriebsbedingungen für einen stabilen Betrieb von schmierstoffgetränkten Sinterzahnradern notwendig ist.

Zusammenfassung

Die Ergebnisse der simulationstechnischen Betrachtungen zeigen:

- Simulierte Schmierfilmdicken stimmen für die Schmierstoffe MIN100 und HVPL7 sehr gut mit Messergebnissen vom EHD-Tribometer überein.
- Elastische Verformungen des schmierstoffgetränkten Körpers führen zu einer Schmierstoffströmung in Materialtiefen- und Breitenrichtung.
- Schmierstoff tritt unmittelbar neben dem belasteten Bereich aus der Oberfläche aus.
- Menge an ausgetretenem Schmierstoff und Schmierstoffströmungen sind bei hoher Porosität, niedriger Viskosität und hoher Last am größten.
- Schmierstoff tritt im Einlauf- und Kontaktgebiet des TEHD-Kontaktes aufgrund des steigenden Drucks in den Sinterkörper ein und reduziert die Schmierfilmdicke, auch entlang des Kontaktgebiets.
- Schmierstoff tritt im Auslaufgebiet des TEHD-Kontaktes aus dem Sinterkörper aufgrund des abfallenden Drucks aus.
- Maßgebliche Einflussgrößen auf den Schmierfilm bei Sinterprüfkörpern sind die lokale Viskosität und die Permeabilität im Kontaktgebiet.
- Eine optimale Abstimmung von Porositäts- und Schmierstoffeigenschaften mit den Betriebsbedingungen ist anzustreben.

2.2.2 Simulation der Ölverteilung und Leerlaufverluste mittels CFD (TA 2.2)

Durch die Berechnung der Ölverteilung mittels computergestützter Strömungssimulationen (Computational Fluid Dynamics, CFD) wurde die Ölverteilung im Verstellgetriebe untersucht. Hierzu wurde die Smoothed Partikel Hydrodynamics (SPH) Methode und die Software Altair nanoFluidX™ zur Analyse der Ölverteilung zweier Temperaturniveaus verwendet.

Im Rahmen der Analyse bedarfsgerechter Schmierverfahren für Getriebesysteme wird zur Verbesserung des Wirkungsgrads und Wärmehaushalts zunehmend die CFD verwendet. Dadurch können Ölverteilung und strömungstechnische Eigenschaften innerhalb eines Getriebes beliebiger Geometrie bestimmt werden. Im betrachteten Verstellgetriebe mit der kompakten Bauform, den niedrigen Drehzahlen und der hohen Spreizung an Betriebstemperaturen und damit der Schmierstoffviskosität wird die Ölverteilung der Getriebekomponenten untersucht.

Auswahl der Simulationsmethode

Die Euler'sche und Lagrange'sche Methode stellen zwei häufig verwendete Methoden der CFD in Getriebeanwendungen dar. Bei der Finiten Volumen Methode, einer Euler'schen Methode, wird das Rechengebiet zeitlich und räumlich durch ein Gitternetz diskretisiert. Auf diesem Gitter werden die Erhaltungsgleichungen aller fluidmechanischen Größen iterativ mittels numerischer Integration gelöst. Dadurch sind Ölverteilungen und Leerlaufverluste in Getrieben berechenbar. Jedoch stellt die dynamische Netzbildung und die Abbildung des Zahneingriffs Herausforderungen hinsichtlich Rechenzeit und numerischer Stabilität dar [Liu19], welche besonders für Getriebe mit mehreren Verzahnungsstufen zu steigender Komplexität führen.

Mit der Smoothed Partikel Hydrodynamics (SPH) Methode, einer Lagrange'schen Methode, wird das Fluid durch frei bewegliche Diskretisierungspunkte abgebildet und die konservativen Strömungsgrößen damit transportiert [Mon05]. Der besondere Vorteil dieser „gitterlosen“ interaktionsbasierten Methode sind die vielfältigen Modellierungsmöglichkeiten z. B. für komplexe Geometrien und die Abbildung des Zahneingriffs.

Um die komplexe Geometrie des Verstellgetriebes abbilden zu können, wurde die SPH Methode zur Analyse der Ölverteilung ausgewählt. Bestehende Studien der Forschungsstelle z. B. von Liu et al. [Liu19, Liu17, Liu18] zeigen das Potential von Euler'schen Methoden wie der Finite Volumen Methoden (FVM) und der SPH Methode zur Bestimmung der Ölverteilung in Getrieben.

SPH Methode

Die Grundlage der SPH Methode ist die Berechnung von fluidmechanischen Kenngrößen anhand einer geglätteten Kernelfunktion an beliebigen Diskretisierungspunkten, die sich entsprechend der örtlichen Fluidgeschwindigkeit bewegen [Mon05]. Durch diese Glättungstechnik können örtliche Gradienten durch Interaktion mit benachbarten Partikeln berechnet werden.

Durch die SPH wird die Advektion, die Bewegung der Fluidpartikel mit der Strömung, direkt durch Lagrange'sche Diskretisierungspunkte berechnet. Damit ist eine exakte Erhaltung von Masse und Impuls gewährleistet. Durch diese implizite Betrachtung ist der Rechenaufwand selbst bei komplexen Geometrien verhältnismäßig.

Modellaufbau

Das für die CFD Berechnung aufgebaute Modell basiert auf dem CAD-Modell des Verstellgetriebes. Bild 65 zeigt das CAD-Modell und das zur Berechnung verwendete SPH-Modell. Für die Berechnung ist das Modell auf die relevanten Komponenten, Verzahnungen und Steg reduziert. Lager, Dichtungen und Befestigungselemente sind nicht explizit modelliert, da für diese kein nennenswerter Einfluss auf die Ölverteilung zu erwarten ist. Die Festkörper und das freibewegliche Fluid aus Schmierstoff und Luft werden komponentenweise diskretisiert. Die Innenwand des Gehäuses, als Grenze des Rechengebiets, wird als stillstehend definiert. Bewegliche Komponenten, wie Steg oder Verzahnungen werden mit der zugehörigen Kinematik beaufschlagt.

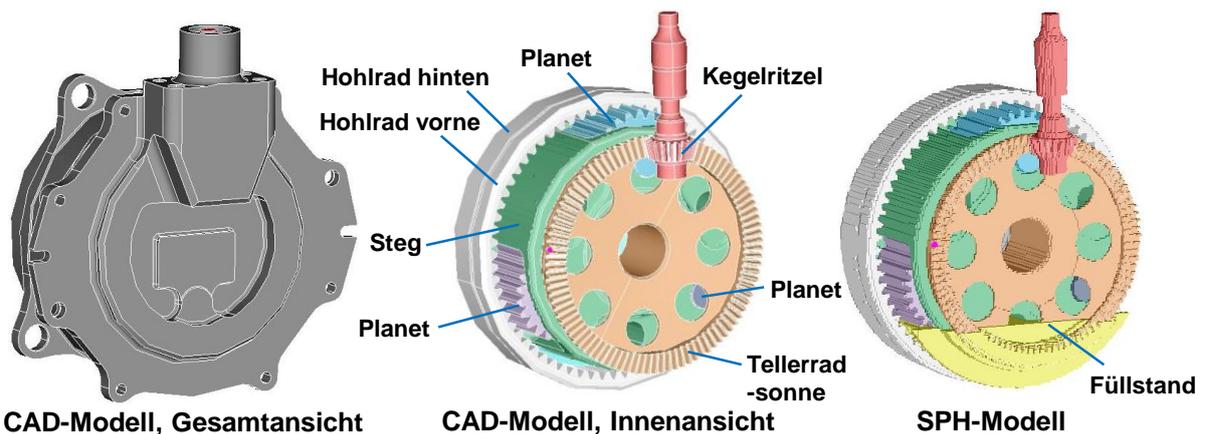


Bild 65: Modellaufbau: CAD-Modell, Gesamtansicht (links); CAD-Modell, Innenansicht (innen); SPH-Modell (rechts)

Auf Basis einer Vorstudie anhand eines Modells des FZG-Leerlaufverlustleistungsprüfstands wurde ein Partikelabstand von 1,0 mm gewählt. Das Modell besteht damit aus 1,9 Mio. Diskretisierungspunkten.

Untersuchungsparameter

Durch die Spreizung der Betriebstemperaturen des Verstellgetriebes variiert auch die Schmierstoffviskosität stark. Daher werden zwei repräsentative Betriebspunkte bei $\vartheta_{\text{Öl}} = \{-20; 40\}$ °C mit dem Praxisschmierstoff HVLP7 untersucht. Tabelle 9 zeigt die Schmierstofftemperaturen und die kinematische Viskosität der untersuchten Bedingungen.

Schmierstofftemperatur $\vartheta_{\text{Öl}}$ in °C	40	-20
Kinematische Viskosität in mm ² /s	6,75	100

Tabelle 9: Schmierstofftemperaturen und kinematische Viskosität für HVLP7 für die CFD Berechnung

Die statische Referenzfüllhöhe orientiert sich an der Lagerung der Planeten des Wolfromsatzes entsprechend den Angaben von Liebherr-Aerospace Lindenberg GmbH. Damit tauchen die Wälzkörper der Planetenlagerung vollständig in den Ölsumpf ein. Bild 66 zeigt die Kinematik der untersuchten Betriebsbedingung im Stellbetrieb des Verstellgetriebes.

Das Kegelritzel überträgt die Antriebsleistung auf das Tellerrad. Dieses ist mit der Sonne des Wolfromsatzes verbunden und treibt die drei gleichmäßig über den Umfang verteilten Planeten an. Die Planeten kämmen mit dem feststehenden und mit dem auf der Abtriebswelle gelagerten Hohlrad.

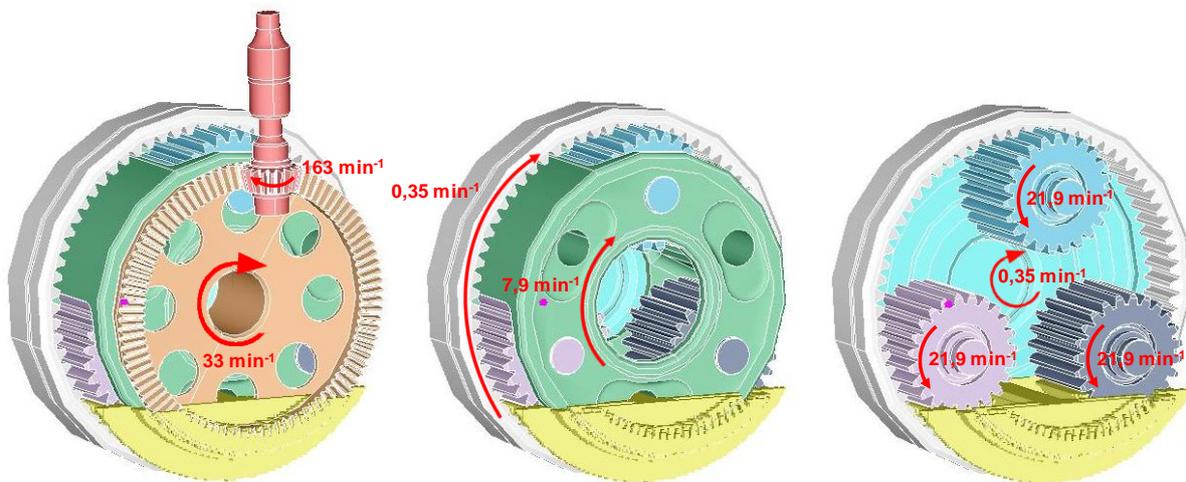


Bild 66: Kinematische Randbedingungen des zu untersuchenden Betriebspunkts

Ergebnisse

Bild 67 zeigt die Ölverteilung im Verstellgetriebe nach 3 Umdrehungen der Sonne bei $\vartheta_{\text{Öl}} = \{-20; 40\}$ bzw. $\nu = \{6,75; 100\}$ mm²/s im Gesamtgetriebe und explizit an den Planetenrädern, wozu Teile des Gesamtgetriebes gezielt ausblendet sind. Der Schmierstoff wird mit der Drehung des Tellerrads aus dem Ölsumpf im Urzeigersinn mitgeschleppt. Damit transportiert das mit Schmierstoff benetzte Kegelrad diesen in den Zahneingriff mit dem Kegelritzel. Dies ist für die höhere Viskosität bzw. niedrigere Temperatur (rechts) aufgrund der höheren Zähigkeit ausgeprägter als für niedrigere Viskosität bzw. höhere Temperatur (links).

Dieses Verhalten zeigt sich auch bei der Ölverteilung an den Planetenrädern (Bild 67 unten), sodass Schmierstoff aus dem Ölsumpf geschleppt und zu den Zahneingriffen mit den Hohlrädern (nicht dargestellt) und der Sonne (nicht dargestellt) transportiert wird.

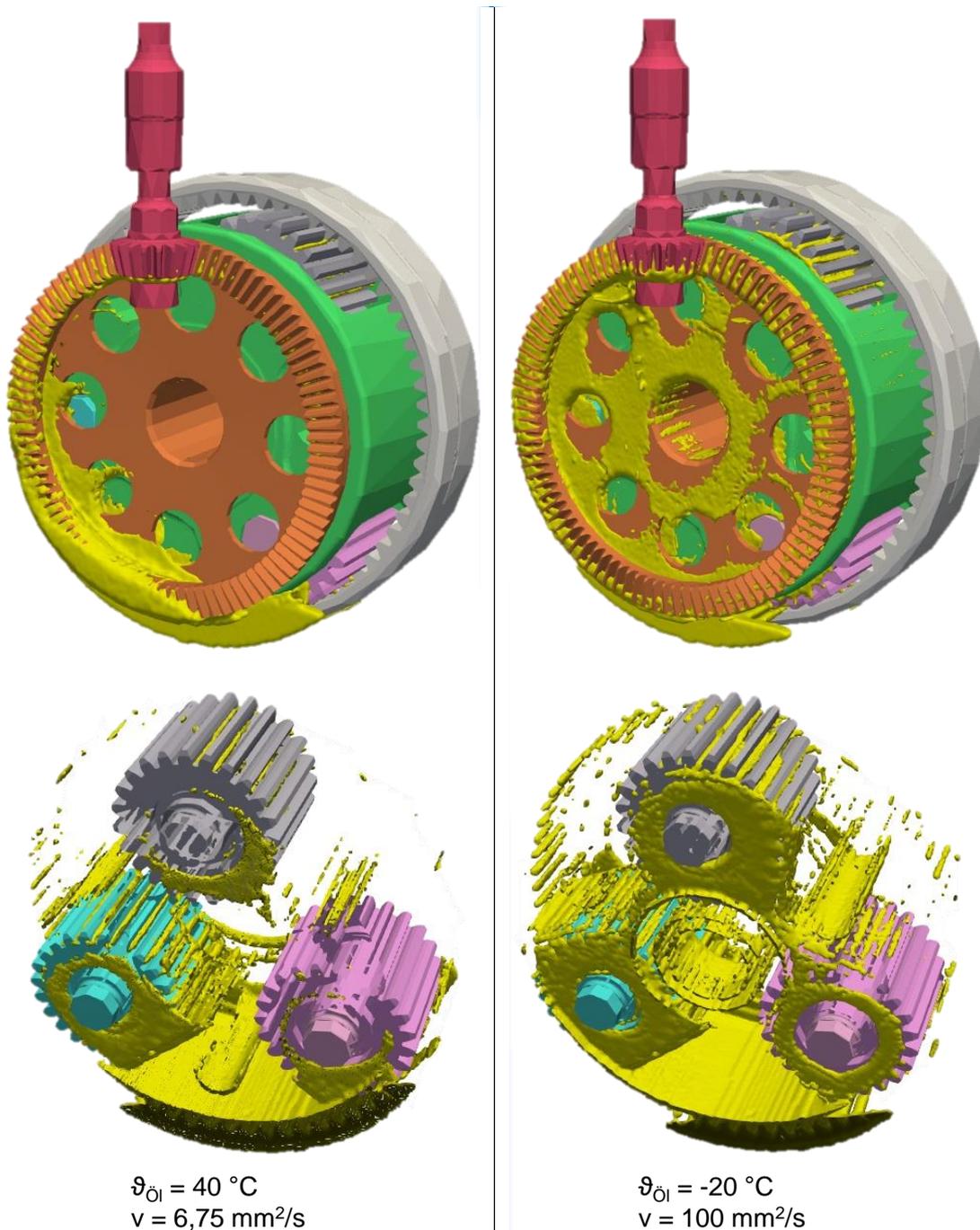


Bild 67: Ergebnisse zur Ölverteilung: Gesamtansicht (oben) und Detailansicht der Planetenräder (unten) für $\vartheta_{\text{Öl}} = 40 \text{ °C}$ (links) und $\vartheta_{\text{Öl}} = -20 \text{ °C}$ (rechts)

Trotz der sehr niedrigen Drehzahlen zeigt sich für beide untersuchten Temperaturen eine gute Zufuhr von Schmierstoff zu den Zahneingriffen im Verstellgetriebe.

Durch die höhere Viskosität treten im Schmierstoff höhere innere Reibung und stärkere Kohäsion auf. Dies führt zu einem verstärkten Zusammenhalt der Schmierstofftropfen. Dadurch erhöht sich die partielle Benetzung der Oberflächen und Schmierstoff wird durch Zahnräder oder Steg deutlicher mitgeschleppt.

Zusammenfassung

Aus den gezeigten Ergebnissen ist abzuleiten, dass die Rotation der Getriebekomponenten des Verstellgetriebes bei Tauchschmierung mit dem Praxisschmierstoff bei gegebenem Ölstand die Zahneingriffe gut mit Schmierstoff versorgt. Strömungsbedingte lastunabhängige Verluste werden bei hoher Viskosität z. B. bei -50 °C für das konventionelle Verstellgetriebe bei Tauchschmierung deutlich ausgeprägt sein.

III. Literatur

1. Sonstige

- [And90] Andre, M.; Steffen, M.: Selbstschmierendes Sintergleitlager mit Zonen unterschiedlicher Permeabilität DD 000000280149A1 (1990).
- [Bay96] Bayerdörfer, I.; Michaelis, K.; Höhn, B.-R.; DGMK: DGMK-Projekt 377-01 Untersuchungen zum Einfluß von Schmierstoff und Betriebsbedingungen auf das Verschleißverhalten von Zahnrädern (1996).
- [Bri49] Brinkman, H., C.: A Calculation of the Viscous Force Exerted by a Flowing Fluid on a Dense Swarm of Particles. *Flow, Turbulence and Combustion* 1, S. 333–346 (1949).
- [Die05] Dießelberg, M.; Stock, H.-R.: WP2 - Multilayer coatings - Final Report. EU Project IPS-2001-CT-98006. Development of Powertrain and Drive Line Components without Liquid Lubrication. Oilfree Powertrain, Final Report (2005).
- [Dob18] Dobler, F.: Einflüsse auf die Tragfähigkeit induktiv ulaufgehärteter Stirnräder, Dissertation, TU München (2018).
- [Ebn17] Ebner, M.; Lohner, T.; Michaelis, K.; Höhn, B.-R.; Stahl, K.: Self-lubricating gears with oil-impregnated sintered materials. *Forschung im Ingenieurwesen* 81. Heft: 2, S. 175–190 (2017).
- [Ebn16] Ebner, M.; Lohner, T.; Michaelis, K.; Stemplinger, J.-P.; Höhn, B.-R.; Stahl, K.: Self-Lubricated Elastohydrodynamic (EHL) Contacts with Oil-Impregnated Sintered Materials. TAE 2016, Esslingen. Technische Akademie Esslingen (2016).
- [Ebn19] Ebner, M.; Omasta, M.; Lohner, T.; Šperka, P.; Krupka, I.; Hartl, M.; Michaelis, K.; Höhn, B.-R.; Stahl, K.: Local Effects in EHL Contacts with Oil-Impregnated Sintered Materials. *Lubricants* 7. Heft: 1, S. 1 (2019).
- [Ebn18] Ebner, M.; Yilmaz, M.; Lohner, T.; Michaelis, K.; Höhn, B.-R.; Stahl, K.: On the effect of starved lubrication on elastohydrodynamic (EHL) line contacts. *Tribology International* 118, S. 515–523 (2018).
- [EU 05] EU Project IPS-2001-CT-98006: Development of Powertrain and Drive Line Components without Liquid Lubrication - Oilfree Powertrain, Final Report (2005).
- [Gro05] Grossl, A.; Martens, S.; Feldhofer, G.; Haslinger, R.: WP8 - Synthesis – Design Optimisation for Friction Minimisation and Lube Oil Elimination in Gears and Engines. EU Project IPS-2001-CT-98006. Development of Powertrain and Drive Line Components without Liquid Lubrication. Oilfree Powertrain, Final Report (2005).

- [Ham76] Hamrock, B. J.; Dowson, D.: Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts - Part 1—Theoretical Formulation. *Journal of Lubrication Technology* 98. Heft: 2, S. 223 (1976).
- [Har99a] Hartl, M.; Krupka, I.; Liska, M.: Elastohydrodynamic Film Thickness Mapping by Computer Differential Colorimetry. *Tribology Transactions* 42. Heft: 2, S. 361–368 (1999).
- [Har99b] Hartl, M.; Krupka, I.; Poliscuk, R.; Liska, M.: An Automatic System for Real-Time Evaluation of EHD Film Thickness and Shape Based on the Colorimetric Interferometry. *Tribology Transactions* 42. Heft: 2, S. 303–309 (1999).
- [Har99c] Hartl, M.; Krupka, I.; Poliščuk, R.; Liška, M.: An Automatic System for Real-Time Evaluation of EHD Film Thickness and Shape Based on the Colorimetric Interferometry. *Tribology Transactions* 42. Heft: 2, S. 303–309 (1999).
- [Höh99] Höhn, B.-R.; Oster, P.; Schedl, U.: Pitting Load Capacity Test on the FZG Gear Test Rig with Load-Spectra and One-Stage Investigations. *Tribotest Journal* 5. Heft: 4, S. 417–430 (1999).
- [Hüc83] Hück, M.: Ein verbessertes Verfahren für die Auswertung von Treppenstufenversuchen. *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik, Zeitschrift für Werkstofftechnik*. Heft: 14 (1983).
- [Krü67] Krüger, W.: Sintergleitlager mit Schmiermittelspeicher und Verfahren zu seiner Herstellung DE 000001625650A (1967).
- [Kru00] Krupka, I.; Hartl, M.; Poliscuk, R.; Liska, M.: Experimental Study of Central and Minimum Elastohydrodynamic Film Thickness by Colorimetric Interferometry Technique. *Tribology Transactions* 43. Heft: 4, S. 611–618 (2000).
- [Lau84] Laukotka, E. M.: FVA-Heft 660 - Referenzöle Abschlussbericht - Referenzöle Daten- sammlung. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (1984-2007) (1984-2007).
- [Liu19] Liu, H.; Arfaoui, G.; Stanic, M.; Montigny, L.; Jurkschat, T.; Lohner, T.; Stahl, K.: Numerical modelling of oil distribution and churning gear power losses of gearboxes by smoothed particle hydrodynamics. *ARCHIVE: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 1994-1996 (vols 208-210) 233. Heft: 1, S. 74–86 (2019).
- [Liu17] Liu, H.; Jurkschat, T.; Lohner, T.; Stahl, K.: Determination of oil distribution and churning power loss of gearboxes by finite volume CFD method. *Tribology International* 109, S. 346–354 (2017).

- [Liu18] Liu, H.; Jurkschat, T.; Lohner, T.; Stahl, K.: Detailed Investigations on the Oil Flow in Dip-Lubricated Gearboxes by the Finite Volume CFD Method. *Lubricants* 6. Heft: 2, S. 47 (2018).
- [Loh16a] Lohner, T.: Berechnung von TEHD Kontakten und Einlaufverhalten von Verzahnungen. [Calculation of TEHL contacts and running-in behaviour of gears] Dissertation Technische Universität München (2016) (2016).
- [Loh15] Lohner, T.; Merz, R.; Mayer, J.; Michaelis, K.; Kopnarski, M.; Stahl, K.: On the Effect of Plastic Deformation (PD) Additives in Lubricants; *Tribologie und Schmierungstechnik* 62, S. 13-24 (2015) (2015).
- [Loh16b] Lohner, T.; Ziegltrum, A.; Stemplinger, J.-P.; Stahl, K.: Engineering Software Solution for Thermal Elastohydrodynamic Lubrication Using Multiphysics Software. *Advances in Tribology* 2016. Heft: 2, S. 1–13 (2016).
- [Lub11] Lubcon: Technical Information - Turmoglease LiAzR (2011).
- [Mar05a] Martens, S.; Mothes, M.; Lehmann, D.: WP 4 - Solid Lubricants - Final report. EU Project IPS-2001-CT-98006. Development of Powertrain and Drive Line Components without Liquid Lubrication. Oilfree Powertrain, Final Report (2005).
- [Mar05b] Martens, S.; Weihnacht, V.; Berger, L.-M., Zieris, R.: WP 3.2 - Ceramic Coated Gear Wheels - Final Report. EU Project IPS-2001-CT-98006. Development of Powertrain and Drive Line Components without Liquid Lubrication. Oilfree Powertrain, Final Report (2005).
- [May13] Mayer, J.: Einfluss der Oberfläche und des Schmierstoffs auf das Reibungsverhalten im EHD-Kontakt, Dissertation, TU München (2013).
- [Moh85] Mohrenstein-Ertel, A.: Die Berechnung der hydrodynamischen Schmierung gekrümmter Oberflächen unter hoher Belastung und Relativbewegung. *VDI-Z* 12. Heft: 127, S. 448 (1985).
- [Mon05] Monaghan, J. J.: Smoothed particle hydrodynamics. *Reports on Progress in Physics* 68. Heft: 8, S. 1703–1759 (2005).
- [Nyc18] Nyco: Technical Data Sheet HYDRAUNYCOIL FH 42, Nyco (2018).
- [Ott05] Otto, H.-P.: WP 6 - Minimised Liquid Lube Quantity - Final report. EU Project IPS-2001-CT-98006. Development of Powertrain and Drive Line Components without Liquid Lubrication. Oilfree Powertrain, Final Report (2005).
- [Ple80] Plewe, H.-J.: Untersuchungen über den Abriebverschleiß von geschmierten, langsam laufenden Zahnradern, Dissertation, Technische Universität München (1980).

-
- [Wim05] Wimmer, A.; Salzgeber, K.; Haslinger, H.: WP1 - Analysis of Minimum Oil Requirements Considering Friction in Gears and Engines - Final Report. EU Project IPS-2001-CT-98006. Development of Powertrain and Drive Line Components without Liquid Lubrication. Oilfree Powertrain, Final Report (2005).
- [Wim06] Wimmer, J. A.: Lastverluste von Stirnradverzahnungen [Load Losses of Spur Gears – Constructive Influences, Efficiency Maximization, Tribology] - Konstruktive Einflüsse, Wirkungsgradmaximierung, Tribologie, Dissertation, Technical University of Munich (2006).
- [Zie17] Ziegltrum, A.; Lohner, T.; Stahl, K.: TEHL Simulation on the Influence of Lubricants on the Frictional Losses of DLC Coated Gears. World Tribology Congress Hg, Peking (2017).
- [Zie18] Ziegltrum, A.; Lohner, T.; Stahl, K.: TEHL Simulation on the Influence of Lubricants on the Frictional Losses of DLC Coated Gears. Lubricants 6. Heft: 1, S. 17 (2018).