

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Institut für Maschinen- und Fahrzeugtechnik – Lehrstuhl für Maschinenelemente

Thermischer Haushalt nasslaufender Lamellenkupplungen

Florian Andreas Georg Wohlleber

Vollständiger Abdruck der von der
Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München
zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Karsten Stahl

Prüfer der Dissertation: 1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Bernd-Robert Höhn (i.R.)
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp

Die Dissertation wurde am 20.06.2012 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 17.09.2012 angenommen.

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

ISBN 978-3-8439-0727-9

© Verlag Dr. Hut, München 2012
Sternstr. 18, 80538 München
Tel.: 089/66060798
www.dr.hut-verlag.de

Die Informationen in diesem Buch wurden mit großer Sorgfalt erarbeitet. Dennoch können Fehler nicht vollständig ausgeschlossen werden. Verlag, Autoren und ggf. Übersetzer übernehmen keine juristische Verantwortung oder irgendeine Haftung für eventuell verbliebene fehlerhafte Angaben und deren Folgen.

Alle Rechte, auch die des auszugsweisen Nachdrucks, der Vervielfältigung und Verbreitung in besonderen Verfahren wie fotomechanischer Nachdruck, Fotokopie, Mikrokopie, elektronische Datenaufzeichnung einschließlich Speicherung und Übertragung auf weitere Datenträger sowie Übersetzung in andere Sprachen, behält sich der Autor vor.

1. Auflage 2012

für Simone

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Maschinenelemente - Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG) der Technischen Universität München. Sie basiert auf den Untersuchungen zweier im Rahmen der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) durchgeführten Forschungsvorhaben zum Thema „Wärmeübergang Lamellenkupplungen“.

An dieser Stelle sei allen gedankt, deren Unterstützung ich in den vergangenen Jahren erfahren durfte. Im Besonderen gilt der Dank:

Meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd-Robert Höhn, der mir die Möglichkeit gegeben hat, diese Arbeit an der FZG anzufertigen und der diese begleitet und betreut hat.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp für die Übernahme des Koreferats.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Karsten Stahl für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes und die Möglichkeit auch weiter am Lehrstuhl tätig zu sein.

Meinem Abteilungsleiter Herrn Dr.-Ing. Hermann Pflaum für die angenehme Arbeitsatmosphäre und die große fachliche und menschliche Kompetenz die ich erfahren durfte.

Den Mitgliedern der die FVA-Forschungsvorhaben begleitenden Arbeitsgruppen und Projektausschüsse, hier besonders den beiden Federführenden Herrn Dr.-Ing. Bernhard Hämmerl und Herrn Dipl.-Ing. (FH) Inan Cokdogru.

Herrn Dr.-Ing. Johannes Winkler, ohne den ich nicht an die FZG gekommen wäre.

Allen meinen Kollegen und Freunden an der FZG für die fachliche und handwerkliche Unterstützung, sowie für das stets kollegiale Verhältnis und die Aktivitäten über den reinen Arbeitsalltag hinaus. Besonders danken möchte ich Herrn Dipl.-Ing. Matthias Hensel, sowie meinen Zimmerkollegen Herrn Dr.-Ing. Michael Layher, Herrn Dipl.-Ing. (FH) Georg Johann Meingaßner und Herrn Dipl.-Ing. Simone Lombardo, für die vielen fachlichen Diskussionen und Anregungen, aber auch für die über die Arbeit hinausgehenden Dinge.

Herrn Dipl.-Ing. Harald Bauhoffer, mit dem mich seit Studientagen eine Freundschaft verbindet und der auch als Kollege an der FZG ein hilfsbereiter Ansprechpartner war.

Den Studenten, die im Rahmen von Semester-, Diplomarbeit oder Hiwi-Tätigkeit stets tatkräftig bei der Sache waren und mich so bei meinen Arbeiten unterstützt haben.

Meinen Eltern, die mich jeder auf seine Weise stets unterstützt haben und mir immer ihre Liebe und Zuneigung entgegengebracht haben.

Meiner Frau Simone, die mir stets zur Seite steht und mich unterstützt. Und unserer Tochter Franziska, die ihren Papa auch nach Feierabend auf Trab hält und erst gar nicht das Gefühl von Langeweile aufkommen lässt.

München, im Oktober 2012

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'F. Haller'. The signature is written in a cursive, flowing style with some loops and flourishes.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	1
1.1	Problemstellung.....	2
1.2	Zielsetzung.....	2
2	Stand des Wissens.....	3
2.1	Kupplungen.....	3
2.2	Thermische Berechnungen.....	5
3	Prüftechnik, Versuchsteile und Schmierstoffe.....	9
3.1	Prüftechnik.....	9
3.1.1	Eingesetzte Lamellenkupplungsprüfstände.....	9
3.1.2	Erweiterung Prüfstand LK-3.....	9
3.1.3	Vorrichtung zur statischen Messung des Schluckvermögens.....	10
3.2	Versuchsteile.....	11
3.2.1	Belaglamellen.....	11
3.2.2	Stahllamellen.....	12
3.2.3	Messlamellen.....	13
3.2.4	Reibpaarungen.....	13
3.3	Schmierstoff.....	14
4	Kühlölddurchfluss bei geschlossener Kupplung – Schluckvermögen.....	15
4.1	Schluckvermögen.....	15
4.1.1	Begriffsdefinition.....	15
4.1.2	Umrechnung des Schluckvermögens auf Referenzbedingungen.....	15
4.2	Messmethoden.....	17
4.2.1	Statische Messung.....	17
4.2.2	Dynamische Messung.....	18
4.2.3	Abgleich von statischer und dynamischer Messung.....	20
4.3	Einflüsse auf das Schluckvermögen.....	22
4.3.1	Druck und Viskosität.....	22
4.3.2	Belagelastizität.....	23
4.3.3	Nutbild.....	25
4.4	Schlupfende Kupplung.....	30
4.4.1	Konventionelle Nutbilder.....	31

4.4.2	Nutbilder mit Förderwirkung	32
4.5	Berechnungen zum Schluckvermögen	34
4.5.1	Einfluss der Einlauflänge	34
4.5.2	Empirischer Berechnungsansatz	35
4.5.3	Berechnung im Vergleich zur Messung	38
5	Untersuchungen zum Temperaturverhalten	41
5.1	Beharrungszustand	41
5.2	Baugröße.....	43
5.3	Untersuchungen im Kupplungsbetrieb.....	44
5.3.1	Einfluss der Belagnutung	44
5.3.2	Einfluss des Belagmaterials.....	47
5.3.3	Einfluss des zugeführten Ölvolumenstroms	49
5.3.4	Einfluss der Drehrichtung.....	51
5.4	Untersuchungen im Bremsbetrieb	54
5.4.1	Stauöleffekte.....	55
5.4.2	Schaltungen ohne Kühlölaufuhr – Umgebungskühlung	57
6	Wärmeübergang von Reibflächen ans Kühlöl	59
6.1	Auswertemethodik.....	59
6.1.1	Auswertekriterien	60
6.1.2	Sensitivität	61
6.2	Wärmeübergangszahlen	62
6.2.1	Bezug zur Modellierung	63
6.2.2	Einflussgrößen	68
6.3	Einordnung des Wärmeübergangsverhaltens der untersuchten Varianten .	72
7	Weiterentwicklung der Simulationsmethodik	77
7.1	Erweiterung der Berechnung.....	77
7.2	Abgleich mit KUPSIM-Berechnungen.....	83
8	Messgenauigkeit und Reproduzierbarkeit	93
8.1	Messgenauigkeit.....	93
8.1.1	Schluckvermögen	93
8.1.2	Temperaturversuche.....	94
8.2	Reproduzierbarkeit der Temperaturmessungen	98

9	Zusammenfassung und Ausblick.....	101
10	Literatur	109
11	Anhang	115
11.1	Prüfstandsbeschreibungen.....	115
11.2	Dokumentation und Konditionierung der Versuchsteile.....	121
11.3	Baugrößen, Belag- und Nutvarianten	122
11.4	Laststufen der Temperaturversuche	129

Formelzeichen und Abkürzungen

<u>Zeichen</u>	<u>Einheit</u>	<u>Benennung</u>
d	m	Durchmesser
$d_{B,a}$	m	Belagaußendurchmesser
$d_{B,i}$	m	Belaginnendurchmesser
d_{hydr}	m	Hydraulischer Ersatzdurchmesser
$d_{Öl,i}$	m	Innendurchmesser des Ölstauring
c	J/kgK	Wärmekapazität
f_{Nut}	-	Nutbildkonstante nach Pflieger [23]
f_{Nutung}	-	Nutfaktor bei Berücksichtigung der Einlaufstrecke
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
h_l	m	Lüftspaltweite
i_{Hebel}	-	Hebelübersetzung
l_{ein}	m	Einlaufstrecke
l_{Hebel}	m	Länge Kalibrierhebel
l_{Nut}	m	Länge der Nut
$l_{Wärmeleitung}$	m	Wärmeleitungsstrecke
m	kg	Masse
n	1/min	Drehzahl
n_A	1/min	Drehzahl Außenlamellen
n_{Ab}	1/min	Drehzahl Abtrieb
n_{An}	1/min	Drehzahl Antrieb
n_l	1/min	Drehzahl Innenlamellen
p	N/mm ²	Pressung bezogen auf Bruttoreibfläche
$p_{Referenz}$	Pa bzw. bar	Druck bei Referenzbedingungen
$p_{Öl}$	Pa bzw. bar	Öldruck
$p_{Öl,dyn}$	Pa bzw. bar	dynamischer Öldruck aus Fliehkraft
$p_{Messung}$	Pa bzw. bar	Druck bei Messbedingungen
q_{spez}	J/mm ²	spezifische Reibarbeit
r	m	Radius
t	s	Zeit
\bar{u}	m/s	Mittlere Strömungsgeschwindigkeit
v_G	m/s	Gleitgeschwindigkeit
Z_D	-	Berechnungsfaktor
$A_{Kontakt}$	m ²	Berührfläche Mitnehmerverzahnung
$A_{Nutquerschnitt}$	m ²	Querschnittsfläche der Nut
$A_{Ölbenetzt}$	m ²	Ölbenetzte Fläche
A_{Reib}	m ²	Bruttoreibfläche
$E_{Bauteil}$	J	Absoluter Energieinhalt eines Bauteils

F_A	N	Axialkraft
F_G	N	Gewichtskraft
F_{kal}	N	Kalibrierkraft
F_N	-	Nutfüllungsgrad
F_r	N	Zentrifugalkraft
F_S	-	Spaltfüllungsgrad
$F_{\alpha,A}$	W/K	Wärmeübergangsfaktor
J_{Ab}	kgm ²	Trägheitsmoment Abtrieb
J_{An}	kgm ²	Trägheitsmoment Antrieb
M_{kal}	Nm	Kalibriermoment
NFA	%	Nutflächenanteil bezogen auf Bruttoreibfläche
P_K	W	Kühlleistung durch Ölkühlung
$P_{Umgebung}$	W	Kühlleistung durch Wärmeleitung an den Mitnehmer
Re	-	Reynoldszahl
$T_{abs,Mittel,Bauteil}$	K	Gemittelte Absoluttemperatur eines Bauteils
U_{Nut}	m	Umfang der Nut
V	m ³	Volumen
$V_{Speicher}$	m ³	Speicherinhalt
\dot{V}	mm ³ /mm ² s m ³ /m ² s	spezifischer Volumenstrom
\dot{V}_{ab}	mm ³ /mm ² s m ³ /m ² s	abgeführter spezifischer Volumenstrom
$\dot{V}_{Messung}$	mm ³ /mm ² s m ³ /m ² s	Gemessener spezifischer Volumenstrom
$\dot{V}_{möglich}$	mm ³ /mm ² s m ³ /m ² s	möglicher spezifischer Volumenstrom
$\dot{V}_{\text{Öl}}$	mm ³ /mm ² s m ³ /m ² s	Tatsächlicher spezifischer Volumenstrom durch die Kupplung
$\dot{V}_{Referenz}$	mm ³ /mm ² s m ³ /m ² s	Referenzschluckvermögen
Soll	mm ³ /mm ² s m ³ /m ² s	spezifischer Volumenstrom bei Sollbedingungen
$\dot{V}_{zugeführt}$	mm ³ /mm ² s m ³ /m ² s	zugeführter spezifischer Volumenstrom
α	W/m ² K	Wärmeübergangszahl
α_{KUPSIM}	W/m ² K	Wärmeübergangszahl für KUPSIM-Rechnungen
Δn	1/min	Differenzdrehzahl
Δp	Pa bzw. bar	Druckdifferenz
Δt	s	Zeitschrittgröße

ΔT	K	Temperaturhub
$\Delta \vartheta_{\text{Spitze}}$	K bzw. °C	Temperaturdifferenz Spitzentemperaturen
$\Delta \vartheta_{\text{Start}}$	K bzw. °C	Temperaturdifferenz Starttemperaturen
ϑ	K bzw. °C	Temperatur
ϑ_B	K bzw. °C	Temperatur des Belags
ϑ_{BT}	K bzw. °C	Temperatur des Belagträgers
$\vartheta_{\text{Messung}}$	K bzw. °C	Öltemperatur bei Messung
$\vartheta_{\text{Mitnehmer}}$	K bzw. °C	Temperatur des Mitnehmers
$\vartheta_{\text{Öl}}$	K bzw. °C	Öltemperatur
$\vartheta_{\text{Öl,zu}}$	K bzw. °C	Öltemperatur Zulauf
$\vartheta_{\text{Öl,ab}}$	K bzw. °C	Öltemperatur Ablauf
$\vartheta_{\text{Referenz}}$	K bzw. °C	Öltemperatur bei Referenzbedingungen
ϑ_{SI}	K bzw. °C	Temperatur der Stahllamelle
λ	W/mK	Wärmeleitfähigkeit
μ	-	Reibungszahl
ρ	kg/dm ³ kg/m ³	Dichte
ν	mm ² /s	kinematische Viskosität
π	-	Kreiszahl
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit
ω_A	rad/s	Winkelgeschwindigkeit Außenlamellen
ω_I	rad/s	Winkelgeschwindigkeit Innenlamellen

Hinweis: Die Angaben zu Pressungen bzw. alle flächenbezogenen Kennwerte sind jeweils auf die Bruttoreibfläche bezogen.

Abkürzungen im Zusammenhang mit den untersuchten Nutvarianten

<u>Abkürzung</u>	<u>Benennung</u>
gp	Gruppenparallel-Nutung
gp(ms)/wf	multisegmentierte Gruppenparallel-Nutung waffelüberprägt
ms	Multisegmentiert
rad	Radial-Nutung
rad(ms)	multisegmentierte Radialnutung
rad(ms)/wf	multisegmentierte Radialnutung waffelüberprägt
rad/sp	Kombination aus Radial- und Spiralnutung
sl	Schaufel-Nutung
sl(ms)	multisegmentierte Schaufel-Nutung
sl(ms)/wf	multisegmentierte Schaufel-Nutung waffelüberprägt
sp	Spiral-Nutung
wf	Waffel-Nutung
BGI	Baugröße I
BGII	Baugröße II
BGIII	Baugröße III
BO1	Organischer Reibbelag 1
BO2	Organischer Reibbelag 2
BS1	Sintermetallischer Reibbelag

1 Einleitung

Nasslaufende Lamellenkupplungen finden in Industrie- und Fahrzeugtechnik vielfältige Anwendung. Sie werden als (Last-)Schaltelemente oder Überlastkupplungen bzw. Sicherheitsbremsen eingesetzt. Aufgrund der Ausführung mit mehreren Reibflächen stellen sie bei kompakter Bauform eine hohe Leistungsdichte bereit. Um diese Vorteile, verbunden mit einer langen Lebensdauer des tribologischen Systems (Lamellenkupplung und Schmierstoff), effektiv nutzen zu können, sind gute Kenntnisse der mechanischen und thermischen Beanspruchungen nötig. Flächenpressung p , Gleitgeschwindigkeit v_G , spezifische Reibarbeit q_A stellen die maßgeblichen Parameter dar. Die thermischen Beanspruchungen werden durch Höhe und Dauer der auftretenden Temperaturen dargestellt. Frühere und auch aktuelle Forschungsergebnisse ([7], [10]) zeigen einen Zusammenhang zwischen den auftretenden Temperaturen und dem Lebensdauerverhalten. Zur Beurteilung des thermischen Verhaltens ist neben der Kenntnis des Verhaltens in der Reibphase auch die Beurteilung der Kühlverhältnisse nötig. Die Betrachtung eines einzelnen Lastzyklus reicht dabei häufig nicht aus, da sich die Maximaltemperaturen in einer Schaltungsfolge erst im Zusammenspiel aus eingebrachter Energie und Art und Dauer der Kühlphasen ergeben. Temperaturmessungen erweisen sich hier als ein Mittel, um Aussagen zu erhalten. Sie sind jedoch aufgrund der kompakten Bauteile und dem Aufbau mit drehenden Teilen aufwendig und liefern stets nur lokal begrenzte Aussagen. Zudem sind Messungen erst möglich, wenn auch tatsächlich Versuchsteile vorliegen. Die thermische Simulation bietet die Möglichkeit zur Abschätzung des thermischen Verhaltens in frühen Entwicklungsstadien, bzw. zur Erweiterung und Vertiefung der Erkenntnisse bei vorhandenen Systemen. Mit ihrer Hilfe sind, eine entsprechende Modellierung und ein gewisses Maß an Erfahrung vorausgesetzt, auch Aussagen zu messtechnisch schwer zugänglichen Stellen und Betriebsbedingungen möglich. Simulationen können allgemein stets nur so gut sein, wie die Kombination aus zugrundeliegender Modellierung und Eingabegrößen es zulassen. Deshalb sollten sowohl die Modellierung, als auch wichtige Eingabegrößen versuchs-technisch abgesichert und zur Beurteilung von Ergebnissen grundsätzliche Erkenntnisse zum thermischen Haushalt nasslaufender Lamellenkupplungen verfügbar sein.

Grundlage dieser Dissertation bilden die im Rahmen der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) durchgeführten Forschungsvorhaben „Wärmeübergang Lamellenkupplungen I und II“ (FVA-Nr. 413/II und 413/III). Die Dissertation basiert auf dem Abschlussbericht [39] dieser beiden Vorhaben. Die Versuchsdurchführung und –auswertung erfolgte auch unter Mitarbeit von Studenten. Unter Anleitung führten sie Arbeiten im Rahmen von Hiwitätigkeiten und Studienarbeiten durch und

nutzten Versuche und Ergebnisse für die Anfertigung von Studienarbeiten. Für ihren Einsatz sei ihnen an dieser Stelle herzlich gedankt.

1.1 Problemstellung

Die vorhandenen Erkenntnisse zum thermischen Haushalt nasslaufender Lamellenkupplungen beruhen auf zum Teil bereits viele Jahre zurückliegenden Untersuchungen (z.B. [7]). Im Einsatz zeigt sich ein Trend hin zu neuen Nutbildern (z.B. „Schaufelnuten“ mit Förderwirkung) in neuen Anwendungen (z.B. Doppelkupplung, Anfahrkupplung). Im Zuge der Bestrebungen zur Steigerung der Energieeffizienz von Fahrzeugen und Maschinen kommt es zudem zur Reduzierung der Kühlölströme in Standardanwendungen. Um die Betriebssicherheit trotzdem gewährleisten zu können, ist es häufig nötig über Versuche und Simulationsrechnungen den jeweiligen Anwendungsfall abzusichern. Dazu sind auch Kenntnisse von Größen wie Wärmeübergangszahlen und Kühlöldurchfluss nötig. Die Ausführung der Nutung beeinflusst das thermische Verhalten vor allem in Reibphase und Kühlphase mit geschlossener Kupplung. Gerade im Hinblick auf Wärmeübergangszahlen und Kühlöldurchfluss bei geschlossenem Paket fehlt jedoch häufig die Absicherung für neue Anwendungsfälle und moderne Ausführungen von Lamellenkupplungen. Dies gilt insbesondere für Varianten mit sehr großen Nutquerschnitten (z.B. multisegmentierte Reibbeläge).

1.2 Zielsetzung

Zielsetzung dieser Arbeit ist die Absicherung und Erweiterung vorhandener Erkenntnisse zum thermischen Haushalt nasslaufender Lamellenkupplungen. Als Pfeiler des thermischen Haushalts sollen die Aspekte Wärmeübergang ans Öl in Reibphase und Kühlphase sowie der Kühlöldurchfluss bei geschlossener Kupplung näher betrachtet werden. Die Anwendbarkeit des von Hämmerl vorgeschlagenen Rechenverfahrens [7], das auch die Basis für das Programm KUPSIM [38] der FVA zur thermischen Simulation nasslaufender Lamellenkupplungen bildet, soll auch für moderne Varianten und Anwendungsfälle überprüft und, wo erforderlich, ergänzt werden. Dabei sollen Effekte, die sich aus der Anwendung von sehr kleinen bzw. großen Kühlölströmen ergeben untersucht und berücksichtigt werden. Als weitere wichtige Bausteine fließen die Ermittlung von Wärmeübergangszahlen für Reibphase und Kühlphase (geschlossene und offene Kupplung), sowie die Untersuchung des möglichen Volumenstroms durch die geschlossene Kupplung ein. Über die Bewertung von Wärmeübergangszahlen und Kühlölstrom durch die geschlossene Kupplung soll eine einfache Charakterisierung verschiedener Varianten, zur Erleichterung der Vorauswahl für verschiedene Anwendungsfälle ermöglicht werden. Die Erkenntnisse aus den Untersuchungen sollen zudem zum Verständnis des thermischen Verhaltens von Lamellenkupplungen mit Reibbelägen mit sehr großen Nutquerschnitten dienen.

2 Stand des Wissens

2.1 Kupplungen

Nasslaufende Lamellenkupplungen finden sehr breite Anwendung in vielen Bereichen der Technik. Begriffsbestimmungen zu Kupplungen werden in der VDI Richtlinie 2241 (1982) [33] vorgenommen. Es werden verschiedene Formen von Reibkupplungen und –bremsen vorgestellt, sowie einfache Berechnungsgleichungen angegeben. In verschiedenen Firmenschriften (z.B. Hörbiger [9], Ortlinghaus [20]) werden ebenfalls Begriffsdefinitionen und Berechnungsgrundlagen erläutert. Hier finden sich auch Hinweise und Beispiele für konstruktive Ausführung und Anwendung von Lamellenkupplungen.

Nasslaufende Lamellenkupplungen sind Reibungskupplungen. Ihre Funktion hängt vom Tribologischen System bestehend aus Reibpartnern und Schmierstoff ab. Funktion und Komforteindruck werden maßgeblich vom Reibungsverhalten beeinflusst. Mosbach [18] hat Untersuchungen zum Reibungs- und Reibschwingverhalten durchgeführt. Hauser [8] hat den Einfluss der Ölalterung auf das Reibungsverhalten und die Veränderung der Reibcharakteristik näher untersucht. Layher [16] hat Einflüsse von Grundöl und Additivierung auf das Reibungsverhalten von Synchronisierungen und Lamellenkupplungen betrachtet. Von Wimmer [35] wurden Untersuchungen zum Lastübernahmeverhalten von Lamellenkupplungen durchgeführt.

Grundlegende Untersuchungen zum Lebensdauer und Temperaturverhalten bei Lastkollektivbeanspruchung wurden von Hämmerl [7] durchgeführt. Von Hensel wurde im Rahmen eines FVA-Forschungsvorhabens eine Testmethodik zur Lebensdauerbeurteilung nasslaufender Lamellenkupplungen erarbeitet [10]. Als ein maßgeblicher Parameter für die Beurteilung des Schädigungsverhaltens hat sich hierbei die maximale Reibflächentemperatur gezeigt. Von Abu Snima [1] wurden die Leistungsgrenzen von Lamellenkupplungen im Dauerschlupfbetrieb untersucht. Hier wurden auch Temperaturmessungen an nasslaufenden Lamellenkupplungen durchgeführt.

Von Beisel [3] wurden Untersuchungen zur Reibflächenausführung durchgeführt. Dabei wurden auch Messungen des möglichen Volumenstroms durch ein geschlossenes, rotierendes Kupplungspaket vorgenommen. Der Grenzvolumenstrom wurde optisch ermittelt. Hierzu wurde der Volumenstrom so lange gesteigert, bis es zum Abströmen des zugeführten Öls über eine Staukante kam. Aus theoretischen Überlegungen wurde ein Zusammenhang für die Berechnung des möglichen Volumenstroms durch eine Kupplung mit einfachen Radialnuten aufgestellt und mit Messwerten abgeglichen. Als Ergänzung führte er auch Untersuchungen zum

möglichen Volumenstrom bei gelüfteter Kupplung durch. Die erzielten Durchsätze werden bereits bei geringen Drehzahlen als sehr groß beschrieben. Ein deutlicher Einfluss von Größe und Gleichmäßigkeit des Lüftspiels wird genannt.

Von Dümeland [6], [31] wird eine Berechnungsmöglichkeit für den möglichen Volumenstrom durch die offene Kupplung hergeleitet und mit Versuchsergebnissen verglichen. Einfluss haben Lüftspalthöhe, Differenzdrehzahl und Viskosität.

Eng verknüpft mit dem Kühlöldurchsatz bei geöffneter Kupplung sind Fragen zu Schleppmomenten. Oerleke [19] führte Untersuchungen zum Leerlaufverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen durch. Neben weiteren Größen haben sich dabei die Betriebsviskosität des Öles, sowie der zugeführte Kühlölvolumenstrom als wichtige Parameter herausgestellt. Bei Messungen mit geringerem Ölvolumenstrom wurden auch geringere Leerlaufmomente gemessen. Auch Art der Nutung, sowie Größe des Lüftspalts nehmen Einfluss auf die Schleppverluste. Von Klausner [14] wurde der Bereich hoher Drehzahlen hinsichtlich Leerlaufmomenten untersucht. Hier wurde auch der Einfluss von Kühlölstrom, Ölviskosität und Lüftspiel auf die Schleppverluste untersucht.

Von Hu, Peng und Yuan wird in [11] ein Verfahren zur Berechnung von Schleppmomenten vorgestellt. Sie geben dazu auch einen Ansatz zur Berechnung des Volumenstroms durch die geöffnete Kupplung an.

Von Hämmerl [7] wurden auch Messungen des möglichen Volumenstroms durch ein geschlossenes Paket durchgeführt. Es erfolgte ein Abgleich zwischen statisch ermittelten Werten und solchen, die mittels kapazitiver Messung des Ölstaurs bei drehender Kupplung ermittelt wurden. Ergebnisse für einige Varianten bei unterschiedlichen Drücken bzw. Drehzahlen wurden vorgestellt. Von Pflieger [23] wurde ein Verfahren vorgestellt, mit dem das Schluckvermögen verschiedener Nutvarianten berechnet werden kann. Hierzu ist die Kenntnis der Nutgeometrie, sowie eines nutspezifischen Faktors nötig. Der Ansatz basiert auf Gleichungen zur laminaren Rohrströmung.

Scholz in [29] und Bender in [4] geben mit Versuchsergebnissen abgegliche Näherungsgleichungen zur Berechnung des Druckverlustes bei laminarer Rohrströmung an. Sie berücksichtigen hierbei auch die Rohreinlaufströmung.

Rudloff stellt in [28] ein Simulationsmodell zur Berechnung von Strömungszuständen und Schleppmomenten vor. Zur Visualisierung des Strömungsbildes wurden Versuche mit einem Prüfstand mit drehender Belaglamelle und stehender Glasscheibe als „Gegenlamelle“ durchgeführt.

Albers, Bernhardt und Ott stellen in [2] theoretische Überlegungen und Versuchsergebnisse zum Volumenstrom durch eine geschlossene Kupplung mit Radialnutung vor.

In [5] werden von Cho et al. mittels CFD-Simulation die Vorgänge beim Schließen einer Kupplung beschrieben.

2.2 Thermische Berechnungen

Als wichtiges Beurteilungskriterium sowohl hinsichtlich Spontanschäden als auch im Hinblick auf Langzeit-Schadensfortschritt (Veränderung der Reibcharakteristik) und Verschleiß hat sich die im Reibkontakt auftretende Spitztemperatur gezeigt ([7], [10]). Zur thermischen Berechnung von Lamellenkupplungen wurden bisher verschiedene Verfahren vorgeschlagen.

Von Steinhilper [32] wurde ein Verfahren zur Berechnung des zeitlichen Verlaufs der Reibflächentemperaturen mithilfe des Wärmequellenverfahrens vorgestellt und anderen vor allem vereinfachten Rechenverfahren gegenübergestellt.

Lauster und Staberoh [15] geben ein Verfahren an, um aus einem gemessenen Temperaturverlauf grafisch mithilfe von Zeitkonstanten Wärmeübergangszahlen für die Kühlphase zu bestimmen.

Kaebnick nennt in [13] als eine Haupteinflussgröße auf die Wärmeübergangszahl die Strömung. Er führt die Berechnung einer Wärmeübergangszahl für eine Elektromagnet-Lamellenkupplung mit Hilfe der Nußelt-Zahl durch. Zwischen Ölzulauftemperatur und die Beharrungstemperatur, die sich bei gleichbleibender Reibarbeit nach wenigen Schaltungen einstellt, nennt er einen linearen Zusammenhang.

Schulz und Petersen stellen in [30] Untersuchungen zum Einfluss von Kühlmenge und –temperatur vor. Hier findet sich auch ein Hinweis, dass bei kleinen Leistungen und damit verbunden kleinen benötigten Kühlmittel-Volumenströmen Strahlungswärme und Wärmeübergang an die Umgebung eine Rolle spielen.

Zagrodzki stellt in [42] ein Verfahren zur numerischen Temperaturberechnung mittels Finite-Differenzen-Verfahren vor. In [41] werden nach einem solchen Verfahren berechnete Temperaturen als Eingangsgröße zur Bestimmung von thermischen Spannungen und Verformungen der Lamellen mit dem Finite-Elemente-Verfahren genutzt.

Pacey und Turnquist stellen in [21] ein Verfahren zur Berechnung der Temperaturen von Lamellen und Öl für Reibphase und Kühlphase mit geschlossener und gelüfteter Kupplung vor. Sie berücksichtigen Wärmeabgabe ans Öl. Es wird angenommen, dass die Energie in der Reibphase vor allem in die Stahllamellen eingebracht wird.

Durch Abgleich von Rechnung und Messung stellen sie fest, dass abhängig von der Dauer der Schaltung die in der Berechnung zu berücksichtigende Masse zu variieren ist. Sie vermuten deshalb, dass auch Wärme an das Kupplungsgehäuse abgegeben wird.

Yang et al. beschreiben in [40] ein Modell zur Temperaturberechnung in nasslaufenden Lamellenkupplungen. Sie haben auch den Einfluss der Belagelastizität auf den Wärmetransport innerhalb der Kupplung untersucht. Wärmeabfuhr an das Gehäuse wird als weiterer Faktor genannt.

Payvar [22] stellt Berechnungen zum Wärmeübergang bei laminarer Ölströmung in der Nutung einer Kupplung vor.

Rao [25] hat ein Wärmeflussmodell aufgestellt und dieses in ein Gesamtmodell zur Beschreibung von Reibung und Verschleiß nasslaufender Lamellenkupplungen eingebunden.

Marklund, Sahlin und Larsson stellen in [17] ein Modell zur Simulation der Vorgänge in einer nasslaufenden Kupplung vor. Die Temperaturen werden dabei in einem dreidimensionalen Modell berechnet.

In [12] wird von Jang, Khonsari und Maki ein Verfahren vorgestellt, das thermische Einflüsse bei der Berechnung des Kupplungsmoments berücksichtigt.

Im Rahmen von FVA-Forschungsvorhaben wurde von Hämmerl [7] ein Verfahren zur Berechnung von Temperaturverläufen in Lamellenkupplungen unter Berücksichtigung der Abkühlphasen entwickelt. Das Verfahren wurde versuchstechnisch abgesichert. Es bildet die Basis für das FVA-Programm KUPSIM. Thermische Berechnungen werden auch für andere ReibkupplungsbaufORMen durchgeführt. Für Synchronisierungen existiert das FVA-Programm SYNTEM [37], in dem für die Betrachtung der Reibphasen ein ähnliches Vorgehen nach dem Finite-Differenzen-Verfahren gewählt wurde, wie bei der aufgelösten Betrachtung der Reibphasen in KUPSIM.

Stoffwerte

Für thermische Berechnungen werden Stoffwerte wie Wärmeleitfähigkeit, Wärmekapazität und Dichte benötigt. Angaben für den Reibbelag sind meist nur vom Hersteller direkt zu bekommen, bzw. müssen in eigenen Messungen ermittelt werden. Messungen können auch bei spezialisierten Instituten durchgeführt werden. Verfahren zur Messung thermischer Kennwerte werden z.B. in [27] beschrieben. Für Stahlwerkstoffe finden sich Stoffwerte auch in Nachschlagewerken wie [34] oder [26]. Hier werden zum Teil sogar Werte in Abhängigkeit der Temperatur angegeben.

KUPSIM

Das Programm KUPSIM [38] der Forschungsvereinigung Antriebstechnik wurde an der Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG) entwickelt. Es dient zur thermischen Simulation von nasslaufenden Lamellenkupplungen. KUPSIM basiert auf dem von Hämmerl [7] vorgeschlagenen Berechnungsverfahren und wurde im Rahmen mehrerer Forschungsvorhaben erweitert [36], [38]. Die Berechnung der Reibphasen kann zweidimensional-räumlich und zeitlich aufgelöst mit dem Finite-Differenzen-Verfahren erfolgen. Die Kupplung wird dabei zur Berechnung in Ringsegmente aufgeteilt. Somit können Temperaturen für jedes Element berechnet werden, aus denen sich ein Temperaturfeld für das komplette System ergibt. Die Kühlphasen können zeitlich aufgelöst betrachtet werden. Die Betrachtung der Reibphase erfolgt bei einer Kühlphasensimulation rein energetisch und nicht zeitlich aufgelöst. Bei Kühlphasenbetrachtung werden Massenmitteltemperaturen von Stahllamelle und Belagträger berechnet. Bei beiden Berechnungsmodi wird jeweils nur ein Ausschnitt aus dem kompletten Paket betrachtet. Die Systemgrenze wird dabei so gelegt, dass thermische Symmetrie vorliegt, das heißt durch Spiegelung an der Systemgrenze lässt sich das komplette Paket bis auf die Endlamellen aufbauen. Wärmeeintrag in das System erfolgt nur über Reibung an der Reibfläche. Wärmeabgabe aus dem System heraus erfolgt über das Kühlöl. Die Berechnung des möglichen Volumenstroms durch die Kupplung erfolgt mithilfe des Schluckvermögens aus Messwerten. Das Programm kann je nach Berechnungsmodus zweidimensionale Temperaturverläufe oder dreidimensionale Temperaturfelder ausgeben. Zudem erfolgen Berechnung und Ausgabe der auftretenden Maximaltemperaturen sowie von Kennwerten wie spezifische Reibarbeit, maximaler Reibleistung, Gleichlaufdrehzahl und Rutschzeit.

Die zeitlich aufgelöste Betrachtung ganzer Lastkollektive ist möglich. Dazu werden die Reibphasen zweidimensional-räumlich und zeitlich aufgelöst betrachtet. Die berechneten Temperaturen werden in die Berechnung der Abkühlverläufe übernommen. Hierbei wird die unterschiedliche Modellierung in den beiden Berechnungsteilen berücksichtigt. Da bei einer Berechnung nach dem Finite-Differenzen-Verfahren die Kupplung aus einzelnen Inkrementen aufgebaut wird, kann es zu einer nicht exakten Abbildung der Geometrie kommen, wenn die Geometrie Größen nicht ohne Rest durch die Inkrementgröße teilbar sind. Würden zwischen den beiden Berechnungsteilen lediglich die Temperaturen ausgetauscht, käme es bei nicht übereinstimmender betrachteter Geometrie zu Energieänderungen im betrachteten System. Um dies zu vermeiden, wurde hier eine Schnittstelle geschaffen, die aus Geometrie, Stoffwerten und Temperaturen die thermische Absolutenergie des betrachteten Bauteils (Stahllamelle, Belag, Belagträger) berechnet (1) und diese übergibt. Im jeweils anderen Programmteil erfolgt dann die Rückrechnung auf die Temperatur (2). Bei nicht exakt übereinstimmender Geometrie kommt es so zu meist nur geringen

Temperaturabweichungen, jedoch bleibt die Energie im betrachteten System konstant.

$$E_{\text{Bauteil}} = c \cdot \rho \cdot V \cdot T_{\text{abs,Mittel,Bauteil}} \quad (1)$$

$$T_{\text{abs,Mittel,Bauteil}} = \frac{E_{\text{Bauteil}}}{c \cdot \rho \cdot V} \quad (2)$$

Im Berechnungsansatz von Hämmerl [7] ist der Belag lediglich als Wärmeleitwiderstand definiert, ohne selbst Energie aufzunehmen. Bei der aufgelösten Betrachtung der Reibphase ist der Belag hingegen ein vollständiger Körper mit allen Eigenschaften. Zum Angleich der beiden Methoden, ohne zu stark in das Berechnungsverfahren für die Kühlphasen eingreifen zu müssen, wurden Belag und Belagträger zusammengefasst. Für den Belagträger wurde eine Ersatzwärmekapazität eingeführt, mit Hilfe derer in der Masse des Belagträgers auch der Energieinhalt des Belages mit aufgenommen werden kann (3).

$$c_{\text{Ersatz}} = \frac{(\rho \cdot c \cdot V)_{\text{Belag}} + (\rho \cdot c \cdot V)_{\text{Belagträger}}}{(\rho \cdot V)_{\text{Belagträger}}} \quad (3)$$

3 Prüftechnik, Versuchsteile und Schmierstoffe

3.1 Prüftechnik

Neben den im Folgenden aufgeführten Prüfständen und Messvorrichtungen wurden zur Kontrolle der Lamellen auch Messungen auf der 3D-Messmaschine der FZG, sowie die Vermessung der Nutbilder auf dem Conturographen vorgenommen.

3.1.1 Eingesetzte Lamellenkupplungsprüfstände

Es wurden für die Untersuchungen die Lamellenkupplungsprüfstände LK-1 [7], LK-2 [18] und LK-3 [35] der FZG eingesetzt. Beschreibungen der Prüfstände befinden sich im Anhang.

Der Lamellenkupplungsprüfstand LK-1 ist geeignet für Kupplungen in der Größenordnung große PKW- bis Nutzfahrzeuglamellen, sowie zur Untersuchung von Industriekupplungen. Der Prüfstand kann sowohl im Kupplungs-, als auch im Bremsbetrieb betrieben werden. Im Rahmen der hier aufgeführten Untersuchungen wurde der Prüfstand ausschließlich im Bremsbetrieb betrieben und kam mit Lamellen der großen Baugröße BGIII für Temperaturversuche zum Einsatz.

Der Reibschwingprüfstand LK-2 ist ein Prüfstand der speziell für Untersuchungen des Reibungsverhaltens konzipiert wurde. Es handelt sich um einen Bremsprüfstand. Der Prüfstand wurde für Untersuchungen im Bremsbetrieb an der Baugröße BGI herangezogen.

Der Lamellenkupplungsprüfstand LK-3 ist ein Kupplungsprüfstand für Lamellen in üblichen PKW-Baugrößen. Dieser Prüfstand wurde für die dynamischen Untersuchungen zum Schluckvermögen, sowie die Temperaturversuche im Kupplungsbetrieb an der kleinen (BGII) und der mittleren Baugröße (BGI) eingesetzt. Hier wurden für die Untersuchungen Modifikationen am Prüfstand vorgenommen, die im folgenden Kapitel beschrieben sind.

3.1.2 Erweiterung Prüfstand LK-3

Zur Durchführung der Temperaturmessungen im Kupplungsbetrieb am Prüfstand LK-3 wurde dieser mit einer Telemetrieanlage zur drahtlosen Signalübertragung ausgerüstet. Hierfür war zusätzlicher Bauraum nötig, weshalb der Prüfstand mit einem neuen Prüfraumgehäuse ausgestattet wurde. Dieses weist zusätzlich radial angebrachte Fensteröffnungen auf. Antennenring und Sensorsignalverstärker der Telemetrie wurden geschützt in einen Aluring montiert. Kabelführungen und Anschlüsse der Thermoelemente können abgedeckt werden.

Für die dynamische Messung des Schluckvermögens wurde der Prüfstand mit einem neuen Prüfraumdeckel ausgestattet. Um gute optische Zugänglichkeit zu gewährleisten wurde eine große Scheibe integriert. Das Zuhalten des Pakets erfolgt über einen mit dem Außenmitnehmer verschraubten Druckring und ein integriertes Federpaket. Der Innenmitnehmer wurde zur besseren Ausmessbarkeit des Ölstauring mit einer transparenten Staukante versehen. In die Öldüse zur Öleinspritzung wurde eine Prüfraumbeleuchtung mittels LED integriert, so dass der Ölstauring in der Kupplung zusätzlich von innen beleuchtet wird.

3.1.3 Vorrichtung zur statischen Messung des Schluckvermögens

Die statischen Messungen zum Schluckvermögen wurden an einer Vorrichtung durchgeführt, die entsprechend dem in [7] von Hämmerl beschriebenen Prinzip aufgebaut ist. Diese Vorrichtung nutzt das Prüfölaggregat des Prüfstands LK-3. Über dieses können die Öltemperatur sowie der zugeführte Ölvolumenstrom eingeregelt werden. Die Messung des Volumenstroms erfolgt über Schraubenvolumeter. An der Vorrichtung selbst können die Temperatur des zugeführten Öls sowie die auf das Paket wirkende Verspannkraft und über einen Wegsensor auch die Dickenänderung der Lamellen aufgrund der wirkenden Verspannkraft gemessen werden. Bild 1 zeigt die Vorrichtung.

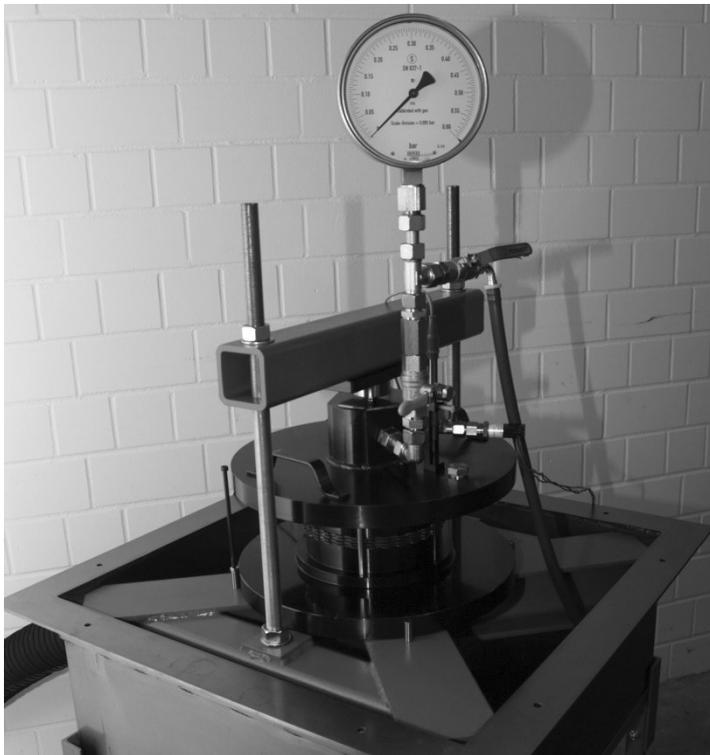


Bild 1: Vorrichtung zur statischen Messung des Schluckvermögens

3.2 Versuchsteile

Im Rahmen der Untersuchungen wurden Versuche an Lamellen aus drei Baugrößen durchgeführt. Diese entsprechen hinsichtlich Reibflächenabmessungen und Mitnehmergeometrie Lamellen aus Fahrzeug- und Industrieanwendungen.

Baugröße	Reibbelag- Innendurchmesser $d_{B,i}$	Reibbelag- Außendurchmesser $d_{B,a}$	Brutto- Reibfläche A_{Reib}
BGI	165 mm	187,5 mm	6229 mm ²
BGII	91 mm	114,6 mm	3811 mm ²
BGIII	209 mm	258 mm	17972 mm ²

Tabelle 1: Überblick der untersuchten Baugrößen

Die Lamellen wurden jeweils mit einer eindeutigen Beschriftung gekennzeichnet. Alle Stahllamellen eines Pakets, mit Ausnahme der Messlamellen, tragen jeweils die gleiche Nummer. Ebenso tragen alle Belaglamellen eines Pakets die gleiche, gegebenenfalls aber von den Stahllamellen abweichende Nummer. Stahllamellen erhalten als Vorsatzzeichen ein „S“, Belaglamellen ein „B“. Die Position der Lamellen im Paket wird über einen nachgesetzten Buchstaben gekennzeichnet. Jede Lamelle erhält somit eine eindeutige Kennzeichnung. Bei Messlamellen wird ein „M“ vorangestellt und das nachgesetzte Zeichen entfällt. Messlamellen werden in der Mitte des Pakets eingesetzt. Bei Paketen mit 6 Reibflächen erfolgt der Einbau als prüfstandsseitig erste „mittlere“ Stahllamelle.

3.2.1 Belaglamellen

In den Untersuchungen kamen drei unterschiedliche Reibbelagtypen zum Einsatz:

- Organischer Reibbelag (papierähnlich) – BO1
- Organischer Reibbelag (Carbonanteile) – BO2
- Sintermetallischer Reibbelag – BS1

Der Reibbelag BO1 lag in insgesamt 7 Nutvarianten vor. Vom Reibbelag BO2 kam eine Nutvariante zum Einsatz und vom Reibbelag BS1 vier Nutvarianten.

In der Baugröße BGI lagen alle drei Belagvarianten in allen Nutvarianten vor. In Baugröße BGII wurde nur der Reibbelag BO1 mit Gruppenparallel-Nutung untersucht. In Baugröße BGIII wurden die Reibbeläge BO1 und BS1 in jeweils zwei Nutvarianten untersucht. Einen Überblick über die eingesetzten Reibbeläge und Nutvarianten in den jeweiligen Baugrößen gibt Tabelle 2. Bilder zu den einzelnen

Varianten finden sich im Anhang. Zu den Varianten wurden jeweils Nutflächenanteil und Nutvolumen durch Vermessung einzelner Nuten ermittelt. Diese Werte können ebenfalls Tabelle 2 entnommen werden. Die Kurzbezeichnung der Nutung ist im Abkürzungsverzeichnis aufgeschlüsselt.

Baugröße	Belag	Nutung	Nutflächenanteil [%]	Nutvolumen [mm ³]
BGI	BO1	gp	18,4	174
		wf	40,3	452
		rad(ms)	7,6	285
		rad(ms)/wf	44,8	723
		gp-ms/wf	46,5	780
		sl-ms	10,0	329
		sl-ms/wf	46,2	763
	BO2	wf	38,4	406
	BS1	wf1	46,6	769
		wf2	33,8	261
		sp	30,5	143
		rad/sp	35,3	347
	BGII	BO1	gp	21,4
BGIII	BO1	gp	14,7	614
		wf	43,2	1287
	BS1	wf	44,0	1121
		sp	33,5	903

Tabelle 2: Übersicht über die untersuchten Belag- und Nutvarianten mit Angabe von Nutflächenanteil und Nutvolumen

3.2.2 Stahllamellen

Als Stahllamellen kommen - soweit verfügbar - die jeweiligen Serienlamellen zum Einsatz. Bei Varianten, die nicht serienmäßig verfügbar sind werden von den Herstellern empfohlene Stahllamellen verwendet. Ein Überblick über die eingesetzten Stahllamellen findet sich in Tabelle 3.

Baugröße	Dicke [mm]	Zustand	Wellung	Bemerkung	Paarung mit
BGI	2,1	weich 129 HV10	-		BO1 BO2
	3,5	weich 156 HV10	-	Endlamelle Bremsversuche	BO1
	2,5	hart 546 HV10	Sinus	Sonderanfertigung	BS1
	2,5	hart 556 HV10	-	Sonderanfertigung	BS1
BGII	2,8	weich 225 HV10	-		BO1
	4,0	weich 170 HV10	-	Endlamelle	BO1
BGIII	3,5	weich 237 HV10	-		BO1
	3,5	hart 507 HV10	-		BS1

Tabelle 3: Übersicht über die eingesetzten Stahllamellen mit Angabe der gemessenen Härte

3.2.3 Messlamellen

Zur Einbringung der Thermoelemente für Temperaturmessungen wurden einzelne Stahllamellen mit Bohrungen versehen. Diese wurden durch erodieren radial von außen in die Lamellen erzeugt. Die Tiefe wurde so gewählt, dass die Thermoelemente soweit eingeführt werden konnten, dass ihre Spitze (nur dort wird die Temperatur gemessen) etwa auf Höhe des mittleren Reibdurchmessers zum Liegen kam. In axialer Richtung wurden die Bohrungen mittig in die Lamellen eingebracht. Der Durchmesser der Bohrungen war an die verwendeten Thermoelemente angepasst. In der Regel wurden Thermoelemente mit einem Manteldurchmesser von 0,25 mm eingesetzt; Der Durchmesser der Bohrungen in den Lamellen betrug dann 0,28...0,3 mm.

3.2.4 Reibpaarungen

Für die Untersuchungen wurden sowohl Pakete mit 4 als auch mit 6 Reibflächen eingesetzt. Innerhalb einer Baugröße und Belagvariante wurden soweit möglich die Stahl- und Messlamellen weiterverwendet. Getauscht wurden die Lamellen, wenn sich Beschädigungen zeigten, bzw. wenn die Bohrungen für die Thermoelemente

nicht mehr nutzbar waren. Die Pakete wurden prüfstandsspezifisch zusammengestellt. In den Baugrößen BGI und BGII stellten jeweils die Stahllamellen die in axialer Richtung äußeren Lamellen dar. Es kamen somit bei Paketen mit sechs Reibflächen vier Stahl- und drei Belaglamellen zum Einsatz, bzw. bei Paketen mit vier Reibflächen drei Stahl- und zwei Belaglamellen. In Baugröße BGIII kamen nur Pakete mit sechs Reibflächen zum Einsatz. Diese wurden am Prüfstand LKI untersucht. Dort stellen die Innenlamellen die in axialer Richtung äußeren Lamellen dar. Es kamen somit je vier Belag- und drei Stahllamellen zum Einsatz. Der außen liegende Belag wurde dabei jeweils entfernt (BO1) bzw. die Nutung verschlossen (BS1), um sicherzustellen, dass das Kühlöl nur an den „aktiven“ Reibflächen vorbeiströmt. Die Untersuchungen zum Schluckvermögen wurden jeweils mit abschließenden Stahllamellen durchgeführt.

3.3 Schmierstoff

Die Untersuchungen wurden alle mit dem gleichen Schmierstoff durchgeführt. Hierdurch sind die Ergebnisse untereinander unmittelbar vergleichbar. Zum Einsatz kam das Serien-Öl Shell ATF M-1375.4. Für diesen Schmierstoff sind die Kennwerte für die thermische Nachrechnung der Versuche verfügbar. In Tabelle 4 sind die Werte für Dichte ρ und kinematische Viskosität ν laut Datenblatt aufgeführt. Zusätzlich sind noch die berechneten Werte für die angewendeten Öleinspritztemperaturen aufgeführt.

Dichte ρ bei 15°C	kg/dm ³	0,84
Kinematische Viskosität ν bei 40°C	mm ² /s	26,8
Kinematische Viskosität ν bei 100°C	mm ² /s	5,6
ber. Kinematische Viskosität ν bei 25°C	mm ² /s	48,8
ber. Kinematische Viskosität ν bei 60°C	mm ² /s	14,1
ber. Kinematische Viskosität ν bei 80°C	mm ² /s	8,5

Tabelle 4: Kennwerte für Shell ATF M-1375.4

4 Kühllöhdurchfluss bei geschlossener Kupplung – Schluckvermögen

4.1 Schluckvermögen

Das Schluckvermögen stellt eine Vergleichsgröße zur Beurteilung des Kühllöhdurchsatzes bei geschlossener Kupplung dar. Zur besseren Vergleichbarkeit unterschiedlicher Varianten (Baugröße, Anzahl der Reibflächen), wird der Wert in dieser Arbeit als spezifischer Wert, also bezogen auf die Bruttoreibfläche, angegeben.

4.1.1 Begriffsdefinition

Mit dem Begriff Schluckvermögen wird der Ölvolumenstrom bezeichnet, der bei definierten Bedingungen (Druck und Öl-Viskosität) durch ein geschlossenes Kupplungspaket gefördert werden kann. Das Schluckvermögen ist auch abhängig von Anzahl und Art der Nuten, sowie Art und Zustand des Reibbelags.

4.1.2 Umrechnung des Schluckvermögens auf Referenzbedingungen

Zur besseren Vergleichbarkeit werden Referenzbedingungen für die Angabe des Schluckvermögens definiert. In dieser Arbeit werden die in Tabelle 5 angegebenen Bedingungen angesetzt. Einzelne Messungen können auf diese Bedingungen umgerechnet werden. Bei der Umrechnung sollte sich idealerweise unabhängig von den Messbedingungen der gleiche Wert für die Referenzbedingungen errechnen.

Bezugsdruck	bar	0,5
Öltemperatur	°C	80
Dichte ρ bei 80°C	kg/dm ³	0,8
Kinematische Viskosität ν bei 80°C	mm ² /s	8,5

Tabelle 5: Referenzbedingungen für Angabe des Schluckvermögens; berechnete Öl-Kennwerte bei 80°C für Shell ATF M-1375.4

Die Umrechnung des Schluckvermögens kann nach der in KUPSIM implementierten Gleichung (4) erfolgen. Diese leitet sich aus Betrachtungen zur laminaren Rohrströmung ab. Bei exakter Betrachtung ist zusätzlich das Verhältnis der Dichte zu berücksichtigen (vgl. (5)). Dieses übt in der Regel allerdings einen deutlich geringeren Einfluss aus als Druck und Viskosität, so dass die Näherung nach Gleichung (4) in weiten Bereichen sehr gut funktioniert. Das Verhältnis der hydraulischen Durchmesser spielt bei der Umrechnung des Schluckvermögens primär keine Rolle, da sich an den Nutungen selbst nichts ändert. Wichtig wird dieser Teil jedoch, wenn es um den Einfluss der Belagelastizität bei unterschiedlicher Pressung geht (vgl. Kapitel 4.3.1), sowie bei der Berechnung der ölbenetzten Flächen bei teilgefüllten Nuten (vgl. Kapitel 7.1).

$$\dot{V}_{\text{Referenz}} = \dot{V}_{\text{Messung}} \cdot \frac{v(\vartheta_{\text{Messung}})}{v(\vartheta_{\text{Referenz}})} \cdot \frac{p_{\text{Referenz}}}{p_{\text{Messung}}} \quad (4)$$

$$\dot{V}_{\text{Referenz}} = \dot{V}_{\text{Messung}} \cdot \frac{v(\vartheta_{\text{Messung}})}{v(\vartheta_{\text{Referenz}})} \cdot \frac{p_{\text{Referenz}}}{p_{\text{Messung}}} \cdot \frac{\rho(\vartheta_{\text{Messung}})}{\rho(\vartheta_{\text{Referenz}})} \cdot \frac{d_{\text{hydr,Messung}}^4}{d_{\text{hydr,Referenz}}^4} \quad (5)$$

Untersuchungen an Varianten mit sehr großem Nutquerschnitt (z.B. multisegmentierte Beläge) zeigen, dass es Anwendungsfälle gibt, für die dieser Umrechnungsansatz nicht funktioniert. In den folgenden Kapiteln wird darauf an gegebener Stelle hingewiesen. In Kapitel 4.5 wird auf die Ursachen dieses Phänomens eingegangen und ein Umrechnungsansatz vorgestellt, der für diese Fälle bessere Ergebnisse liefert.

Schluckvermögen: Messung und Umrechnung - BGI-BO1-gp

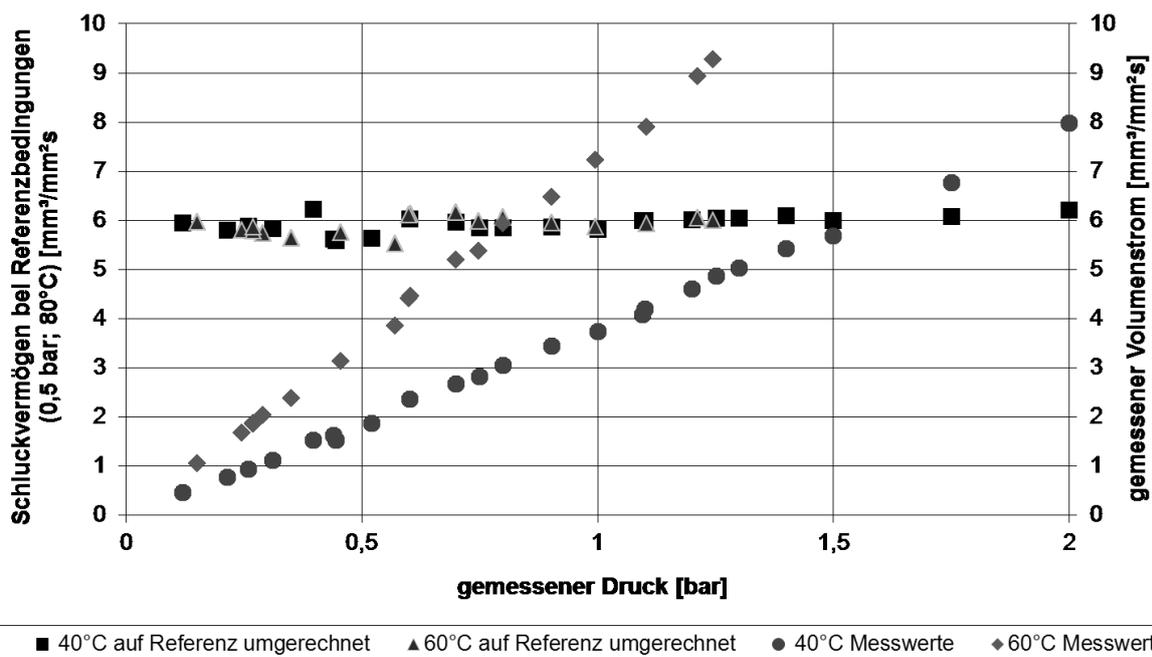


Bild 2: Bei zwei Temperaturen und unterschiedlichen Drücken gemessener Volumenstrom durch das geschlossene Paket und das Ergebnis der Umrechnung auf Referenzbedingungen (BGI-BO1-gp; $p = 0,5 \text{ N/mm}^2$)

In Bild 2 sind für Variante BGI-BO1-gp die Ergebnisse von Messungen bei zwei Öltemperaturen über dem gemessenen Druck aufgetragen. Aus jedem Messwert wurde der Wert des Schluckvermögens bei Referenzbedingungen mit Gleichung (4) berechnet und eingetragen. Es ergibt sich hierbei ein nahezu konstanter Wert der im Mittel $5,9 \text{ mm}^3/\text{mm}^2\text{s}$ beträgt. Die Umrechnung liefert hier also zuverlässige Werte.

4.2 Messmethoden

Zur Messung des Volumenstroms durch ein geschlossenes Kupplungspaket wurden zwei unterschiedliche Methoden gewählt und die Ergebnisse abgeglichen.

4.2.1 Statische Messung

Bei der statischen Messung wird ein Kupplungspaket in einer Vorrichtung entsprechend Bild 3 untersucht. Das Lamellenpaket, bestehend aus Stahl- und Belaglamellen, wird zwischen zwei Platten eingelegt. Die Verspannkraft F_A simuliert die Axialkraft auf das Paket und sorgt dafür, dass das Paket auch bei angelegtem Öldruck geschlossen bleibt. In den durch die Lamellen nach außen abgeschlossenen Innenraum wird Kühlöl zugeführt, das nur über die Nutung abströmen kann. Der zugeführte Volumenstrom wird ebenso gemessen, wie die Temperatur des Öls und der sich einstellende Druck im ölgefüllten Innenbereich. Aus diesen Werten kann mit Gleichung (4) und unter Berücksichtigung der Reibfl chenzahl das Schluckvermögen berechnet werden. Aus der Verspannkraft wird die wirkende Flächenpressung berechnet.  ber eine zusätzliche Wegmessung wird die Änderung des Abstands der verspannten Platten gemessen. Mit diesem Wert kann auf die Verformung des Belages geschlossen werden. Für Aussagen, die die Kraft- und Wegmessung betreffen, wurden stets die Messwerte direkt nach dem Zuspinnen des Pakets ohne Be lung herangezogen. Die Lamellen waren dabei bereits vorkonditioniert, also mit Öl getränkt.

Die Rahmenbedingungen der statischen Messungen des Schluckvermögens sind in Tabelle 6 angegeben. Es wurde jeweils ein Feld von Messwerten bei unterschiedlichen Bedingungen aufgenommen, um eine Überprüfung der Umrechnungsformel zu ermöglichen und die Messwerte abzusichern. Die Messungen wurden in der Regel an Paketen mit vier bzw. sechs Reibflächen durchgeführt. Begrenzt wird der Messbereich durch den maximal möglichen  lvolumenstrom den das verwendete  laggregat liefern kann. Dieser liegt bei ca. 20 l/min. Bei Varianten mit sehr großen Nutquerschnitten, sind die durch das Paket fließenden Volumenströme bereits so groß, dass selbst bei niedrigen  ltemperaturen nur geringe Drücke erreicht werden konnten.

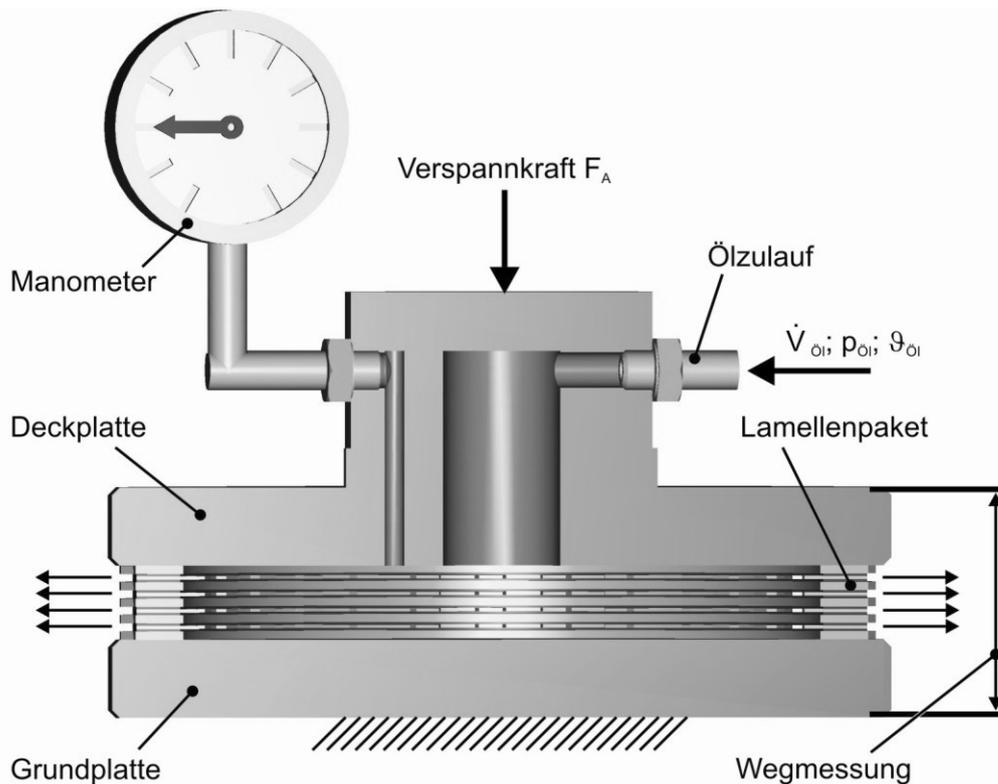


Bild 3: Schematische Darstellung der Vorrichtung zur statischen Messung des Schluckvermögens

Öldruck	bar	0,05 - 2,0
Öltemperatur	°C	25 – 80
zugehöriger Viskositätsbereich des Versuchsöls	mm ² /s	48,8-8,5
Volumenstrom (absolut)	l/min	< 20
Anzahl der Reibflächen	-	2; 4; 6
Pressung aus Verspannkraft des Pakets	N/mm ²	0,25 – 1,0

Tabelle 6: Rahmenbedingungen der statischen Messungen zum Schluckvermögen

4.2.2 Dynamische Messung

Als dynamische Messung werden die Messungen bezeichnet, die im Kupplungs-Prüfstand mit rotierenden Lamellen durchgeführt werden. Die einzelnen Messpunkte werden jeweils unter stationären Bedingungen aufgenommen. Das heißt, es wird stets so lange gewartet bis sich ein stabiler Gleichgewichtszustand eingestellt hat. Die Lamellenpakete waren in den gleichen Mitnehmern verbaut, die auch für die Temperaturversuche eingesetzt wurden. Das Paket wird jedoch nicht mittels Hydraulikkolben geschlossen, sondern über eine mit dem Außenmitnehmer ver-

schraubte Platte und ein Wellfederpaket zugehalten. Die Konstruktion ist dabei so ausgeführt, dass das zugeführte Öl praktisch nur durch die Nutung der Lamellen abströmen kann. Die Zuhaltkraft ist mit etwa 300 N deutlich geringer als bei den statischen Messungen und resultiert aus der Federkraft des Wellfederpakets. Die resultierende Pressung bei den mit dieser Methode untersuchten Lamellen der Baugröße BGI liegt somit im Bereich $p < 0,1 \text{ N/mm}^2$.

Die Ermittlung des Schluckvermögens erfolgt optisch über das Ausmessen des sich ausbildenden Ölstauring. Zu diesem Zweck wurde der Prüfstand wie in Kapitel 3.1.2 beschrieben mit einem transparenten Prüfraumdeckel und einer transparenten Ölstaurekante ausgerüstet. Der Ölstauring kann dadurch als digitales Bild festgehalten und am Rechner im Anschluss ausgemessen werden. Die Zeit bis sich ein konstanter Stauring ausbildet, hängt sehr stark von der Geometrie der Kupplung bzw. Innenmitnehmer, Temperatur, Drehzahl und dem Ölvolumenstrom ab. Es wurde jedoch immer abgewartet, bis über einen längeren Zeitraum keine Veränderung mehr am Ölstauring beobachtet werden konnte (Gleichgewichtszustand, stationäre Bedingungen).

In Bild 4 ist eine Aufnahme des Prüfraums im Betrieb mit eingblendeter Lage der Belaglamelle und markierter Ölstauringhöhe zu sehen. Der aufgrund der wirkenden Fliehkraft ausgebildete Ölstauring ist gut zu erkennen.

Mit bekannten Geometriedaten, Drehzahl, Öltemperatur bzw. Öldichte sowie der Ölstauringhöhe ist es möglich den dynamischen Druck zu berechnen, der das Öl durch die Nutung fördert. Die Berechnung des Drucks erfolgt dabei wie von Hämmerl [7] vorgeschlagen mit Gleichung (6).

$$p_{\text{öl,dyn}} = \frac{1}{8} \cdot \rho_{\text{öl}} \cdot \omega^2 \cdot (d_{\text{B,a}}^2 - d_{\text{öl,i}}^2) \quad (6)$$

Die dynamischen Messungen weisen einen höheren Streubereich als vergleichbare statische Messungen auf. Dies liegt vor allem an Streuungen bei der Ermittlung der Höhe des Ölstauring, da das exakte Ausmessen aufgrund von Ölnebel im Prüfraum und bei höheren Drehzahlen und Ölvolumenströmen auftretender Ölverschäumung (vor allem am Innendurchmesser des Stauring) erschwert wird.

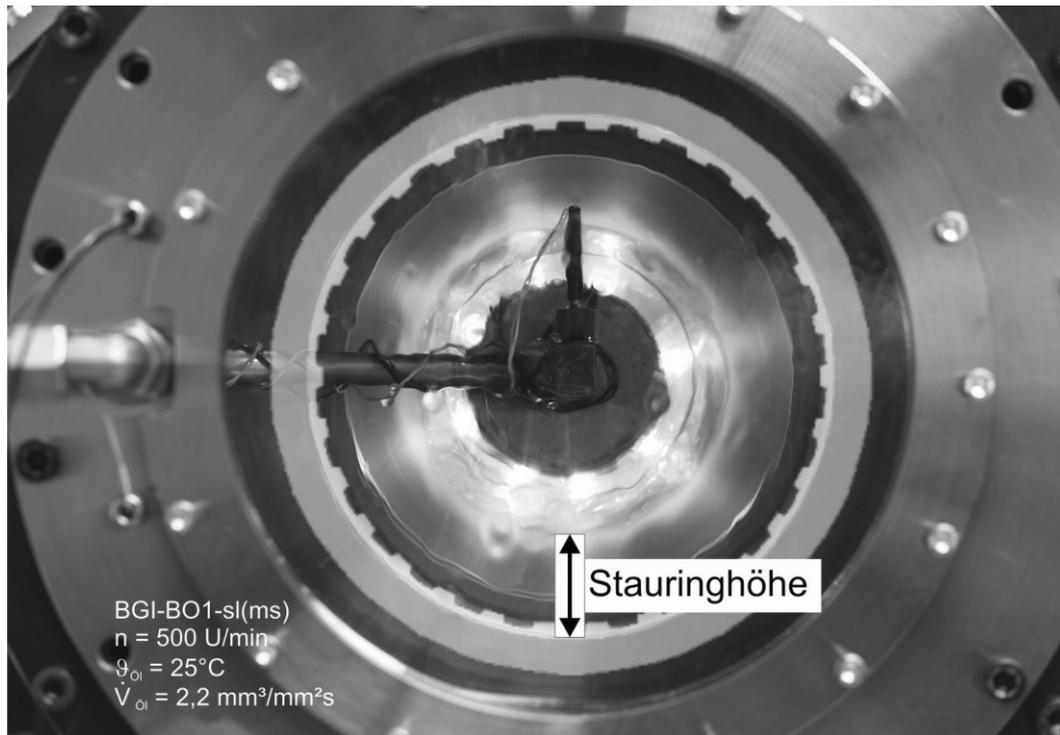


Bild 4: lstaurung im Prüfstand mit rotierenden Lamellen (BGI-BO1-sl(ms))

4.2.3 Abgleich von statischer und dynamischer Messung

Der Aufwand für Messungen an der statischen Vorrichtung fällt deutlich geringer aus, als der bei dynamischen Messungen im Prüfstand. Allerdings können Effekte asymmetrischer Nutbilder nur bei rotierenden Lamellen untersucht werden. Um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse beider Messmethoden sicherzustellen, wurden für einige Varianten Versuche mit beiden Messmethoden durchgeführt. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung der Ergebnisse. Bei der Bewertung sind folgende Punkte zu beachten:

- Unterschiedliche auf das Paket wirkende Flächenpressung
 - Bei statischer Vorrichtung untersuchter Bereich der Pressung von $0,25 \text{ N/mm}^2$ bis $1,0 \text{ N/mm}^2$; bei dynamischen Untersuchungen Pressung $< 0,1 \text{ N/mm}^2$
 - Auswirkung vor allem bei organischen Belägen
- Größerer Streubereich bei der dynamischen Messung vor allem bei großen zugeführten Volumenströmen aufgrund der in Kapitel 4.2.2 angesprochenen Randbedingungen

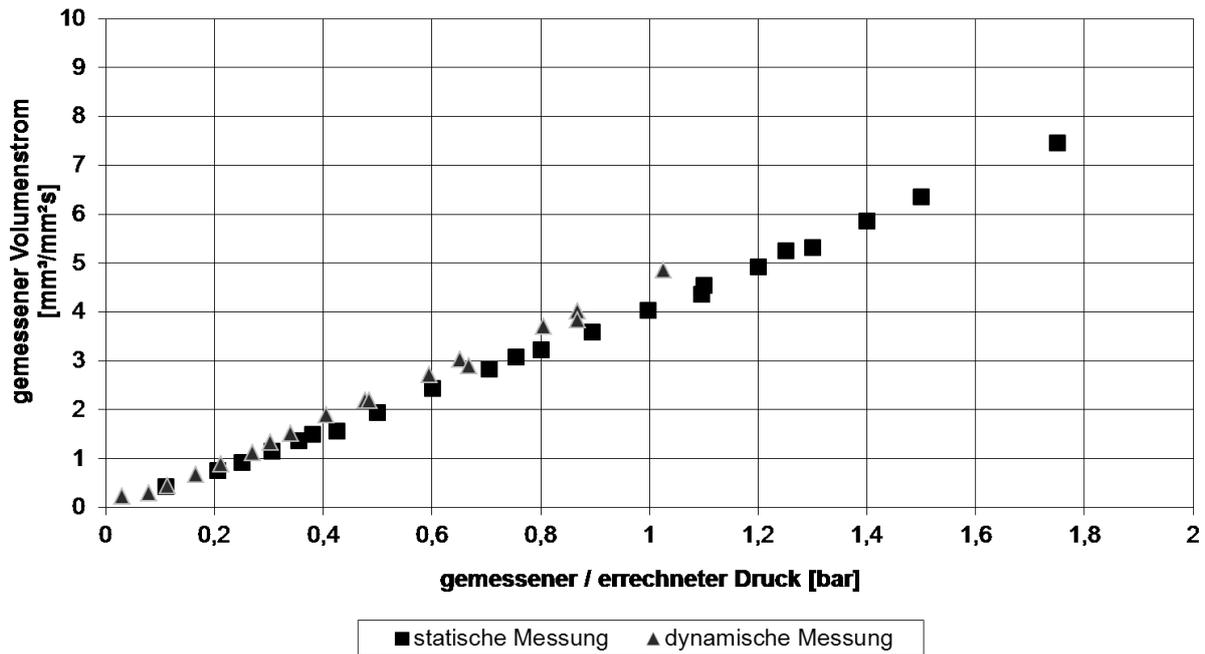
Abgleich statische zu dynamische Messung - BGI-BO1-gp - $\vartheta_{\text{Öl}}=40^{\circ}\text{C}$ 

Bild 5: Ergebnisse aus statischer und dynamischer Messung im Vergleich (BGI-BO1-gp; Pressung bei statischer Messung $p = 0,25 \text{ N/mm}^2$)

In Bild 5 sind Ergebnisse aus der statischen Messung vergleichbaren Ergebnissen aus der dynamischen Messung für die Variante BGI-BO1-gp gegenübergestellt. Verglichen wurden Messungen bei einer  lzulaufftemperatur von 40°C . Bei der statischen Messung wurde eine Pressung von $p = 0,25 \text{ N/mm}^2$ aufgebracht. Diese liegt über der Pressung im dynamischen Versuch ($p < 0,1 \text{ N/mm}^2$). Der dynamische Druck bei der Messung mit rotierenden Lamellen wurde nach (6) berechnet. Die Übereinstimmung der Ergebnisse ist sehr gut. Die Ergebnisse aus der dynamischen Messung liegen tendenziell eher etwas oberhalb der Ergebnisse aus der statischen Messung, was mit der geringeren aufgetragenen Pressung korreliert (vgl. Kapitel 4.3.1). In Bild 6 ist die Gegenüberstellung für die Variante BGI-BS1-wf1 mit Sinterreibbelag und Waffelnutung durchgeführt. Gerade im Bereich kleinerer Drücke zeigt sich hier eine noch bessere Übereinstimmung. Dies korreliert gut mit der geringeren Verformung des Sinterreibbelags unter Pressung.

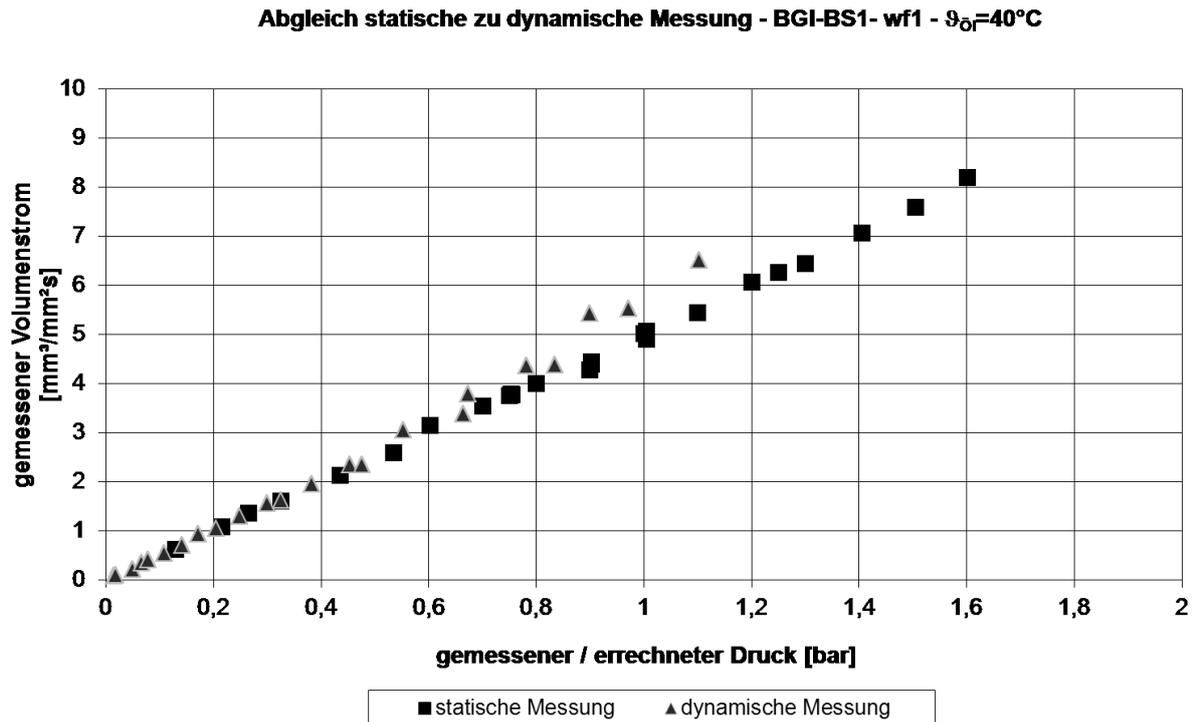


Bild 6: Ergebnisse aus statischer und dynamischer Messung im Vergleich (BGI-BS1-wf1; Pressung bei statischer Messung $p = 0,25 \text{ N/mm}^2$)

4.3 Einflüsse auf das Schluckvermögen

Im Folgenden werden die Einflüsse vorgestellt, die sich bei den Untersuchungen zum Schluckvermögen als wesentlich herausgestellt haben.

4.3.1 Druck und Viskosität

Druck und Viskosität stellen zwei maßgebliche Einflussgrößen auf den Volumenstrom durch das geschlossene Paket dar. Bei allen Varianten führt eine Erhöhung des Drucks zu einer Erhöhung des möglichen Volumenstroms. Ein Absenken der Viskosität führt bei allen Varianten ebenfalls zum Ansteigen des Volumenstroms. Bei den untersuchten Varianten mit konventionellen Nutbildern (Nutungen mit kleineren Nutquerschnitten; Schluckvermögen bei Referenzbedingungen $< 10 \text{ mm}^3/\text{mm}^2\text{s}$) zeigen sich die in (4) beschriebenen linearen Abhängigkeiten. Als Beispiel führt bei den Messungen an der Variante BGI-BO1-gp (vgl. Bild 2) bei den Untersuchungen mit 40°C Öltemperatur eine Erhöhung des Drucks von $0,52 \text{ bar}$ auf 1 bar zu einer Erhöhung des Volumenstroms von etwa $1,9 \text{ mm}^3/\text{mm}^2\text{s}$ auf $3,7 \text{ mm}^3/\text{mm}^2\text{s}$. Bei einem Druck von ca. 1 bar führt die Erhöhung der Ölzulauf­temperatur von 40°C auf 60°C (entspricht einer Änderung der Viskosität von $26,8 \text{ mm}^2\text{s}$ auf $14,1 \text{ mm}^2\text{s}$) zu einer Änderung des Volumenstroms von $3,7 \text{ mm}^3/\text{mm}^2\text{s}$ auf $7,2 \text{ mm}^3/\text{mm}^2\text{s}$. Damit werden die Verhältnisse von Druck und Viskosität hier gut abgebildet. Bei Varianten mit großen Nutquerschnitten kommt es dagegen zu Abweichungen (vgl. Kapitel 4.3.3 und 4.5).

4.3.2 Belagelastizität

Im Rahmen der statischen Messungen zum Schluckvermögen wurde jeweils auch die Dickenänderung des Pakets bezogen auf das nur mit der Deckplatte ($F_{\text{Deckplatte}} \approx 355 \text{ N}$) belastete Paket erfasst. Enthalten sind im Messwert die sehr geringe Verformung der Messapparatur, sowie Plandrücken von Unebenheiten der Lamellen und die Verdrängung eines eventuell vorhandenen Rest-Ölfilms (die Messungen wurden ohne Ölzufuhr mit beölten Lamellen durchgeführt). Den größten Anteil an diesem Wert stellt jedoch die Verformung des Reibbelags dar.

Die Abnahme der Nuttiefe aufgrund der elastischen Verformung des Reibbelags bei Beanspruchung durch eine Flächenpressung beeinflusst den Volumenstrom durch ein geschlossenes Paket. Es lassen sich Unterschiede in Abhängigkeit von Belagart und Nutform feststellen.

Ein erkennbarer Einfluss zeigt sich bei der Variante BGI-BO1-gp (Papierbelag mit Gruppenparallel-Nutung). Bei einer Pressung von $p = 1 \text{ N/mm}^2$ ergibt sich eine Dickenänderung des Pakets von ca. $0,011 \text{ mm}$ je Reibfläche (vgl. Tabelle 7). Dies entspricht etwa $5,8\%$ der Nuttiefe im unbelasteten Zustand. Unter der Annahme, dass diese Dickenänderung der Abnahme der Nuthöhe entspricht und somit zu einer Abnahme des Nutquerschnitts führt, lassen sich die in Bild 7 dargestellten Veränderungen in Abhängigkeit der Pressung gut erklären. Der hydraulische Durchmesser der Nut geht nach Gleichung (5) in vierter Potenz in die Berechnung des möglichen Volumenstroms ein. Die Dickenänderung von Pressung $0,25 \text{ N/mm}^2$ zu Pressung 1 N/mm^2 führt dazu, dass der mögliche Volumenstrom bei Pressung 1 N/mm^2 rechnerisch nur noch $87,8\%$ des Volumenstroms bei Pressung $0,25 \text{ N/mm}^2$ beträgt. Aus dem Vergleich der Messungen ergibt sich ein Wert von etwa $87,5\%$.

Bei Varianten mit dem Papierbelag BO1 und multisegmentierten Belägen haben Verformungen der Nuten aufgrund der deutlich größeren Nuttiefen (etwa $0,6 \text{ mm}$) nur geringen Einfluss auf das Schluckvermögen. Die Variante BGI-BO1-rad(ms) weist bei Pressung $p = 1 \text{ N/mm}^2$ eine Verformung von etwa $0,015 \text{ mm}$ je Reibfläche auf. Dies entspricht etwa $2,5 \%$ der Ausgangsnuttiefe der unbelasteten Lamellen. Nach (5) würde damit das Schluckvermögen bei Pressung 1 N/mm^2 etwa 96% von dem bei Pressung $0,25 \text{ N/mm}^2$ betragen. In den Messungen lassen sich auch tatsächlich nur sehr geringe Änderungen feststellen.

Die Varianten mit Sinterreibbelag zeigen eine deutlich geringere Verformung von etwa $0,02 \text{ mm}$ bei Pressung $p = 1 \text{ N/mm}^2$. Dieser Wert entspricht etwa $0,8\%$ der Ausgangsnuttiefe der unbelasteten Lamellen. In den Versuchen bestätigt sich, dass die Pressung bei diesen Varianten nur einen kaum nachweisbaren Einfluss auf das Messergebnis aufweist (vgl. Bild 8).

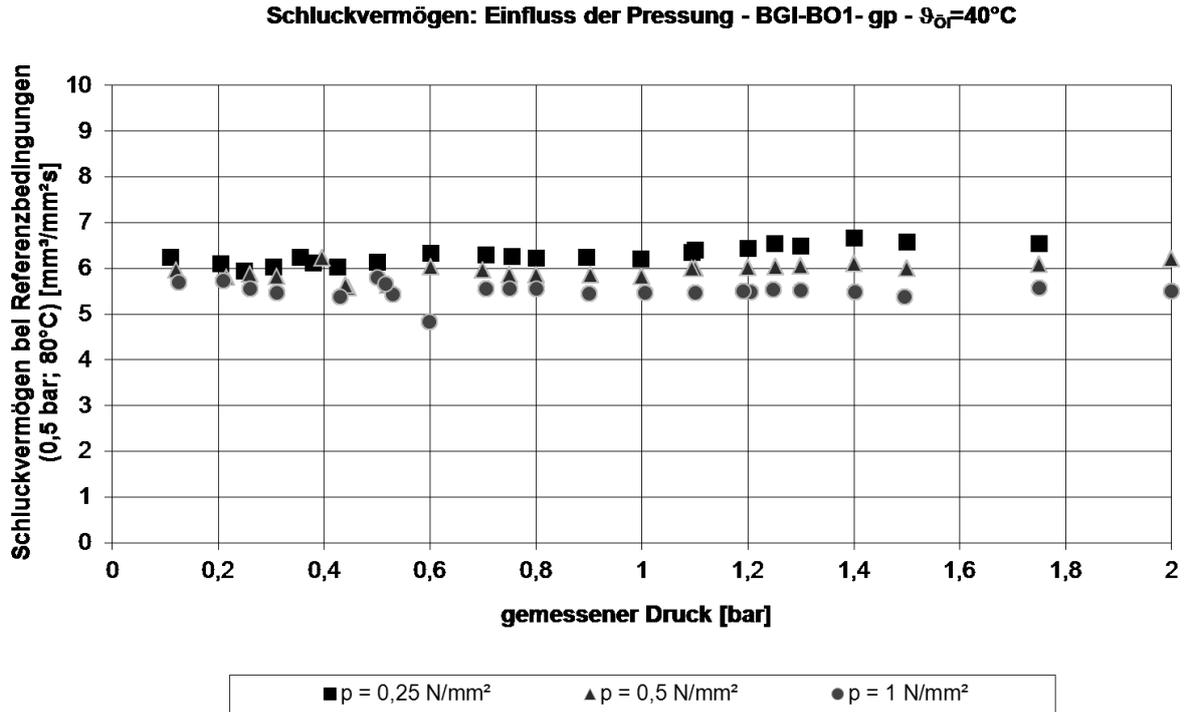


Bild 7: Einfluss der Pressung auf das Schluckvermögen bei Referenzbedingungen (BGI-BO1-gp; Messungen bei 40°C Öltemperatur)

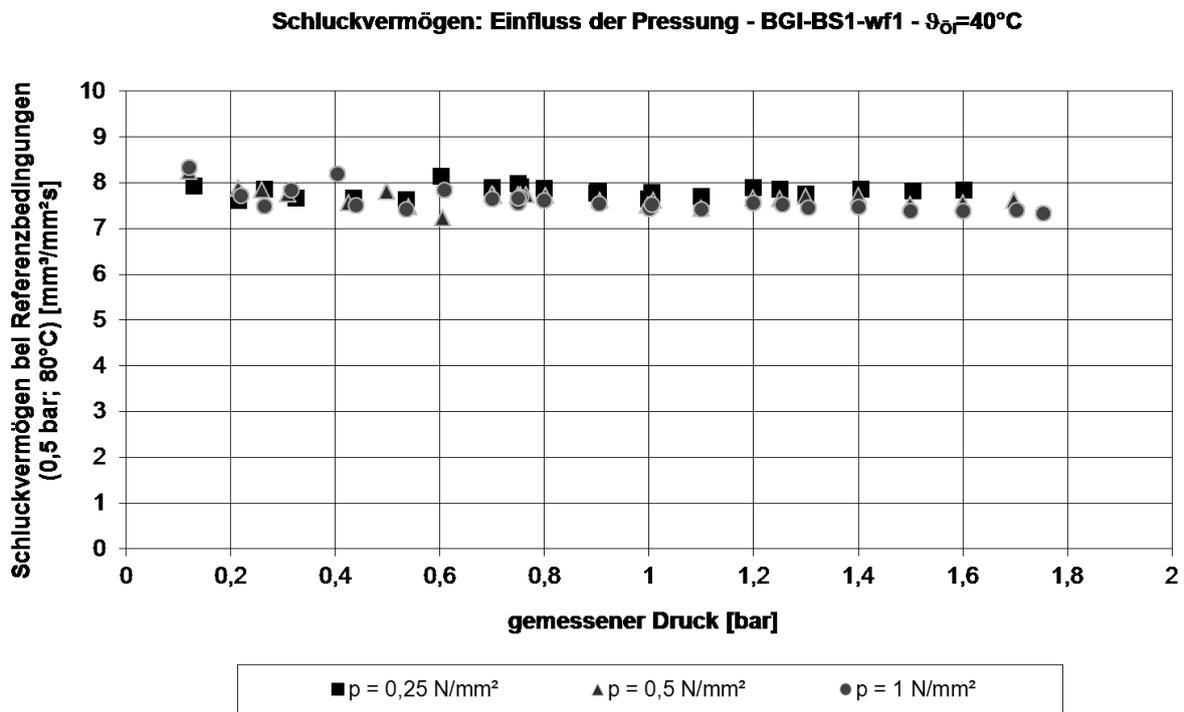


Bild 8: Einfluss der Pressung auf das Schluckvermögen bei Referenzbedingungen (BGI-BS1-wf1; Messungen bei 40°C Öltemperatur)

	Elastische Verformung je Rfl.	Verformung bezogen auf
--	-------------------------------	------------------------

Pressung [N/mm ²]	[mm]		Ausgangsnuttiefe [%]	
	BGI-BO1-gp	BGI-BS1-wf1	BGI-BO1-gp	BGI-BS1-wf1
0,25	0,005	0,001	2,6	0,4
0,5	0,008	0,002	4,2	0,8
1,0	0,011	0,002	5,8	0,8

Tabelle 7: Gemessene elastische Verformung bezogen auf eine Reibfläche

4.3.3 Nutbild

Das Nutbild übt einen deutlichen Einfluss auf den Volumenstrom durch die geschlossene Kupplung aus. Dabei spielt die Art des Nutbildes (z.B. Gruppenparallel oder Waffel) ebenso eine Rolle wie die Anzahl der Nuten und deren Nutquerschnitt.

In Bild 9 ist ein Vergleich der bei Öleinspritztemperatur von 40°C und Pressung von 0,5 N/mm² aufgezeichneten Volumenströme der Waffelnutungen in Baugröße BGI dargestellt. Die beiden Varianten mit organischem Reibbelag (BGI-BO1-wf und BGI-BO2-wf) weisen dabei ähnliche Ergebnisse auf. Diese Varianten ähneln sich auch in Anzahl der Nuten und Nutquerschnitt. Entsprechend haben sie ähnliche Werte für Nutflächenanteil und Nutvolumen (vgl. Tabelle 2). Die beiden Varianten mit dem sintermetallischen Reibbelag weisen höhere Volumenströme auf. Die Variante BGI-BS1-wf2 liegt in der Nähe der organischen Varianten und weist im Gegensatz zu diesen einen geringeren Nutflächenanteil und ein geringeres Nutvolumen auf. Im Unterschied hierzu hat die Variante BGI-BS1-wf1 einen größeren Nutquerschnitt und weist einen höheren Nutflächenanteil und ein größeres Nutvolumen auf.

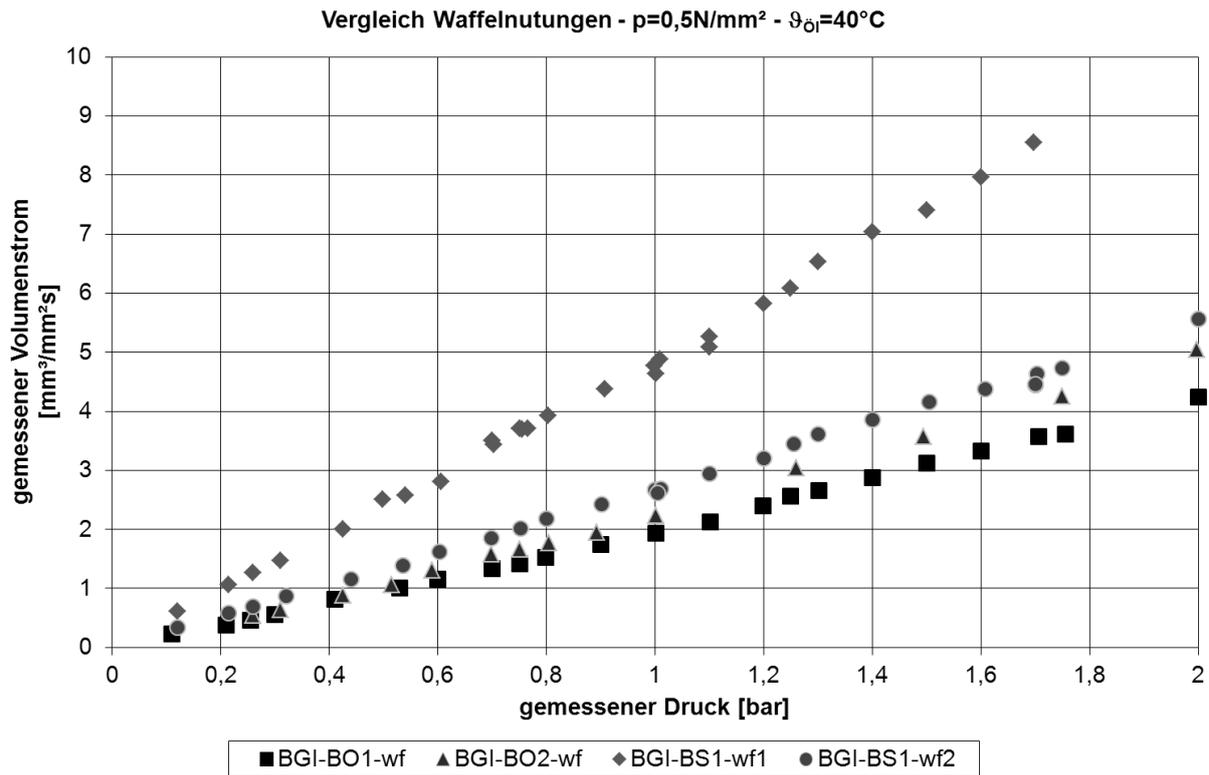


Bild 9: Vergleich des Kühllöhdurchflusses unterschiedlicher Waffelnutungen in BGI

Varianten mit großen Nutquerschnitten

Die Umrechnung des Schluckvermögens auf Referenzbedingungen der Varianten mit großen Nutquerschnitten (v.a. multisegmentierte Varianten) mit Gleichung (4) liefert keinen eindeutigen Wert (vgl. Variante BGI-BO1-rad(ms) - Bild 10). Dieses Verhalten ist bei den Varianten mit geprägten Nuten nicht zu beobachten (s.o.). Werte die bei niedrigerer Viskosität oder bzw. und höherem Druck ermittelt wurden wiesen bei Umrechnung auf Referenzbedingungen kleinere Schluckvolumina auf als solche, die bei niedrigerem Druck oder bzw. und höherer Viskosität ermittelt wurden. Ein ähnliches Verhalten zeigt sich auch bei der Variante mit Sinterreibbelag und Kombination aus Radial- und Spiralnuten (siehe Bild 11). Die Radialnuten weisen hier ebenfalls einen großen Nutquerschnitt auf.

Bei den multisegmentierten organischen Varianten waren aufgrund der großen möglichen Volumenströme Messungen nur bei niedrigen Drücken möglich. Ein damit zusammenhängender systematischer Messfehler kann ausgeschlossen werden, da die Druckmessungen zur Kontrolle mit unterschiedlichen Messaufnehmern durchgeführt wurden. Zusätzlich zeigte sich auch bei den dynamischen Messungen dieses Verhalten. Die Variante BGI-BSI-rad/sp mit Sinterreibbelag konnte aufgrund des etwas geringeren Schluckvermögens auch bei höheren Drücken untersucht werden und wies dort ebenfalls dieses Verhalten auf.

Bei diesen Varianten funktioniert die einfache Umrechnungsformel (4) offensichtlich nicht, da hier weitere Strömungseffekte eine Rolle spielen. Auf diesen Punkt wird in Kapitel 4.5.1 eingegangen.

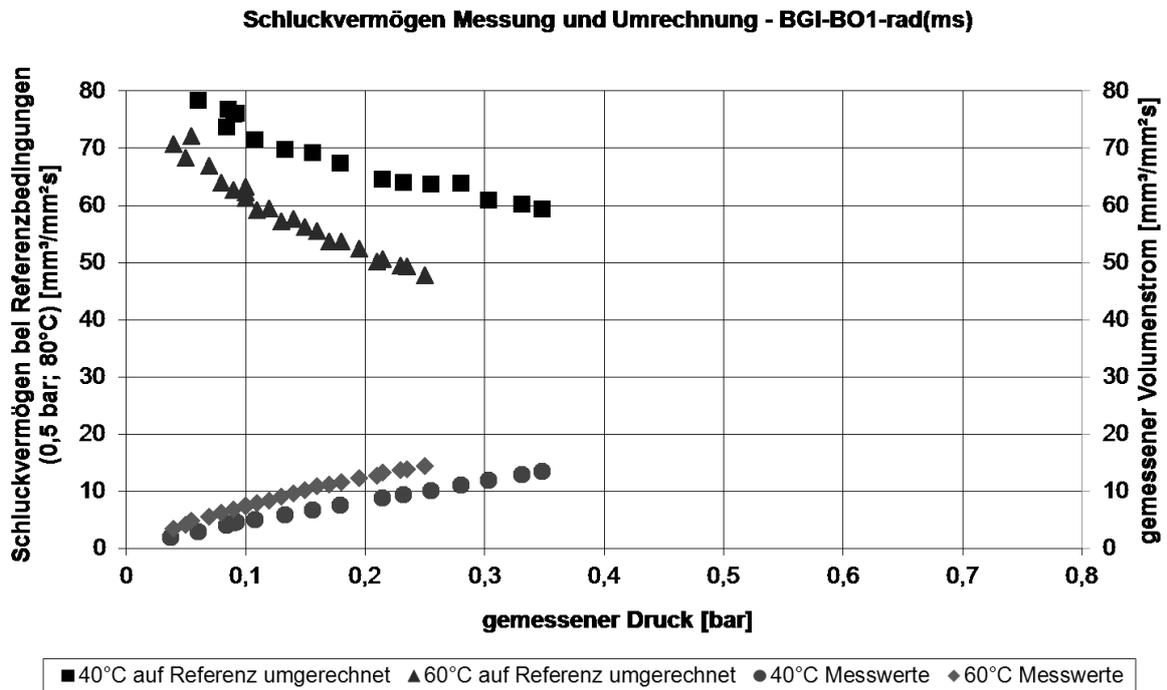


Bild 10: Bei zwei Öltemperaturen (Ölviskositäten) gemessenes und auf Referenzbedingungen umgerechnetes Schluckvermögen (BGI-BO1-rad(ms); Pressung 0,5 N/mm²)

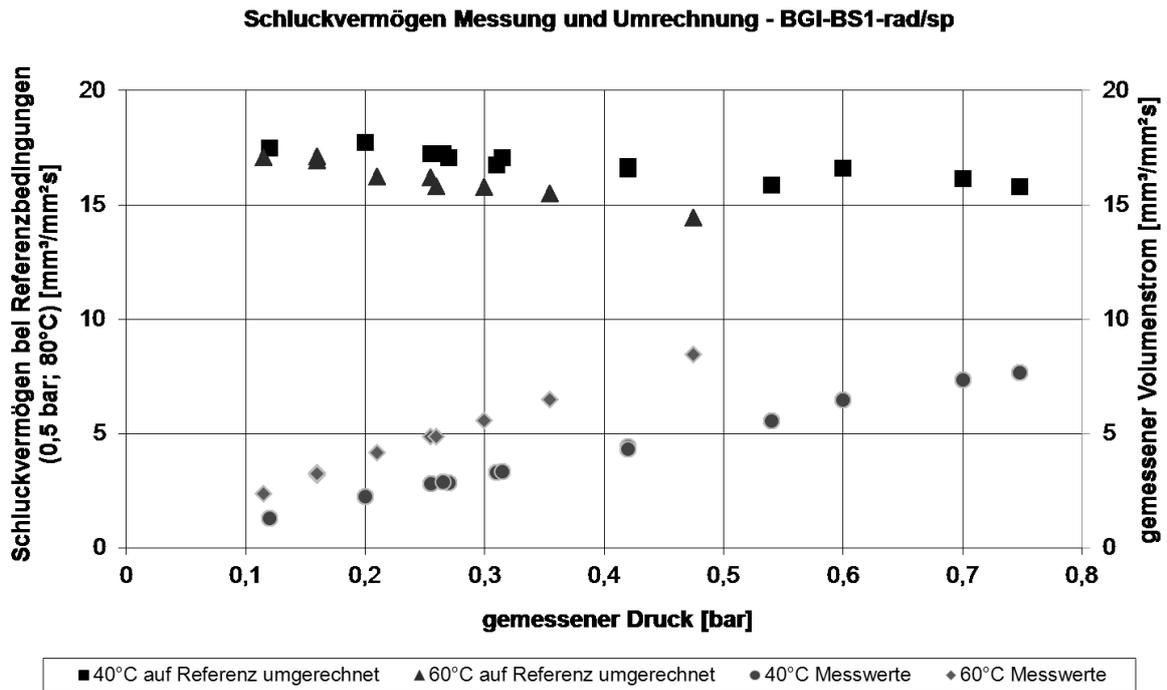


Bild 11: Bei zwei Öltemperaturen (Ölviskositäten) gemessenes und auf Referenzbedingungen umgerechnetes Schluckvermögen (BGI-BS1-rad/sp; Pressung 0,5 N/mm²)

Kombinierte Nutbilder

Einige organische Nutvarianten mit multisegmentiertem Reibbelag lagen auch in einer zweiten Variante mit zusätzlicher Waffelüberprägung vor. Das Waffelmuster entspricht dabei dem der Variante BGI-BO1-wf. Das Schluckvermögen der waffelüberprägten Varianten liegt tendenziell etwas über dem des Multisegment - Grundmusters. Der Unterschied befindet sich größenordnungsmäßig im Bereich des Schluckvermögens der reinen Waffelnutung. Bild 12 zeigt den Vergleich der Messwerte der Variante mit Radialnutung (multisegmentiert) und Waffelüberprägung (BGI-BO1-rad(ms)/wf) mit den jeweiligen Grundnutbildern bei einer Öltemperatur von 60°C.

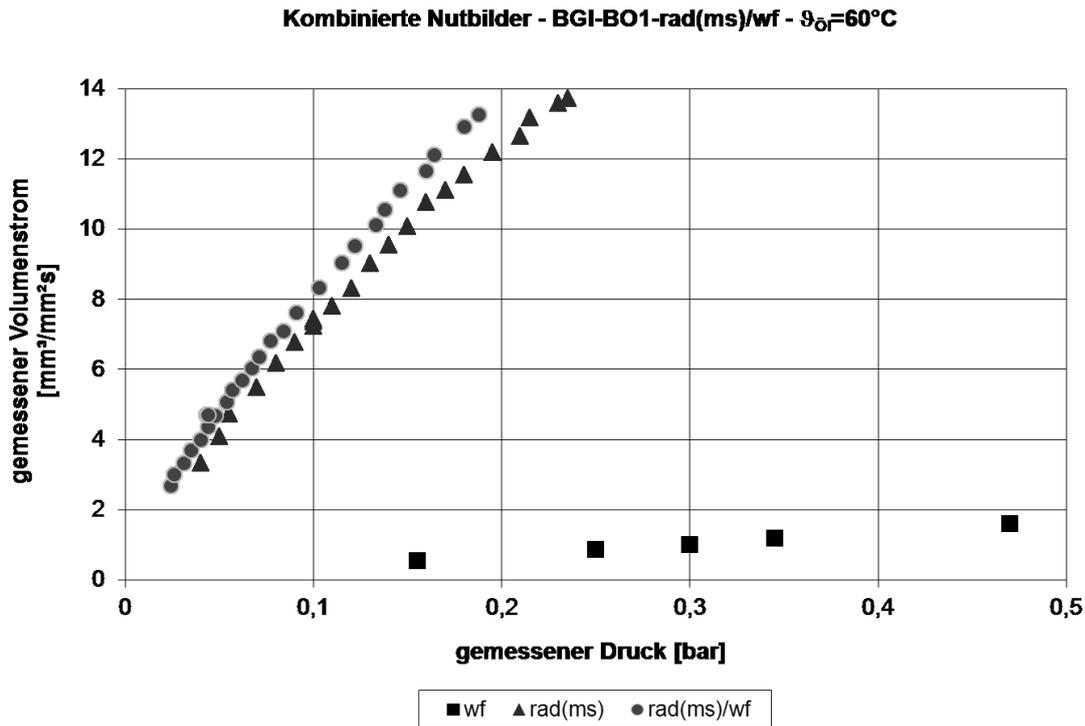


Bild 12: Vergleich kombiniertes Nutbild (BGI-BO1-rad(ms)/wf) mit den Grund-Nutbildern (BGI-BO1-rad(ms); BGI-BO1-wf) (Messung bei 60°C Öltemperatur; Pressung $0,5\text{ N/mm}^2$)

Nutbilder mit Förderwirkung

Die Varianten BGI-BO1-sl(ms) und BGI-BO1-sl(ms)/wf sind mit sogenannten Schaufelnuten versehen. Aufgrund der Nutausrichtung sollen diese Varianten je nach Drehrichtung mehr bzw. weniger Ölvolumen fördern können. In Bild 13 sind die Ergebnisse von statischer Messung und dynamischer Messung bei beiden Drehrichtungen dargestellt. Die Definition der Drehrichtung ist in Bild 16 dargestellt. Es zeigt sich, dass die dynamischen Messungen in beiden Drehrichtungen übereinstimmende Werte liefern und diese gut mit den Ergebnissen der statischen Messung übereinstimmen. Ein Einfluss der Drehrichtung auf den Volumenstrom durch das Paket ist nur bei schlupfender Kupplung festzustellen (vgl. Kapitel 4.4.2). Bei geschlossen umlaufendem Paket zeigt sich kein Einfluss der Drehrichtung.

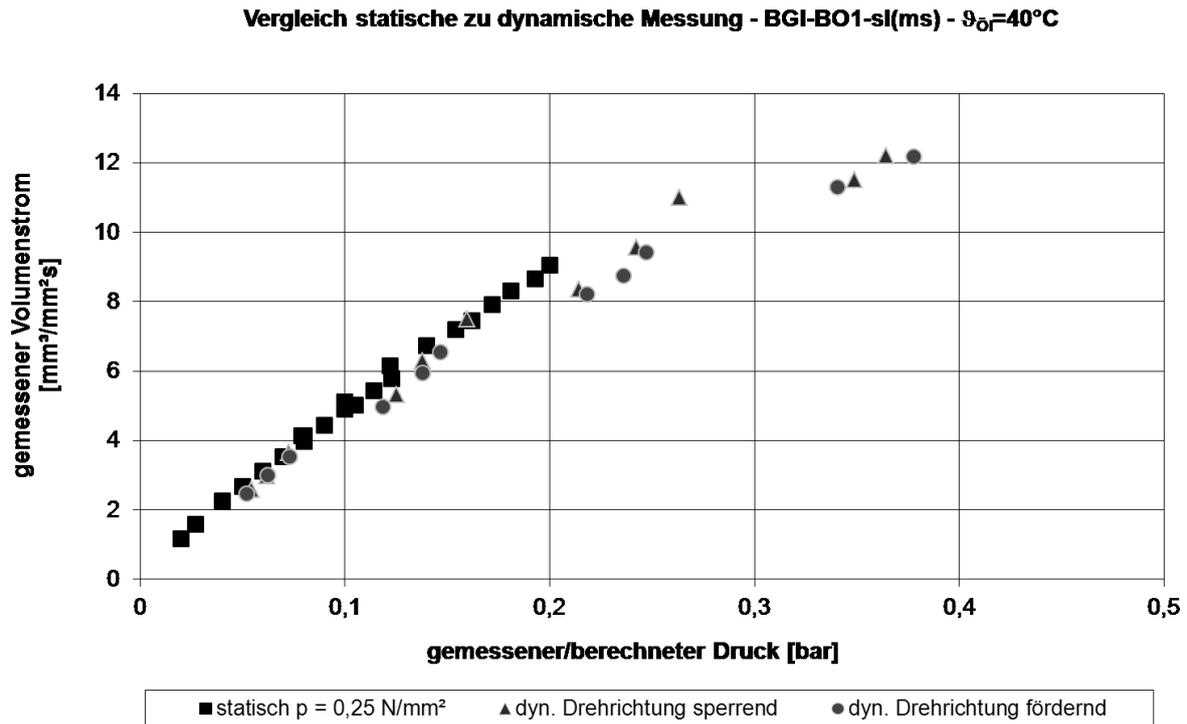


Bild 13: Vergleich statische zu dynamische Messung mit unterschiedlicher Drehrichtung; Definition der Drehrichtung entsprechend Bild 16 (BGI-BO1-sl(ms); Öltemperatur 40°C ; Pressung bei statischer Messung $0,25\text{ N/mm}^2$)

4.4 Schlupfende Kupplung

Mit schlupfender Kupplung wurden stichprobenartig Untersuchungen durchgeführt, um die Funktionsweise von Nutbildern mit Förderwirkung in diesem Betriebszustand zu testen. Die Untersuchungen wurden mit einem leicht modifizierten Einbau entsprechend der dynamischen Untersuchungen mit geschlossenem Paket durchgeführt. Folgende Punkte sind dabei zu beachten:

- Aufgrund des modifizierten Aufbaus kann ein geringer Teil des zugeführten Öls an den Lamellen vorbei nach außen strömen. Dieser Anteil lässt sich nicht genau quantifizieren. Die Messung des Ölvolumenstroms erfolgt im Zulauf. Deshalb sind die angegebenen Ergebnisse qualitativ zu sehen.
- Um das Reibmoment und den daraus resultierenden Energieeintrag gering zu halten, wurde eine sehr kleine Zuhaltkraft eingestellt. Die elastische Verformung der Beläge ist deshalb gering. Die Pressung liegt in einem Bereich bis $0,05\text{ N/mm}^2$.
- Bei den Versuchen wurde ein Reibmoment von ca. 10 Nm gemessen. Dies führte zu einer Erwärmung der Reibflächen und des Öls in Abhängigkeit des Ölvolumenstroms und der Drehzahl. Stichprobenmessungen wurden mit einer

Wärmebildkamera (siehe Bild 14) und Thermoelementen an den Austrittsöffnungen des Außenmitnehmers durchgeführt.

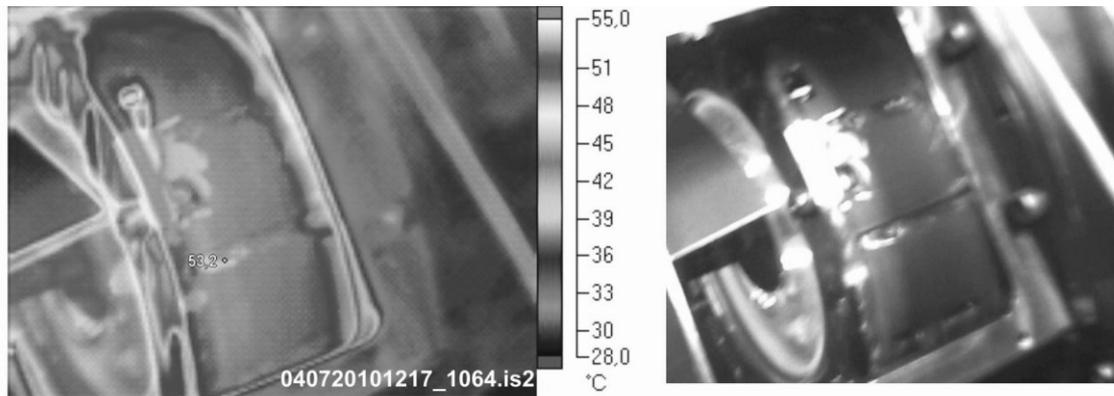


Bild 14: Wärmebildaufnahme bei schlupfender Kupplung (links; rechts gleicher Ausschnitt als Realbild); BGI-BO1-gp; zugeführter Ölvolumenstrom: 4,8 l/min; Öleinspritztemperatur ca. 43°C; Temperatur des abströmenden Öls ca. 53°C; Differenzdrehzahl: 1250 U/min; Reibmoment: ca. 9 Nm; 4 Reibflächen

4.4.1 Konventionelle Nutbilder

Als Kontrolle wurden Untersuchungen mit der Variante BGI-BO1-gp durchgeführt. Da es sich um ein symmetrisches Nutbild handelt, zeigte sich hier erwartungsgemäß kein Einfluss der Drehrichtung (vgl. Bild 15). Die bei schlupfender Kupplung gemessenen Werte liegen über denen, die im statischen Versuch bei gleicher Zulauftemperatur gemessen wurden. Wie oben bereits angesprochen liegt dies wahrscheinlich an dem an der Kupplung vorbeiströmenden Öl, der geringeren Flächenpressung und daraus resultierenden geringeren Verformung der Nuten, sowie an der Erwärmung des Öls aufgrund der eingebrachten Reibleistung. Bei dieser Variante konnte ein Anstieg der Ölaustrittstemperatur von etwa 5...10 K gegenüber der Temperatur in der Ölzufuhr festgestellt werden.

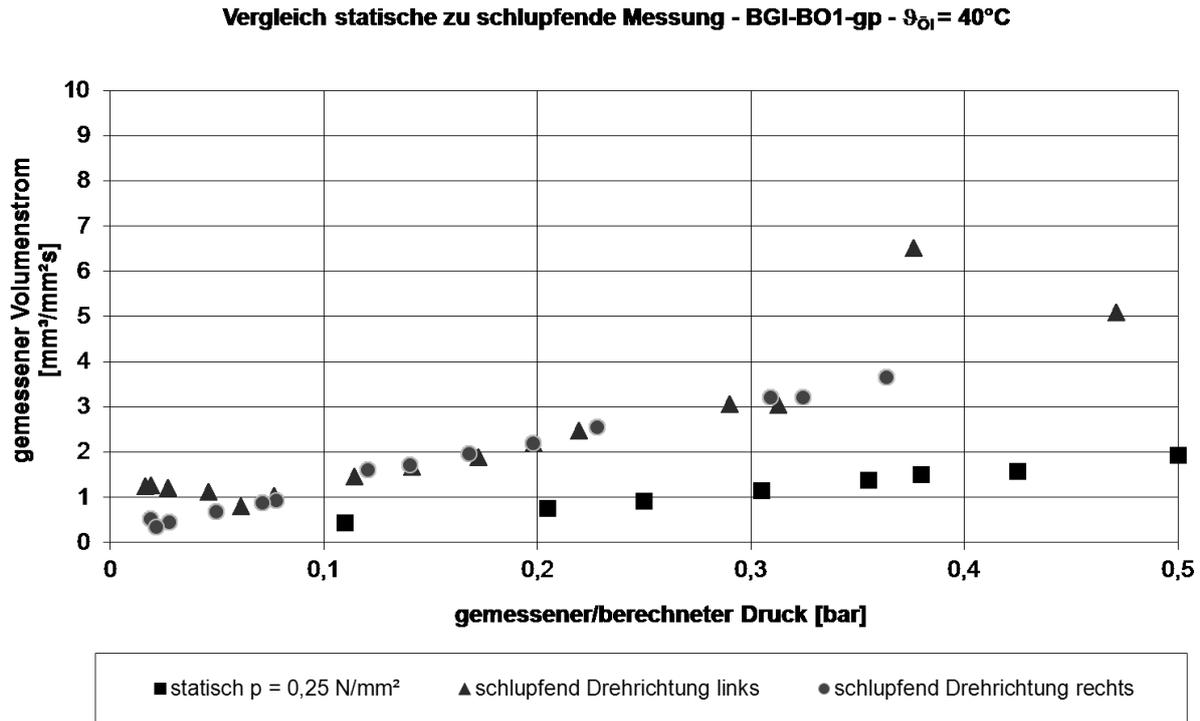


Bild 15: Qualitativer Vergleich von Messungen mit schlupfender Kupplung in beiden Drehrichtungen und statisch ermittelter Werte (BGI-BO1-gp; Öleinspritztemperatur 40°C)

4.4.2 Nutbilder mit Förderwirkung

Bei den Varianten mit Schaufelnutung hatte sich bei den dynamischen Untersuchungen kein Einfluss der Drehrichtung gezeigt, deshalb wurden ergänzende Untersuchungen bei schlupfender Kupplung durchgeführt. Hier zeigt sich ein Einfluss der Drehrichtung. Die Definition welche Drehrichtung als fördernde bzw. sperrende wirkt findet sich in Bild 16. Dabei ist zu beachten, dass von drehender Belaglamelle und stehender Stahllamelle ausgegangen wird. Als qualitative Erklärung des Fördereffekts bei schlupfender Kupplung wird angenommen, dass es zu einem „Anhaften“ des Öls an den Lamellen kommt und dann aufgrund der Differenzdrehzahl zwischen den Lamellen über einen Mitnahme- bzw. Abstreifeffekt eine zusätzliche Förderwirkung hervorgerufen wird.

In Bild 17 sind die Ergebnisse der Versuche bei beiden Drehrichtungen eingetragen, sowie zum Vergleich die Ergebnisse der statischen Messung bei gleicher Ölzulauftemperatur. Auch hier gilt, dass aufgrund des messtechnisch nicht erfassbaren Anteils des Kühllöls, der am Paket vorbeiströmen kann, sowie der Erwärmung des Kühllöls aufgrund der eingebrachten Reibleistung, nur qualitative Aussagen möglich sind. Die gemessenen Volumenströme bei fördernder bzw. sperrender Drehrichtung entsprechen hier aber etwa denen der statischen Messung bei einem um ca. 0,1 bar höheren bzw. niedrigeren Druck. Im Vergleich zu den oben angesprochenen Untersuchungen mit schlupfender Kupplung und Gruppenparallelnutung (BGI-BO1-gp)

erwärmte sich das abströmende Öl aufgrund der größeren Volumenströme nicht so stark. Zudem wirken sich bei den großen Nutquerschnitten der multisegmentierten Schaufelnutung Elastizitätseffekte nicht so stark aus (siehe Kapitel 4.3.1).

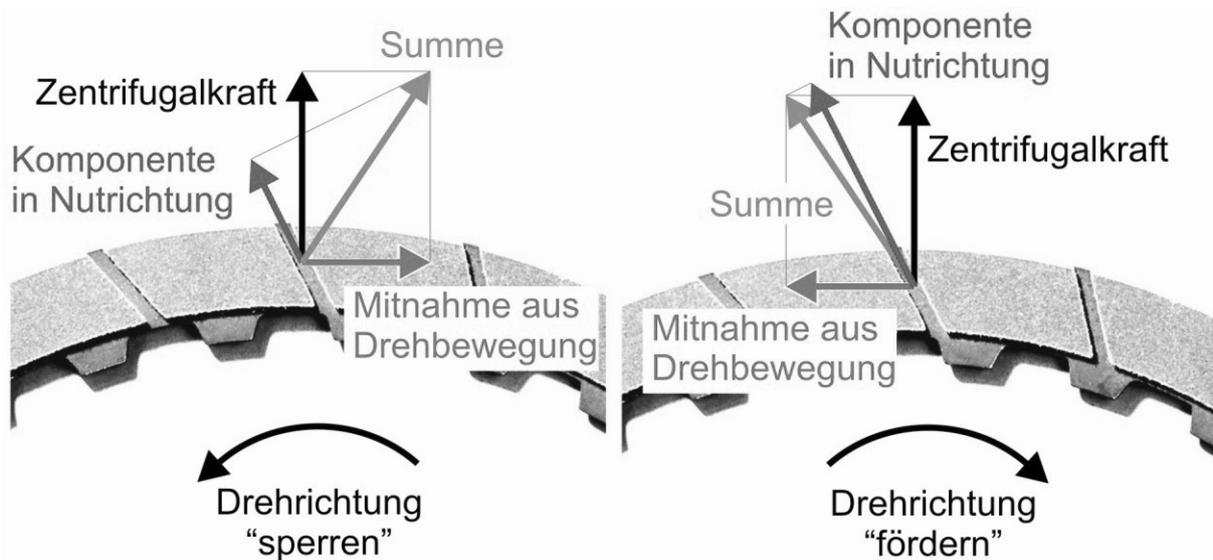


Bild 16: Definition der Drehrichtung (Stahllamellen stehen still) für die Schaufelnutvarianten und qualitative Darstellung der Vorgänge bei schlupfender Kupplung

Vergleich statische zu schlupfende Messung - BGI-BO1-sl(ms) - $\vartheta_{\text{Öl}} = 40^\circ\text{C}$

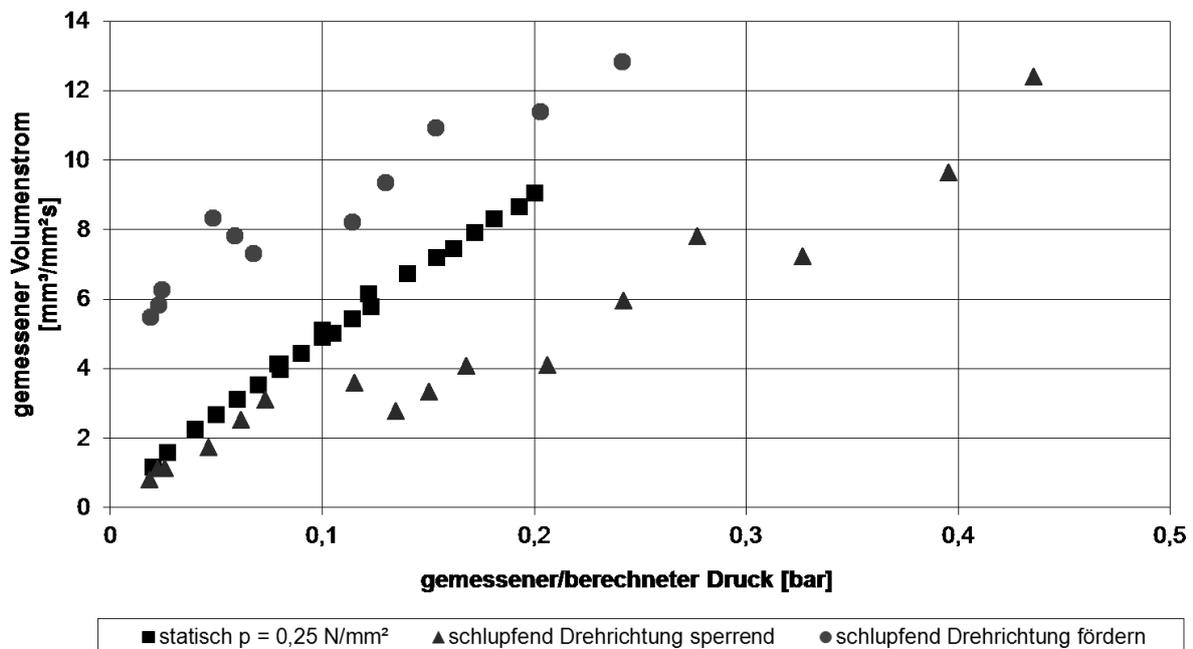


Bild 17: Qualitativer Vergleich von Messungen mit schlupfender Kupplung in beiden Drehrichtungen und statisch ermittelter Werte (BGI-BO1-sl(ms); Öleinspritztemperatur 40°C ; Pressung bei statischer Messung $0,25 \text{ N/mm}^2$)

4.5 Berechnungen zum Schluckvermögen

Zur Berechnung bzw. Umrechnung des Schluckvermögens sind verschiedene Ansätze bekannt. Das in KUPSIM angewandte Verfahren zur Umrechnung des Schluckvermögens auf andere Betriebsbedingungen wurde oben bereits angesprochen und angewandt. Für die Anwendung mit Nutvarianten mit großen Nutquerschnitten zeigt es sich nur bedingt geeignet. In den folgenden Kapiteln wird diese Problematik genauer untersucht und ein alternativer Umrechnungsansatz vorgestellt. Auf das Rechenverfahren nach Pflieger [23] zur Berechnung des Schluckvermögens anhand von Nutzungsdaten wird ebenfalls kurz eingegangen.

4.5.1 Einfluss der Einlauflänge

Im Vorfeld wurde gezeigt, dass die Umrechnung von Messwerten auf andere Bedingungen nach Gleichung (4) für Nutvarianten mit kleineren Nutquerschnitten gute Ergebnisse liefert, bei Varianten mit sehr großen Nutquerschnitten und entsprechend großem Schluckvermögen hingegen aber keine befriedigenden Ergebnisse erzielt werden. Die Reynoldszahlen der verschiedenen Varianten im betrachteten Bereich können mit Gleichung (7) berechnet werden. Es wird dabei für den Durchmesser d der hydraulische Durchmesser eingesetzt. Die mittlere Geschwindigkeit \bar{u} kann aus dem Volumenstrom ermittelt werden. Die so bestimmten Werte der Reynoldszahlen liegen für die betrachteten Bedingungen im laminaren Bereich ($Re \ll 2300$).

$$Re_D = \frac{\bar{u} \cdot d}{\nu} \quad (7)$$

Deutliche Unterschiede zwischen den Varianten zeigen sich, wenn die Einlauflänge betrachtet wird ab der es zu einer vollständig ausgebildeten Strömung kommt. Die Einlauflänge kann mit (8) abgeschätzt werden.

$$l_{\text{ein}} = C_e \cdot Re_D \cdot d_{\text{hydr}} \quad (C_e \approx 0,056) \quad (8)$$

In Tabelle 8 ist ein Vergleich der Einlauflängen bei zwei Messpunkten der Variante BGI-BO1-gp mit geprägter Gruppenparallelnutung und der Variante BGI-BO1-rad(ms) mit multisegmentierter Radialnutung aufgeführt. Zusätzlich wurde die Reynoldszahl bestimmt. Bei der Variante mit geprägter Gruppenparallelnutung bleibt für beide betrachteten Punkte die Einlauflänge deutlich unter der Gesamtnutlänge. Selbst bei Betrachtung für Referenzbedingungen (80°C; 0,5 bar; Schluckvermögen ca. 5,9 mm³/mm²s) ist die Einlauflänge mit ca. 1,6 mm deutlich kleiner als die Gesamtnutlänge von etwa 11,25 mm. Bei der Variante mit multisegmentierter Radialnutung ergeben sich deutlich längere Einlaufstrecken, die auch in Bezug zur gesamten Nutlänge nennenswerte Größenordnungen erreichen, bzw. die Nutlänge

sogar übertreffen. Da die in KUPSIM und von Pflieger [23] angesetzten Gleichungen als Randbedingung von vollständig ausgebildeter laminarer Strömung ausgehen, erklärt sich damit, warum es bei Nutungen mit großen Nutquerschnitten bei beiden Ansätzen zu Abweichungen kommt.

	Messwerte			Berechnete Werte	
	Öltemperatur/ kin. Viskosität	Druck	Ölvolumen- strom	Reynoldszahl	Einlaufänge
	[°C] / [mm ² /s]	[bar]	[mm ³ /mm ² s]	[-]	[mm]
BGI-BO1- gp	39,1 / 27,7	0,26	0,94	4	0,08
	59,3 / 14,4	0,25	1,67	15	0,26
BGI-BO1- rad(ms)	39,5 / 27,5	0,26	10,1	81	4,4
	59,8 / 14,2	0,25	14,2	219	11,8

Tabelle 8: Reynoldszahl und Einlaufänge der Varianten BGI-BO1-gp und BGI-BO1-rad(ms) für je zwei Messpunkte (Nutlänge ca. 11,25 mm)

4.5.2 Empirischer Berechnungsansatz

Beim Ansatz in KUPSIM wird, wie beschrieben, ein aus Versuchen ermittelter Referenzwert auf andere Betriebsbedingungen umgerechnet. Randbedingung ist das Vorliegen einer ausgebildeten laminaren Strömung.

Pflieger [23] gibt einen Berechnungsansatz an, bei dem das Schluckvermögen verschiedener Nutvarianten basierend auf Gleichungen für laminare Rohrströmung berechnet wird. Hierzu ist die Kenntnis eines Nutspezifischen Faktors (Nutbildkonstante f_{Nut}) nötig. Allerdings wird kein Strömungseinlauf berücksichtigt. Wie in Kapitel 4.5.1 beschrieben spielt dieser jedoch bei den Varianten mit großen Nutquerschnitten eine nicht zu vernachlässigende Rolle.

Um für Nutungen mit großen Nutquerschnitten auch den Einlauf berücksichtigen zu können wird ein abgewandeltes Verfahren vorgeschlagen, mit dem je nach Ausgangssituation das Schluckvermögen berechnet bzw. auf andere Betriebsbedingungen umgerechnet werden kann. Die grundsätzliche Herangehensweise in Anlehnung an die laminare Rohrströmung bleibt dabei analog zu den Ansätzen in KUPSIM und von Pflieger [23] erhalten.

Basis bildet dazu die von Bender in einer Arbeit [4] entwickelte Gleichung (9). Mit dieser wird bei der Berechnung des Druckverlusts bei laminarer Rohrströmung auch der Einlaufbereich berücksichtigt.

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \bar{u}^2 \cdot \frac{2,475 \cdot 10^3 \cdot z_D^{-1,5} + 64 \cdot z_D + 1,25}{1 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot z_D^{-2}} \quad (9)$$

mit

$$z_D = \frac{x}{d \cdot \text{Re}_D} \quad (10)$$

Gleichung (9) gilt in erster Linie für Rohre mit kreisförmigem Durchmesser. Die Nuten in Lamellenkupplungen weisen jedoch häufig andere Formen auf. Um dies zu berücksichtigen wird Gleichung (9) zu Gleichung (11) modifiziert. Der Faktor 64 der aus der Berechnung der Rohrreibungszahl für kreisförmige Querschnitte stammt, wird in (11) allgemeiner durch einen Faktor f_{Nutung} ersetzt. Dieser Faktor wird für verschiedene Nutvarianten aus Versuchsergebnissen bestimmt. Die Variable x in (10) wird durch die gesamte Nutlänge l_{Nut} ersetzt. Als Durchmesser d wird der hydraulische Durchmesser entsprechend (12) [24] eingesetzt.

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \bar{u}^2 \cdot \frac{2,475 \cdot 10^3 \cdot z_D^{-1,5} + f_{\text{Nutung}} \cdot z_D + 1,25}{1 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot z_D^{-2}} \quad (11)$$

$$d_{\text{hydr}} = \frac{4 \cdot A_{\text{Nutquerschnitt}}}{U_{\text{Nut}}} \quad (12)$$

Die Ermittlung des Faktors f_{Nutung} erfolgt durch Abgleich von Messung und der nach Gleichung (11) berechneten Druckdifferenz Δp , so dass die aus Messungen bekannten Zusammenhänge für Druck und Volumenstrom erfüllt sind.

Mit bekanntem Faktor f_{Nutung} und den bekannten Geometriedaten der Nutung kann direkt eine Berechnung des möglichen Volumenstroms \dot{V}_{Soll} bei geschlossenem Paket erfolgen. Die Berechnung der Druckdifferenz bei gegebenem Volumenstrom kann dazu direkt mit (11) erfolgen. Die Lösung nach dem Volumenstrom bei gegebener Druckdifferenz erfolgt numerisch, indem iterativ der Volumenstrom \dot{V} ermittelt wird, der für diese Druckdifferenz erforderlich ist. Eine direkte Lösung ist nicht möglich, da \dot{V} in der Geschwindigkeit \bar{u} enthalten ist und über diese und die Reynoldszahl auch in den Faktor z_D einfließt.

Beim Vorliegen kombinierter Nutbilder (z.B. multisegmentierte Nutung mit Waffelüberprägung) kann eine näherungsweise Umrechnung von Messwerten (Volumenstrom \dot{V}_{Mess}) auf andere Betriebsbedingungen (Volumenstrom \dot{V}_{Soll}) mit dem Faktor f_{Nutung} des Grundnutbildes erfolgen. Voraussetzung ist, dass der Hauptanteil des Schluckvermögens auf die Nuten mit großem Querschnitt entfällt. Die Vorgehensweise wird im Folgenden stichpunktartig beschrieben.

- Berechnung des Ersatzvolumenstroms \dot{V}'_{Soll} bei Soll-Bedingungen mit (11) und Faktor $f_{Nutzung}$.
- Berechnung des Ersatzvolumenstroms \dot{V}'_{Mess} bei Mess-Bedingungen mit (11). Dabei erfolgt die Berechnung so, dass mit gegebenem Faktor $f_{Nutzung}$ der Ersatzvolumenstrom \dot{V}'_{Mess} berechnet wird, mit dem die gemessene Druckdifferenz erreicht wird.
- Berechnung des Volumenstroms \dot{V}_{Soll} bei Soll-Bedingungen mit (13). Durch Multiplikation des gemessenen Volumenstroms mit dem Verhältnis der beiden berechneten Gr o en.

$$\dot{V}_{Soll} = \frac{\dot{V}'_{Soll}}{\dot{V}'_{Mess}} \cdot \dot{V}_{Mess} \quad (13)$$

mit

$$\dot{V} = \bar{u} \cdot A_{Nutquerschnitt} \quad (14)$$

Steht der Faktor $f_{Nutzung}$ des Grundnutbildes nicht zur Verf ugung, so kann näherungsweise auch ein Faktor $f_{Nutzung,kombiniert}$ für das kombinierte Nutbild aus Messungen ermittelt und mit diesem die Berechnung durchgeführt werden.

Für die in dieser Arbeit untersuchten Nutvarianten mit großen Querschnitten sind die Faktoren $f_{Nutzung}$ und die ermittelten Schluckvolumina bei Referenzbedingungen in Tabelle 9 aufgeführt.

Variante	Faktor $f_{Nutzung}$	Schluckvermögen bei Referenzbedingungen [mm ³ /mm ² s]
BGI-BO1-rad(ms)	56	33
BGI-BO1-sl(ms)	66	39
BGI-BO1-gp(ms)/wf *	(85)	(41)
BGI-BO1-rad(ms)/wf *	56 (48)	38 (34)
BGI-BO1-sl(ms)/wf *	66 (64)	41 (39)
BGI-BS1-rad/sp *	(71)	(13)

Tabelle 9: Faktor $f_{Nutzung}$ und berechnetes Schluckvermögen bei Referenzbedingungen für die untersuchten Varianten mit großen Nutquerschnitten; bei kombinierten Grundbildern sind in Klammern die aus den Messwerten dieser Varianten ermittelten Ersatzfaktoren, sowie das daraus berechnete Schluckvermögen bei Referenzbedingungen angegeben

*Näherung, da kombiniertes Nutbild

4.5.3 Berechnung im Vergleich zur Messung

Die Versuchsergebnisse wurden mit dem oben beschriebenen Verfahren in KUPSIM oder bei Varianten mit großen Nutquerschnitten mit dem in Kapitel 4.5.2 beschriebenen Verfahren nachgerechnet bzw. auf andere Bedingungen umgerechnet. Es zeigt sich, dass bei konventionellen Nutbildern mit dem Verfahren in KUPSIM Werte bei verschiedenen Betriebsbedingungen mit guter Genauigkeit aus dem Referenzschluckvermögen berechnet werden können. Da das Rechenverfahren nach Pfleger [23] auf ähnlichen Annahmen basiert lässt sich hiermit bei bekanntem Faktor f_{Nut} für solche Nuten das Schluckvermögen ebenfalls recht genau berechnen. Für exakte Aussagen sollte der Faktor f_{Nut} allerdings experimentell abgesichert sein.

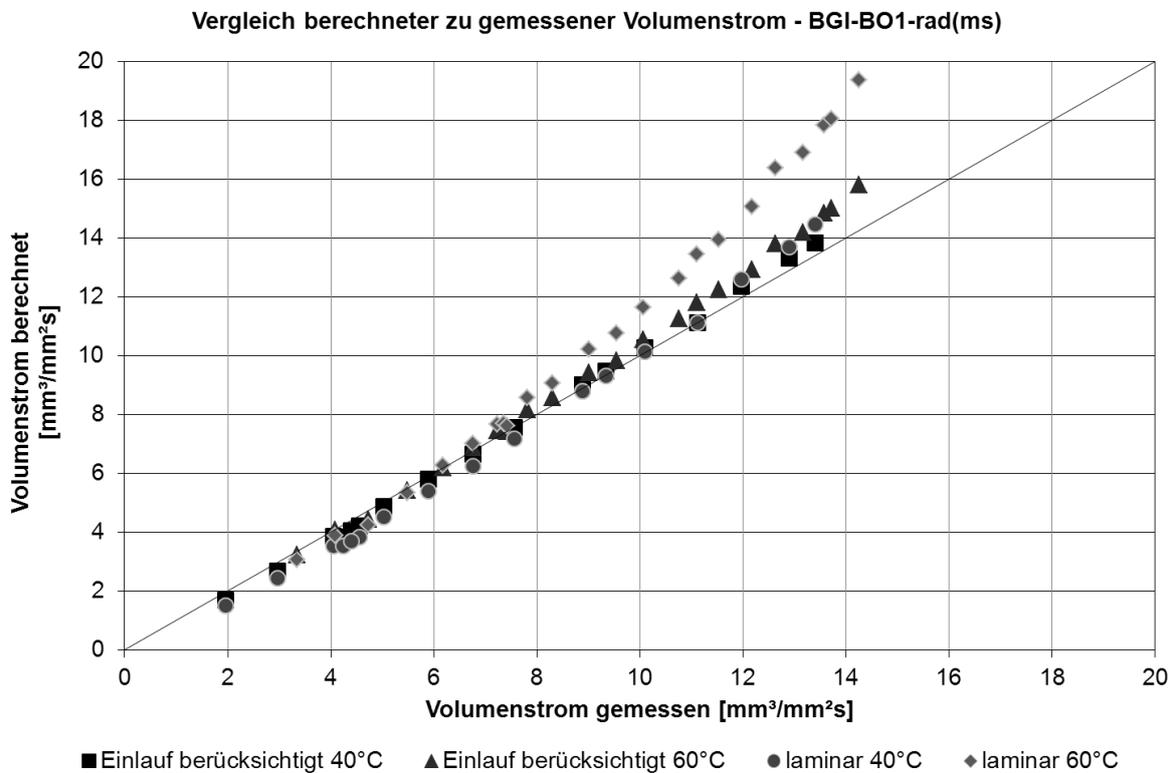


Bild 18: Vergleich berechneter zu gemessener Volumenstrom bei zwei Öltemperaturen (Viskositäten). Berechnung einmal rein laminar für ausgebildete Strömung (nach [23]) und mit Berücksichtigung der Einlaufstrecke nach Kapitel 4.5.2 (BGI-BO1-rad(ms))

Bei Nutbildern mit großen Nutquerschnitten ergeben sich mit diesen beiden Verfahren größere Abweichungen zwischen gemessenen und berechneten Werten. Hier liefert das in Kapitel 4.5.2 vorgestellte Verfahren bessere Ergebnisse. In Bild 18 ist der Vergleich von berechneten Werten über den gemessenen Werten aufgetragen. Mit dem Rechenverfahren bei dem auch der Einlauf berücksichtigt wird, lässt sich im gesamten betrachteten Bereich eine gute Annäherung an die Messwerte erzielen. Bei größeren Volumenströmen werden etwas höhere Werte berechnet als gemessen. Werden die gleichen Punkte mit dem Verfahren nach Pfleger berechnet, das von vollausgebildeter laminarer Strömung ausgeht, so kommt es im Bereich größerer

Volumenströme bei kleiner Ölviskosität (höhere Öltemperatur 60°C im Bild) zu deutlichen Abweichungen (im betrachteten Beispiel bis zu 35%).

Das Rechenverfahren mit Berücksichtigung der Einlauflänge liefert auch für geeignete konventionelle Nutbilder gute Ergebnisse. Für die Variante BGI-BO1-gp wurde ein Schluckvermögen von 5,8 mm³/mm²s bei Referenzbedingungen errechnet (aus Messungen umgerechnet: 5,9 mm³/mm²s).

5 Untersuchungen zum Temperaturverhalten

In systematischen Prüfstandsuntersuchungen wurden verschiedene Einflüsse auf das Temperaturverhalten der vorliegenden Varianten ermittelt. Die Untersuchungen mit der Baugröße BGI erfolgten zum größten Teil im Kupplungsbetrieb. Untersuchungen mit der Baugröße BGII wurden nur im Kupplungsbetrieb und Untersuchungen mit Lamellen der Baugröße BGIII nur im Bremsbetrieb durchgeführt.

Die Temperaturmessungen wurden jeweils in einer der inneren Stahllamellen (Außenlamellen) eines Pakets auf Höhe des mittleren Reibradius durchgeführt. Bei den gezeigten Temperaturen handelt es sich also nicht um die Temperaturen an den Reibflächen, sondern um lokale Temperaturen in der Stahllamelle. In axialer Richtung ergibt sich, wie Simulationsrechnungen zeigen, jedoch ein geringeres Temperaturgefälle als in radialer Richtung. Zum Einsatz kamen im Kupplungsbetrieb vorrangig zwei NiCr-Ni-Mantelthermoelemente in etwa gegenüberliegender Position. Um auch schnelle Temperaturänderungen erfassen zu können und die durch die Bohrungen eingebrachte Störung möglichst gering zu halten, wurden Thermoelemente mit einem Durchmesser von 0,25 mm eingesetzt. Die ausgewerteten Temperaturmessungen wurden alle mit planen Stahllamellen durchgeführt. Vorversuche mit gewellten Stahllamellen bzw. einer gewellten Messlamelle hatten zu größeren Temperaturdifferenzen zwischen den beiden Messstellen gezeigt. Die Auswertung der Versuche hinsichtlich Wärmeübergang sollte durch Nachrechnung mit KUPSIM erfolgen. In KUPSIM wird als Randbedingung thermische Symmetrie in Umfangsrichtung vorausgesetzt. Diese Bedingung war bei den Versuchen mit den gewellten Stahllamellen nicht erfüllt, weswegen die weiteren Untersuchungen mit planen Stahllamellen durchgeführt wurden. Bei den ausgewerteten Messungen mit planen Stahllamellen zeigten sich bei korrekt montierten und funktionierenden Thermoelementen nur geringe Abweichungen zwischen den Messstellen.

5.1 Beharrungszustand

Als Beharrungszustand wird der Zustand thermischen Gleichgewichts bezeichnet, der sich bei einer Folge sich wiederholender Schaltungen einstellt. Liegt der Beharrungszustand vor, so ändern sich die Starttemperaturen der Schaltungen bei einer Wiederholung der Schaltfolge nicht mehr. Ergebnisse aus vorherigen Sequenzen werden reproduziert. Im Rahmen der Untersuchungen wurden nur Schaltfolgen mit gleichartigen Schaltungen (keine Kollektivabfolge) durchgeführt. Es wurden Schaltfolgen von in der Regel fünf bis zehn gleichartigen Schaltungen (Energieeintrag, Zykluszeiten) durchgeführt. Eine nennenswerte Veränderung der Starttemperatur war bei den untersuchten Varianten und Betriebsbedingungen in der Regel bereits nach wenigen Schaltungen (in der Regel drei bis fünf) nicht mehr feststellbar. Dieses Ergebnis zeigte sich sowohl bei Schaltfolgen mit kürzerer Zykluszeit (ca. 23 s), als auch mit langer Zykluszeit (ca. 43 s). Die Länge der einzelnen Abschnitte

der Kühlphase (geschlossene, offene Kupplung) zeigte ebenfalls keine signifikante Auswirkung auf das Erreichen des Beharrungszustandes.

In Bild 19 ist eine Folge von 5 vergleichbaren Schaltungen dargestellt. Ab der dritten Schaltung ergeben sich keine relevanten Änderungen mehr zu den Folgeschaltungen. Die Differenz $\Delta\vartheta_{\text{Start}}$ zwischen Starttemperatur der ersten Schaltung zum Beharrungszustand beträgt in diesem Beispiel ca. 11 K. Bei den gemessenen Spitzentemperaturen stellt sich eine ähnliche Differenz $\Delta\vartheta_{\text{Spitze}}$ von etwa 8 K ein. Geringe Unterschiede zwischen den Temperaturdifferenzen $\Delta\vartheta_{\text{Start}}$ und $\Delta\vartheta_{\text{Spitze}}$ zeigten sich auch bei anderen Schaltungsfolgen. Jedoch blieben hier die Unterschiede absolut betrachtet eher gering.

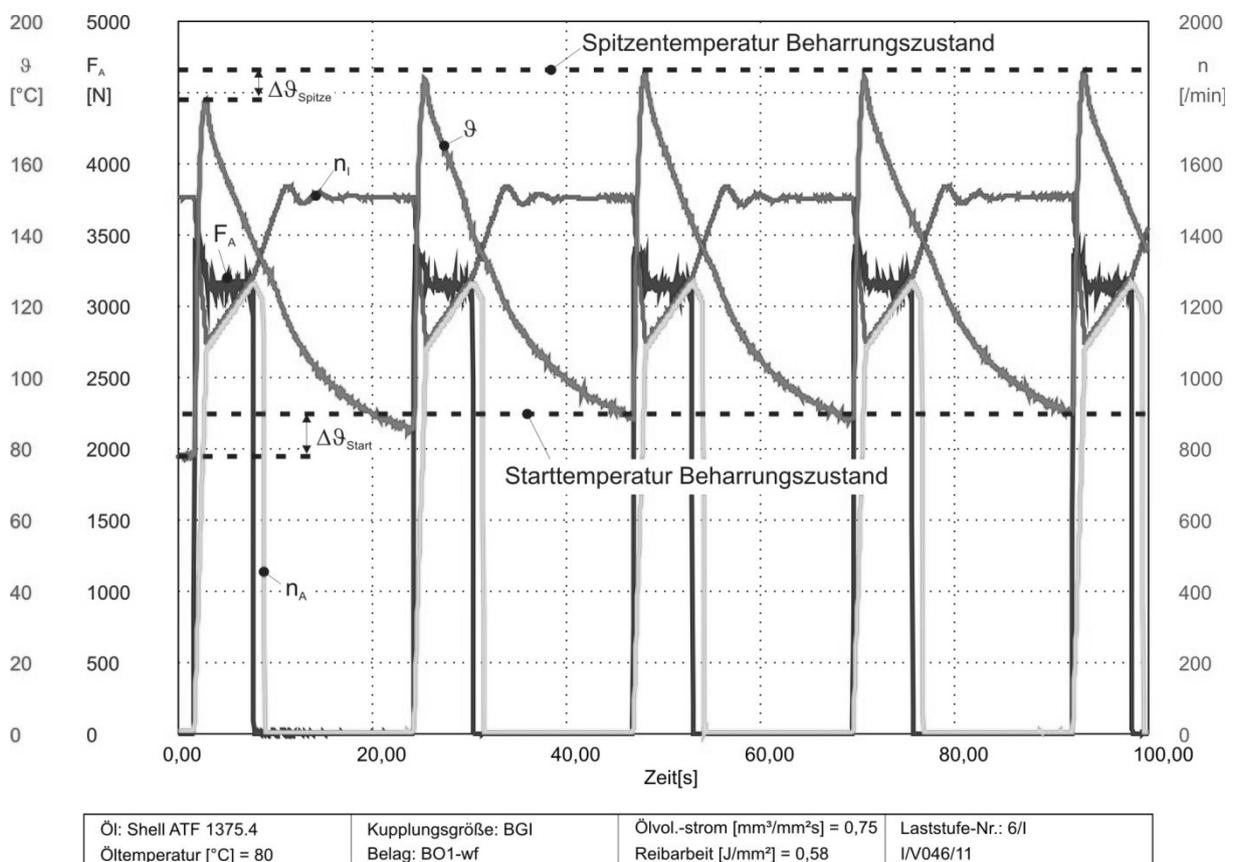


Bild 19: Schaltungsfolge mit eingezeichneten Temperaturen im Beharrungszustand (BGI-BO1-wf)

5.2 Baugröße

Die Nut-Variante BO1-gp mit organischem Reibbelag und Gruppenparallelnutzung lag in allen drei Baugrößen vor. Die Versuchsergebnisse dieser drei Varianten sind allerdings nicht direkt vergleichbar. Baugrößenspezifisch unterscheiden sich die Varianten bei Anzahl der Nuten, sowie Flächen und Volumina. Die Versuche wurden mit ähnlichen Bedingungen hinsichtlich spezifischer Reibarbeit und Volumenstrom durchgeführt. Dabei sind die Nutbilder nicht in gleichem Maße skaliert wie die Reibfläche. Deshalb stehen bei den Varianten in unterschiedlicher Baugröße Anzahl der Nuten sowie Nutflächenanteil und Nutvolumen jeweils nicht in gleichem Verhältnis zueinander. Gleiches gilt auch für das Verhältnis der Volumina der Stahllamellen zu den jeweiligen Reibflächen. Die Stahllamellen der Baugröße BGII weisen gegenüber Baugröße BGI beispielsweise ein um ca. 40% größeres Volumen bezogen auf die Bruttoreibfläche auf. Aus diesem Grund stellen sich bei vergleichbaren spezifischen Werten (Reibarbeit und Kühlölvolumenstrom jeweils auf die Bruttoreibfläche bezogen) unterschiedliche thermische Verhältnisse ein. Die drei Varianten weisen abweichende Referenzschluckvolumina auf. Aufgrund der Geometrie (Durchmesser) stellen sich im Betrieb bei vergleichbaren Drehzahlen zudem unterschiedliche Kühlbedingungen ein (dynamischer Druck). Baugröße BGIII konnte nur im Bremsbetrieb untersucht werden, hier spielen zusätzlich die Besonderheiten dieser Betriebsart bei der Kühlung mit geschlossener Kupplung eine Rolle (vgl. Kapitel 5.4).

In Tabelle 10 sind exemplarisch die erreichten Spitzentemperaturen bei vergleichbarer spez. Reibarbeit bzw. vergleichbarer Drehzahl für je eine Laststufe aufgeführt. Die Schaltung mit der Variante in Baugröße BGII weist eine etwas geringere spezifische Reibarbeit auf als die anderen Varianten. Entsprechend ist hier auch der Temperaturhub niedriger. Die beiden anderen Varianten weisen ähnliche Werte für die Reibarbeit auf. Die Temperaturen wurden jeweils an vergleichbarer Position innerhalb der Lamellen gemessen.

Baugröße	Versuch	Spez. Reibarbeit	Spez. Volumenstrom	Differenz- Drehzahl	Temperaturhub
		[J/mm ²]	[mm ³ /mm ² s]	[1/min]	[K]
BGI	I/V081/17	0,83	0,75	1600	126
BGII	I/V161/73	0,70	0,75	2000	86
BGIII	I/V172/25	0,80	0,75	2000	103

Tabelle 10: Vergleich Schaltungen aus drei Baugrößen (BO1-gp)

5.3 Untersuchungen im Kupplungsbetrieb

Die im Folgenden angesprochenen Punkte wurden mit der Baugröße BGI im Kupplungsbetrieb am Prüfstand LK-3 untersucht. In Bild 20 ist als Beispiel eine Schaltung dargestellt, wie sie den in den folgenden Bildern gezeigten gemessenen Temperaturkurven zugrunde liegt. Vor der Schaltung stehen die Außenlamellen still und werden in der Reibphase beschleunigt. Die Innenlamellen werden dabei etwas abgebremst. Nach der Schaltung wird die geschlossene Kupplung auf Ausgangsdrehzahl gebracht. Nach Ende der geschlossenen Kühlphase öffnet die Kupplung wieder und kurz darauf werden die Außenlamellen wieder auf Stillstand abgebremst. Nach Ende der Gesamtzykluszeit erfolgt die nächste Schaltung. Die Dauer der geschlossenen Kühlphase wurde variiert, so dass es Schaltungen mit langer und kurzer geschlossener Kühlphase gibt. In den folgenden Bildern ist zusätzlich zu den Temperaturkurven auch der jeweilige Drehzahlverlauf hinterlegt.

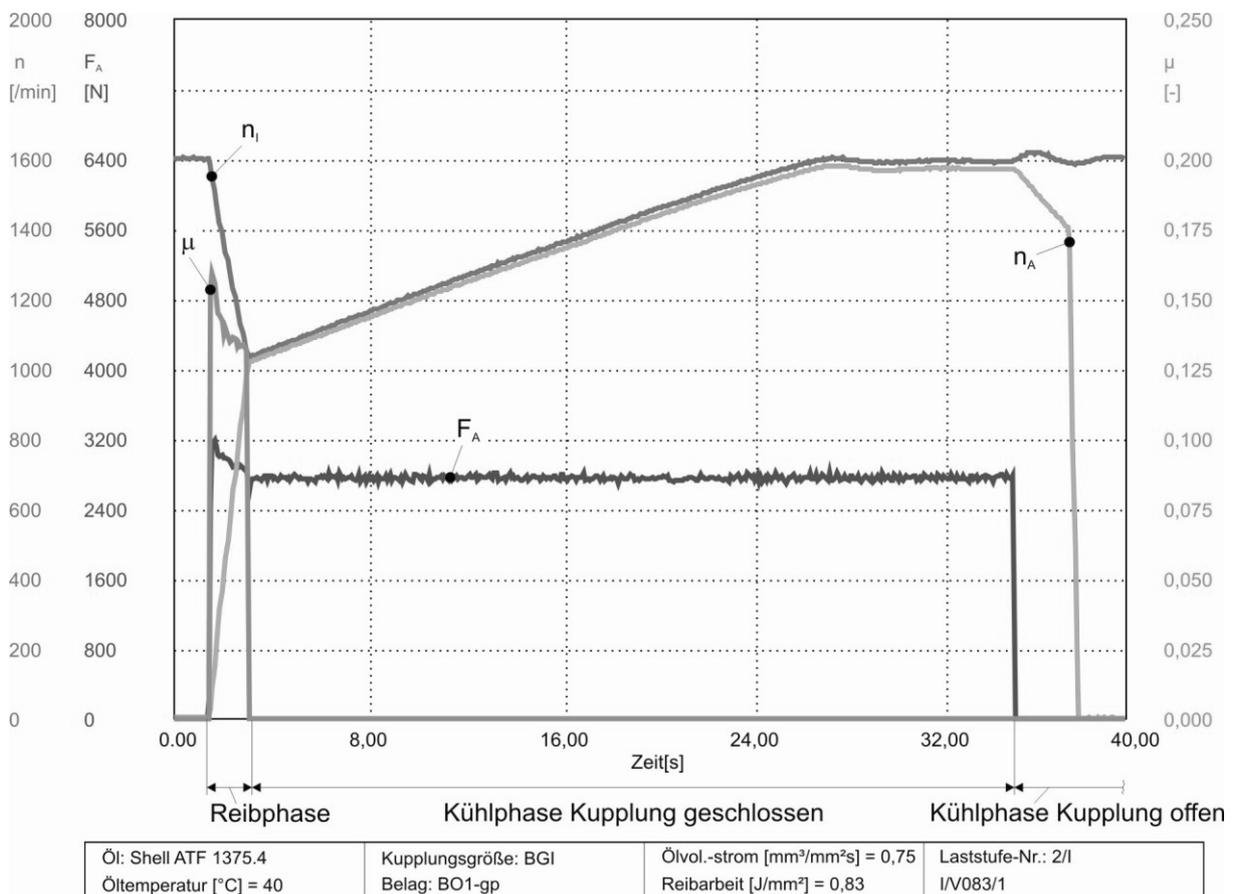


Bild 20: Schaltungsablauf (BGI-BO1-gp; LK-3; Laststufe 2/I)

5.3.1 Einfluss der Belagnutzung

In Baugröße BGI mit organischem Belag standen unterschiedliche Nutvarianten zur Verfügung. Ein direkter Vergleich über alle Varianten ist allerdings nicht möglich, da die Versuche mit zum Teil unterschiedlichen Versuchsbedingungen und Reibflä-

chenanzahlen gefahren wurden. In den folgenden Bildern sind jeweils vergleichbare Schaltungen zusammengestellt. Unterschiede sind vor allem im Abkühlverhalten der verschiedenen Varianten erkennbar. Bei den Spitzentemperaturen fallen die Unterschiede etwas geringer aus. Die zum Teil geringen Unterschiede in der Spitzentemperatur liegen teilweise schon im Bereich der Streuung der Versuchsergebnisse (vgl. Kapitel 8).

In Bild 21 sind die Abkühlverläufe von drei Varianten der Baugröße BGI mit organischem Reibbelag BO1 dargestellt. Die beiden Varianten mit geprägten Nutungen gp und wf zeigen eine ähnliche Spitzentemperatur, während die Variante mit multisegmentierter Radialnutung (rad(ms)) und großem Schluckvermögen (s.o.) eine höhere Spitzentemperatur erreicht. Beim Abkühlverhalten zeigen sich deutliche Unterschiede. Die schnellste Abkühlung erreicht bei diesen Versuchsbedingungen die Waffelnutung, während vor allem die multisegmentierte Variante eine deutlich langsamere Abkühlung aufweist. Der zugeführte Volumenstrom ist dabei gering im Vergleich zum Schluckvermögen dieser Nutvariante.

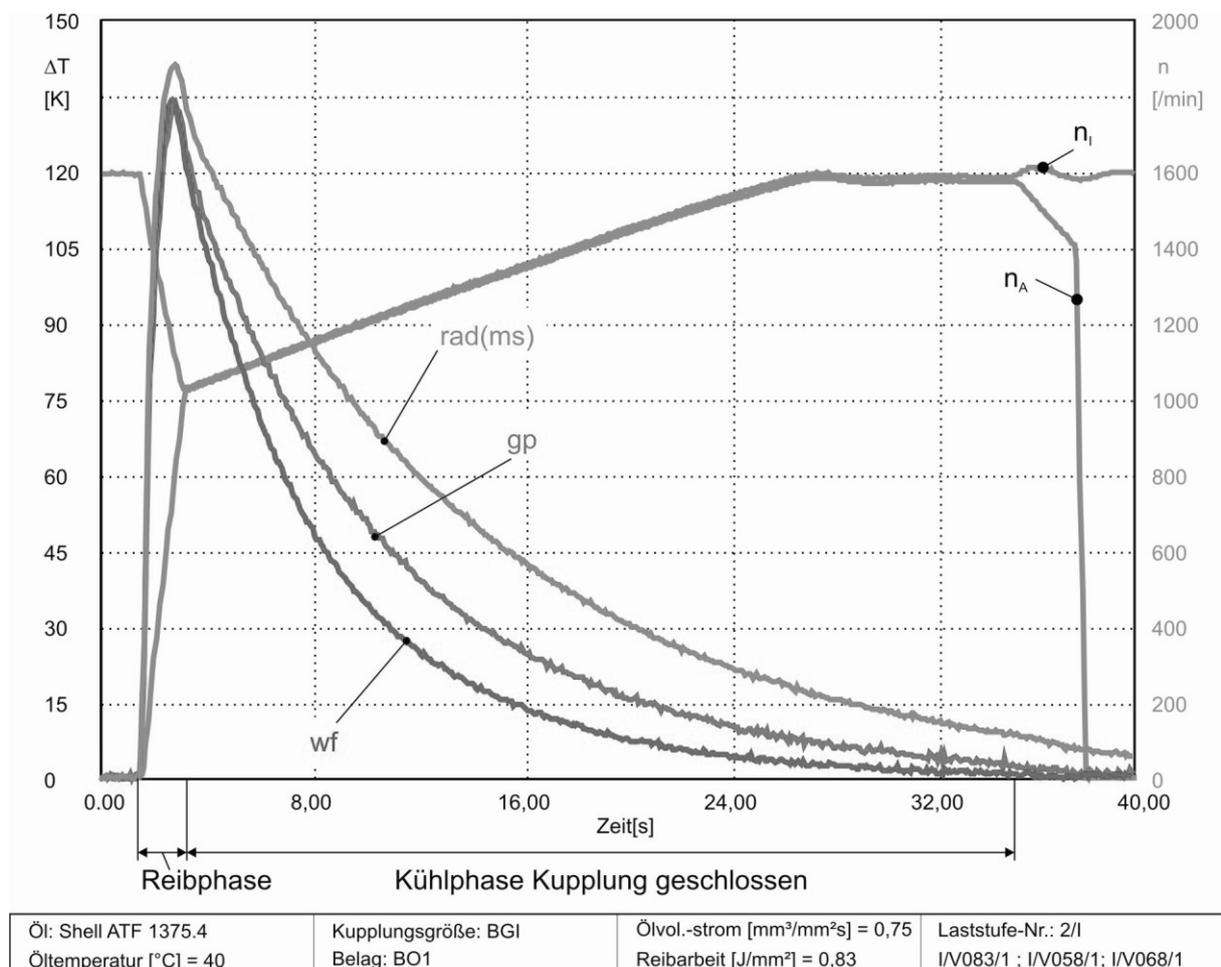


Bild 21: Temperaturhub und Abkühlung aus gemessenen Temperaturkurven; Varianten gp, wf und rad(ms) (BGI-BO1)

In Bild 22 ist ein Vergleich weiterer Nutvarianten mit dem organischen Reibbelag BO1 zusammengestellt. Die multisegmentierten Varianten erreichen bei diesen Versuchsbedingungen ähnliche Spitzentemperaturen. Die waffelüberprägten Varianten zeigen bei diesem Vergleich ein günstigeres Abkühlverhalten, als die nur mit Multisegmentnutzung ausgeführte Variante sl(ms). Dieses Verhalten bestätigt auch der in Bild 26 dargestellte Vergleich von Temperaturkurven für die Varianten mit Schaufelnutung mit und ohne Waffelüberprägung. Eine zusätzliche überprägte Waffelnutung führte bei den Versuchen mit den Nutvarianten mit großen Nutquerschnitten zu einem günstigeren Abkühlverhalten. Die eingestellten Kühlölvolumenströme sind für diese Varianten eher klein. Im Vergleich zu den Varianten mit Nutungen mit geringerem Schluckvermögen werden bei gleichen Versuchsbedingungen tendenziell etwas höhere Spitzentemperaturen erreicht.

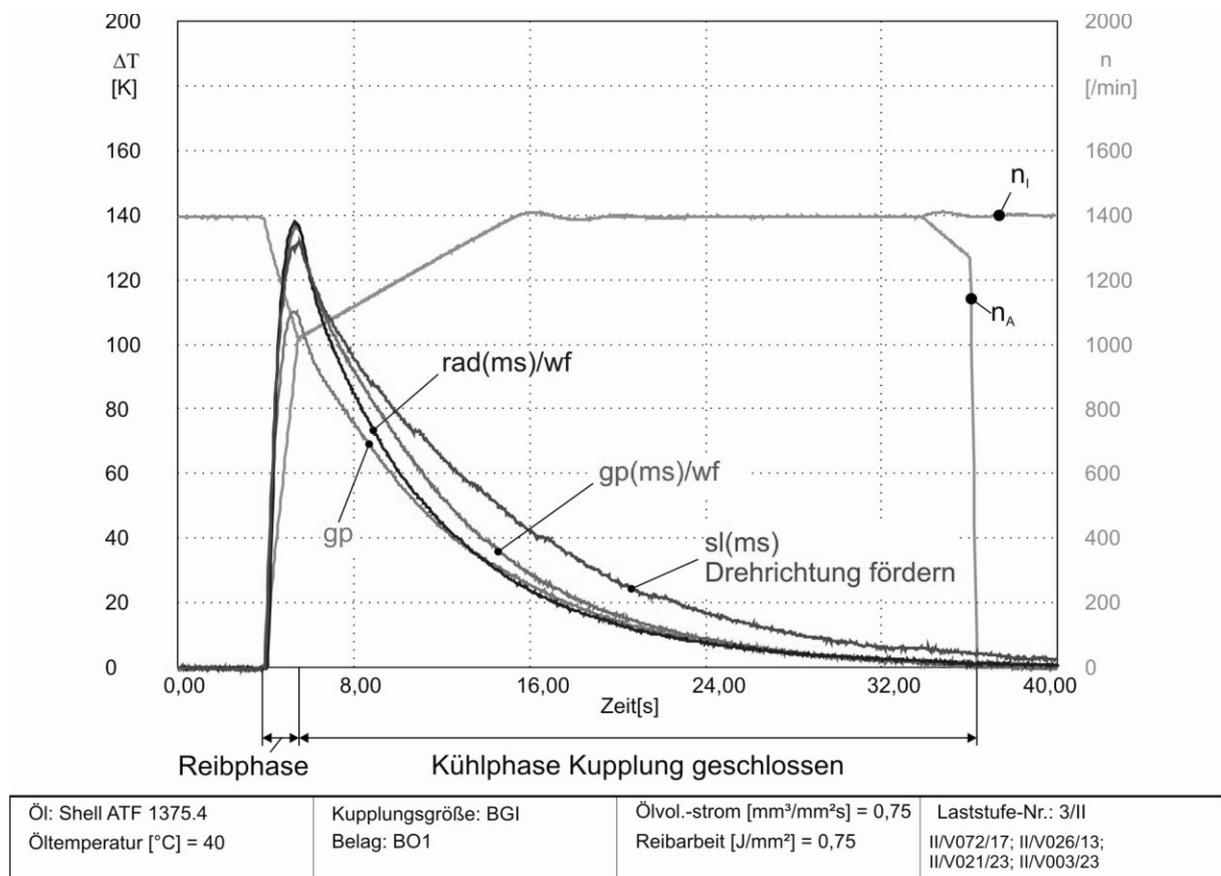


Bild 22: Temperaturhub und Abkühlung aus gemessenen Temperaturkurven; Varianten gp(ms)/wf, rad(ms)/wf und sl(ms) (Drehrichtung fördern); zum Vergleich ist die Messung der Variante gp bei gleichen Bedingungen eingetragen (BGI-BO1)

Temperaturkurven aus den Versuchen mit dem sintermetallischen Reibbelag BS1 sind in Bild 23 zusammengestellt. Diese Varianten wiesen ähnliche Spitzentemperaturen auf. Beim Abkühlverhalten liegt die Variante rad/sp mit kombinierter Radial-Spiralnutung etwas schlechter als die übrigen Varianten. Der leichte Temperaturanstieg bei offener Kupplung bei der Variante nur mit Spiralnutung erklärt sich mit den bei dieser Variante auftretenden Schleppmomenten. Diese waren bei

dieser Nutvariante in beiden Baugrößen (BGI und BGIII) messbar, während bei den anderen Nutvarianten Schleppmomente im Bereich der gefahrenen Versuchsbedingungen für die Temperaturmessungen keine Rolle spielten. Die Messungen bei offener Kupplung zeigen für alle Varianten mit Ausnahme der Spiralnutung ähnliches Abkühlverhalten. Geringe Unterschiede könnten auf variierenden Energieeintrag aufgrund von Schleppverlusten zurückzuführen sein. Dieser Aspekt wurde jedoch nicht gesondert betrachtet.

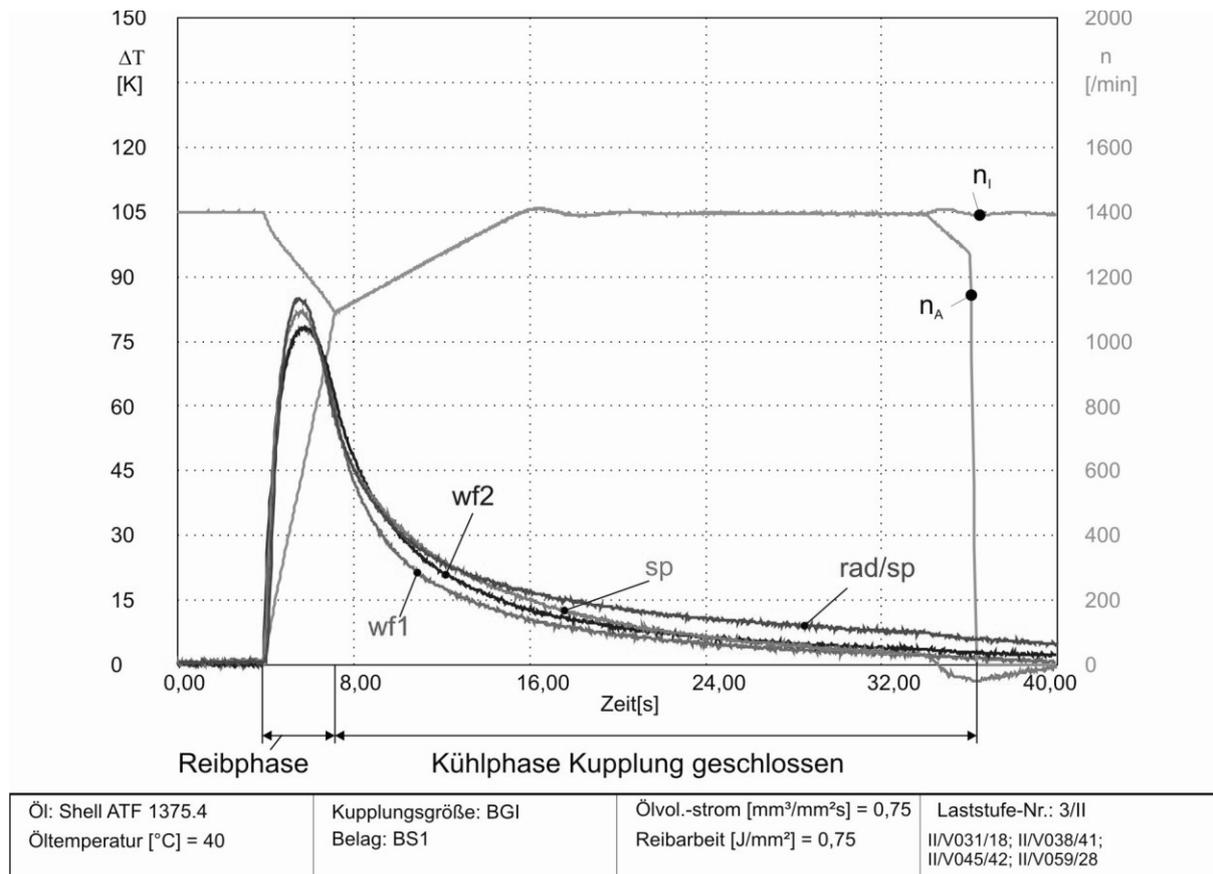


Bild 23: Temperaturhub und Abkühlung aus gemessenen Temperaturkurven; Varianten wf1, wf2, sp und rad/sp (BGI-BS1)

5.3.2 Einfluss des Belagmaterials

Das Material des Reibbelags übt einen signifikanten Einfluss auf das Temperaturniveau in der Lamellenkupplung aus. Der Unterschied zeigt sich vor allem im Vergleich verschiedener Materialgruppen (organischer Reibbelag – metallischer Reibbelag), weniger im Vergleich von Materialien einer Stoffgruppe (BO1 zu BO2). Organische Reibbeläge wirken als thermischer Isolator. Der größte Teil der Reibenergie wird somit während der Schaltung von der Stahllamelle aufgenommen. Danach erfolgt ein langsamer Temperatenausgleich über den Reibbelag bei gleichzeitiger Wärmeabgabe an das Kühlöl und die Umgebung. Bei metallischen Reibbelägen ergibt sich bereits während der Reibphase ein relativ ausgeglichenes Temperaturfeld. In Bild 24

ist dieser Sachverhalt dargestellt. Es wurden zwei Temperaturprofile gegen Ende der Reibphase mittels thermischer Simulation in KUPSIM erstellt. Dargestellt ist jeweils eine halbe Stahllamelle, ein Reibbelag und eine Hälfte des Belagträgers. Die Eingabegrößen wurden so gewählt, dass mit der Simulation in etwa die Bedingungen nachgebildet werden, die den in Bild 22 und Bild 23 gezeigten Messungen zugrunde gelegen hatten. Es zeigt sich entsprechend den gemessenen Temperaturkurven ein deutlich niedrigeres Temperaturniveau in der Stahllamelle beim metallischen Reibbelag. Gleichzeitig liegt hier auch eine sehr ausgeglichene Temperaturverteilung vor.

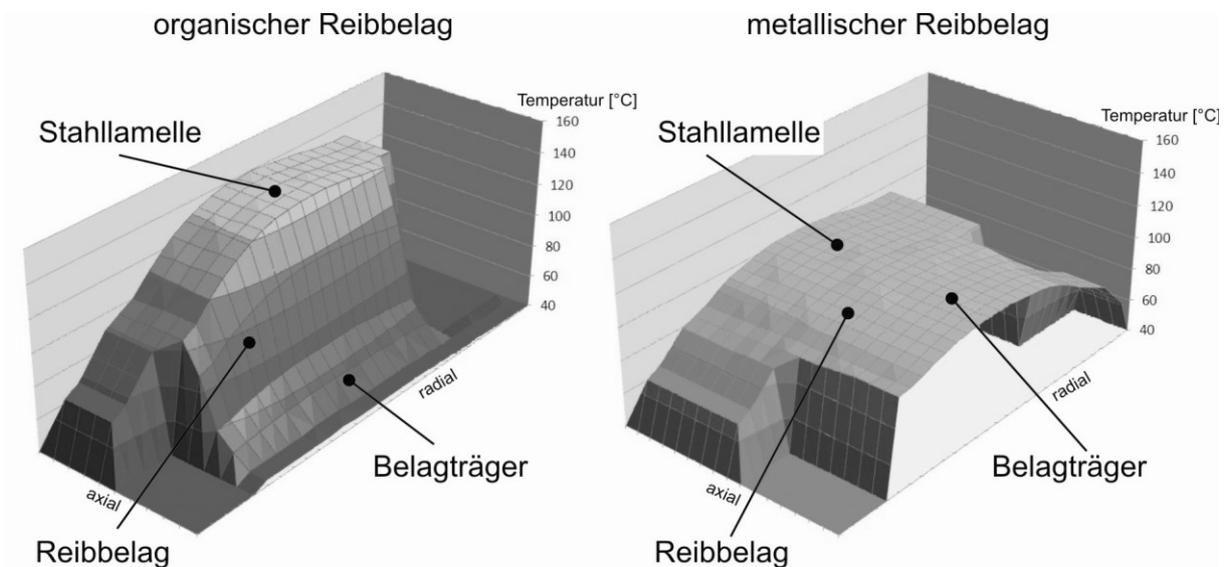


Bild 24: Temperaturprofil Lamellenkupplung mit organischem Reibbelag (links) und metallischem Reibbelag (rechts) gegen Ende der Reibphase; Simulationsergebnis; Bedingungen ähnlich denen bei den in Bild 22 und Bild 23 gezeigten Temperaturkurven

Bei den Versuchen mit Sinterreibbelag zeigte sich zu Beginn der Kühlphase mit geschlossener Kupplung eine sehr schnelle Abkühlung. Diese ist schneller als bei den Versuchen mit organischem Reibbelag. Die Differenz ist nicht nur auf eine bessere Wärmeabgabe an das Kühlöl zurückzuführen. Bei den Versuchen mit organischem Reibbelag besteht nach der Reibphase eine höhere Temperaturdifferenz zwischen Stahllamelle und Kühlöl als bei vergleichbaren Schaltungen mit Sinterreibbelag. Die Temperaturdifferenz geht entsprechend Gleichungen (15) bis (17) neben der Wärmeübergangszahl in die Berechnung der Kühlleistung ein. Es ist deshalb davon auszugehen, dass die schnelle Abkühlung bei den sintermetallischen Reibbelägen auf Effekte zurückzuführen ist, die aufgrund der Modellierung vom Rechenverfahren nach Hämmerl [7] nicht erfasst werden. Gemeinsam mit Hensel, der in eigenen Versuchen vergleichbares Verhalten feststellte, wurden Wärmeleitfekte in axialer Richtung aus dem Paket heraus als Ursache identifiziert. Bei den in den Versuchen mit Baugröße BGI eingesetzten Paketen mit geringer Reibflächen-

zahl (4 Reibflächen) und der guten Wärmeleitfähigkeit des Reibbelags spielt dieser Effekt eine größere Rolle als bei den organischen Varianten. Bei Versuchen mit organischem Reibbelag wirkt der jeweils äußere Reibbelag als thermischer Isolator zum Prüfstand hin. Deshalb kann hier ein derartiger Effekt nicht beobachtet werden.

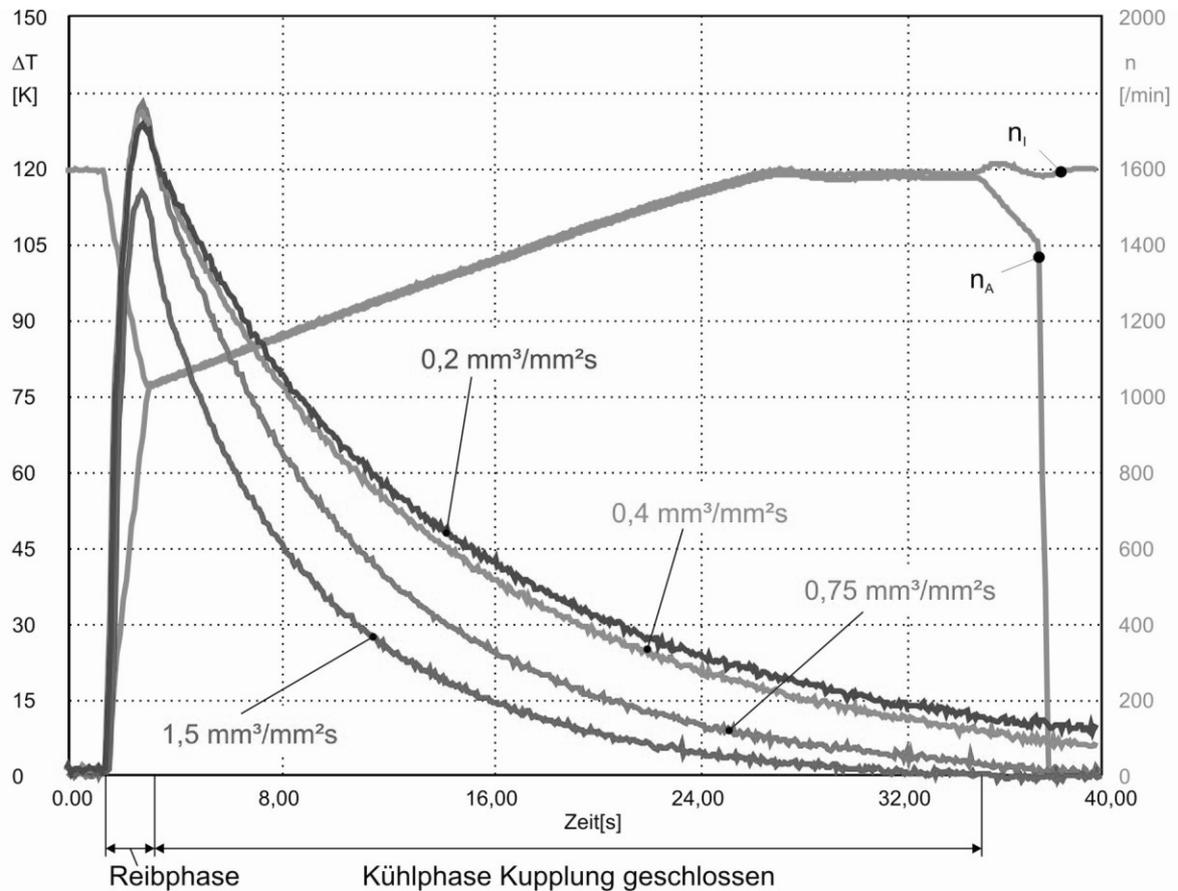
$$\vartheta_{\text{öl,ab}} = \vartheta_{\text{sl}} - (\vartheta_{\text{sl}} - \vartheta_{\text{öl,zu}}) \cdot e^{f1} \quad (15)$$

$$f1 = -\frac{\alpha \cdot A_{\text{ölbenezt}}}{\dot{V}_{\text{öl}} \cdot \rho_{\text{öl}} \cdot c_{\text{öl}}} \quad (16)$$

$$P_K = \dot{V}_{\text{öl}} \cdot c_{\text{öl}} \cdot \rho_{\text{öl}} \cdot (\vartheta_{\text{öl,ab}} - \vartheta_{\text{öl,zu}}) \quad (17)$$

5.3.3 Einfluss des zugeführten Ölvolumentstroms

Der zugeführte Volumenstrom beeinflusst die Kühlleistung. Begrenzt wird der Einfluss durch das Schluckvermögen des Nutbildes. Wird mehr Öl zugeführt als bei den aktuellen Betriebsbedingungen gefördert werden kann, so kommt es zum Aufstauen des Öls und einer dadurch verursachten Druckerhöhung (Durchmesser $d_{\text{öl,i}}$ in (6)). Diese führt wiederum zu einer Steigerung des möglichen Volumenstroms. Steigt der Ölstand soweit an, dass es zu einem Abströmen des Öls an der Kupplung vorbei kommt, führt eine Steigerung des Volumenstroms zu keiner Verbesserung der Kühlbedingungen mehr. Deshalb sollte der zugeführte Kühlölvolumentstrom möglichst dem Schluckvermögen bei Betriebsbedingungen entsprechen.



Öl: Shell ATF 1375.4	Kupplungsgröße: BGI	Ölvol.-strom [$\text{mm}^3/\text{mm}^2\text{s}$] = var.	Laststufe-Nr.: 2/1
Öltemperatur [$^{\circ}\text{C}$] = 40	Belag: BO1-gp	Reibarbeit [J/mm^2] = 0,83	I/V083/ 1 / 6 / 11 / 16

Bild 25: Temperaturhub und Abkühlung aus gemessenen Temperaturkurven für verschiedene Kühlölvolumenströme (BGI-BO1-gp)

In Bild 25 ist der Vergleich des Temperaturverlaufs bei bis auf den zugeführten Volumenstrom vergleichbaren Bedingungen für die Variante BGI-BO1-gp dargestellt. In der Spitzentemperatur zeigt sich bis auf die Temperaturmessung beim Volumenstrom von $1,5 \text{ mm}^3/\text{mm}^2\text{s}$ kein großer Unterschied. Die niedrigere Spitzentemperatur bei Volumenstrom $1,5 \text{ mm}^3/\text{mm}^2\text{s}$ bestätigte sich für diese Variante für alle in dieser Reihe durchgeführten Versuche. Die Schaltungen mit geringeren Kühlölvolumenströmen zeigen durchgängig reproduzierbar ähnliche Spitzentemperaturen. Im Abkühlverhalten treten deutlichere Unterschiede auf. Mit steigendem Kühlölvolumenstrom ergibt sich ein schnelleres Abkühlverhalten. Eine „Sättigung“ wurde bei den Versuchen nicht erreicht.

Auch die anderen Varianten zeigen ähnliches Verhalten. In Bild 27 und Bild 28 sind weitere Ergebnisse für die Variante BGI-BO1-sl(ms) mit Schaufelnutung aufgeführt.

5.3.4 Einfluss der Drehrichtung

Dieser Einfluss wurde untersucht um Effekte von asymmetrischen Nutbildern beurteilen zu können. Die Untersuchungen wurden an den beiden Schaufelnutvarianten (BGI-BO1-sl-ms und BGI-BO1sl-ms/wf), sowie zum Vergleich an der Variante BGI-BO1-gp mit Gruppenparallelnutung durchgeführt. Bei der Gruppenparallelnutung zeigen sich keine Auswirkungen der Drehrichtung. Bei beiden Schaufelnutvarianten zeigt sich in Abhängigkeit von Drehrichtung und zugeführtem Ölvolumenstrom ein geringer Einfluss auf die erreichte Spitzentemperatur.

In Bild 26 sind Temperaturverläufe beider Schaufelnutvarianten bei unterschiedlichen Drehrichtungen aber ansonsten gleichen Betriebsbedingungen aufgetragen. Die Spitzentemperaturen unterscheiden sich abhängig von der Drehrichtung und weisen bei beiden Varianten die gleiche Tendenz auf. Bei geschlossener Kupplung ist kein drehrichtungsabhängiges Abkühlverhalten feststellbar. Dies korreliert gut mit den Ergebnissen aus den Untersuchungen zum Kühlöldurchfluss bei geschlossener Kupplung. Es zeigt sich allerdings ein Unterschied im Abkühlverhalten zwischen der Variante mit und der ohne Waffelüberprägung. Die Variante mit zusätzlicher Waffelnutung zeigt ein schnelleres Abkühlverhalten.

Bild 27 und Bild 28 zeigen für beide Schaufelnut-Varianten den über mehrere Schaltungen mit gleichen Bedingungen (Laststufe 3/II) gemittelten Temperaturhub für verschiedene Volumenströme. Mit Ausnahme der Messungen bei 40°C Öltemperatur und einem zugeführtem Volumenstrom von 5 mm³/mm²s ergeben sich niedrigere Spitzentemperaturen bei sperrender Drehrichtung. Beim größten spez. Volumenstrom von 5 mm³/mm²s verkehrt sich diese Tendenz bei 40°C Öltemperatur ins Gegenteil; ähnliche Spitzentemperaturen werden bei 80°C Öltemperatur erreicht. Dies spricht dafür, dass die Grenze des Fördervermögens bei sperrender Drehrichtung und diesen Betriebsbedingungen erreicht wird. Das tatsächlich bei den Betriebsbedingungen vorliegende Schluckvermögen spielt hier eine maßgebliche Rolle. Dieses hängt neben der Viskosität (Temperatureinfluss) vor allem von den Drehzahlen ab. Solange der zugeführte Volumenstrom unter dem maximal möglichen Wert liegt, bringt mehr zugeführtes Öl auch eine zusätzliche Kühlwirkung. Insgesamt sind diese Effekte bei der waffelüberprägten Variante (BGI-BO1-sl(ms)/wf) weniger stark ausgeprägt. Bei dieser Variante führt die Waffelnutung zu einer „Speicherung“ des Öls im Sinne eines langsameren Durchströmens im Vergleich zur Variante ohne zusätzliche Waffelnutung. Dies erklärt die Abschwächung des Drehrichtungseinflusses.

Anhand der Temperaturhübe ist erkennbar, dass der zugeführte Kühlölvolumenstrom bei diesen Nutvarianten einen deutlichen Einfluss auf die erreichte Spitzentemperatur ausübt. Zu erkennen ist hier zudem, dass bei einer höheren Öleinspritztemperatur

etwas geringere Temperaturhöhe erreicht werden. Dies zeigt sich in ähnlicher Form auch bei den anderen Varianten.

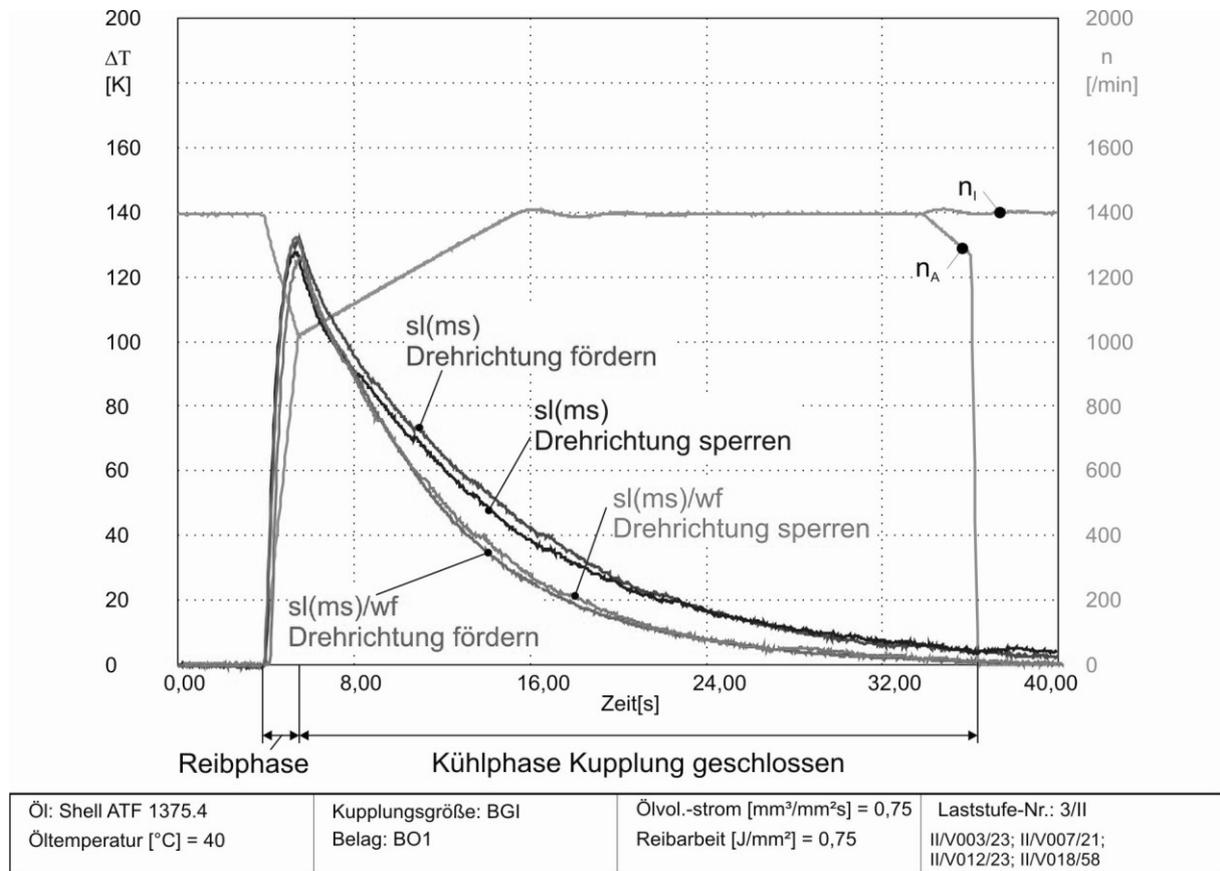


Bild 26: Einfluss der Drehrichtung auf das Temperaturverhalten beider Schaufelnutvarianten (BGI-BO1-sl(ms) und BGI-BO1-sl(ms)/wf)

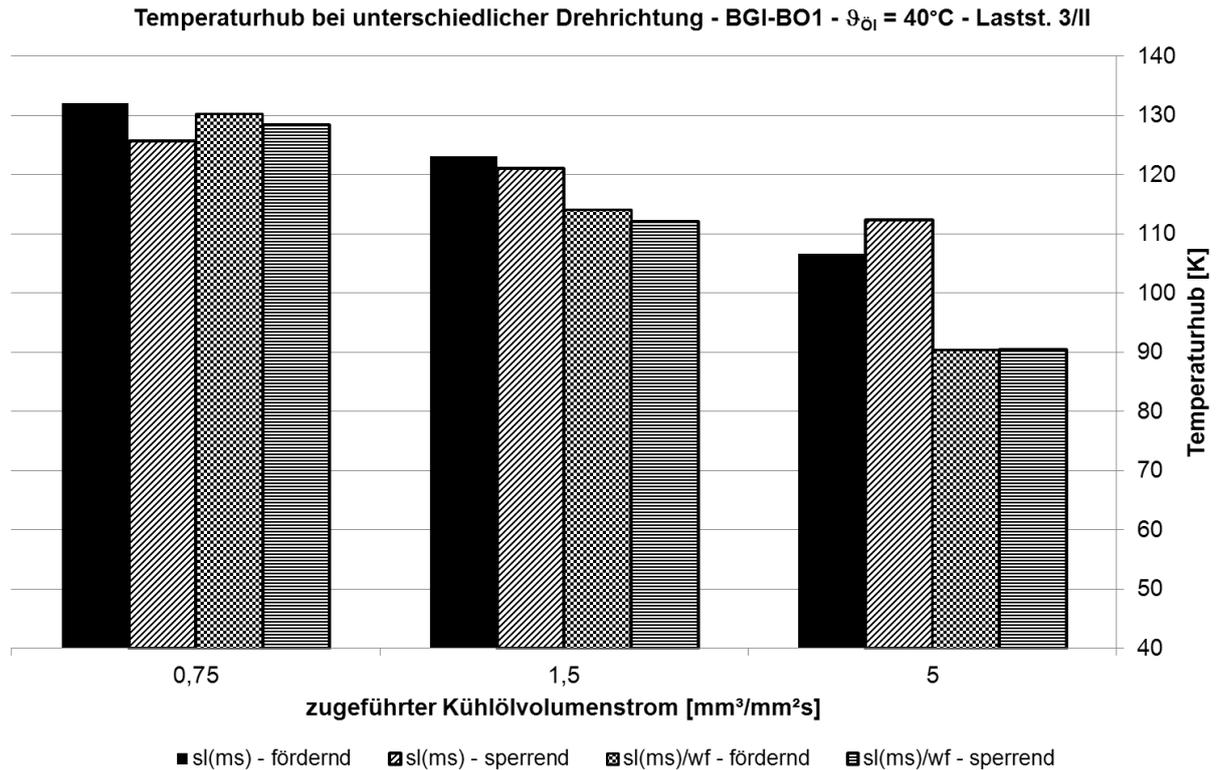


Bild 27: Über mehrere Schaltungen gemittelter Temperaturhub der Varianten mit Schaufelnut über dem zugeführtem Volumenstrom für beide Drehrichtungen (BGI-BO1-sl(ms) und BGI-BO1-sl(ms)/wf); $q_{\text{spez.}} = 0,75 \text{ J/mm}^2$; Ötemperatur 40°C

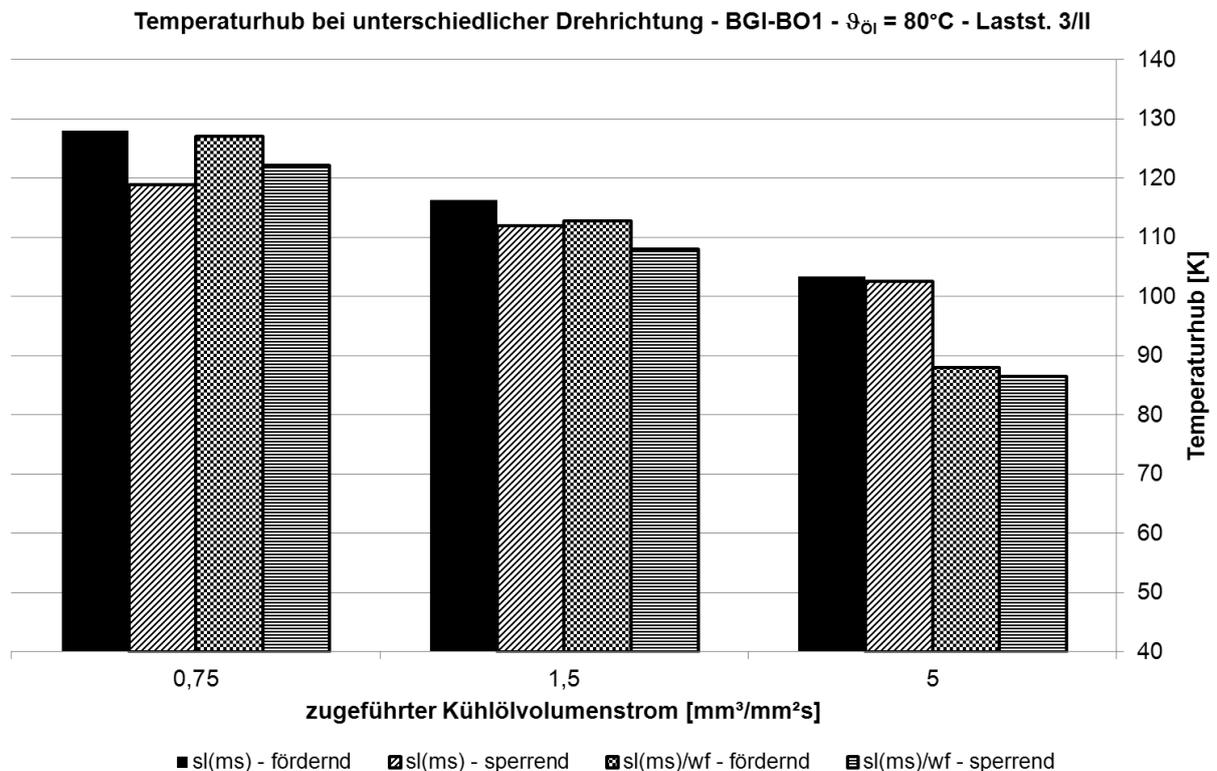


Bild 28: Über mehrere Schaltungen gemittelter Temperaturhub der Varianten mit Schaufelnut über dem zugeführtem Volumenstrom für beide Drehrichtungen (BGI-BO1-sl(ms) und BGI-BO1-sl(ms)/wf); $q_{\text{spez.}} = 0,75 \text{ J/mm}^2$; Ötemperatur 80°C

5.4 Untersuchungen im Bremsbetrieb

Die in den Unterkapiteln 5.4.1 und 5.4.2 aufgeführten Punkte wurden bei Temperaturmessungen im Bremsbetrieb am Prüfstand LK-2 mit der Variante BGI-BO1-gp untersucht. Die Versuchsergebnisse sind jedoch nicht grundsätzlich auf den Bremsbetrieb beschränkt.

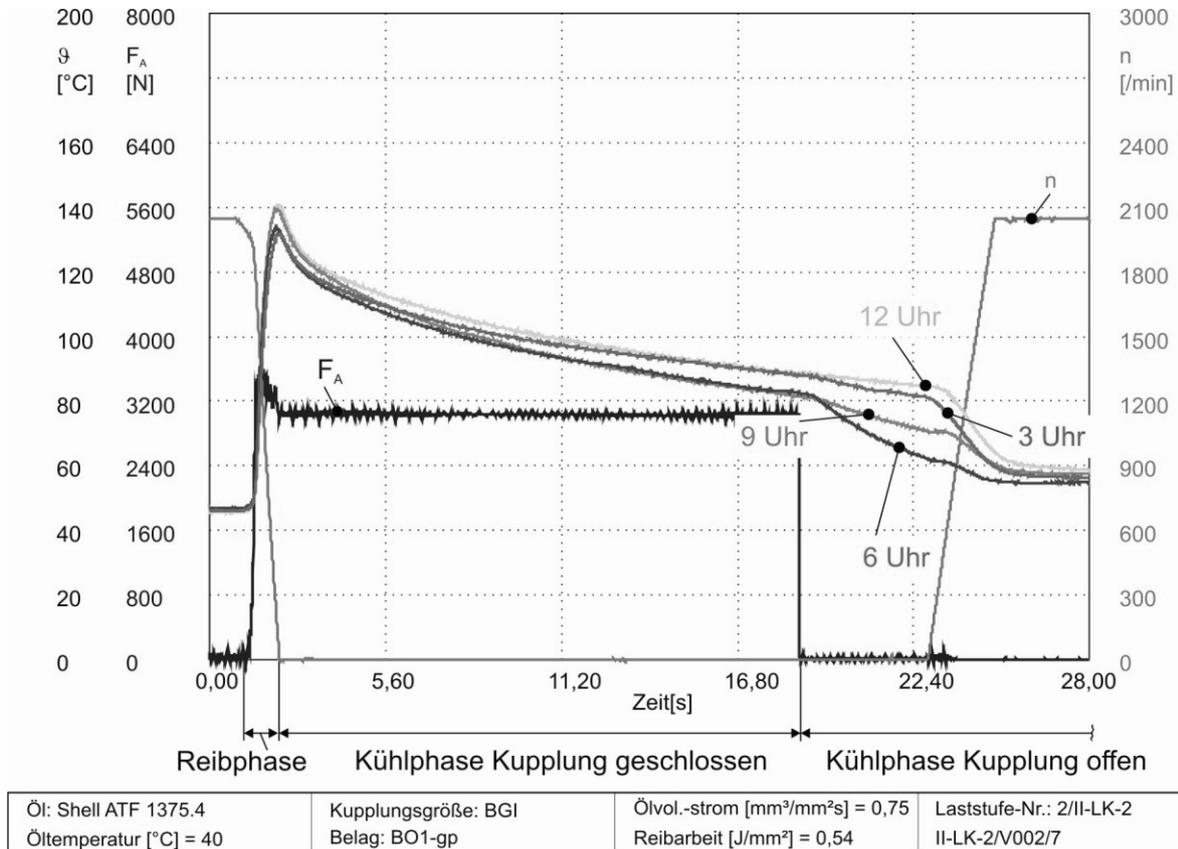


Bild 29: Schaltung im Bremsbetrieb mit am Umfang ungleichmäßiger Abkühlung (BGI-BO1-gp)

Eine Abweichung des Bremsbetriebs vom Kupplungsbetrieb stellt sich bei der Gleichmäßigkeit der Temperaturverteilung über den Umfang, sowie der Abkühlung bei geschlossener Kupplung dar. Auf die Spitzentemperatur einer Einzelschaltung hingegen hat die Betriebsart bei vergleichbaren Bedingungen (eingebrachte thermische Energie, Kühlölvolumenstrom, etc.) nur einen geringen Einfluss. In der Kühlphase mit geschlossener Kupplung stellt sich beim Bremsbetrieb in der Regel eine geringere Abkühlung ein. Während im Kupplungsbetrieb aufgrund der Fliehkraftwirkung „aktiv“ Öl durch das Paket gefördert wird, kommt es im Bremsbetrieb zu einem Aufstauen des Öls innerhalb des Innenmitnehmers, sofern das Öl nicht drucklos abgeleitet, bzw. über äußeren Druck durch das Paket gefördert wird. Die Abkühlung im Bremsbetrieb wird in dieser Phase maßgeblich von Ausgleichvorgängen innerhalb des Pakets sowie von Wärmeleitungseffekten an die Mitnehmer bestimmt (vgl. Kapitel 5.4.2). In den Prüfstandsversuchen zum Bremsbetrieb traten zudem Stauöleffekte (vgl. Kapitel 5.4.1) deutlicher zutage als im Kupplungsbetrieb. Messungen an

vier Stellen am Umfang zeigen (vgl. Bild 29), dass eine ungleichförmige Abkühlung in Umfangsrichtung erfolgt. Aufgrund der Schwerkraft fällt zugeführtes Öl nach unten und sorgt so im unteren Bereich der Lamellen für ein besseres Abköhlverhalten. Dies wird besonders deutlich wenn, wie in Bild 29 dargestellt, die Kupplung öffnet ohne sofort anzulaufen. Hier zeigt sich im unteren Bereich bereits eine Abkühlung, während die anderen Bereiche zunächst keine Veränderung in der Abkühlung zeigen. Mit Wiederanlaufen der Lamellen ($t \approx 22,5$ s) erfolgt ein rascher Temperaturausgleich, wobei dieser zum Teil auch auf Stauöleffekte zurückzuführen ist.

Die Untersuchungen und Überlegungen zu Stauöleffekten und Umgebungskühlung wurden auch unter eigener Anleitung im Rahmen einer selbstbetreuten Diplomarbeit durchgeführt und in Semesterarbeiten über weitere Versuche verifiziert.

5.4.1 Stauöleffekte

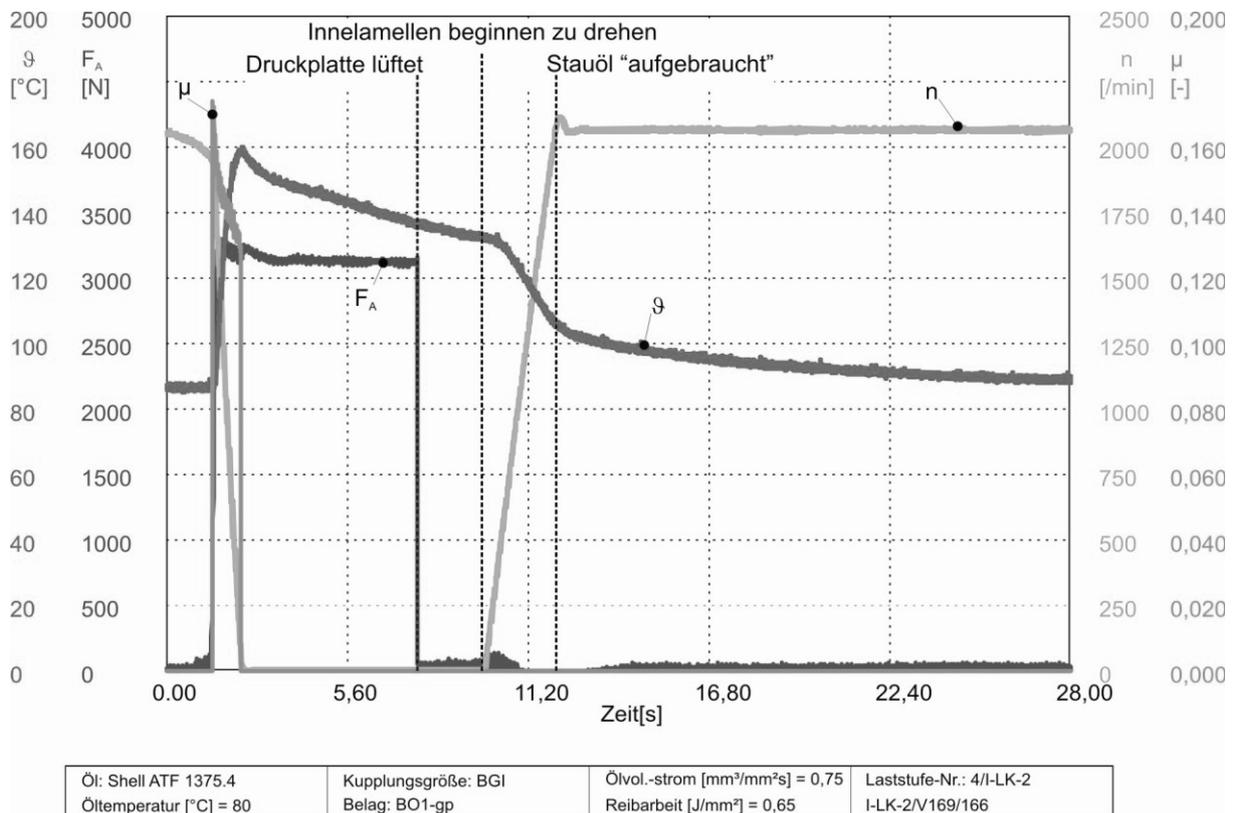
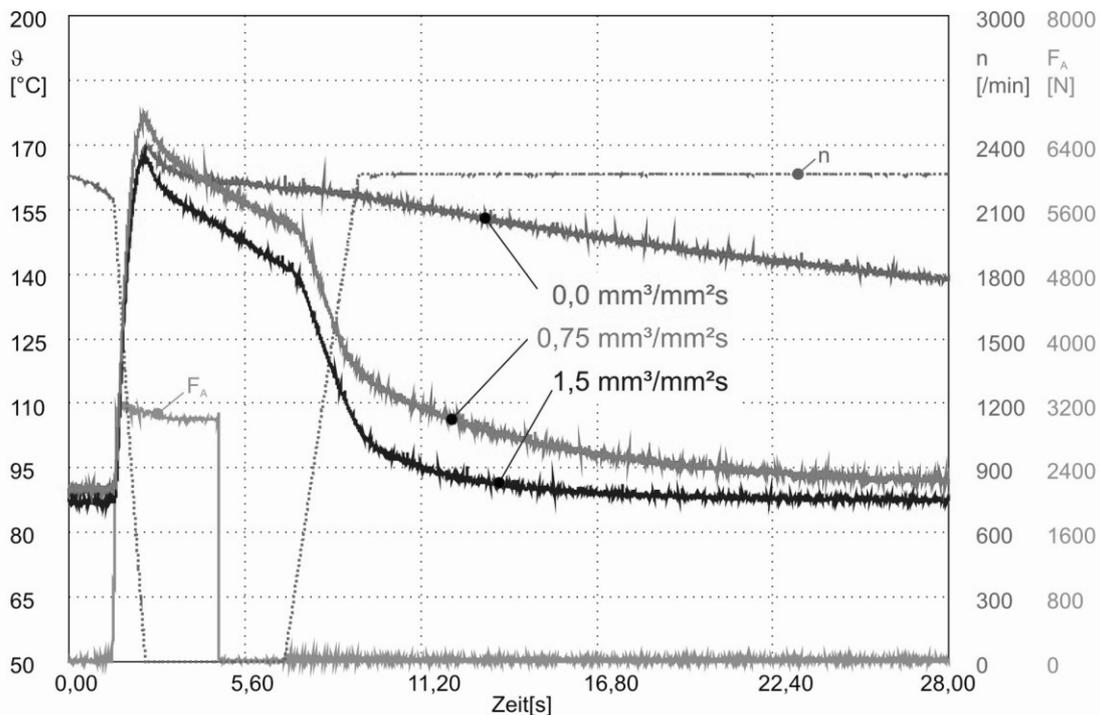


Bild 30: Schaltung im Bremsbetrieb mit Stauöleffekt bei anlaufender Kupplung (BGI-BO1-gp)

In Bild 30 ist eine Schaltung mit Lamellen BGI-BO1-gp im Bremsbetrieb dargestellt. Die dargestellte Temperaturkurve wurde in Höhe der Mitte des Lamellendurchmessers („3 Uhr“ bzw. „9 Uhr“) gemessen. Nach Ende der Reibphase kommt es bei geschlossener Kupplung zu einer Abkühlung die wesentlich auf Ausgleichsvorgänge innerhalb der Lamellen und des Pakets und Wärmeabgabe an die Umgebung (siehe Kap. 5.4.2) zurückzuführen ist. Kühlung durch Öl spielt in diesem Fall eine eher untergeordnete Rolle, da bei geschlossener stillstehender Kupplung nur ein sehr

geringer Ölvolumenstrom durch Schwerkrafteinfluss durch das Paket fließt. Ein weiterer Kühleffekt ergibt sich durch das innerhalb des Pakets gestaute Öl an den Innenflächen der Lamellen. Dieser Effekt wurde jedoch im Rahmen der Untersuchungen nicht genauer betrachtet.

Bei geöffneter Kupplung zeigt sich in den ersten Sekunden nach Wiederanlaufen ein sehr starker Temperaturabfall. Dieser ist auf die zusätzliche Förderung des bei geschlossener Kupplung angestauten Kühlöls zurückzuführen. Kurzzeitig stand hier ein deutlich größerer als der kontinuierlich zugeführte Ölvolumenstrom zur Verfügung. Damit entstanden bessere Kühlverhältnisse, als aufgrund der Drehzahldifferenz und dem zugeführten Volumenstrom eigentlich zu erwarten wären.



Öl: Shell ATF 1375.4	Kupplungsgröße: BGI	Ölvol.-strom [mm³/mm²s] = var.	Laststufe-Nr.: 7/I-LK-2
Öltemperatur [°C] = 80	Belag: BO1-gp	Reibarbeit [J/mm²] = 0,8	I-LK-2/V169/ 203/230/254/308

Bild 31: Vergleich Abkühlkurven mit Stauöleffekt bei zwei Volumenströmen mit Abkühlung ohne Kühlölzufuhr (BGI-BO1-gp)

Abschätzungen bestätigen die Erwartung, dass der Effekt verbesserter Kühlung etwa so lange andauert, wie benötigt wird, um das während der Phase mit geschlossener Kupplung gestaute Öl durch die Kupplung zu fördern. Ergänzend wurden Versuche mit Variation von Schließzeit und zugeführtem Ölvolumenstrom durchgeführt (vgl. Bild 31), die diese Beobachtungen absichern.

Bei den Temperaturmessungen zeigt sich jedoch auch, dass erst mit Aufbau der Drehzahldifferenz eine deutliche Änderung im Temperaturverlauf erfolgt, auch wenn der Kolben zum Schließen der Kupplung bereits vorher zurückgefahren wird.

5.4.2 Schaltungen ohne Kühllölaufuhr – Umgebungskühlung

In Bild 31 ist auch die gemessene Temperaturkurve eines Versuchs ohne Kühllölaufuhr ($0 \text{ mm}^3/\text{mm}^2\text{s}$) dargestellt. Während der gesamten Kühlphase ist eine gleichmäßige Abkühlung zu erkennen. Die Steigung der Temperaturkurve weist nur einen sehr geringen Unterschied zwischen geschlossener und offener Kupplung auf. Bei geschlossener Kupplung wirken Ausgleichsvorgänge innerhalb der Lamellen und des Pakets. Diese haben hier nur einen geringen Anteil an der Gesamtabkühlung und finden kurz nach der Reibphase statt. In dieser Zeit ist in der Messung kurzzeitig eine stärkere Abkühlung zu erkennen. Das Abkühlverhalten der restlichen Zeit bis die Kupplung öffnet, ähnelt dem bei offener Kupplung. Die Kühlung bei offener Kupplung kann nicht auf Ausgleichsvorgänge im Paket zurückgeführt werden, da das Paket gelüftet war (Drehzahldifferenz zwischen Innen- und Außenlamellen vorhanden). Da sich auch kein Kühllöl in der Kupplung befand, wurde die Wärme anderweitig an die Umgebung abgegeben.

Zur Klärung dieses Sachverhalts wurden systematische Versuche unter Variation von Reibarbeit und Schließzeit durchgeführt. Die Gesamtzyklusdauer wurde dabei innerhalb dieser Versuchsreihe nicht verändert (ca. 32 s). Aus der Temperaturänderung an den Messstellen wurde unter Annahme isothermer Lamellen überschlägig der jeweilige Energie-Differenzbetrag berechnet. Bei gleichen Zeitanteilen ist die Energiedifferenz in den Stahllamellen im Schnitt bei geschlossener Kupplung etwas größer als im gleichen Zeitraum bei offener Kupplung.

Bei geschlossener Kupplung kommt es zu Wärmeleitung in die Belaglamellen. Durch den verwendeten organischen Reibbelag mit sehr niedriger Wärmeleitfähigkeit laufen diese Vorgänge sehr langsam ab. Bei den Versuchen mit sintermetallischem Reibbelag hatte sich eine deutlich schnellere Abkühlung auch aufgrund der guten Wärmeleitfähigkeit des Reibbelags und des damit verbundenen Wärmetransports in axialer Richtung durch das Paket ergeben (s.o.).

Ein weiterer Grund für die etwas größere Energieabgabe bei geschlossener Kupplung liegt darin, dass die Temperaturdifferenz zur Umgebung noch größer ist. Die Kupplung ist stets zuerst geschlossen und kühlt in dieser Phase bereits ab, so dass zu Beginn der Kühlphase mit offener Kupplung eine geringere Temperaturdifferenz vorliegt als zu Beginn der geschlossenen Phase.

Abschätzungen haben ergeben, dass der abgegebene Energiebetrag gut mit der Wärmemenge korreliert, die bei einer Annahme von Wärmeleitung über die Mitnehmerverzahnung an die Umgebung/Mitnehmer abgeführt werden kann. Ein entsprechender Ansatz wurde entwickelt (vgl. Kapitel 7.1) und in das Berechnungsverfahren und das Simulationsprogramm KUPSIM integriert.

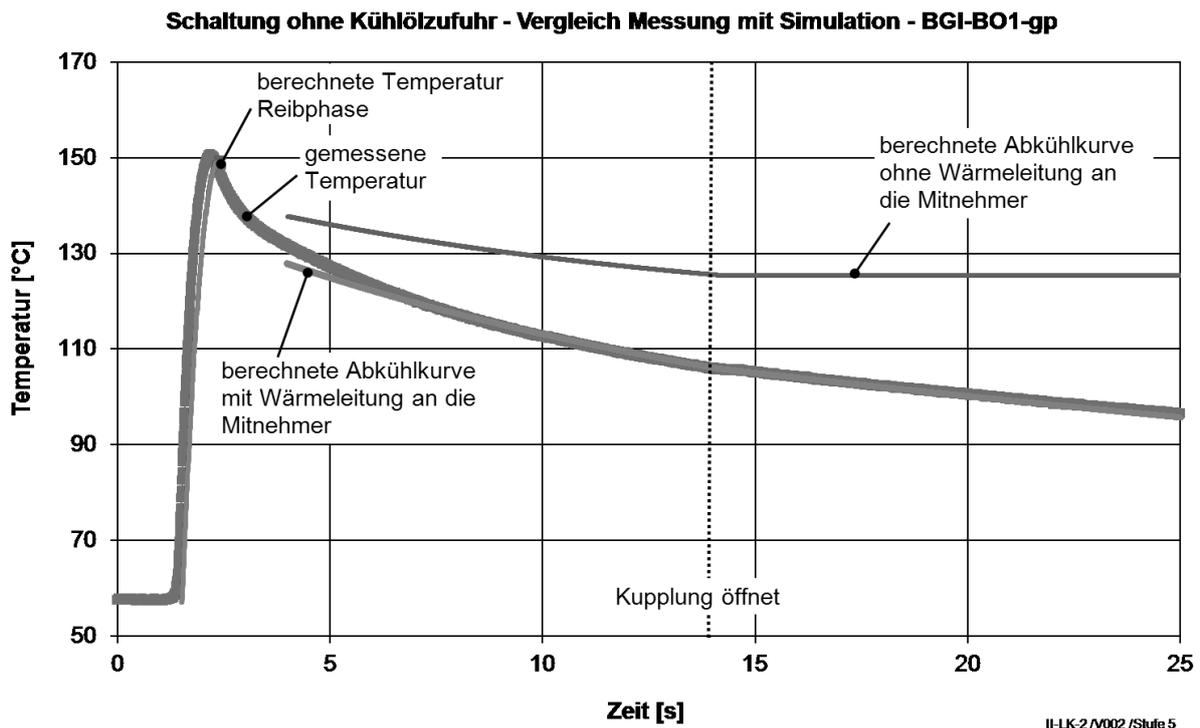


Bild 32: Vergleich von Messung und Simulation bei einer Schaltung ohne Kühllözfzufuhr; Simulation mit und ohne Wärmeleitung an die Mitnehmer (BGI-BO1-gp)

Zur Kontrolle der Modellierung von Wärmeleitung an die Mitnehmer wurden Simulationsrechnungen mit und ohne Berücksichtigung dieses Anteils durchgeführt und mit den Messungen verglichen. In Bild 32 ist ein derartiger Vergleich gezeigt. Bei den Abkühlkurven zeigt sich eine bessere Annäherung von Messung und Rechnung durch die Berücksichtigung von Wärmeleitung an die Mitnehmer. Im Bild wurde ein kurzer Bereich nach der Reibphase ausgespart. Dies liegt darin begründet, dass in der Reibphase lokale Temperaturen berechnet werden, während in der Kühlphase mit isothermen Lamellen gerechnet wird. Dieser Ansatz stimmt sehr gut kurze Zeit nach Ende der Reibphase, wenn ein Temperatenausgleich innerhalb der Lamellen erfolgt ist. Wird der Anteil über Wärmeleitung an die Mitnehmer nicht berücksichtigt gibt es in der Simulation bei offener Kupplung keine Abkühlung mehr (Annahme isothermer Lamellen in der Kühlphase und Kupplung gelüftet). Bei geschlossener Kupplung fällt die Abkühlung geringer aus, da nur Temperatenausgleichseffekte zwischen Stahl- und Belaglamelle über den Reibbelag berücksichtigt werden.

6 Wärmeübergang von Reibflächen ans Kühlöl

Mit den Ergebnissen der Versuche zu Schluckvermögen und Temperaturen wurden Auswertungen zum Wärmeübergang an das Kühlöl durchgeführt. Es wurden für die untersuchten Varianten Wärmeübergangszahlen ermittelt, mit deren Hilfe die Nachrechnung der Versuchsergebnisse mit dem Programm KUPSIM möglich ist. KUPSIM basiert auf dem erweiterten Berechnungsverfahren zum thermischen Haushalt nach Hämmerl [7]. Anhand der Auswertungen zum Wärmeübergang und den in den vorangegangenen Kapiteln dargestellten Ergebnissen wurde die Simulationsmethodik erweitert (vgl. Kapitel 7). Die hier angegebenen Wärmeübergangszahlen wurden für die erweiterte Simulation bestimmt.

Zusammen mit den Wärmeübergangszahlen, den Ergebnissen der Messungen des Schluckvermögens und der Temperaturversuche erfolgte eine Einordnung des thermischen Verhaltens der betrachteten Varianten. Diese ist in Kapitel 6.3 zusammengestellt.

6.1 Auswertemethodik

Zur Ermittlung der Wärmeübergangszahlen wurden die durchgeführten Temperaturversuche unter Berücksichtigung der Ergebnisse aus den Untersuchungen zum Schluckvermögen mit dem Programm KUPSIM (vgl. Kapitel 7) nachgerechnet. Die Wärmeübergangszahlen wurden dann in einem iterativen Prozess variiert, um eine möglichst gute Übereinstimmung von Messung und Rechnung zu erreichen.

Im ersten Schritt werden die drei Phasen Reibphase, Kühlphase mit geschlossener Kupplung und Kühlphase mit offener Kupplung (vgl. Kapitel 6.2.1) getrennt betrachtet, so dass für jede Phase eine möglichst genaue Annäherung der gemessenen Temperaturverläufe erreicht wird. Die Endtemperaturen der jeweils vorangehenden Phase beeinflussen als Ausgangstemperaturen auch die Werte der Folgephase. Im zweiten Schritt wird dann der Gesamtverlauf betrachtet. Für die Reibphase wird dabei ein Vergleich der lokalen Temperaturen an der Messstelle angestellt. In der Kühlphase wird von KUPSIM eine Mitteltemperatur für Stahllamelle und Belaglamelle berechnet. Für die Kühlphasen wurde deshalb die Mitteltemperatur der Stahllamelle als Vergleichswert herangezogen. Kurz nach Ende der Reibphase stimmt diese relativ gut mit der lokalen Temperatur überein.

Mit diesem Vorgehen wurde für jede untersuchte Variante eine Vielzahl an Versuchspunkten ausgewertet, um über eine Mittelung der Ergebnisse Unsicherheiten und Ungenauigkeiten bei Messung und Nachrechnung (vgl. Kapitel 6.1.2) möglichst herauszufiltern.

6.1.1 Auswertekriterien

Zur Generierung von Eingabegrößen für die thermische Nachrechnung der Versuche und zur Bestimmung von Vergleichsgrößen für die Bewertung der Simulationsergebnisse werden entsprechende Werte aus den Messungen ermittelt.

Als Eingabegrößen werden Öleinspritztemperatur, zugeführter Volumenstrom, Ausgangsdrehzahlen, Verlauf von Pressung und Reibungszahl, die zu synchronisierenden Massenträgheitsmomente sowie Drehzahlverläufe in der Kühlphase herangezogen. Aus den Untersuchungen zum Schluckvermögen fließen die Ergebnisse zum möglichen Volumenstrom bei geschlossener Kupplung ein. Geometriedaten werden durch entsprechende Messungen ermittelt.

Als Vergleichsgrößen werden mechanische und thermische Werte herangezogen.

Zur Bewertung der mechanischen Vorgänge werden Rutschzeit, Reibarbeit und Gleichlaufdrehzahl verglichen. Über diesen Abgleich können Eingabegrößen die nicht direkt bei den Versuchen gemessen werden und deshalb mit einer gewissen Unschärfe behaftet sind (v.a. Antriebs- und Abtriebsmoment) entsprechend angepasst werden, so dass bei den Vergleichsgrößen eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung erzielt wird.

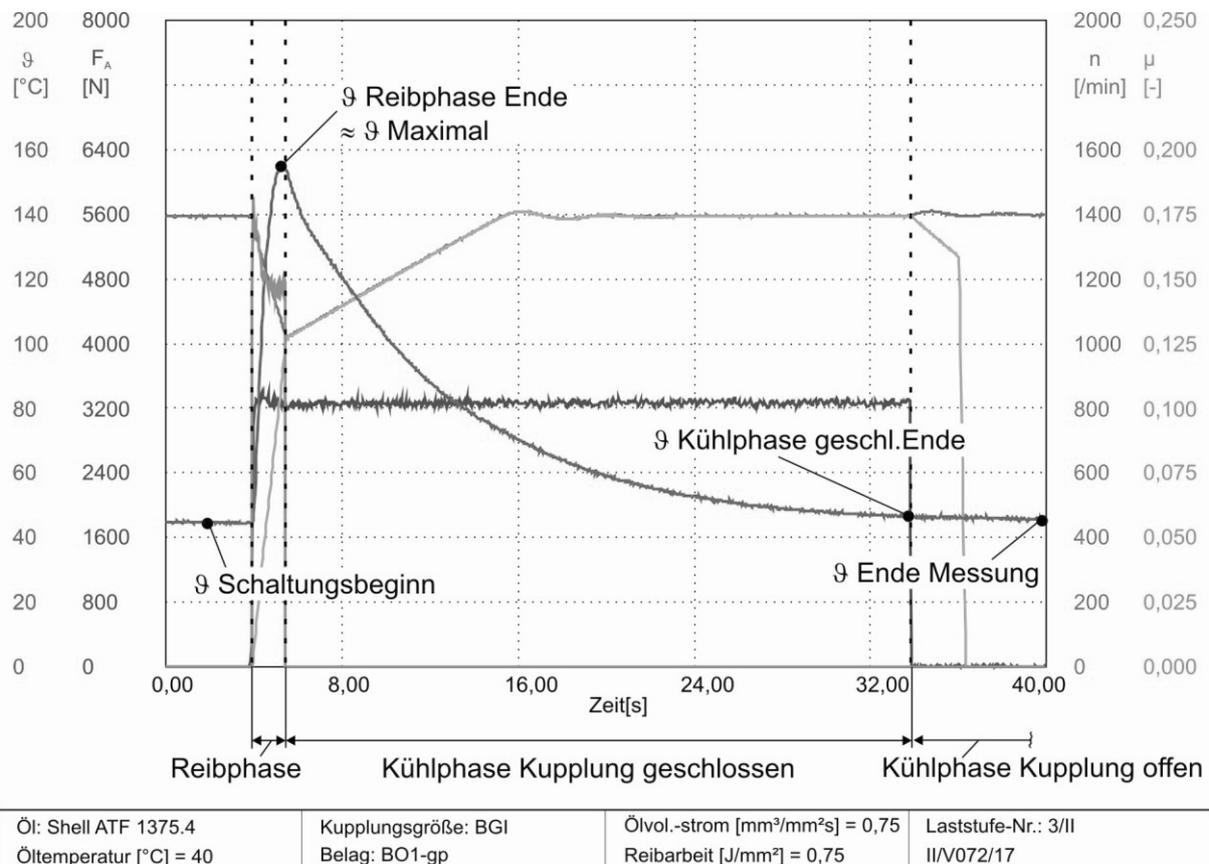


Bild 33: Bei der Auswertung betrachtete Einzeltemperaturen

Die Bewertung der simulierten Temperaturverläufe erfolgt zum einen über eine Bewertung des Verlaufs über eine komplette Schaltung hinweg, zum anderen über den Abgleich einzelner Temperaturen (vgl. Bild 33). Im Einzelnen sind dies die Temperaturen vor Schaltungsbeginn und am Ende der Messung, die gemessene Maximaltemperatur, sowie die Temperaturen am Ende von Reibphase und Kühlphase mit geschlossener Kupplung. Zur Bewertung des Gesamtverlaufs wird ein Streuband von ± 5 K vorgegeben, in dem der simulierte Temperaturverlauf liegen soll (Bild 34).

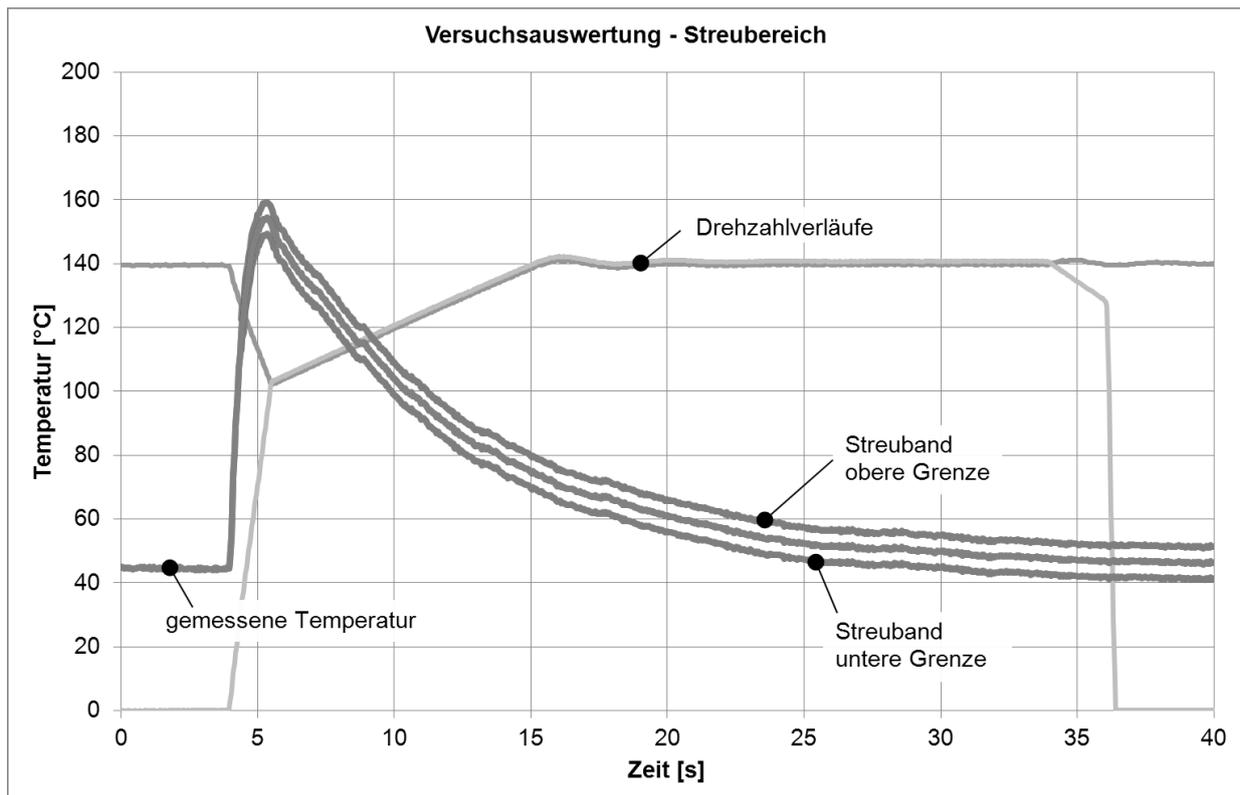


Bild 34: Vorgabe eines Streubands zur Bewertung der Simulationsergebnisse (BGI-BO1-gp; II/V072/17)

6.1.2 Sensitivität

Die Iteration zur Ermittlung der Wärmeübergangszahlen wird so lange durchgeführt, bis der berechnete Temperaturverlauf im vorgegebenen Streubereich liegt bzw. bis eine möglichst genaue Annäherung der Simulation an die Messungen erreicht ist. Um die Sensitivität dieser Auswertung zu überprüfen, wurden Rechnungen durchgeführt, bei denen die Wärmeübergangszahl ausgehend von dem ermittelten Wert verändert wurde. Ein Beispiel zeigt Bild 35. Die Wärmeübergangszahlen wurden in zwei Rechnungen um $\pm 20\%$ verändert. Die Abweichung von der Ausgangstemperaturkurve liegt in dieser Beispielrechnung in einem Bereich von etwa ± 5 K. Diese Abweichung entspricht dem für die Auswertungen angenommenen Streubereich.

In vielen Fällen führen Abweichungen der Wärmeübergangszahl in der Simulation nur zu geringen Abweichungen bei den berechneten Temperaturen. Die Größe der Abweichung ist allerdings auch von den vorliegenden Betriebsbedingungen abhängig.

Ähnliche Auswertungen wurden auch für Abweichungen beim für die Simulation vorgegebenen Referenzschluckvermögen durchgeführt. Auch hier zeigten geringe Abweichungen nur geringe Auswirkungen auf die berechneten Temperaturen.

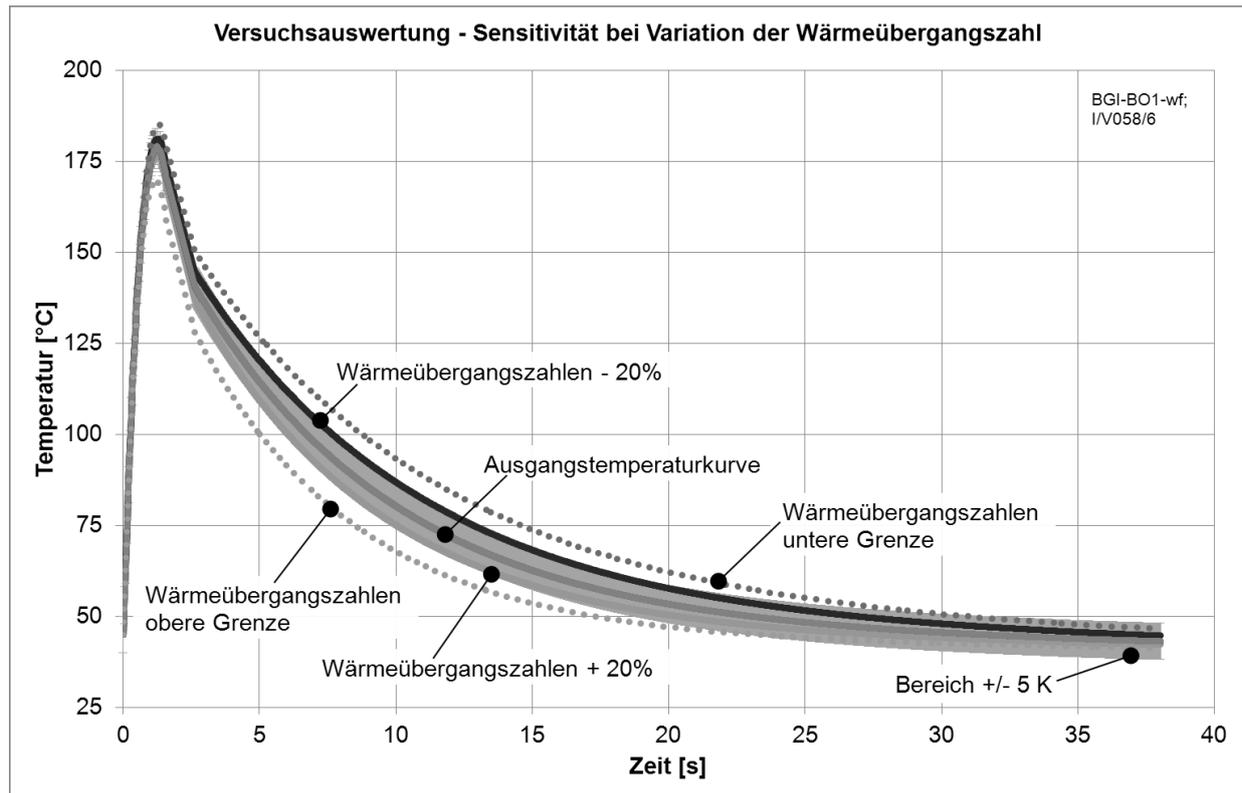


Bild 35: Sensitivität - Vergleich von Berechnungsergebnissen bei Variation der Wärmeübergangszahlen (BGI-BO1-wf; I/V056/6)

6.2 Wärmeübergangszahlen

Mithilfe der in Kapitel 6.1 beschriebenen Auswertemethodik wurden Wärmeübergangszahlen α_{KUPSIM} bestimmt, mit denen sich eine gute Übereinstimmung der Ergebnisse von Simulation und Messung ergibt. Die Wärmeübergangszahl α_{KUPSIM} ist eine physikalisch begründete Größe, die aber stets im Zusammenhang mit der Modellierung des zugrunde gelegten technischen Modells zu sehen ist. Ein direkter Vergleich mit Werten aus der Literatur, wie sie beispielsweise für Wärmetauscher bekannt sind, ist somit nicht direkt möglich.

6.2.1 Bezug zur Modellierung

Die dem Berechnungsmodell hinterlegte Modellierung des Wärmeübergangs spielt eine maßgebliche Rolle bei der Ermittlung von Wärmeübergangszahlen die mit diesem Modell verknüpft sind. Bei dem Modell nach Hämmerl [7] handelt es sich um ein technisches Modell bei dem gewisse Vereinbarungen getroffen wurden, um die Handhabung zu erleichtern. Als wichtigste Randbedingung ist die Bezugsfläche für den Wärmeübergang zu nennen. Entsprechend der Gleichungen (15) bis (17) (siehe Seite 49) fließen Wärmeübergangszahl α und wärmeübertragende Fläche $A_{\text{ölbenetzt}}$ als gemeinsamer Faktor in die Berechnung ein.

Als Bezugsfläche bei dem angewendeten Berechnungsmodell wird bei geschlossener bzw. schlupfender Kupplung und vollgefüllten Nuten nur die auf die Stahllamelle projizierte Nutfläche herangezogen. Der Wärmeübergang in der Nutung vom Belag an das Kühlöl wird nicht direkt berücksichtigt. Dieser Anteil wird rechnerisch ebenfalls über die Stahllamelle dem Öl zugeführt. Der Ausgleich erfolgt dann über Wärmeleitung zwischen Stahllamelle und Belag. Anstelle von zwei zu betrachtenden Wärmeübergängen mit unter Umständen abweichenden Wärmeübergangszahlen wird nur ein Wärmeübergang betrachtet, dessen Wärmeübergangszahl für die Paarung Stahl-Belag mit einem bestimmten Nutbild gilt.

Bei geöffneter Kupplung wird der Wärmeübergang von Stahl- und Belagseite ans Öl betrachtet. Die Koppelbedingung ist, dass sich eine einheitliche Ölabflusstemperatur einstellt. Auch für diese Wärmeübergänge wird eine gemeinsame Wärmeübergangszahl angesetzt, die spezifisch ist für die verwendete Lamellenpaarung.

Aus diesem Grund werden die Wärmeübergangszahlen mit α_{KUPSIM} bezeichnet um den Bezug zur Modellierung darzustellen.

Nut- und Spaltfüllungsgrad

Für die Berechnung des Wärmeübergangs ist die Kenntnis der ölbenetzten Fläche nötig. Wird mindestens so viel Öl zugeführt, wie bei den aktuellen Betriebsbedingungen gefördert werden kann, so entspricht die ölbenetzte Fläche der Bezugsfläche. Von Teilfüllung der Nuten bzw. des Spalts spricht man, wenn weniger Öl zugeführt wird, als eigentlich aufgrund der Betriebsbedingungen gefördert werden könnte. In diesem Fall befindet sich in den Nuten bzw. dem Spalt ein Öl-Luftgemisch. Zur Berücksichtigung von Teilfüllung der Nuten bei geschlossener Kupplung bzw. Teilfüllung des Spalts bei offener Kupplung, wurden von Hämmerl [7] die beiden Faktoren Nutfüllungsgrad F_N nach (18) und Spaltfüllungsgrad F_S nach (19) eingeführt. Über diese Faktoren erfolgt die Anpassung der am Wärmeübergang beteiligten Flächen an die Kühlverhältnisse. Bei Nut- bzw. Spaltfüllungsgrad kleiner 1 wird davon ausgegangen, dass keine vollständige Benetzung der Oberflächen stattfindet. Der Nutfüllungsgrad F_N charakterisiert die Verhältnisse in Reibphase und

Kühlphase bei geschlossener Kupplung. Der Spaltfüllungsgrad F_S wird für die Kühlphase mit offener Kupplung herangezogen. Nut- und Spaltfüllungsgrad können Werte zwischen 0 und 1 annehmen. Ein rechnerisch größerer Wert als 1 wird auf den Wert 1,0 begrenzt.

$$F_N = \frac{\dot{V}_{\text{zugeführt}}}{\dot{V}_{\text{möglich,geschlossen}}} \quad (18)$$

$$F_S = \frac{\dot{V}_{\text{zugeführt}}}{\dot{V}_{\text{möglich,offen}}} \quad (19)$$

Die Berechnung der möglichen Volumenströme bei offener und geschlossener Kupplung unterscheidet sich. Der mögliche Volumenstrom bei geschlossener Kupplung wird wie in Kapitel 4 beschrieben ermittelt. Der mögliche Volumenstrom $\dot{V}_{\text{möglich,offen}}$ durch den Spalt bei offener Kupplung wird wie von Hämmerl [7] vorgeschlagen, entsprechend einer Herleitung von Dümeland [6] mit den Gleichungen (20) und (21) berechnet.

$$\dot{V}_{\text{möglich,offen}} = \omega^2 \cdot \frac{\pi \cdot h_1^3 \cdot (d_{Ba}^2 - d_{Bi}^2)}{96 \cdot \nu_{\text{öl}} \cdot \ln\left(\frac{d_{Ba}}{d_{Bi}}\right)} \cdot \frac{1}{A_{\text{Reib}}} \quad (20)$$

mit

$$\omega^2 = \frac{3}{5} \cdot \omega_I^2 + \frac{4}{5} \omega_I \cdot \omega_A + \frac{3}{5} \omega_A^2 \quad (21)$$

Bei der Auswertung der Versuche hinsichtlich Wärmeübergangszahlen α_{KUPSIM} zeigte sich das Phänomen, dass sich bei geschlossener Kupplung und hin zu kleinen Nutfüllungsgraden F_N sehr große Wärmeübergangszahlen α_{KUPSIM} ergaben. Mit Werten, wie sie bei Nutfüllungsgrad 1 ermittelt wurden ergaben sich zu hohe berechnete Temperaturen. Das heißt, die wärmeübertragende Fläche $A_{\text{ölbenezt,geschlossen}}$ wurde durch den Faktor F_N zu stark reduziert. Aufgrund der Auswertungen und theoretischen Überlegungen wurde deshalb der Einfluss des Nutfüllungsgrades F_N auf die Berechnung angepasst (vgl. Kapitel 7.1). Der Nutfüllungsgrad fließt nun nicht mehr linear, sondern in vierter Wurzel in die Berechnung der wärmeübertragenden Fläche $A_{\text{ölbenezt,geschlossen,kor.}}$ ein.

In Bild 36 sind die ermittelten Wärmeübergangszahlen α_{KUPSIM} aus der Nachrechnung verschiedener Einzelschaltungen von zwei Versuchsläufen für die geschlossene Kühlphase dargestellt. Die Werte gelten für die Variante BGI-BO1-gp. Mit der modifizierten Berechnung ergaben sich deutlich gleichmäßigere Werte für die Wärmeübergangszahl α_{KUPSIM} bis hin zu sehr geringen Nutfüllungen, während bei der

ursprünglichen linearen Berücksichtigung des Nutzfüllungsgrades F_N ein deutlicher Anstieg der benötigten Werte ab einem Nutzfüllungsgrad von etwa $F_N = 0,5$ zu erkennen ist. Die Werte bei vollgefüllter Nutung ($F_N = 1$) liegen in beiden Fällen auf gleichem Niveau.

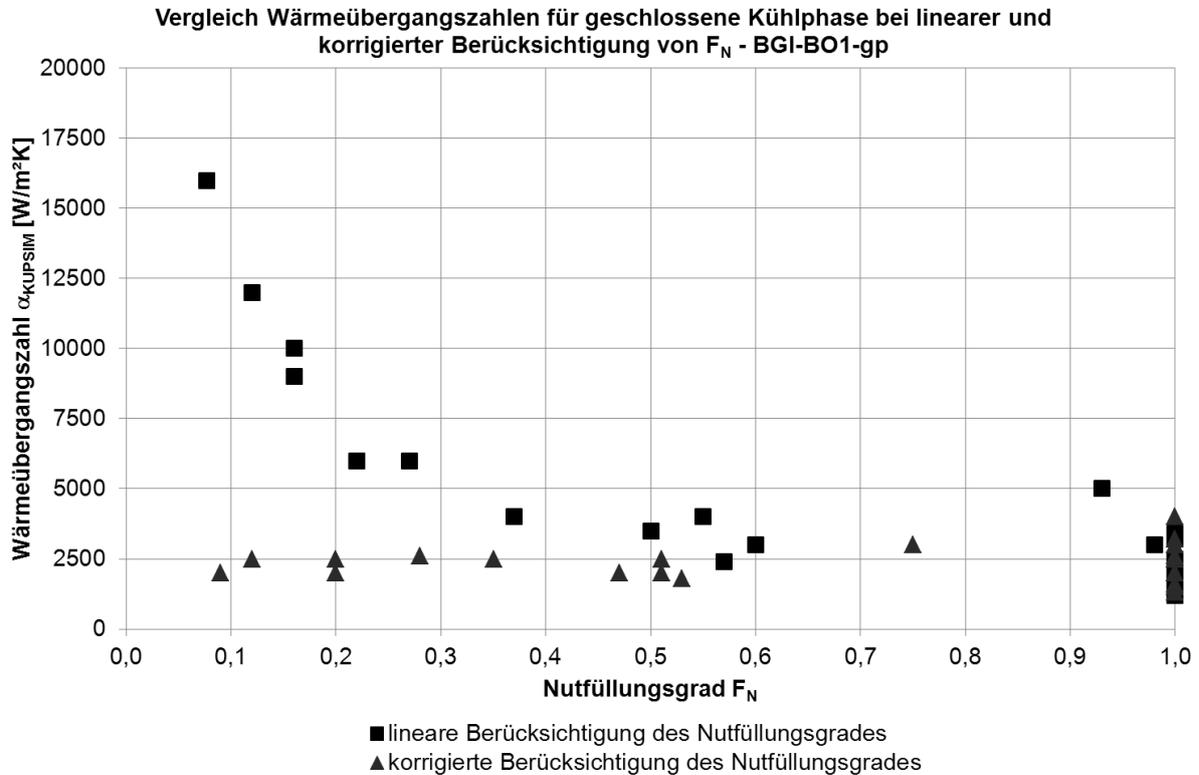


Bild 36: Ermittelte Wärmeübergangszahlen für die geschlossene Kühlphase mit linearer und korrigierter Berücksichtigung des Nutzfüllungsgrades F_N (BGI-BO1-gp; I/V083 u. I/V086)

Für die offene Kühlphase zeigte sich bei den Auswertungen ein ähnliches Bild wie bei geschlossener Kupplung. In Bild 37 sind die ermittelten Wärmeübergangszahl α_{KUPSIM} aus der Nachrechnung verschiedener Einzelschaltungen von zwei Versuchsläufen für die offene Kühlphase dargestellt (BGI-BO1-gp). Auch hier zeigt sich wie bei geschlossener Kupplung mit der bisherigen Modellierung (Wurzel des Spaltfüllungsgrades geht in die Berechnung der wärmeübertragenden Fläche ein) ein starker Anstieg der benötigten Wärmeübergangszahl hin zu kleinen Spaltfüllungsgraden. Die Berechnung der wärmeübertragenden Fläche wurde aufgrund der Ergebnisse der Auswertungen modifiziert (vgl. Kapitel 7.1). Der Spaltfüllungsgrad F_S fließt in die Berechnung der wärmeübertragenden Fläche $A_{\text{ölbenetzt,offen,kor.}}$ nun nicht mehr ein. Mit der modifizierten Berechnung ergeben sich auch bei kleinen Spaltfüllungsgraden ähnliche Werte für die Wärmeübergangszahl α_{KUPSIM} wie bei vollgefülltem Spalt. Die ermittelten Werte bei vollgefülltem Spalt stimmen bei beiden Fällen gut überein.

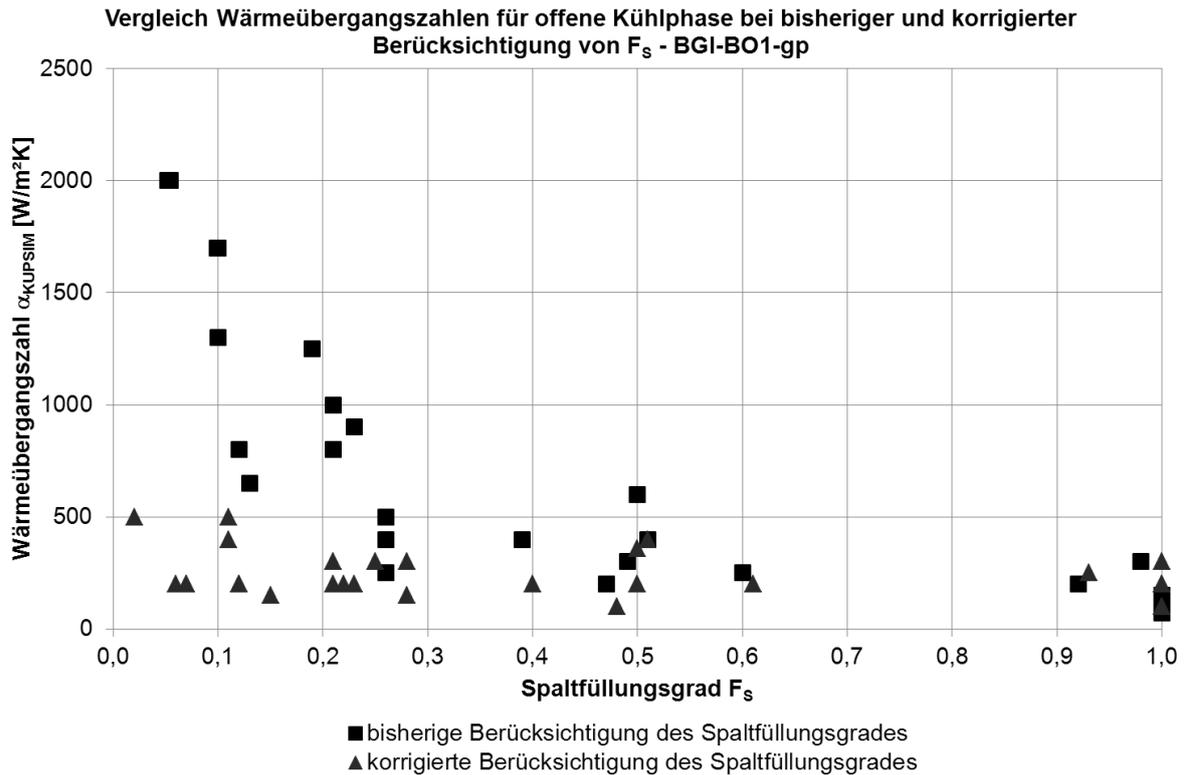


Bild 37: Ermittelte Wärmeübergangszahlen für die offene Kühlphase mit bisheriger und korrigierter Berücksichtigung des Spaltfüllungsgrades F_s (BGI-BO1-gp; I/V084 u. I/V094)

Wärmeübergangszahl je Phase

Bei den Auswertungen wurde festgestellt, dass die benötigten Wärmeübergangszahlen α_{KUPSIM} für geschlossene und offene Kupplung deutlich voneinander abweichen (vgl. Bild 36 und Bild 37). Der Unterschied liegt auch in der abweichenden Bezugsfläche begründet:

- Bei offener Kupplung erfolgt der Wärmeübergang von Stahllamelle und Belag ans Öl. Als wärmeübertragende Fläche wird die gesamte Reibfläche angesetzt.
- Bei geschlossener Kupplung wird in der Berechnung nur die auf die Stahllamelle projizierte Nutfläche zur Berechnung des Wärmeübergangs herangezogen. Der Wärmeübergang wird also nur von der Stahllamelle ans Öl berechnet.

Die Unterschiede in den anzusetzenden Werten können dazu führen, dass bei Rechnungen mit einer „globalen“ Wärmeübergangszahl für alle Phasen, der Temperaturverlauf nur unzureichend nachgerechnet werden kann. Ein Beispiel, bei dem dies der Fall ist, zeigt Bild 38. Eine Vergleichsrechnung mit eigenen Wärmeübergangszahlen für jede Phase zeigt eine deutlich bessere Übereinstim-

mung von Messung und Simulation. In vielen Fällen konnte jedoch auch mit einer globalen Wärmeübergangszahl eine relativ gute Übereinstimmung von Messung und Rechnung erzielt werden. Allerdings ergibt sich dann bei Änderung der Zeitanteile der einzelnen Phasen häufig ein neuer Wert für die Wärmeübergangszahl. Ob mit einer globalen Wärmeübergangszahl ein guter Abgleich erreicht wird, ist auch vom jeweiligen Anwendungsfall, den konkreten Betriebsbedingungen und den Zeitanteilen der einzelnen Phasen abhängig. In Summe lässt sich festhalten, dass mit einer Wärmeübergangszahl je Phase zuverlässiger ein guter Abgleich erzielt wurde.

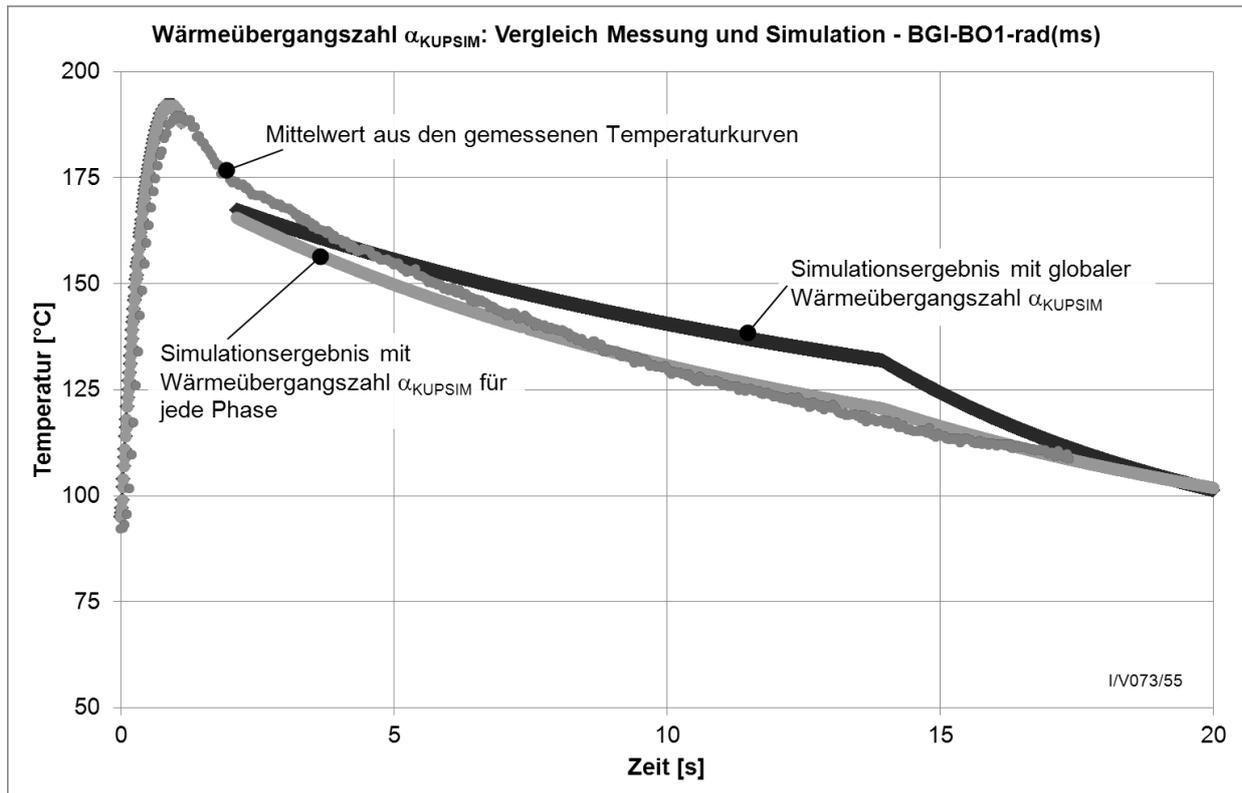


Bild 38: Vergleich von Simulationsergebnissen mit Vorgabe von globaler Wärmeübergangszahl ($\alpha_{KUPSIM} = 1250$ [W/m²K]) und Vorgabe einer Wärmeübergangszahl je Phase (Reibphase/geschlossene Kühlphase/offene Kühlphase $\alpha_{KUPSIM} = 1250/3500/600$ [W/m²K]) (BGI-BO1-rad(ms); I/V073/54)

6.2.2 Einflussgrößen

Der Wärmeübergang an das Kühlöl bei Lamellenkupplungen wird maßgeblich von mehreren Faktoren beeinflusst. Einige, deren Einfluss untersucht wurde, sind im Folgenden kurz angeführt:

- Möglicher Volumenstrom durch die Kupplung
- Zugeführter Volumenstrom
- Eigenschaften des Kühlöls
- Temperaturdifferenz Reibfläche – Kühlöl
- Kupplung geschlossen oder offen
- Nutzung des Reibbelags
- Materialien an der Reibfläche

Im Rahmen dieser Arbeit wurden vor allem Untersuchungen zum möglichen Volumenstrom durch die geschlossene Kupplung (vgl. Kapitel 4) sowie Auswertungen zur Wärmeübergangszahl basierend auf Temperaturversuchen durchgeführt. Bei der Auswertung der Wärmeübergangszahlen wurde besonders auf die Einflüsse von Nutbild und Belagart geachtet.

Der Einfluss des möglichen Volumenstroms in Verbindung mit dem zugeführten Volumenstrom wird durch das erweiterte Berechnungsmodell (vgl. Kapitel 7.1) gut abgebildet. Ein Einfluss auf die Wärmeübergangszahl α_{KUPSIM} konnte mit dem erweiterten Modell nicht festgestellt werden.

Über eine Variation der Temperatur des zugeführten Öls wird die Viskosität beeinflusst. Dieser Einfluss wird durch die Berechnung des möglichen Ölvolumenstroms bei den vorliegenden Betriebsbedingungen gut abgedeckt und beeinflusst die Wärmeübergangszahl α_{KUPSIM} somit nicht. Eine Variation des Kühlöltyps erfolgte nicht.

Der Einfluss der Temperaturdifferenz Reibfläche – Kühlöl wird durch Variation der eingebrachten Energie untersucht. Ein direkter Einfluss der Betriebsbedingungen auf die Wärmeübergangszahl α_{KUPSIM} konnte auch hier mit dem erweiterten Modell nicht festgestellt werden.

Der Zustand der Kupplung (Reibphase, geschlossen oder offen) hat einen deutlichen Einfluss auf die Wärmeübergangszahl α_{KUPSIM} . Dieser Punkt wurde bereits in Kapitel 6.2.1 besprochen. Der Streubereich der ermittelten Wärmeübergangszahlen ist in der Reibphase jeweils am größten. Dies hängt mit der kurzen Dauer dieser Phase, sowie der schnellen Temperaturänderung zusammen. Aufgrund der kurzen Dauer und des

damit verbundenen absolut geringeren Öldurchsatzes im Vergleich zu den anderen Phasen, wirken sich hier Schwankungen stärker aus.

Das Nutbild übt im Allgemeinen einen geringen Einfluss auf die ermittelte Wärmeübergangszahl α_{KUPSIM} aus. In der Reibphase ergeben sich Unterschiede bei den Schaufelnutvarianten (vgl. Tabelle 11). Hier wird der Drehrichtungseinfluss auf die Ölförderung in der Wärmeübergangszahl kompensiert. Bei geschlossener Kupplung zeigen die Varianten mit multisegmentierten Nuten ohne zusätzliche Waffelüberprägung höhere Werte für α_{KUPSIM} . Dies ist jedoch in Verbindung mit dem Nutflächenanteil zu sehen (vgl. Kapitel 6.3). Bei offener Kupplung zeigen sich ebenfalls geringe Unterschiede in Abhängigkeit des Nutbildes. Hier könnten auch zusätzliche Effekte aufgrund von Energieeintrag durch Schleppmomente eine Rolle spielen. Die Baugröße wirkt sich in Kombination mit dem Nutbild etwas auf die ermittelten Werte α_{KUPSIM} aus. Für die Baugröße BGIII wurden sowohl in der Reibphase als auch in der Kühlphase bei offener Kupplung höhere Werte ermittelt als bei vergleichbarem Nutbild in Baugröße BGI. Für die Kühlphase mit geschlossener Kupplung konnten keine Werte bestimmt werden, da die Temperaturversuche hier nur im Bremsbetrieb durchgeführt wurden.

Die Belagart hat einen deutlichen Einfluss auf die Wärmeübergangszahl α_{KUPSIM} vor allem in der Kühlphase mit geschlossener Kupplung. Der Unterschied zeigt sich beim Wechsel von einem organischen auf einen metallischen Reibbelag. Die Varianten mit dem sintermetallischen Belag BS1 weisen höhere Werte auf als die organischen Varianten. Dies liegt auch in der Modellierung der Berechnung begründet. Zum einen werden nicht modellierte Ausgleichseffekte über die Wärmeübergangszahl „kompensiert“. Zum anderen liegt in der Kupplung ein ausgeglicheneres Temperaturfeld vor als bei organischen Belägen. Damit wird in Realität auch ein nennenswerter Energiebetrag von der Belagseite ans Kühlöl abgegeben. Da im Modell bei geschlossener Kupplung der Wärmeübergang ans Öl nur über die Stahllamelle erfolgt, ist hier eine höhere Wärmeübergangszahl α_{KUPSIM} erforderlich.

Der Einfluss des Nutbildes auf die Wärmeübergangszahl α_{KUPSIM} innerhalb einer Reibbelaggruppe (organisch, metallisch) ist geringer, als der Unterschied zwischen organischen und metallischen Reibbelägen. Die größten Auswirkungen zeigen sich in der Kühlphase mit geschlossener Kupplung.

Die Ergebnisse der Auswertungen sind in Tabelle 11 und Tabelle 12 angegeben. Es wird jeweils auch der Streubereich mit angegeben, in dem der maßgebliche Teil der Auswertungen liegt.

Die Streuungen in der Reibphase können auch auf die hochgradig instationären Vorgänge in dieser Phase zurückgeführt werden. Aufgrund der kurzen Dauer dieser Phase mit großer Temperaturänderung in kurzer Zeit wird nur ein verhältnismäßig

kleiner Teil der Wärme in dieser Phase ans Öl abgegeben (in der Regel weniger als 10%). Deswegen haben große Änderungen der Wärmeübergangszahl in der Berechnung im Verhältnis nur geringe Auswirkungen auf die berechneten Temperaturen. Auch in den anderen Phasen wirken sich Änderungen der Wärmeübergangszahl nicht linear auf die Temperaturverhältnisse aus. Streuungen können deshalb durch die Auswertemethodik oder auch weitere Einflussgrößen, wie die Positionierung der Thermoelemente bei der Messung (vgl. Kapitel 8) begründet sein.

	Wärmeübergangszahl α_{KUPSIM} [W/m ² K]	
	fördernde Drehrichtung	sperrende Drehrichtung
BGI-BO1-sl(ms)	500 ⁺⁵⁰⁰ ₋₄₀₀ (4000)*	1000 ⁺⁵⁰⁰ ₋₇₀₀
BGI-BO1-sl(ms)/wf	200 ⁺⁸⁰⁰ ₋₁₀₀	200 ⁺⁸⁰⁰ ₋₁₀₀

Tabelle 11: Aus den Versuchen ermittelte Wärmeübergangszahl α_{KUPSIM} in der Reibphase für die Varianten mit Schaufelnut in Abhängigkeit der Drehrichtung und bei Angabe des Streubereichs in dem der maßgebliche Teil der Auswertungen liegt

* bei hoher Drehzahl **und** hohem Volumenstrom höhere Werte; siehe auch Kapitel 5.3.4)

	Wärmeübergangszahl α_{KUPSIM} [W/m ² K]		
	Reibphase	Kühlphase geschlossen	Kühlphase offen
BGI-BO1-gp	4000 ⁺²⁰⁰⁰ ₋₂₀₀₀	2250 ⁺²⁵⁰ ₋₂₅₀	300 ⁺²⁰⁰ ₋₁₀₀
BGI-BO1-wf	2000 ⁺²⁰⁰⁰ ₋₁₀₀₀	1500 ⁺⁷⁵⁰ ₋₅₀₀	400 ⁺¹⁵⁰ ₋₁₅₀
BGI-BO1-rad(ms)	1500 ⁺¹⁰⁰⁰ ₋₁₀₀₀	6000 ⁺¹⁵⁰⁰ ₋₁₅₀₀	700 ⁺⁴⁰⁰ ₋₃₀₀
BGI-BO1-rad(ms)/wf	500 ⁺⁵⁰⁰ ₋₄₀₀	2000 ⁺⁸⁰⁰ ₋₅₀₀	900 ⁺¹⁰⁰ ₋₁₅₀
BGI-BO1-gp(ms)/wf	500 ⁺⁵⁰⁰ ₋₄₀₀	1500 ⁺¹⁰⁰⁰ ₋₅₀₀	700 ⁺³⁰⁰ ₋₂₀₀
BGI-BO1-sl(ms)	Tabelle 11	5000 ⁺¹⁵⁰⁰ ₋₁₅₀₀	700 ⁺³⁰⁰ ₋₂₀₀
BGI-BO1-sl(ms)/wf	Tabelle 11	1500 ⁺⁵⁰⁰ ₋₅₀₀	650 ⁺¹⁵⁰ ₋₁₅₀
BGI-BO2-wf	7000 ⁺³⁰⁰⁰ ₋₃₀₀₀	1750 ⁺⁷⁵⁰ ₋₇₅₀	500 ⁺³⁰⁰ ₋₁₀₀
BGI-BS1-wf1	1500 ⁺¹⁰⁰⁰ ₋₇₅₀	5500 ⁺¹⁰⁰⁰ ₋₅₀₀	650 ⁺²⁰⁰ ₋₁₀₀
BGI-BS1-wf2	1000 ⁺²⁵⁰ ₋₅₀₀	7000 ⁺²⁰⁰⁰ ₋₁₀₀₀	1000 ⁺⁸⁰⁰ ₋₂₅₀
BGI-BS1-sp	600	-	750 ⁺¹⁵⁰ ₋₁₅₀
BGI-BS1-rad/sp	2000 ⁺²⁵⁰⁰ ₋₁₅₀₀	4000 ⁺²⁵⁰⁰ ₋₂₀₀₀	750 ⁺²⁵⁰ ₋₃₀₀
BGII-BO1-gp	2500 ⁺²⁵⁰⁰ ₋₁₅₀₀	3000 ⁺²⁰⁰⁰ ₋₁₅₀₀	500 ⁺³⁰⁰ ₋₁₀₀
BGIII-BO1-gp	2000 ⁺²⁰⁰⁰ ₋₁₀₀₀	-	1200 ⁺¹⁰⁰ ₋₂₀₀
BGIII-BO1-wf	5000 ⁺²⁰⁰⁰ ₋₅₀₀	-	1500 ⁺¹⁰⁰ ₋₂₅₀
BGIII-BS1-wf	5000 ⁺¹⁰⁰⁰ ₋₁₀₀₀	-	1500 ⁺¹⁰⁰ ₋₃₀₀
BGIII-BS1-sp	-	-	-

Tabelle 12: Übersicht über die ermittelten Wärmeübergangszahlen α_{KUPSIM} für die einzelnen Varianten mit Angabe des Streubereichs in dem der maßgebliche Teil der Auswertungen liegt; Wärmeübergangszahlen α_{KUPSIM} aus Temperaturversuchen mit Öl Shell ATF M-1375.4

6.3 Einordnung des Wärmeübergangsverhaltens der untersuchten Varianten

Zur Einordnung des Wärmeübergangsverhaltens der untersuchten Varianten bietet sich eine Betrachtung der einzelnen Einflussparameter auf den Wärmeübergang ans Öl an. Entsprechend der Gleichungen (15) bis (17) sind dies für die geschlossene Kühlphase folgende Parameter:

- Temperatur der Stahllamelle ϑ_{SI}
- Temperatur des zugeführten Öls $\vartheta_{\text{Öl},zu}$
- Ölvolumenstrom durch die Kupplung $\dot{V}_{\text{Öl}}$
- Dichte $\rho_{\text{Öl}}$ und Wärmekapazität $c_{\text{Öl}}$ des Öls
- Wärmeübergangszahl α
- Übertragungsfläche $A_{\text{Ölbenetzt}}$

Die Temperatur der Stahllamelle ϑ_{SI} ergibt sich aus den Betriebsparametern der durchgeführten Schaltung. Die Temperatur des zugeführten Öls $\vartheta_{\text{Öl},zu}$ ist eine vorgegebene Größe und wurde in den Versuchen auf feste Werte eingeregelt. Die Stoffwerte Dichte $\rho_{\text{Öl}}$ und Wärmekapazität $c_{\text{Öl}}$ des Öls hängen vom verwendeten Kühlöl ab. Der tatsächliche Ölvolumenstrom durch die Kupplung $\dot{V}_{\text{Öl}}$ hängt zum einen vom zugeführten Kühlölstrom ab, zum anderen vom Schluckvermögen und damit auch von den Betriebsbedingungen und Temperaturen. Die Wärmeübergangszahl α_{KUPSIM} hängt von den verwendeten Lamellen ab. Ebenfalls von den verwendeten Lamellen hängt die Übertragungsfläche $A_{\text{Ölbenetzt}}$ ab, zusätzlich aber auch noch vom Ölvolumenstrom durch die Kupplung.

Somit hängen also der Ölvolumenstrom durch die Kupplung, die Wärmeübergangszahl und die Übertragungsfläche von den verwendeten Lamellen ab. Die Bewertung des Wärmeübergangsverhaltens kann anhand dieser Parameter erfolgen. Der jeweilige Anwendungsfall ist dabei zu berücksichtigen. Zur besseren Vergleichbarkeit sind in Tabelle 13 die Ergebnisse der Auswertungen zum Schluckvermögen zusammengefasst. Es werden in der Zusammenstellung die auf Referenzbedingungen umgerechneten Werte für das Schluckvermögen angegeben. Die Umrechnung erfolgte dabei nach dem in KUPSIM angewandten Verfahren bzw. für die Varianten mit großen Nutquerschnitten (ms und rad-sp) nach dem modifizierten Verfahren unter Berücksichtigung der Einlaufstrecke (vgl. Kapitel 4.5.2).

Die Angaben zum Nutflächenanteil der einzelnen Varianten können aus Tabelle 2 entnommen werden.

	Schluckvermögen bei Referenzbedingungen [mm ³ /mm ² s]	Faktor $F_{\alpha,A}$ für geschlossene Kühlphase [W/K]
BGI-BO1-gp	5,9	2,6
BGI-BO1-wf	3,2	3,8
BGI-BO1-rad(ms)	33*	2,8
BGI-BO1-rad(ms)/wf	39*	5,6
BGI-BO1-gp(ms)/wf	41*	4,3
BGI-BO1-sl(ms)	38*	3,1
BGI-BO1-sl(ms)/wf	41*	4,3
BGI-BO2-wf	3,5	4,2
BGI-BS1-wf1	7,7	16,0
BGI-BS1-wf2	4,2	14,7
BGI-BS1-sp	0,2	-
BGI-BS1-rad/sp	13*	8,8
BGII-BO1-gp	2,0	2,4
BGIII-BO1-gp	2,0	-
BGIII-BO1-wf	1,0	-
BGIII-BS1-wf	1,7	-
BGIII-BS1-sp	0,2	-

Tabelle 13: Schluckvermögen bei Referenzbedingungen (Pressung 0,5 N/mm²; Druck 0,5 bar; Öltemperatur 80°C; kinematische Viskosität 8,5 mm²/s) und Faktor $F_{\alpha,A}$ nach Gleichung (22) (berechnet mit mittlerer Wärmeübergangszahl α_{KUPSIM} für geschlossene Kühlphase aus Tabelle 12) ; *Berechnung unter Berücksichtigung der Einlaufstrecke (vgl. Kapitel 4.5.2)

Entsprechend (16) stehen Wärmeübergangszahl α_{KUPSIM} und wärmeübertragende Fläche $A_{\text{ölbenetzt}}$ beide im Zähler des Faktors f_1 und können deshalb zusammengefasst werden. Um unabhängig vom Betriebszustand eine die Variante beschreibende Größe zu erhalten wird der Nutfüllungsgrad dabei aus dem neuen Faktor herausgenommen. Man erhält somit nach (22) den neuen Faktor $F_{\alpha,A}$ mit der Einheit Leistung [W] pro Grad Temperaturdifferenz [K]. Bei $F_{\alpha,A}$ handelt es sich somit um eine Kühlleistung die je Grad Temperaturdifferenz bei vollgefüllten Nuten übertragen werden kann. Der Zähler des Faktors f_1 aus (15) und (16) kann dann mit $F_{\alpha,A}$ entsprechend (23) eingesetzt werden.

$$F_{\alpha,A} = \alpha_{KUPSIM} \cdot A_{\text{Reib}} \cdot NFA \quad (22)$$

$$\alpha \cdot A_{\text{ölbenetzt}} = \sqrt[4]{F_N} \cdot F_{\alpha,A} \quad (23)$$

Die Faktoren $F_{\alpha,A}$ der untersuchten Varianten sind in Tabelle 13 aufgeführt. Der Faktor wurde nur berechnet wenn auch eine Wärmeübergangszahl für die geschlossene Kühlphase bestimmt wurde.

Bei Betrachtung des Faktors $F_{\alpha,A}$ zeigt sich, dass bei den geprägten Varianten in Baugröße BGI mit Reibbelag BO1 die Variante mit wf mit Waffelnutung gegenüber der Variante gp mit Gruppenparallelnutung den höheren Faktor $F_{\alpha,A}$ aufweist. Dies spiegelt gut die Ergebnisse der Temperaturversuche wieder. Bei den Varianten mit multisegmentierten Belägen (ms) weisen diejenigen, die mit einer zusätzlichen Waffelprägung versehen sind, ebenfalls einen höheren Faktor $F_{\alpha,A}$ auf. Auch hier hatte sich bei diesen Varianten ein besseres Abkühlverhalten gezeigt. Bei den Varianten mit Sinterreibbelag BS1 in Baugröße BGI weisen ebenfalls die beiden Waffelnut-Varianten höhere Werte auf im Vergleich zu der Variante BGI-BS1-rad/sp. Dies spiegelt qualitativ ebenfalls die Versuchsergebnisse zum Abkühlverhalten wieder.

Für weitergehende Betrachtungen ist zusätzlich auch der Volumenstrom durch die Kupplung mit einzubeziehen. Dieser taucht in den Betrachtungen zum Wärmeübergang an zwei Stellen auf. Zum einen fließt er in die Berechnung des Nutzfüllungsgrades F_N ein, zum anderen wird die Kühlleistung (vgl. (17)) von der Größe des Volumenstroms beeinflusst.

Ein größerer Kühlölvolumenstrom kann mehr Wärme aufnehmen. Allerdings ist der zur Verfügung stehende Kühlölvolumenstrom von der Anwendung abhängig und begrenzt. Für Anfahrkupplungen stehen häufig große Kühlölvolumenströme zur Verfügung, weshalb sich hier Nutzbilder mit großen Schluckvolumina eignen. Schaltkupplungen werden hingegen häufig nur geringe Volumenströme zugeführt.

In Tabelle 14 sind zwei Beispiele mit unterschiedlichen zugeführten Volumenströmen aufgeführt. Die Annahmen wurden so getroffen, dass die für die Ermittlung des Schluckvermögens definierten Referenzbedingungen vorliegen. Angenommen wird, dass der mögliche Volumenstrom durch die Kupplung dem Schluckvermögen bei Referenzbedingungen entspricht. Bei Beispiel 1 wird ein kleinerer spezifischer Volumenstrom von $0,75 \text{ mm}^3/\text{mm}^2\text{s}$ angenommen, der von beiden Varianten vollständig gefördert werden kann. Das Verhältnis von zugeführtem zu möglichem Volumenstrom (entspricht dem Nutzfüllungsgrad F_N) ist bei der Variante BGI-BO1-wf größer. Dies überwiegt auch den bei dieser Variante kleineren Wert des Faktors $F_{\alpha,A}$. Die Abkühlbedingungen sind bei der Waffelnutvariante günstiger. Im zweiten Beispiel übersteigt der zugeführte Volumenstrom das Schluckvermögen der Waffelnutvariante. Der Nutzfüllungsgrad erreicht den Maximalwert 1. Der Faktor f_1 fällt bei Variante BGI-BO1-wf höher aus als bei Variante BGI-BO1-rad(ms)/wf. Allerdings können nur 38% des zugeführten Volumenstroms genutzt werden, während bei der multiseg-

mentierten Variante der volle zugeführte Volumenstrom zur Kühlung genutzt werden kann.

		BGI-BO1-wf	BGI-BO1-rad(ms)/wf
Schluckvermögen bei Referenzbedingungen	mm ³ /mm ² /s	3,2	39
$F_{\alpha,A}$	W/K	3,8	5,6
Beispiel 1 ($\vartheta_{Öl} = 80^{\circ}\text{C}$; $n = 2400 \text{ U/min} \rightarrow \text{dyn. Druck } 0,5 \text{ bar}$)			
Zugef. Volumenstrom	mm ³ /mm ² s	1,0	
Nutfüllungsgrad F_N	-	0,313	0,026
$\sqrt[4]{F_N}$	-	0,75	0,40
Genutzter Volumenstrom	%	100	100
Beispiel 2 ($\vartheta_{Öl} = 80^{\circ}\text{C}$; $n = 2400 \text{ U/min} \rightarrow \text{dyn. Druck } 0,5 \text{ bar}$)			
Zugef. Volumenstrom	mm ³ /mm ² s	10,0	
Nutfüllungsgrad F_N	-	1,0	0,26
$\sqrt[4]{F_N}$	-	1,0	0,71
Genutzter Volumenstrom	%	38	100

Tabelle 14: Beispiele zur Einordnung des Wärmeübergangsverhaltens und Einsatzbereiches der Varianten BGI-BO1-wf und BGI-BO1-rad(ms)/wf

Die beiden Beispiele zeigen, dass es Einsatzfälle geben kann, bei denen eine Variante, die vom Prinzip her gute Abkühlvoraussetzungen bietet, aufgrund des begrenzten möglichen Volumenstroms an Grenzen stößt. Eine weitere Steigerung des Kühlölvolumenstroms führt hier zu keiner Steigerung der Kühlleistung mehr, es sei denn es kann sich ein Ölstauring ausbilden, der den dynamischen Druck erhöht und somit zu einem größeren möglichen Volumenstrom führt (vgl. (6)). Wird mehr Kühlöl zur Aufnahme einer großen Energiemenge benötigt (z.B. bei Anfahrvorgängen), so müssen Nutbilder gewählt werden, die ein höheres Schluckvermögen bieten. Aus den Versuchsergebnissen und Auswertungen zeigt sich, dass in diesem Fall eine zusätzliche Waffelüberprägung eine Verbesserung der Abkühleigenschaften auch bei geringeren Volumenströmen mit sich bringt.

Bei geringen zur Verfügung stehenden Volumenströmen erweisen sich konventionelle Nutbilder mit kleineren Nutquerschnitten als besser geeignet. Die Wärme kann

besser von den Lamellen ans Öl abgegeben werden, ohne dass ein Großteil des Öls „ungenutzt durchrauscht“.

Bei der Auswahl von Reibbelag und Nutung sind neben dem Wärmeübergangsverhalten weitere Aspekte zu beachten. Nicht überall eignet sich eine Variante mit metallischem Reibbelag anstelle einer Variante mit organischem Reibbelag und umgekehrt. Die weiteren Eigenschaften, die die Lebensdauer und Belastbarkeit beeinflussen, sind ebenfalls zu berücksichtigen.

7 Weiterentwicklung der Simulationsmethodik

Die im Folgenden dargestellte Erweiterung der Simulationsmethodik von Hämmerl [7] und dem daraus hervorgegangenen Simulationsprogramm KUPSIM der Forschungsvereinigung Antriebstechnik basiert auf den hier vorgestellten Arbeiten. Die angesprochenen Erweiterungen sind in KUPSIM implementiert und wurden für die oben dargestellten Auswertungen zum Wärmeübergang genutzt.

7.1 Erweiterung der Berechnung

Modifizierte Berücksichtigung von Nut- und Spaltfüllungsgrad

Aufgrund der in Kapitel 6.2.1 vorgestellten Auswertungsergebnisse wurde die Modellierung der wärmeübertragenden Fläche mit Nut- und Spaltfüllungsgrad überarbeitet. Nach Hämmerl [7] fließen Nutfüllungsgrad F_N (18) und Spaltfüllungsgrad F_S (19) linear in die Berechnung der wärmeübertragenden Fläche ein (24), (25). Die Untersuchungen zum Temperaturverhalten und die Auswertungen zur Wärmeübergangszahl haben ergeben, dass durch die zu starke Reduzierung der wärmeübertragenden Fläche der Wärmeübergang bei kleinen Füllungsgraden zu schlecht gerechnet wird. Um dennoch Messung und Rechnung abgleichen zu können, wären sehr große Werte für die Wärmeübergangszahl erforderlich. Dies widerspricht den physikalischen Erwartungen und erschwert zudem die Anwendung des Rechenmodells.

$$A_{\text{ölbenezt,geschlossen}} = A_{\text{Reib}} \cdot NFA \cdot F_N \quad (24)$$

$$A_{\text{ölbenezt,offen}} = A_{\text{Reib}} \cdot F_S \quad (25)$$

Aus den Versuchsergebnissen und aus theoretischen Überlegungen wurden deshalb andere Gewichtungen der beiden Faktoren hergeleitet.

Nutfüllungsgrad

Theoretische Überlegungen basierend auf Gleichung (5) führen zur modifizierten Berechnung der wärmeübertragenden Fläche $A_{\text{ölbenezt,geschlossen,kor.}}$ nach (26). Der hydraulische Durchmesser d_{hydr} fließt in die Berechnung des Volumenstroms in vierter Potenz ein. Die für den Wärmeübergang bei einem runden Rohr anzusetzende Gesamtfläche berechnet sich aus dem Umfang und der Rohrlänge. Somit hängt also die für den Wärmeübergang anzusetzende Fläche über den Durchmesser d_{hydr} in vierter Wurzel vom Volumenstrom ab. Dieser Zusammenhang wurde auf die

Berechnung der ölbenetzten Fläche in der Kühlphase mit geschlossener Kupplung übertragen.

$$A_{\text{ölbenetzt,geschlossen,kor.}} = A_{\text{Reib}} \cdot NFA \cdot \sqrt[4]{F_N} \quad (26)$$

Spaltfüllungsgrad

Ein ähnliches Bild wie bei geschlossener Kupplung zeigt sich auch bei der Auswertung der Wärmeübergangsverhältnisse der offenen Kupplung. Bei geringer rechnerischer Füllung des Spaltes kommt es auch hier zu größeren Abweichungen von Messung und berechneten Temperaturverläufen, wenn nicht die Wärmeübergangszahlen entsprechend angepasst wurden. Übersteigt der mögliche Volumenstrom den zugeführten, so befindet sich auch hier ein Öl-Luftgemisch in den Spalten. Frühere Untersuchungen von Dümeland [6] zeigen, dass Luft z.T. sogar von außen in den Spalt eingesaugt wird. Teilweise kommt es an einzelnen Stellen zur Ablösung des geförderten Öls von den Lamellen. Zur Berücksichtigung dieser Effekte auf den Wärmeübergang wurde von Hämmerl [7] als Analogon zum Nutzfüllungsgrad F_N der Spaltfüllungsgrad F_S eingeführt, der linear in die Berechnung der wärmeübertragenden Fläche einfließt. Der Spaltfüllungsgrad F_S war bei der Umsetzung des Berechnungsverfahrens in das Simulationsprogramm KUPSIM aufgrund von früheren Berechnungsergebnissen bereits in abgeschwächter Form als Wurzel aus F_S ($\sqrt{F_S}$) eingeflossen (als bisherige Berücksichtigung bezeichnet in Bild 37). Entsprechend der Ergebnisse dieser Arbeit fließt er in der modifizierten Betrachtung nicht mehr in die Berechnung der wärmeübertragenden Fläche ein. Bei offener Kupplung berechnet sich die wärmeübertragende Fläche $A_{\text{ölbenetzt,offen,kor.}}$ somit entsprechend (27).

$$A_{\text{ölbenetzt,offen,kor.}} = A_{\text{Reib}} \quad (27)$$

Wärmeübergangszahlen für die einzelnen Phasen einer Schaltung

Die in Kapitel 6.2 vorgestellten Auswertungen zu Wärmeübergang und Wärmeübergangszahlen zeigen, dass basierend auf der zugrundeliegenden technischen Modellierung des Berechnungsansatzes eine globale Wärmeübergangszahl α_{KUPSIM} für einen kompletten Schaltzyklus nicht ausreichend ist. Für eine verbesserte Simulation sind für Reibphase, Kühlphase mit geschlossener und Kühlphase mit offener Kupplung jeweils unabhängige Wärmeübergangszahlen vorzugeben.

Stauöleffekte

Besonders bei den Versuchen im Bremsbetrieb zeigt sich beim Wiederanlaufen der offenen Kupplung kurzzeitig eine zum Teil sehr starke Abkühlung. Diese ist auf einen kurzzeitig erhöhten Kühlölstrom zurückzuführen, der auf die Förderung von in der Kühlphase mit geschlossener Kupplung gestautem Öl zurückzuführen ist.

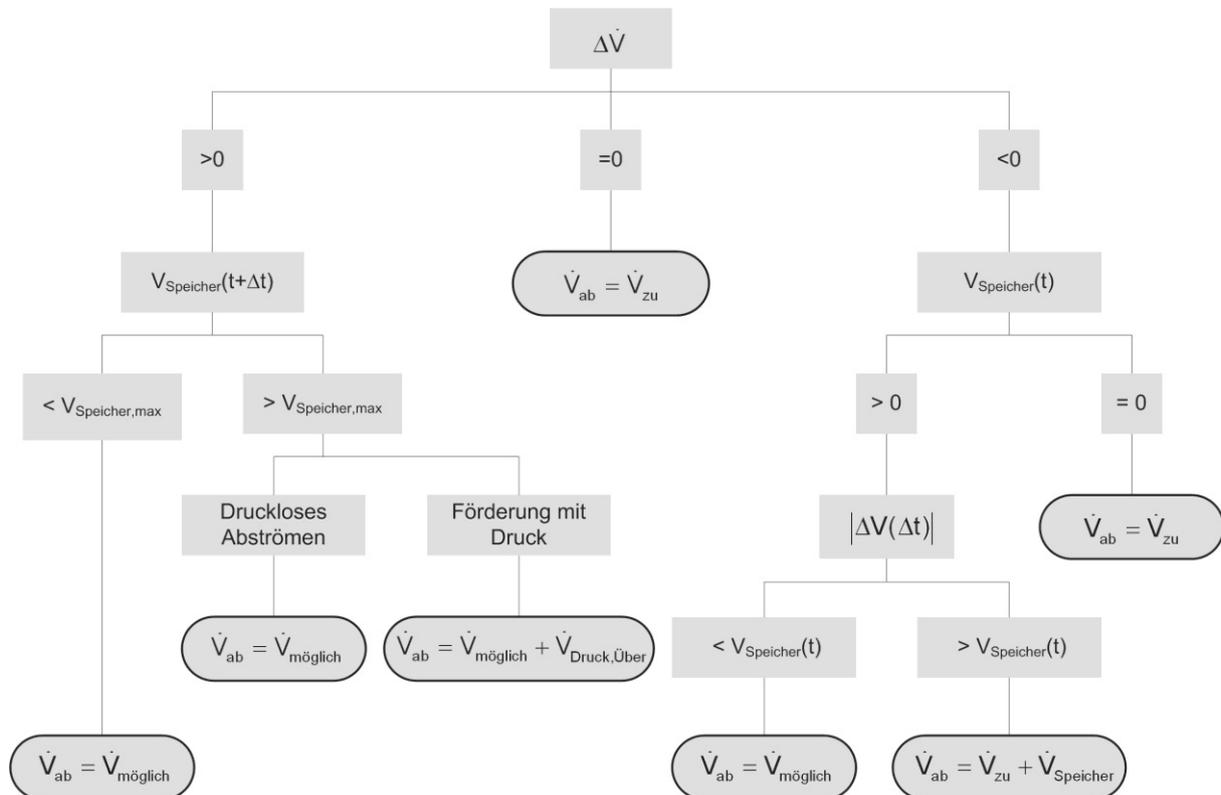


Bild 39: Schematische Darstellung der Berechnung des Volumenstroms durch die Kupplung bei Berücksichtigung von Stauöleffekten

Zur Berücksichtigung dieser Ölmenge ist in der Berechnung für jeden Zeitschritt die Differenz aus zugeführtem und abströmendem Ölvolumenstrom zu bilden. Zusätzlich muss das Volumen des zur Speicherung zur Verfügung stehenden Raumes bekannt sein. Die Berücksichtigung von Stauöleffekten kann über eine komplette Schaltung (inkl. Reib- und Kühlphase) durchgeführt werden. So lässt sich dynamisch auch die Höhe des Ölstaurs aus der Geometrie und dem gespeicherten Volumen ermitteln. Ob sich tatsächlich ein Ölstauring ausbildet hängt auch von der Drehzahl ab (32). Die Vorgehensweise zur Ermittlung des tatsächlich durch das Paket strömenden Ölvolumenstroms ist im Schema in Bild 39 dargestellt und wird im Folgenden kurz erläutert.

Zur Beurteilung, ob der zugeführte Volumenstrom größer, gleich, oder kleiner dem möglichen Volumenstrom durch die Kupplung ist, wird die Differenz aus zugeführtem und möglichem Volumenstrom gebildet (28).

$$\Delta\dot{V} = \dot{V}_{\text{zu}} - \dot{V}_{\text{möglich}} \quad (28)$$

Ist der zugeführte Volumenstrom gleich dem möglichen, so wird dieser vollständig gefördert. Dem Speichervolumen wird weder Öl zu noch abgeführt.

Wird mehr Öl zugeführt als gefördert werden kann, ist zu prüfen, ob der Speicher dieses Öl aufnehmen kann. Dazu ist das benötigte Volumen für den nächsten Zeitschritt zu berechnen (29), (30).

$$\Delta V(\Delta t) = \Delta\dot{V} \cdot \Delta t \quad (29)$$

$$V_{\text{Speicher}}(t + \Delta t) = V_{\text{Speicher}}(t) + \Delta V(\Delta t) - \dot{V}_{\text{möglich}} \cdot \Delta t \quad (30)$$

Das maximal zur Verfügung stehende Volumen zur Speicherung des Öls $V_{\text{Speicher,max}}$ hängt von der Geometrie des Innenmitnehmers und des verfügbaren Raums in seinem Inneren ab. Zusätzlich spielen auch die Betriebsbedingungen eine Rolle, ob sich ein Ölstauring ausbilden kann, oder ob das Öl von unten ansteigt. Der Radius auf dem sich noch ein Ölstauring ausbilden kann wird mit (32) berechnet. Diese leitet sich aus dem Vergleich von Zentrifugalkraft und Gewichtskraft des Öls her (31).

$$F_r = F_G \quad (31)$$

$$r = \frac{g}{\omega^2} \quad (32)$$

Das zur Verfügung stehende Volumen kann durch eine Staukante begrenzt sein, ab der das Öl abströmen kann. Ist das maximale Speichervolumen noch nicht erreicht, so wird der mögliche Volumenstrom durch die Kupplung gefördert.

Wird das maximale Speichervolumen erreicht und das Öl kann drucklos abfließen, so wird nur der mögliche Volumenstrom durch das Paket gefördert. Kann zusätzliches Öl nicht drucklos abgeführt werden, so wird der durch das Paket strömende Volumenstrom aus dem möglichen Volumenstrom und dem nicht mehr zu speichernden Volumenstrom (33) berechnet.

$$\dot{V}_{\text{Druck,Über}} = \frac{V_{\text{Speicher}}(t + \Delta t) - V_{\text{Speicher,max}}}{\Delta t} \quad (33)$$

Wird der Kupplung weniger Öl zugeführt als gefördert werden kann, so entspricht der durch das Paket strömende Volumenstrom dem zugeführten, wenn kein gespeichertes Volumen vorhanden ist.

Steht eine zusätzliche Ölmenge zur Verfügung, so wird der mögliche Volumenstrom gefördert, wenn das zur Verfügung stehende Volumen groß genug ist. Steht weniger Volumen zur Verfügung als in diesem Zeitschritt zusätzlich gefördert werden könnte, so wird nur dieses Volumen zusätzlich gefördert. Der maximale Volumenstrom aus der gespeicherten Ölmenge für einen Zeitschritt wird mit (34) berechnet.

$$\dot{V}_{\text{Speicher}} = \frac{V_{\text{Speicher}}(t)}{\Delta t} \quad (34)$$

Die Veränderung des Speichervolumens in einem Zeitschritt berechnet sich mit (35) aus der Differenz zwischen zugeführtem Volumenstrom und abgeführtem Volumenstrom aus der Kupplung und drucklos am Paket vorbeigeführtem Volumenstrom aus dem Speicher (wenn dieser kein Öl mehr aufnehmen kann).

$$\Delta V_{\text{Speicher}} = [\dot{V}_{\text{zu}} - (\dot{V}_{\text{ab}} + \dot{V}_{\text{Speicher,drucklos ab}})] \cdot \Delta t \quad (35)$$

Neben den aufgeführten Fällen gibt es weitere mögliche Fälle, die beim Erreichen des maximalen Speichervolumens eintreten können und die hier kurz aufgeführt werden:

- Reduzierung der zugeführten Ölmenge – keine Druckerhöhung
- Abströmen eines Teils des Öls über eine Drosselstelle – Parameter der Drossel müssen bekannt sein

Ölvolumenstrom bei großen Nutquerschnitten

Das in Kapitel 4.5.2 vorgestellte Verfahren zur Berechnung des möglichen Volumenstroms bei Nutbildern mit großen Nutquerschnitten wurde für Simulationsrechnungen in einer Sonderversion von KUPSIM implementiert. Die Lösung nach dem Volumenstrom erfolgt iterativ bei bekanntem dynamischem Druck.

$$\dot{V}_{\text{Referenz}} = \dot{V}_{\text{Messung}} \cdot \left[\frac{v(\vartheta_{\text{Messung}})}{v(\vartheta_{\text{Referenz}})} \right]^{e1} \cdot \left[\frac{p_{\text{Referenz}}}{p_{\text{Messung}}} \right]^{e2} \quad (36)$$

Im Abschlussbericht [39] des dieser Arbeit zugrunde liegenden FVA-Forschungsvorhabens wurde ein auf der Auswertung von Versuchsergebnissen basierendes vereinfachtes Verfahren beschrieben, das in KUPSIM 2.3 umgesetzt ist. Dieser Ansatz liefert für die untersuchten Varianten ebenfalls gute Ergebnisse. Gleichung (4) wird hierbei erweitert, indem die Verhältnisse von Druck und Viskosi-

tät mit Korrektorexponenten verrechnet werden (36). Die Korrektorexponenten e_1 und e_2 sind aus Versuchsergebnissen zu ermitteln.

Wärmeabgabe an die Umgebung

Bei Untersuchungen ohne Kühlölzufuhr hatte sich eine nicht zu vernachlässigende Abkühlung gezeigt (Kapitel 5.4.2). Abschätzungen haben ergeben, dass sich diese gut bei Berücksichtigung von Wärmeleitung an die Mitnehmer nachbilden lässt.

In der Kühlphase werden nur Massenmitteltemperaturen berechnet. Diese sind auf einen Punkt in der Lamellenmitte bezogen. Entsprechend wird dies auch für die Berechnung der Wärmeabgabe an die Mitnehmer berücksichtigt. Sie wird als Wärmestrom aus Lamellenmitte nach außen bzw. innen in die Verzahnung gerechnet. Als wärmeübertragende Fläche A_{Kontakt} wird die tatsächliche Kontaktfläche der Lamellenverzahnung mit dem Mitnehmer herangezogen. Als Wärmeleitstrecke $l_{\text{Wärmeleitung}}$ wird der Abstand von mittlerem Reibradius bis Mitte der Verzahnung angesetzt. Für die Mitnehmer wird aufgrund der im Vergleich zu den Lamellen großen Masse eine konstante Temperatur angenommen, die der Umgebungstemperatur bzw. der Öleinspritztemperatur entspricht. Die Berechnung der Kühlleistung über die Mitnehmer P_{Umgebung} erfolgt nach (37). Die Temperatur der Lamelle nach dem vorherigen Zeitschritt wird mit $\vartheta_{\text{Lamelle}}(t-\Delta t)$ bezeichnet.

$$P_{\text{Umgebung}} = A_{\text{Kontakt}} \cdot \lambda_{\text{Lamelle}} \cdot \frac{\vartheta_{\text{Lamelle}}(t - \Delta t) - \vartheta_{\text{Mitnehmer}}}{l_{\text{Wärmeleitung}}} \quad (37)$$

Die Gleichung zur Berechnung der Lamellentemperatur aus der Kühlleistung wird zu Gleichung (38) erweitert. Neben der Kühlleistung P_K aus Wärmeübergang ans Kühlöl und Temperatursgleich zwischen den Lamellen (nur bei geschlossener Kupplung) wird nun die Kühlleistung P_{Umgebung} durch Wärmeabgabe an die Mitnehmer mit berücksichtigt.

$$\vartheta_{\text{Lamelle}}(t) = \vartheta_{\text{Lamelle}}(t - \Delta t) - \frac{(P_K + P_{\text{Umgebung}}) \cdot \Delta t}{m_{\text{Lamelle}} \cdot c_{\text{Lamelle}}} \quad (38)$$

Für die hinsichtlich Wärmeabgabe an die Umgebung ausgewerteten Versuche mit Lamellen der Baugröße BGI ergibt sich mit dieser Modellierung eine gute Übereinstimmung der Messung mit der Simulation. Lamellen dieser Baugröße weisen in Verbindung mit dem verwendeten Außenmitnehmer eine Kontaktfläche je Zahn an den Außenlamellen auf, die etwa 30% der Zahnflankenfläche beträgt. Aufgrund des Spiels in der Verzahnung steht nur eine Flanke je Zahn in Kontakt mit dem Mitnehmer.

mer. Die Berührfläche kann aus der Geometrie von Lamellen und Mitnehmern ermittelt werden.

Für die Berücksichtigung von Wärmeabgabe an die Mitnehmer in der Reibphase empfiehlt es sich, wenn die Simulation nach dem Finite-Differenzen-Verfahren erfolgt (vgl. KUPSIM), Außen- und Innenmitnehmer mit zu modellieren.

7.2 Abgleich mit KUPSIM-Berechnungen

Die in Kapitel 7.1 beschriebenen Erweiterungen des Rechenverfahrens wurden in KUPSIM programmtechnisch umgesetzt. Im Folgenden werden Beispiele die mit der erweiterten Version von KUPSIM nachgerechnet wurden im Vergleich zur Messung dargestellt, um die Möglichkeiten und Grenzen der Simulation mit KUPSIM aufzuzeigen.

Schaltungsfolge – BGI-BO1-gp

In Bild 40 ist eine Folge von fünf gleichen Schaltungen dargestellt. Beim gemessenen Temperaturverlauf zeigt sich ein Anstieg der Ausgangstemperatur vor der Reibphase im Vergleich von erster Schaltung zu den Folgeschaltungen. Der Beharrungszustand wird hier schnell erreicht, so dass sich bereits ab der dritten Schaltung keine nennenswerte Änderung mehr ergibt. Bild 41 zeigt detaillierter die Messaufzeichnung der Reibphase einer vergleichbaren Schaltung. Sie entstammt nicht der Schaltungsfolge in Bild 40, stimmt aber von Betriebsparametern und Temperatur mit den Schaltungen der Schaltungsfolge überein. In Tabelle 15 sind einige Kennwerte und Vergleichstemperaturen eingetragen. Die Kennwerte spezifische Reibarbeit, Rutschzeit und Gleichlaufdrehzahl wurden aus der in Bild 41 gezeigten Reibphase ermittelt. Die Temperaturen entstammen den Messaufzeichnungen der Schaltungsfolge. Als Basis für die Modellierung der Reibphase in KUPSIM wurden die Daten der in Bild 41 gezeigten Reibphase herangezogen. In der Tabelle 15 sind die mit KUPSIM berechneten Kennwerte den aus der Messung ermittelten gegenübergestellt. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung mit nur geringen Abweichungen.

		Messung	KUPSIM
Spez. Reibarbeit	J/mm ²	0,59	0,58
Rutschzeit	S	1,31	1,26
Gleichlaufdrehzahl	1/min	1084	1078
Starttemperatur 1. Schaltung	°C	43	43
Maximaltemperatur 1. Schaltung	°C	143	142
Starttemperatur 5. Schaltung	°C	51	50
Maximaltemperatur 5. Schaltung	°C	146	148

Tabelle 15: Vergleich Kennwerte aus Messung und Simulation für die Reibphase und die Schaltungsfolge; Temperaturen aus KUPSIM wurden für den Ort der Temperaturmessstelle berechnet (BGI-BO1-gp; I/V081/51; I/V080/12; LS6/I)

Das Reibmoment wurde in KUPSIM über die Vorgabe eines Verlaufs von Pressung und Reibungszahl über Stützstellen eingegeben. In Bild 42 sind der gemessene Verlauf der Reibungszahl und der aus der gemessenen Axialkraft berechnete Verlauf der Pressung den in der Simulationsrechnung berücksichtigten Verläufen gegenübergestellt. Hier wurde eine sehr gute Nachbildung erreicht. Der Vergleich von gemessenem und simuliertem Temperaturverlauf (Bild 43) zeigt qualitativ und auch bei der Höhe der Temperaturen eine gute Übereinstimmung. Der Anstieg der Temperatur startet in der Simulation etwa 0,05 s früher als bei der Messung aufgezeichnet. Dies entspricht auch der Zeit, um die die Kurven von Messung und Simulation zueinander verschoben sind. Der Vergleich von gemessenem zu der Simulation zugrundeliegendem Drehzahlverlauf für die Schaltungsfolge ist in Bild 44 dargestellt. Der Drehzahlverlauf wurde für die Simulation über Stützstellen vorgegeben. Die Verläufe von Antriebs- und Abtriebsdrehzahl aus Messung und Simulation zeigen eine sehr gute Übereinstimmung. Der in Bild 45 dargestellte Vergleich von gemessenem und simuliertem Temperaturverlauf zeigt ebenfalls eine gute Übereinstimmung. Zusätzlich zum gemessenen Temperaturverlauf wurde auch ein Streuband von +/- 5 K eingetragen, in dem sich der berechnete Temperaturverlauf meist bewegt. Die Starttemperaturen der Folgeschaltungen werden jeweils gut abgebildet. Für die Reibphasen wurde jeweils der örtliche Temperaturverlauf an der Messstelle berechnet und eingetragen. Der Temperaturverlauf „Kühlphase“ stellt die mittlere Temperatur der Stahllamelle dar. Kurz nach Ende der Reibphase liegt er im Bereich der gemessenen Temperatur. In der Reibphase liegt diese Temperaturkurve unter der Messung. Dies ist plausibel, da die Messstelle in der Mitte der Stahllamelle auf Höhe des mittleren Reibradius liegt und sich vor allem in radialer Richtung nach außen zur Verzahnung hin niedrigere Temperaturen zeigen (vgl. Bild 46 – Temperaturfeld gegen Ende der ersten Reibphase zum Zeitpunkt des Auftretens der maximalen Temperatur - aus der Simulation). Diese Bereiche fließen gleichwertig in die Berechnung der mittleren Stahllamellentemperatur mit ein.

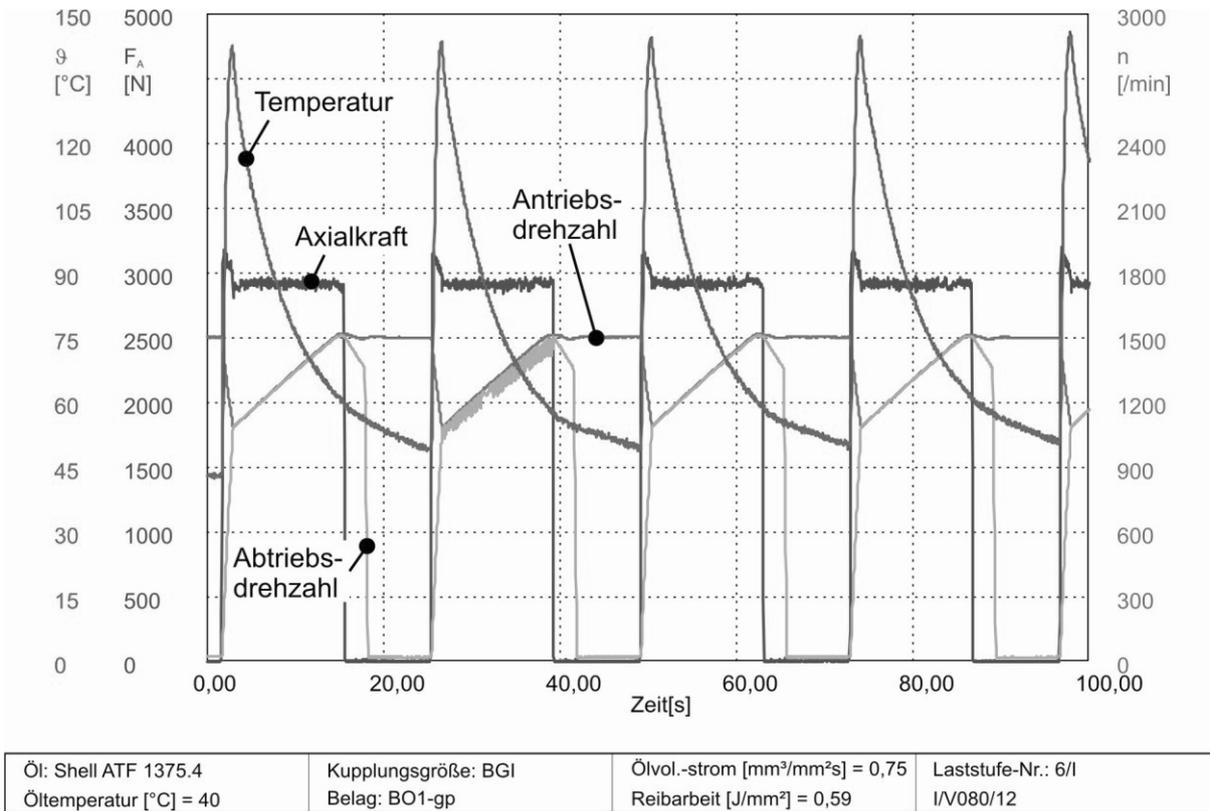


Bild 40: Schaltungsfolge - gemessene Größen (BGI-BO1-gp; I/V080/12; LS6/I)

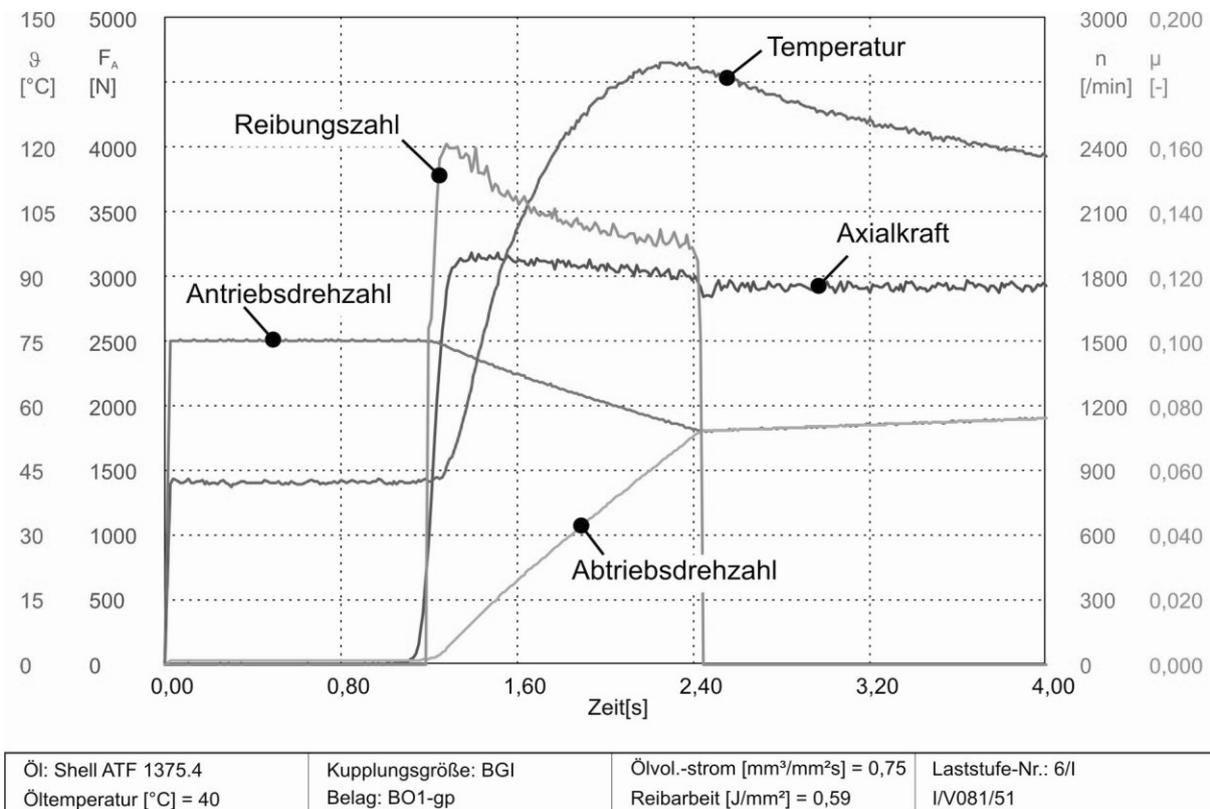


Bild 41: Reibphase - gemessene Größen (BGI-BO1-gp; I/V081/51; LS6/I)

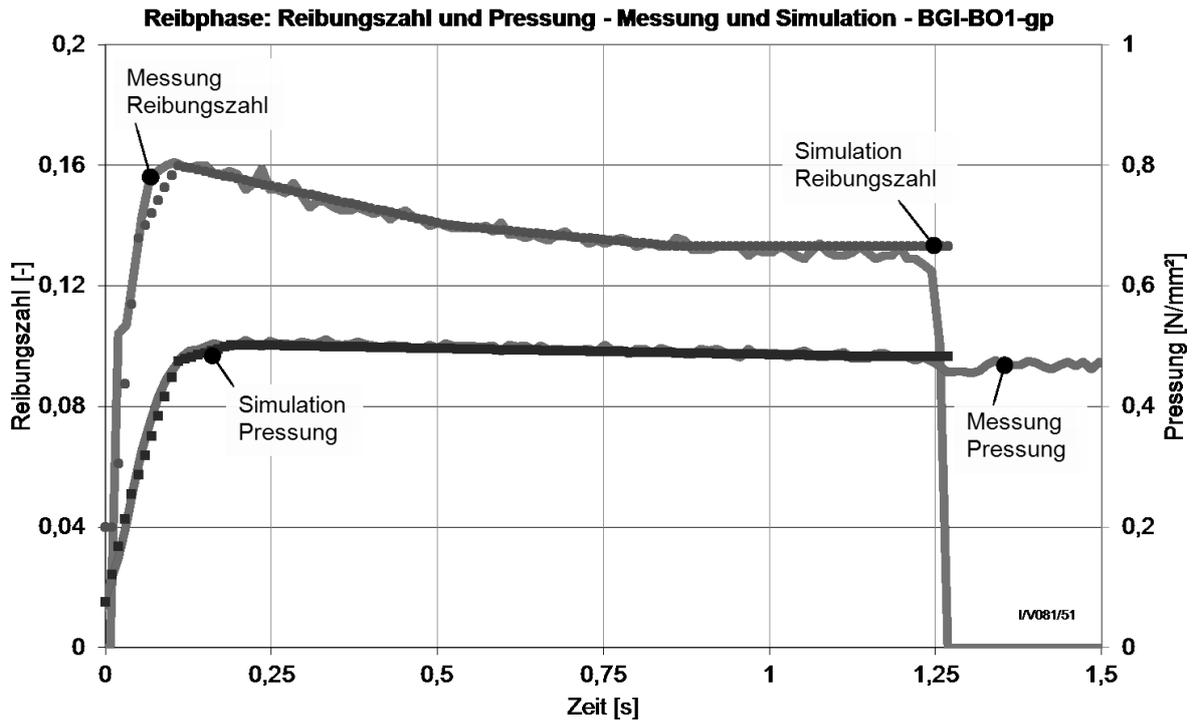


Bild 42: Reibphase - gemessener und mit KUPSIM simulierter Verlauf von Pressung und Reibungszahl (BGI-BO1-gp; I/V081/51; LS6/I)

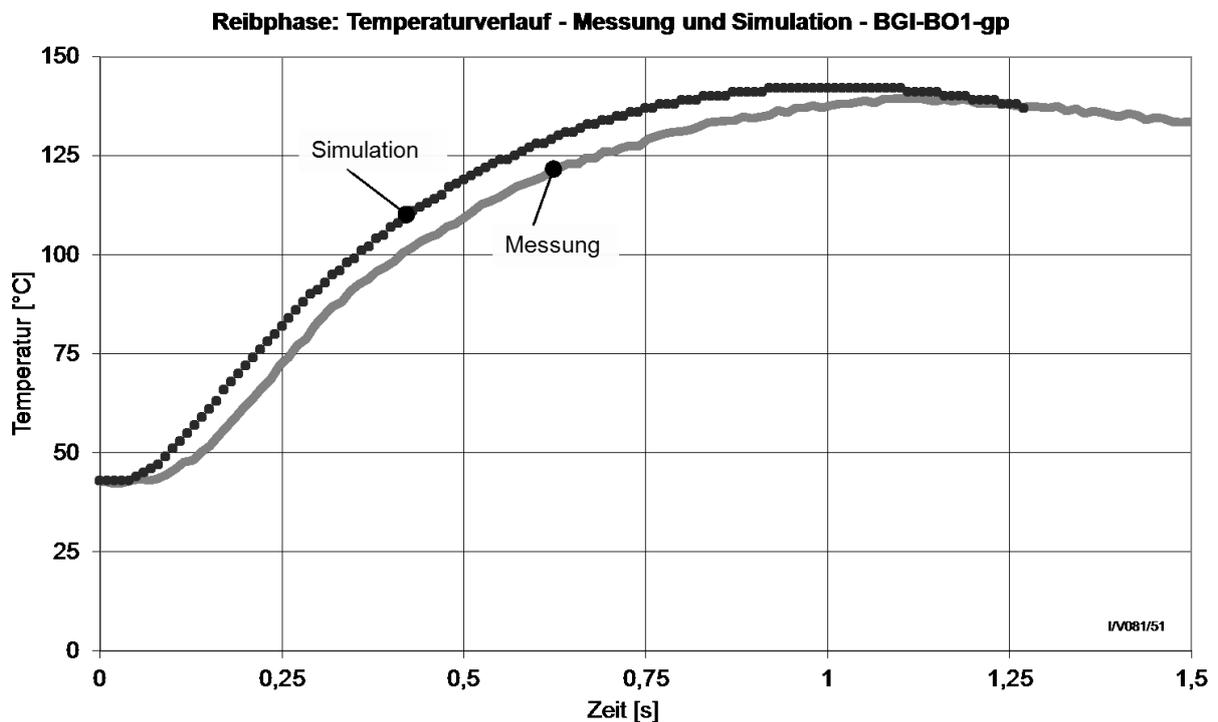


Bild 43: Reibphase - gemessener und mit KUPSIM simulierter Temperaturverlauf (BGI-BO1-gp; I/V081/51; LS6/I)

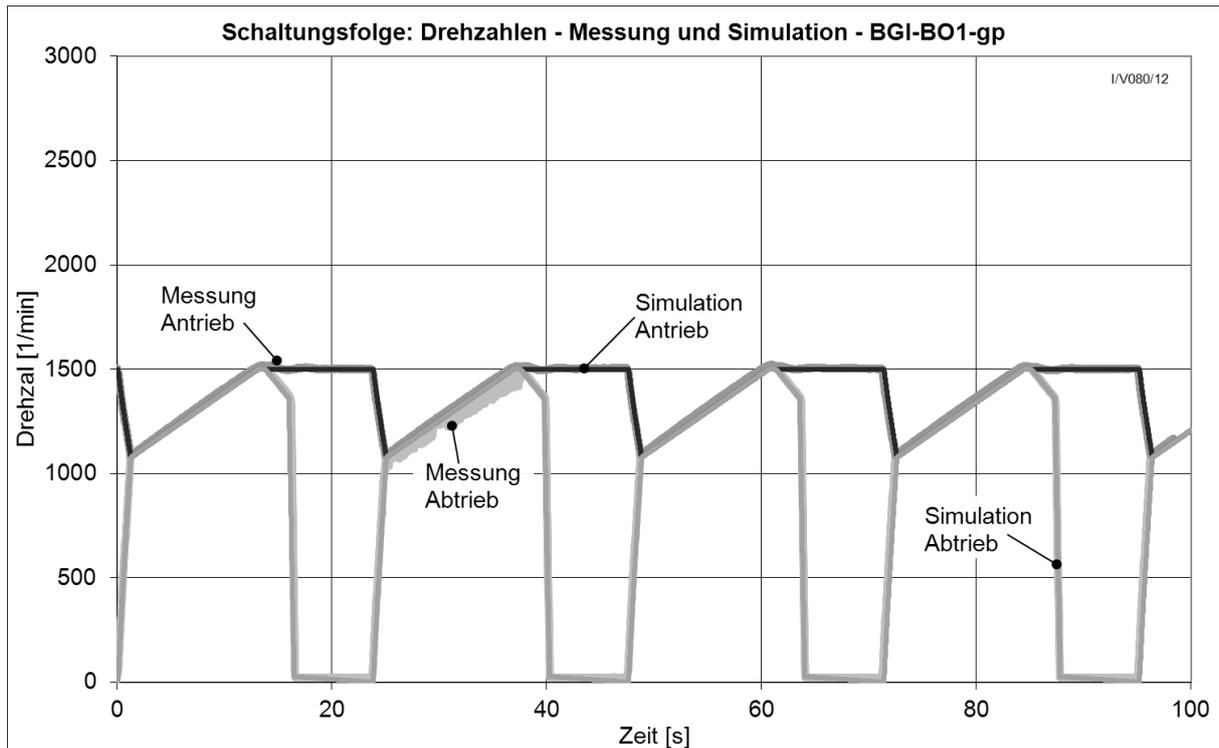


Bild 44: Schaltungsfolge - gemessener und mit KUPSIM simulierter Drehzahlverlauf im Vergleich (BGI-BO1-gp; I/V080/12; LS6/I)

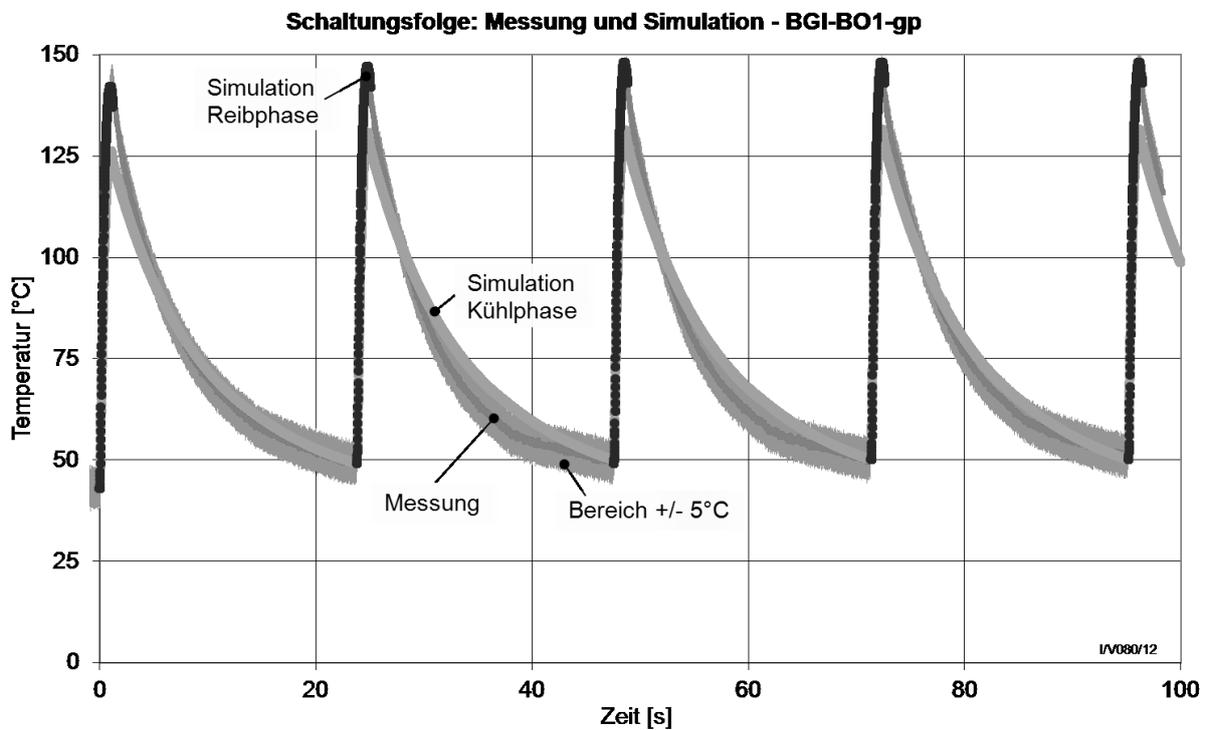


Bild 45: Schaltungsfolge - gemessener und mit KUPSIM simulierter Temperaturverlauf im Vergleich (BGI-BO1-gp; I/V080/12; LS6/I)

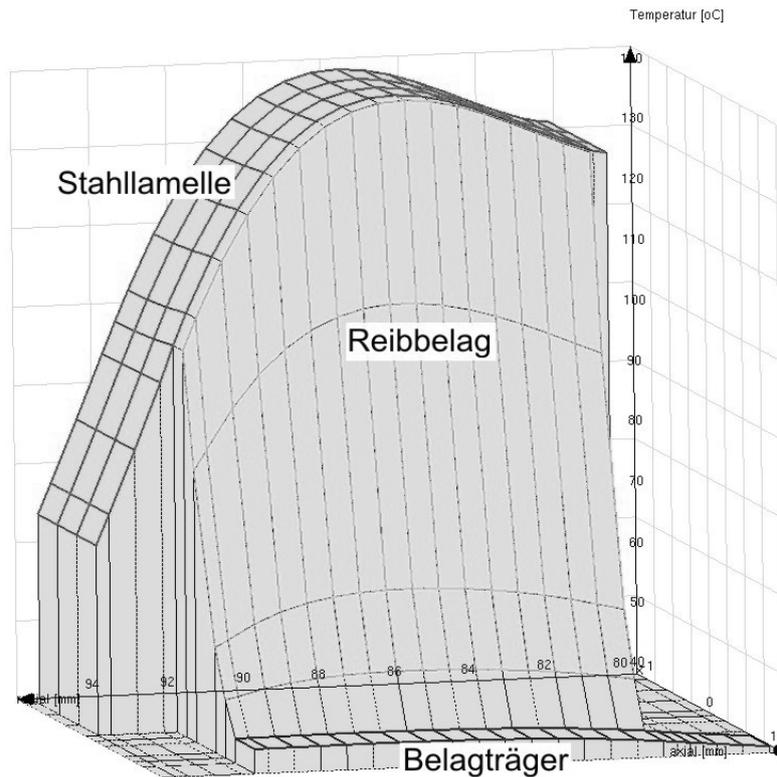


Bild 46: Temperaturfeld zum Zeitpunkt des Auftretens der Maximaltemperatur nach ca. 1 s Rutschzeit aus der Simulation der ersten Reibphase der Schaltungsfolge (BGI-BO1-gp; I/V080/12; LS6/I)

Einzelantrieb – BGI-BS1-wf

In Bild 47 sind die aufgezeichneten Messsignale einer Einzelantrieb mit der Variante BGI-BS1-wf1 mit sintermetallischem Reibbelag und Waffelnutung in Baugröße BGI dargestellt. Diese Schaltung wurde mit KUPSIM nachmodelliert und simuliert. Die Vorgabe des Reibmoments erfolgte über Verläufe mit Stützstellen von Reibungszahl und Pressung. Der Drehzahlverlauf in der Kühlphase wurde ebenfalls über Stützstellen angenähert. Tabelle 16 enthält den Vergleich von Kennwerten aus Messung und Rechnung. Bei spezifischer Reibarbeit, Rutschzeit und Gleichlaufdrehzahl gibt es eine gute Übereinstimmung. Es kann somit davon ausgegangen werden, dass die Mechanik der Schaltung gut abgebildet wurde.

Bei der erreichten Maximaltemperatur herrscht ebenfalls eine gute Übereinstimmung. Allerdings erfolgt der gemessene Temperaturanstieg schneller als in der Simulation. Das Abkühlen erfolgt in der Messung ebenfalls schneller als in der Simulation. Dies könnte auf die in Kapitel 5.3.2 angesprochene stärkere Abkühlung durch axiale Wärmeleitung bei metallischen Reibbelägen und Lamellenpaketen mit geringer Reibflächenzahl zurückzuführen sein. Ein derartiger Effekt wird in der Simulation nicht berücksichtigt. Zum Ende der Kühlphase liegt dann die berechnete Temperatur

unter der Gemessenen. Es erfolgt eine Rückkühlung bis etwa auf das Niveau der Einspritztemperatur. Bei der Messung kühlt die Kupplung nur etwa bis auf das Temperaturniveau vor der Schaltung ab und liegt somit etwa 7 K über der Ölein-spritztemperatur. Bild 49 zeigt das Temperaturfeld zum Zeitpunkt des Auftretens der maximalen Temperatur in der Simulation. Insgesamt zeigt sich in axialer Richtung über Stahllamelle, Reibbelag und Belagträger ein sehr ausgeglichenes Temperaturniveau. In radialer Richtung gibt es einen größeren Temperaturgradienten hin zu den Außenflächen der Lamellen. Dies erklärt auch hier, warum die Mitteltemperatur der „Kühlphase“ unter der Temperatur an der Messstelle liegt.

		Messung	KUPSIM
Spez. Reibarbeit	J/mm ²	0,85	0,85
Rutschzeit	s	3,64	3,68
Gleichlaufdrehzahl	1/min	865	857
Starttemperatur vor Schaltung	°C	46	46
Maximaltemperatur	°C	117	117
Endtemperatur Messung	°C	47	40

Tabelle 16: Vergleich Kennwerte aus Messung und Simulation für die Reibphase und die Schaltungsfolge; Temperaturen aus KUPSIM wurden für den Ort der Temperaturmessstelle berechnet; die Temperatur zum Zeitpunkt der Endtemperatur der Messung entspricht in der Simulation der mittleren Temperatur der Stahllamelle zu diesem Zeitpunkt (BGI-BS1-wf1; II/V030/40; LS7/II)

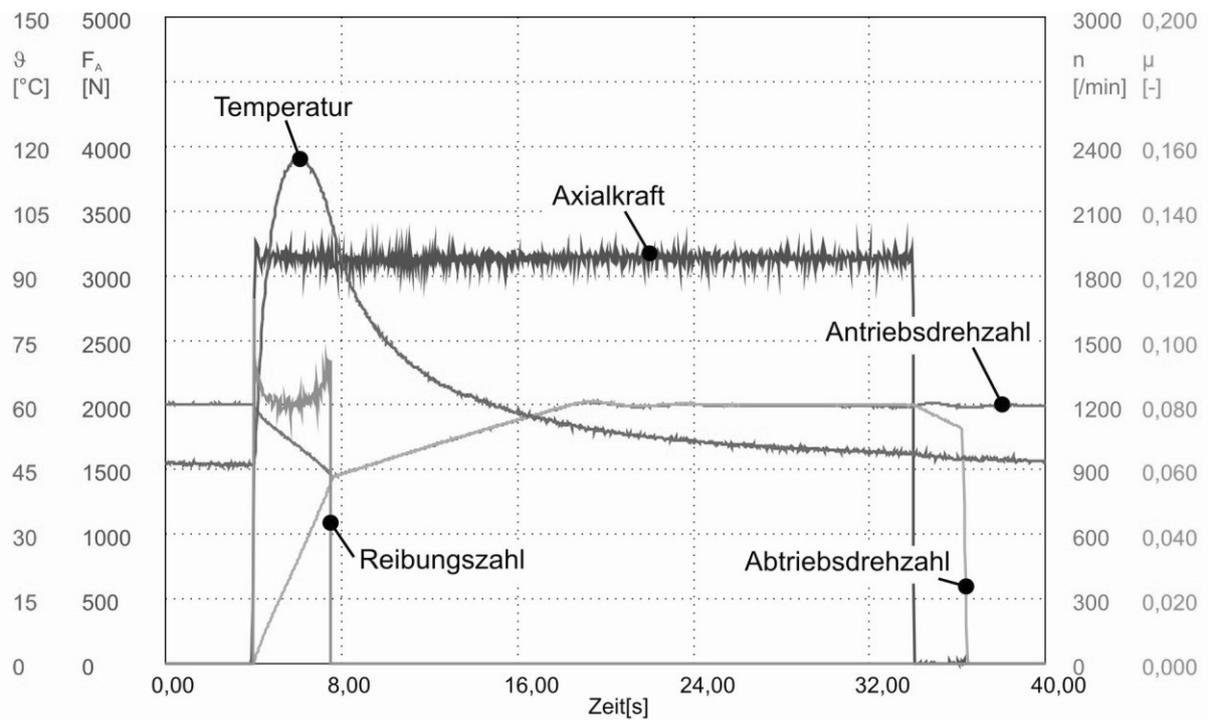


Bild 47: Einzeleinschaltung – gemessene Größen (BGI-BS1-wf1; II/V030/40; LS7/II)

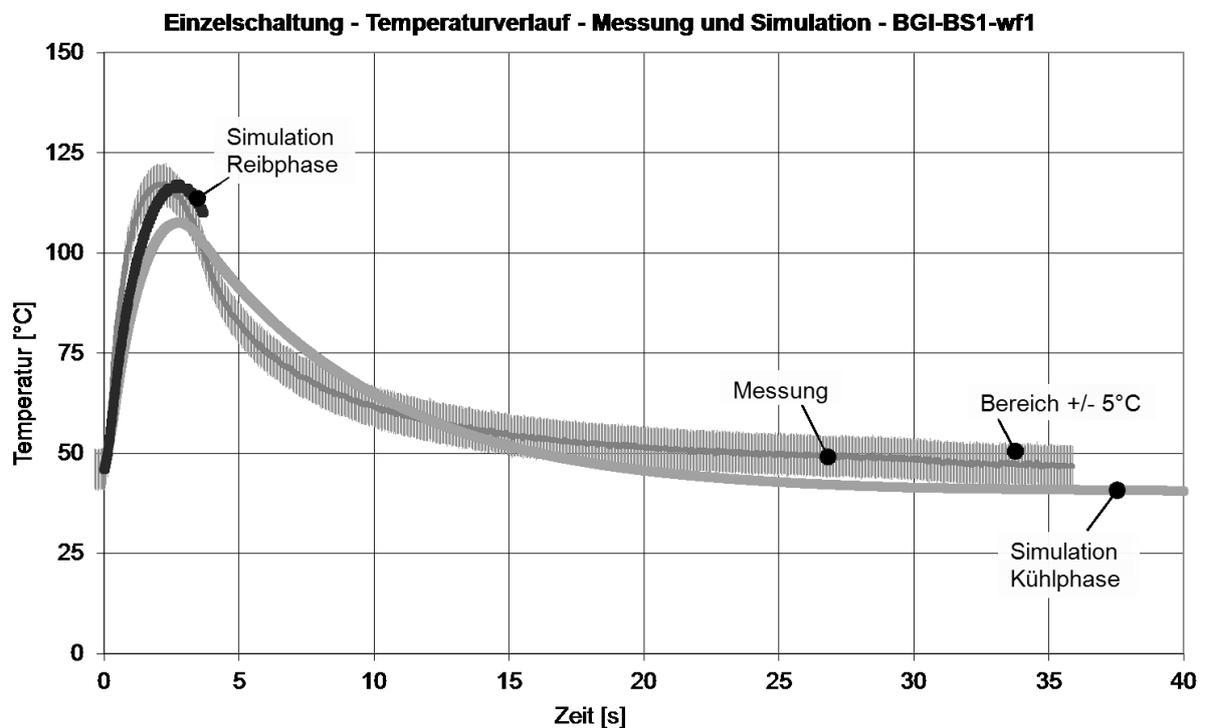


Bild 48: Einzeleinschaltung - gemessener und mit KUPSIM simulierter Temperaturverlauf (BGI-BS1-wf1; II/V030/40; LS7/II)

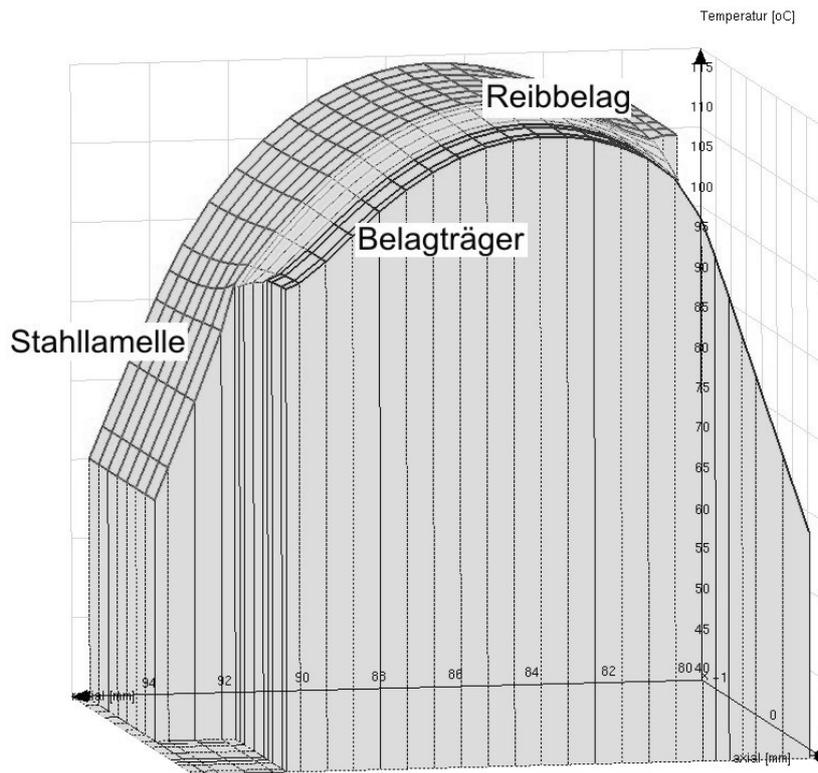


Bild 49: Temperaturfeld zum Zeitpunkt des Auftretens der Maximaltemperatur nach ca. 2,7 s Rutschzeit (BGI-BS1-wf1; II/V030/40; LS7/II)

Die Abbildungsgenauigkeit der Simulation ist bei der gezeigten Einzelschaltung mit sintermetallischem Reibbelag etwas schlechter als bei der oben gezeigten Schaltungsfolge mit organischem Reibbelag. Dies hängt wie angesprochen mit zusätzlichen Wärmeleiteffekten zusammen, die in der Simulation nicht berücksichtigt werden.

Bei entsprechend genauer Kenntnis der Eingabedaten lässt sich ein sehr guter Abgleich von Messung und Simulation erzielen. Somit ist die Simulation als Ergänzung zu Temperaturmessungen oder als Werkzeug für Vergleiche unterschiedlicher Varianten sehr gut geeignet.

8 Messgenauigkeit und Reproduzierbarkeit

8.1 Messgenauigkeit

Der maximale relative Messfehler kann nach Gleichung (39) [23] bestimmt werden.

$$\frac{\Delta x}{x} = \frac{\text{Messabweichung}}{\text{Messwert}} \quad (39)$$

In den folgenden Unterpunkten werden die maximalen Messunsicherheiten abgeschätzt. Der tatsächliche Messfehler und sein Einfluss auf die Ergebnisse fallen in der Regel kleiner aus, da davon auszugehen ist, dass nicht alle Einzelfehler gleichzeitig maximal und in gleicher Richtung wirkend auftreten.

Die ermittelten Unsicherheiten sind bezogen auf die erforderliche Genauigkeit klein.

8.1.1 Schluckvermögen

Kraft und Weg

Die Messung der Kraft erfolgt über eine Kraftmessdose vom Typ C2/10kN der Firma HBM. Der Kraftaufnehmer wurde inklusive dem Messverstärker in einer geeigneten Vorrichtung kalibriert. Das Vorgehen entspricht dabei der Kalibrierung der Kraftmessung in den Prüfständen (vgl. Kapitel 8.1.2).

Die Wegmessung erfolgt über einen Wegtaster W5TK der Firma HBM. Dieser wurde zusammen mit dem Messverstärker kalibriert. Hierzu wurde der Wegtaster in einer geeigneten Halterung eingespannt und mehrere Messpunkte durch Unterlegen von Endmaßen aufgenommen.

Linearitätsabweichung Wegtaster	%	0,4
Größte Abweichung vom Mittelwert aller Messpunkte bei der Kalibrierung	%	3,1

Tabelle 17: Wegtaster

Druck

Die Druckmessung erfolgt für kleine Drücke mittels eines analogen Feinmessmanometers. Die Daten des Manometers sind in Tabelle 18 aufgeführt. Für Drücke über 0,5 bar wird ein Drucksensor in Dünnschichttechnik mit integriertem Verstärker eingesetzt. Die Kalibrierung des Manometers und des Drucksensors wurde mittels Wassersäulenmessungen überprüft.

Genauigkeitsklasse	-	0,6
Messbereich	bar	0 ... 0,6
Skalenteilung	bar	0,005

Tabelle 18: Feinmessmanometer

Genauigkeit des Druckausgangs (v. Endwert)	%	0,25
Endwertabweichung	%	+/- 0,5
Messbereich	bar	0 ... 6

Tabelle 19: Drucksensor

Volumenstrom

Der Volumenstrom wird mittels zweier Schraubenvolumeter gemessen. Die Schraubenvolumeter wurden im Werk kalibriert.

Max. Abweichung	%	0,5
-----------------	---	-----

Tabelle 20: Schraubenvolumeter

8.1.2 Temperaturversuche

Messdatenerfassung

Die Messdatenerfassung erfolgt an den eingesetzten Prüfständen mit einem digitalen System. Die Messwerte werden mittels eines digitalen Voltmeters (A/D-Wandler) verarbeitet.

Auflösung je Kanal	Bit	16
Rel. Messgenauigkeit digitales Voltmeter	%	0,015

Tabelle 21: Messdatenerfassung

Kräfte, Momente und Drehzahlen

Die drei eingesetzten Prüfstände LK-1, LK-2 und LK-3 verfügen jeweils über ähnliche Einrichtungen zum Messen von Reibmoment T_R , Axialkraft F_A und Drehzahl n .

Die Messung von Reibmoment und Axialkraft erfolgt direkt an der Prüfkupplung. Es werden eigens entwickelte Messaufnehmer mit applizierten Dehn-Mess-Streifen (DMS) eingesetzt. Die Kalibrierung der Messaufnehmer für Reibmoment und Axialkraft erfolgt über die gesamte Messkette hinweg. Zum Kalibrieren im eingebauten Zustand werden mittels spezieller Vorrichtungen über Hebel und Gewichte Kraft

F_{Kal} (40) bzw. Moment M_{Kal} (41) aufgebracht. Aus Messungen mit verschiedener Belastung wird eine Ausgleichsfunktion gebildet. Es ergibt sich dabei ein nahezu exakt linearer Zusammenhang.

$$F_{\text{Kal}} = i_{\text{Hebel}} \cdot g \cdot m_{\text{Kalibriergewicht}} \quad (40)$$

$$M_{\text{Kal}} = l_{\text{Hebel}} \cdot g \cdot m_{\text{Kalibriergewicht}} \quad (41)$$

Die abgeschätzten Ungenauigkeiten und die sich daraus nach (39) ableitenden maximalen Messfehler sind in Tabelle 22 aufgeführt.

Rel. Ungenauigkeit Kalibriergewichte	%	0,5
Rel. Ungenauigkeit Hebellänge	%	0,3
Rel. Ungenauigkeit Hebelübersetzung	%	1,5
Max. rel. Messfehler Axialkraft	%	2
Max. rel. Messfehler Moment	%	1

Tabelle 22: Relative Ungenauigkeiten und sich daraus ergebende maximale Messfehler für Kraft und Moment

Die Drehzahlmessung erfolgt an allen Prüfständen über vergleichbare analoge Tachogeneratoren. Diese werden durch das Anfahren verschiedener Drehzahlstufen und Ausmessen mittels eines externen Drehzahlmessgeräts kalibriert.

Linearitätsabweichung Tachogenerator	%	0,15
Unsicherheit Kalibrierung externes Drehzahlmessgerät	%	1

Tabelle 23: Tachogenerator

Temperaturen

Die Temperaturmessungen in den Lamellen erfolgte mittels Mantelthermoelementen (Tabelle 24). Am Prüfstand LK-3 wurde das Signal mithilfe einer digitalen Sensortelemetrie mit eingebautem Temperaturmessverstärker übertragen. An den anderen Prüfständen erfolgte der Anschluss an die Messverstärker kabelgebunden. Die Messverstärker sind für den Einsatz mit Mantelthermoelementen vom Typ K (NiCr-Ni) vorgesehen. Eine Überprüfung der Kalibrierung erfolgte mittels Temperaturmessung in Eiswasser und erhitztem Öl.

Thermoelement-Durchmesser	mm	0,25
Genauigkeitsklasse	-	1
Grenzabweichung im genutzten Messbereich	°C	+/- 1,5
Ansprechzeit 90% (in Wasser)	S	< 0,13

Tabelle 24: Mantelthermoelemente

Linearitätsabweichung	%	0,1
Filterung	Hz	40
Auflösung	Bit	12

Tabelle 25: Sensor-Telemetrie LK-3

Übertragungsfehler bei eingestellter Messspanne	%	0,5
Sprungantwort (0-99%)	ms	< 30

Tabelle 26: Temperaturmessverstärker LK-1 und LK-2

Die Thermoelemente werden in Bohrungen mit \varnothing 0,28 mm eingebracht. Diese werden durch Erodieren hergestellt. Herstellungsbedingt ist die Tiefe der Bohrungen mit Unsicherheiten kleiner 1 mm behaftet. Ein genaues Nachmessen ist aufgrund des geringen Durchmessers nicht möglich. Zur Abschätzung des Einflusses einer verschobenen Bohrung auf die Temperaturmessung wurden Simulationsrechnungen mit KUPSIM durchgeführt. In Bild 50 sind Temperaturverläufe zu verschiedenen Zeiten einer Reibphase eingetragen. Die Temperaturen sind über der axialen Koordinate aufgetragen. Als Radius wurde der Soll-Radius vorgegeben an dem sich die Messstelle befindet. Bild 51 zeigt Temperaturverläufe zu den selben Zeiten über dem Radius aufgetragen. Axial wurde hier der Ort der Messstelle vorgegeben. Eine Verschiebung der Messstelle in axialer Richtung wirkt sich gering auf die Temperaturen aus. Eine Verschiebung in radialer Richtung zeigt größere Abweichungen. Sie entspricht Abweichungen in der Tiefe der Bohrungen. Im Beispiel ergeben sich bei einer maximalen radialen Verschiebung von +/- 1mm maximale Abweichungen in den Temperaturen von +/- 3 K. Je nach Schaltung können sich auch etwas größere Abweichungen ergeben.

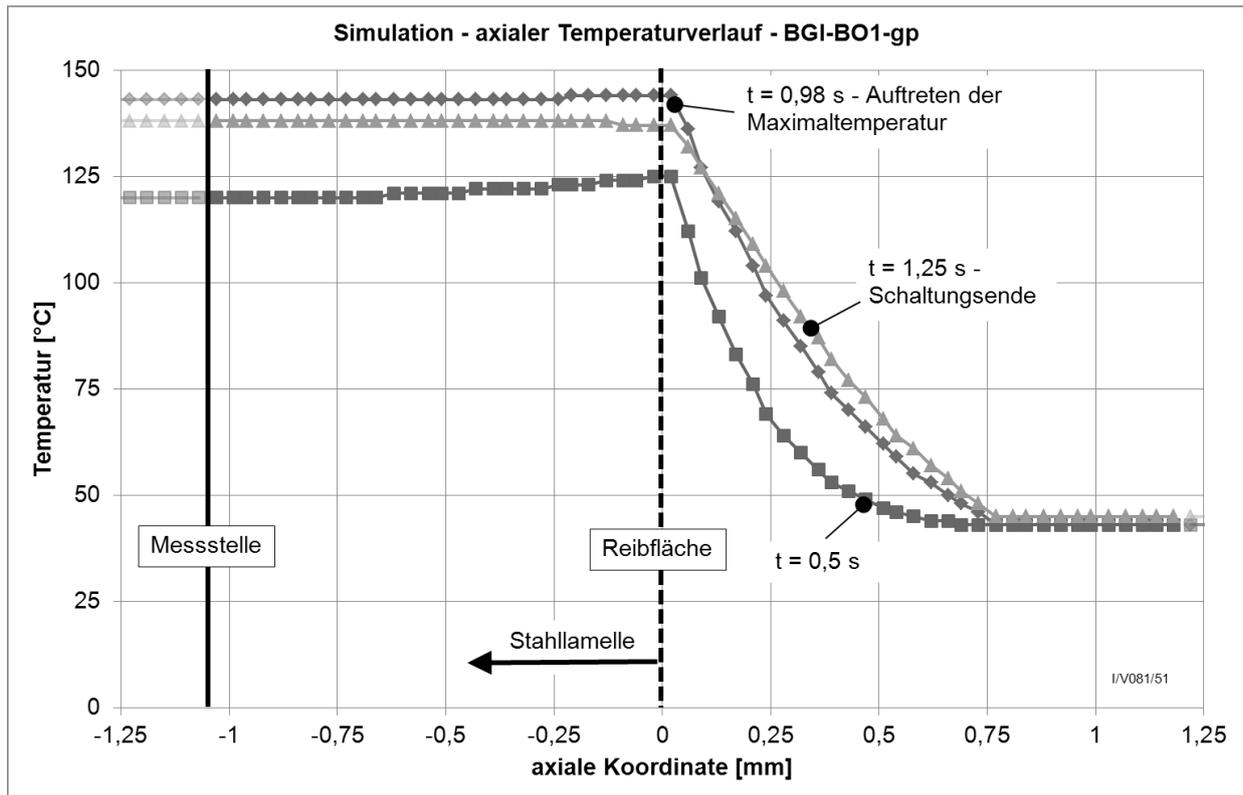


Bild 50: Axiale Temperaturverteilung auf dem Radius ($r = 88,1 \text{ mm}$) der Messstelle (BGI-BO1-gp; I/V081/51; LS6/I)

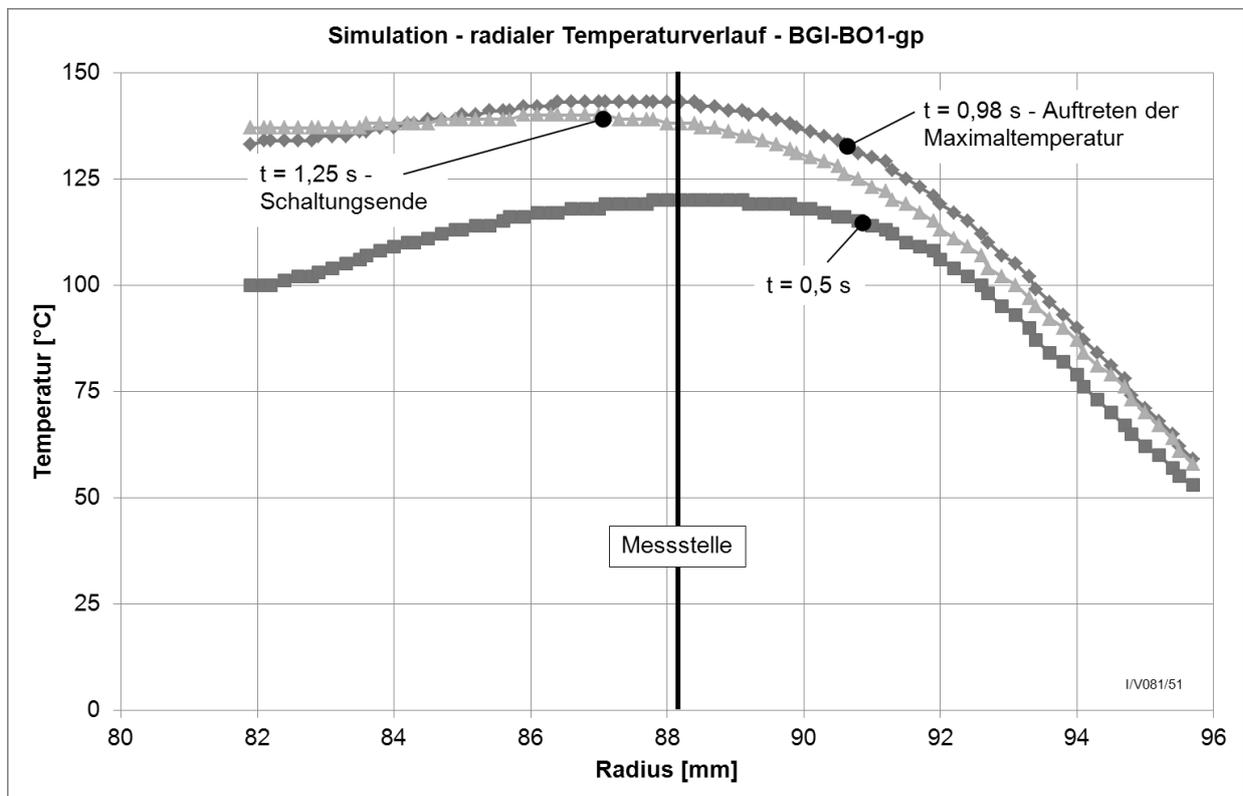
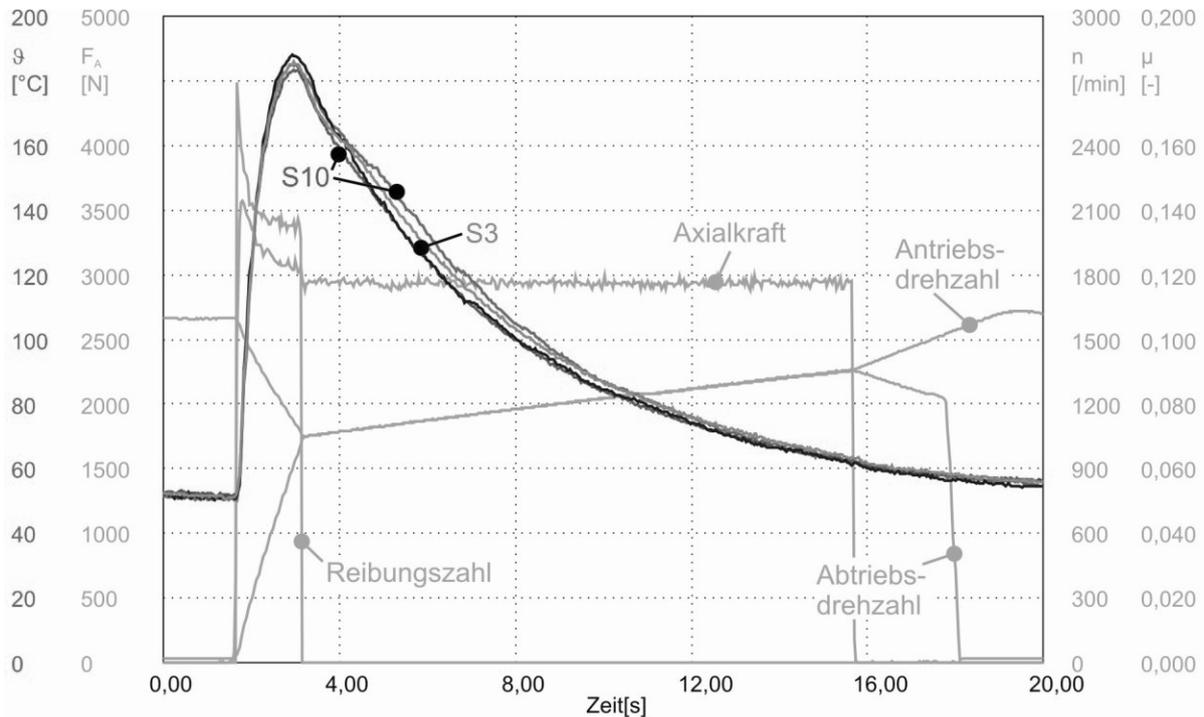


Bild 51: Radiale Temperaturverteilung auf Höhe ($x = -1,05 \text{ mm}$) der Messstelle (BGI-BO1-gp; I/V081/51; LS6/I)

8.2 Reproduzierbarkeit der Temperaturmessungen

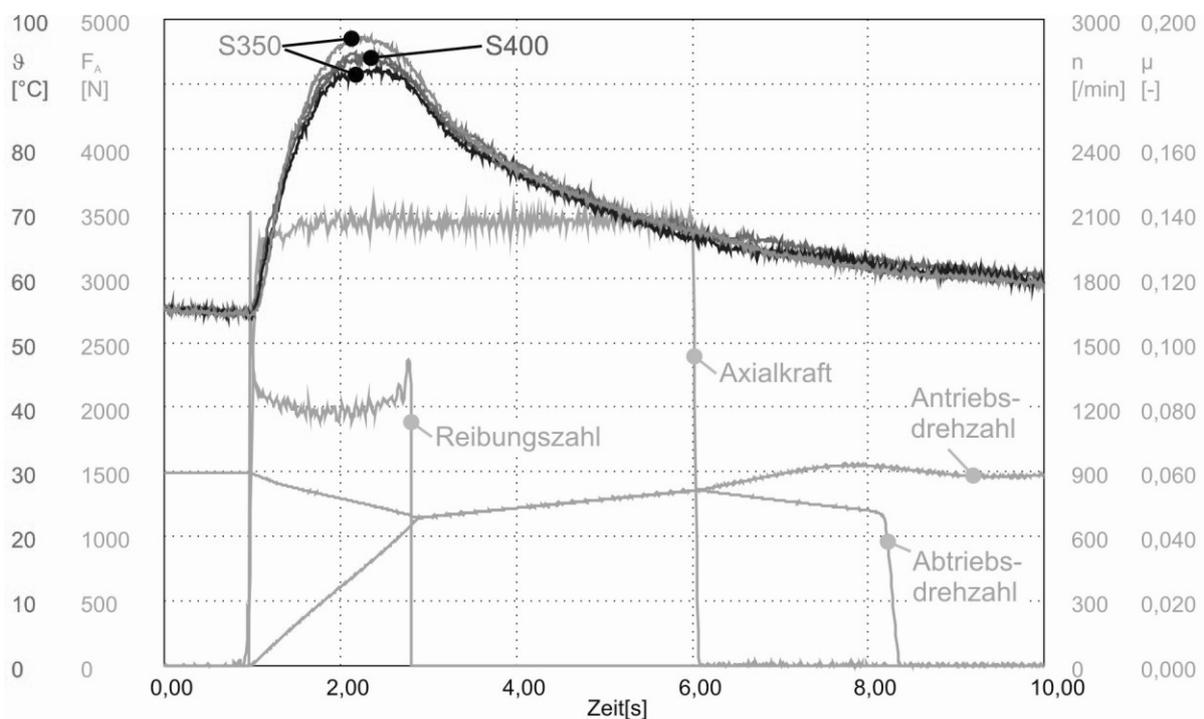
Die Reproduzierbarkeit der Temperaturmessungen wurde durch Gegenüberstellung verschiedener Schaltungen überprüft. Grundsätzlich zeigt sich eine gute Reproduzierbarkeit der Messungen. Abweichungen liegen im Bereich bis ± 5 K und sind vor allem im Bereich der Spitzentemperatur zu finden. Bei korrekter Funktion und vollständigem Anliegen in der Bohrung beider in die Lamellen eingebrachter Thermoelemente zeigt sich auch zwischen den beiden Messstellen eine gute Übereinstimmung. Beispielfhaft werden in den folgenden Bildern einige Schaltungen verglichen um den Bereich aufzuzeigen, in dem sich die Reproduzierbarkeit bewegt. In Bild 52 sind zwei Schaltungen mit der Variante BGI-BO1-wf mit organischem Reibbelag in Baugröße BGI gegenübergestellt. Hier zeigt sich eine gute Übereinstimmung, wobei es in der Kühlphase zu geringen Differenzen zwischen den beiden Messstellen kommt. In Bild 53 sind zwei Schaltungen gegen Ende des Einlaufs der Variante BGI-BS1-wf1 mit sintermetallischem Reibbelag gezeigt. Bei Schaltung 350 weichen die beiden Messstellen im Bereich der Spitzentemperatur etwas voneinander ab, während der Abkühlverlauf für beide Schaltungen und Messstellen nahezu identisch ist.

In Bild 54 sind zwei Schaltungen mit der Variante BGII-BO1-gp in Baugröße BGII dargestellt. Bei dieser Variante kam es vor, dass zwei unterschiedliche Abkühlverläufe auftraten. Diese wurden jeweils an beiden Messstellen gemessen. Die Verläufe selbst waren jeder für sich reproduzierbar. Da das Phänomen nur im Bereich der Kühlphase mit geschlossener Kupplung auftritt, ist eine mögliche Erklärung dafür im Nutbild zu suchen. Diese Variante weist verhältnismäßig breite ungenutzte Bereiche zwischen den einzelnen Nutgruppen auf. Kommt ein derartiger Bereich direkt über der Messstelle zu liegen, könnte sich ein anderer Verlauf einstellen, als wenn direkt ein Nutkanal über der Messstelle liegt. Für genauere Aussagen ist die vorliegende Datenbasis jedoch zu gering. Hier wären ergänzende Untersuchungen nötig. Bei den anderen Varianten konnte ein derartiges Phänomen nicht in dieser Häufigkeit und Ausprägung beobachtet werden.



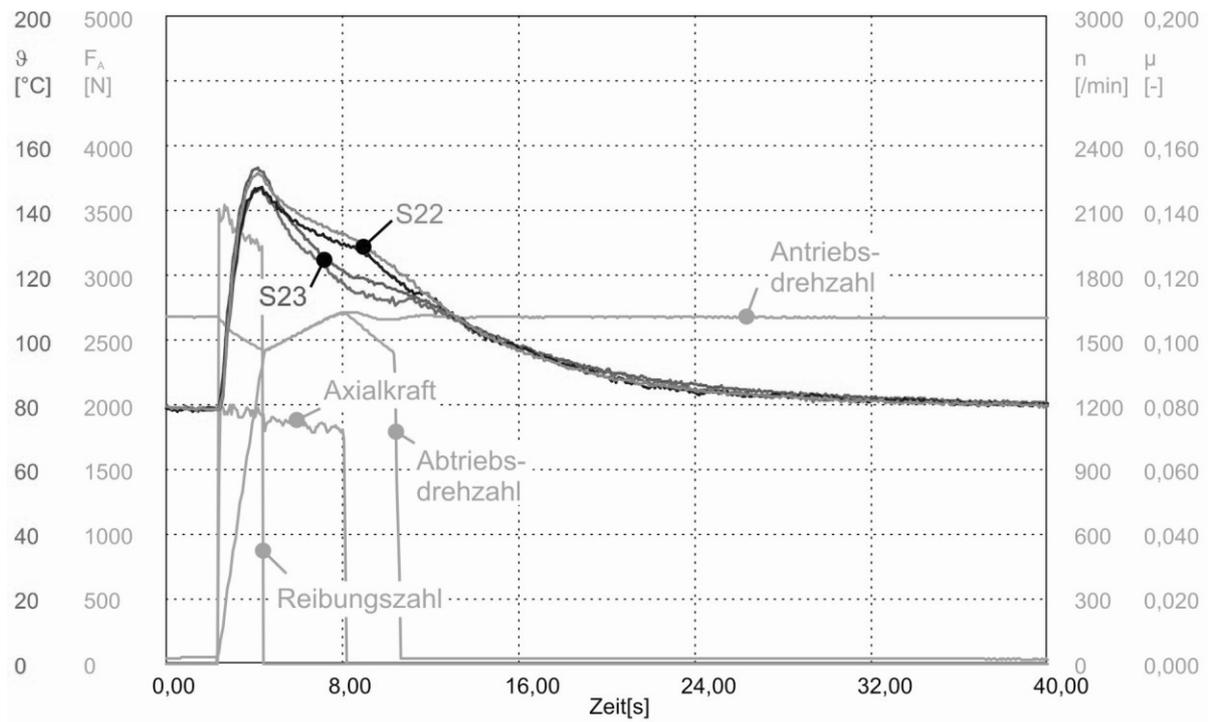
Öl: Shell ATF 1375.4 Öltemperatur [°C] = 40	Kupplungsgröße: BGII Belag: BO1-wf	Ölvol.-strom [mm ³ /mm ² s] = 0,75 Reibarbeit [J/mm ²] = 0,81	Laststufe-Nr.: 2/I I/V055/3; I/V055/10
--	---------------------------------------	--	---

Bild 52: Vergleich der Temperaturverläufe zweier Schaltungen mit organischem Reibbelag BO1 (BGI-BO1-wf; I/V055/3 und I/V055/10; LS2/I)



Öl: Shell ATF 1375.4 Öltemperatur [°C] = 40	Kupplungsgröße: BGI Belag: BS1-wf1	Ölvol.-strom [mm ³ /mm ² s] = 0,75 Reibarbeit [J/mm ²] = 0,31	Laststufe-Nr.: 1/II II/V029/350; II/V029/400
--	---------------------------------------	--	---

Bild 53: Vergleich der Temperaturverläufe zweier Schaltungen mit sintermetallischem Reibbelag (BGI-BS1-wf1; II/V029/350 und II/V029/400; LS1/II)



Öl: Shell ATF 1375.4	Kupplungsgröße: BGII	Ölvol.-strom [mm ³ /mm ² s] = 0,75	Laststufe-Nr.: 2/I-BGII
Öltemperatur [°C] = 80	Belag: BO1-gp	Reibarbeit [J/mm ²] = 0,65	I/V165/22; I/V165/23

Bild 54: Vergleich der Temperaturverläufe zweier Schaltungen mit organischem Reibbelag BO1 in Baugröße BGII (BGII-BO1-gp; I/V165/22 und I/V165/23; LS2/I-BGII)

9 Zusammenfassung und Ausblick

Der thermische Haushalt nasslaufender Lamellenkupplungen war Gegenstand umfangreicher experimenteller und theoretischer Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit. Wesentliche Einflussgrößen wie Kühllöhdurchfluss durch die geschlossene Kupplung und der Wärmeübergang von den Lamellen ans Öl wurden systematisch untersucht. Basierend auf Versuchsergebnissen und Auswertungen wurde das Rechenmodell zur thermischen Simulation nasslaufender Lamellenkupplungen nach Hämmerl [7] erweitert und modifiziert, um die untersuchten Einflüsse in Simulationsrechnungen richtig abzubilden. Die Erweiterungen wurden zum größten Teil im Simulationsprogramm KUPSIM der FVA umgesetzt. Mit KUPSIM erfolgte zur Verifizierung auch die Nachrechnung einzelner Versuche.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden insgesamt 17 verschiedene Lamellenvarianten untersucht. Es wurden Lamellen in 3 Baugrößen, 3 unterschiedliche Reibbeläge (zwei organische und ein sintermetallischer) sowie insgesamt 12 Nutungen betrachtet.

Das Hauptaugenmerk lag auf den Untersuchungen in der Baugröße BGI. Hier handelt es sich um eine typische PKW-Automat-Baugröße. Mit dieser Baugröße wurden umfangreiche Untersuchungen zum Schluckvermögen (statisch und dynamisch), sowie zum Temperaturverhalten im Kupplungsbetrieb und exemplarisch im Bremsbetrieb durchgeführt. Bei Baugröße BGII handelt es sich um eine kleine PKW-Baugröße. Diese wurde hinsichtlich Schluckvermögen (statisch) und Temperaturverhalten im Kupplungsbetrieb untersucht. Die Lamellen der Baugröße BGIII liegen im Bereich von Busautomat- und Industrieanwendungen. Bei ihnen wurde das Schluckvermögen statisch gemessen und das Temperaturverhalten als Stichversuch im Bremsbetrieb betrachtet.

Neben „konventionellen“ Nutbildern, wie Gruppenparallel-, Waffel- und Spiralnutung lagen auch Varianten mit sehr großem Nutquerschnitt vor. Mit dem sintermetallischen Reibbelag BS1 war dies eine Kombination aus breiten Radialnuten und einer Spiralnutung. Mit dem organischen Reibbelag BO1 wurden Varianten mit einem aus Segmenten aufgebauten Reibbelag untersucht. Hierbei gab es Nutbilder mit Radial-, Gruppenparallel- und Schaufelnutung. Zum Teil waren die Varianten mit einer zusätzlichen Waffelprägung versehen. Die Waffelnutung wurde auch als eigene Variante untersucht.

Der mögliche Volumenstrom bei geschlossener Kupplung (Schluckvermögen) wurde für alle Varianten mithilfe einer statischen Vorrichtung ermittelt. Um dynamische Effekte, wie sie für die Varianten mit Schaufelnutung erwartet wurden, sichtbar zu machen, wurden ergänzende dynamische Messungen mit einigen Varianten in Baugröße BGI durchgeführt. Dabei handelt es sich um Untersuchungen in einem

modifizierten Lamellenkupplungsprüfstand, bei denen das Schluckvermögen über optische Messung bei drehenden Lamellen (stationäre Betriebsbedingungen) ermittelt wird. Die beiden Messmethoden wurden abgeglichen und zeigten eine sehr gute Übereinstimmung der Ergebnisse. Als Ergänzung wurden in Stichversuchen auch Nutvarianten mit dynamischer Messung bei schlupfender Kupplung untersucht.

Zur besseren Vergleichbarkeit aller Messungen wurden diese mit einem in dem Simulationsprogramm KUPSIM umgesetzten Ansatz auf vorher definierte Referenzbedingungen (Öltemperatur 80°C; kinematische Viskosität 8,5 mm²/s; Öldruck 0,5 bar) umgerechnet. Dabei zeigt sich, dass die Umrechnung für konventionelle Nutbilder mit relativ kleinen Nutquerschnitten sehr gute Resultate liefert. Bei den Varianten mit großem Nutquerschnitt zeigt diese Umrechnung größere Abweichungen. Der berechnete Volumenstrom aus Versuchspunkten die bei höherem Druck und bzw. oder niedrigerer Ölviskosität gemessen wurden, ist größer als der Volumenstrom der bei diesen Bedingungen dann tatsächlich gemessen werden konnte. Hier spielen in der bisherigen Umrechnung nicht berücksichtigte Effekte, vor allem der Strömungseinlauf bis eine vollständig ausgebildete Strömung vorliegt, eine Rolle. Deshalb wurde ein alternativer Ansatz entwickelt und aufgezeigt, mit dem sich auch für kritische untersuchte Varianten eine bessere Übereinstimmung erzielen lässt. Der Ansatz beruht auf einer von Bender [4] vorgestellten Gleichung zur Berechnung des Druckverlusts unter Berücksichtigung des Strömungseinlaufs. Die Gleichung wurde für den vorliegenden Anwendungsfall angepasst.

Einen weiteren Einfluss auf das Schluckvermögen, vor allem bei organischen Reibbelägen, zeigt die Pressung, mit der das Paket bei den Messungen belastet wird. Daraus ergibt sich aufgrund der Elastizität des Reibbelags eine elastische Verformung. Diese wirkt sich vor allem auf den Nutquerschnitt aus. Bei konventionellen Nutbildern mit ihren relativ geringen Nuttiefen ergibt sich so eine auf die Nuttiefe bezogene nennenswerte Verformung. Da der Durchmesser der Nut in vierter Potenz in die Berechnung des Volumenstroms einfließt, wirken sich hier auch kleine Verformungen deutlich aus. Bei Varianten mit großen Nutquerschnitten sind die Verformungen bezogen auf den gesamten Nutquerschnitt so klein, dass sich keine großen Änderungen des Volumenstroms zeigen. Bei sintermetallischen Reibbelägen tritt der Effekt nahezu nicht auf, da sich diese aufgrund ihrer höheren Steifigkeit im untersuchten Pressungsbereich kaum verformen.

Drehrichtungsabhängiges Fördervermögen konnte bei den dynamischen Untersuchungen mit geschlossenem Kupplungspaket bei keiner untersuchten Variante nachgewiesen werden. Die Messergebnisse beider Drehrichtungen stimmen sehr gut überein. Zudem entsprechen sie auch den Ergebnissen der entsprechenden statischen Messungen. Kontrollversuche mit schlupfender Kupplung und dynamischer Messung zeigen einen Einfluss der Drehrichtung auf den geförderten Ölvolumen-

strom bei beiden Schaufelnutvarianten. Bei zur Kontrolle durchgeführten Messungen mit der Variante BGI-BO1-gp mit geprägter Gruppenparallelnutung zeigt sich kein Drehrichtungseinfluss. Ein Einfluss der Drehrichtung zeigt sich bei asymmetrischen Nutbildern also nur im schlupfenden Betrieb.

In Prüfstandsversuchen mit Temperaturmessungen wurde das Temperaturverhalten der verschiedenen Varianten bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen untersucht. Zur Temperaturmessung wurden jeweils in einer der inneren Stahllamellen auf Höhe des mittleren Reibradius hochdynamische NiCr-Ni-Mantelthermoelemente eingebracht. Unterschiede im Temperaturverhalten waren in Abhängigkeit des Belagmaterials sowie der Belagnutung zu erkennen. Das Temperaturniveau fällt bei vergleichbaren Bedingungen mit sintermetallischen Reibbelägen niedriger aus als mit organischen Reibbelägen. Bei sintermetallischen Reibbelägen erfolgt aufgrund der höheren Wärmeleitfähigkeit eine gleichmäßigere Aufteilung der eingebrachten Energie auf Stahllamelle, Belag und Belagträger. Bei organischen Reibbelägen ergeben sich höhere Temperaturen in der Stahllamelle, da aufgrund der niedrigen Wärmeleitfähigkeit der organischen Beläge (ein bis zwei Größenordnungen kleiner als die sintermetallischer Reibbeläge) der größte Teil der eingebrachten Reibwärme zunächst in die Stahllamelle fließt.

Mit sintermetallischen Reibbelägen zeigt sich in den Versuchen eine schnelle Abkühlung nach Ende der Reibphase. Diese ist zum einen auf Ausgleichsvorgänge innerhalb des Pakets zurückzuführen, zum anderen spielt hier auch Wärmeleitung in axialer Richtung aus dem Kupplungspaket heraus eine Rolle. Die Unterschiede im Abkühlverhalten in Abhängigkeit der Nutung fallen bei den sintermetallischen Varianten geringer aus als bei den Varianten mit organischem Reibbelag. Die Varianten mit Spiralnutung zeigten zum Teil bei gelüfteter Kupplung und vor allem mit großen Kühlölvolumenströmen einen Temperaturanstieg. Dieser ist auf Schleppmomente zurückzuführen. Dies erschwert zusammen mit dem geringen Schluckvermögen dieser Nutvariante auch die Auswertung hinsichtlich Wärmeübergangszahlen.

Mit organischem Reibbelag traten Unterschiede im Temperaturverhalten zwischen verschiedenen Nutvarianten deutlicher auf. Die größte Anzahl an Nutvarianten wurde in Baugröße BGI mit dem organischen Belag BO1 untersucht. Bei den untersuchten Betriebsbedingungen traten bei Varianten mit kleinerem Schluckvermögen insgesamt geringere Temperaturhübe in der Reibphase auf als bei den Varianten mit großem Schluckvermögen. Die Varianten mit multisegmentiertem Reibbelag und Waffelüberprägung zeigten ein günstigeres Abkühlverhalten als die vergleichbaren Nutbilder ohne Waffelüberprägung. Von den untersuchten Nutvarianten mit organischem Reibbelag, zeigte sich die geprägte Waffelnutung mit dem tendenziell niedrigsten Temperaturniveau über einen kompletten Schaltzyklus.

Vor allem bei Schaltungen im Bremsbetrieb hatte sich beim Wiederanlaufen der gelüfteten Kupplung eine kurzzeitig stärkere Abkühlung gezeigt. Diese kann auf einen kurzzeitig größeren Kühllölvolumenstrom zurückgeführt werden. Dieser steht dann zur Verfügung, wenn bei geschlossener Kupplung mehr Kühllöl zugeführt wird, als durch das Paket gefördert werden kann. Wenn das „überschüssige“ Öl in der Kupplung verbleibt, steht es bei gelüfteter Kupplung zusätzlich zur Verfügung. Der mögliche Volumenstrom bei gelüfteter Kupplung liegt in der Regel deutlich über dem bei geschlossener Kupplung.

Bei Versuchen ohne Kühllölaufuhr hatte sich eine Abkühlung gezeigt, die nicht allein auf Ausgleichsvorgänge innerhalb der Lamellen bzw. des Kupplungspakets zurückzuführen ist. Die Abkühlung erfolgt in sehr ähnlichem Maße bei geschlossener wie bei gelüfteter Kupplung. Deshalb kann davon ausgegangen werden, dass es sich um Wärmeleitung über die Mitnehmerverzahnung handelt. Simulationsrechnungen mit Berücksichtigung dieses Anteils haben dies bestätigt.

Die Ergebnisse von Untersuchungen zu Schluckvermögen und Temperaturverhalten wurden für Auswertungen zum Wärmeübergang von den Lamellen ans Kühllöl herangezogen. Über einen iterativen Abgleich von Simulationsrechnungen mit Versuchsergebnissen wurden Wärmeübergangszahlen α_{KUPSIM} ermittelt. Es handelt sich dabei um physikalisch begründete Größen, die aber mit dem technischen Modell des Simulationsprogramms verknüpft sind. Für die einzelnen Phasen eines Schaltzyklus (Reibphase, Kühlphase mit geschlossener und gelüfteter Kupplung) ergaben sich unterschiedliche Werte. Dies hängt auch mit den unterschiedlichen Bezugsflächen zusammen, die für geschlossene und offene Kupplung angesetzt werden. In der Reibphase zeigt sich die größte Streuung bei den ermittelten Werten. Hier ist der Einfluss der Wärmeübergangszahl auf die Temperaturen aufgrund des geringen Zeitanteils dieser Phase geringer als in der Kühlphase. In der Kühlphase mit offener, gelüfteter Kupplung liegen die ermittelten Werte für alle Varianten auf einem ähnlichen Niveau. Vor allem bei geschlossener Kupplung zeigen sich Unterschiede zwischen Nut- und Belagvarianten. In der Regel sind jedoch die Unterschiede zwischen Nutvarianten innerhalb einer Gruppe von Reibbelägen (organisch oder metallisch) deutlich geringer, als die Unterschiede zwischen organischem und metallischem Reibbelag. Im Bremsbetrieb konnte für die geschlossene Kühlphase keine Auswertung der Wärmeübergangszahlen erfolgen. Hier sind die Kühllölröme durch das Paket zu gering. Zudem kommt es zu einer ungleichmäßigen Abkühlung am Umfang, was Auswertungen mit dem vorhandenen Modell, bei dem von thermischer Symmetrie in Umfangsrichtung ausgegangen wird, unmöglich macht.

Die Wärmeübergangszahl als alleinige Kenngröße zur Beurteilung des thermischen Verhaltens reicht nicht aus. So wurde zum Beispiel für die Variante BGI-BO1-rad(ms) mit multisegmentierter Radialnutung eine deutlich höhere Wärmeübergangszahl

ermittelt, als für die geprägten Nutvarianten mit dem gleichen organischen Reibbelag, obwohl diese Varianten ein günstigeres thermisches Verhalten zeigten. Es sind stets auch die Bezugsflächen zu berücksichtigen, sowie der zur Verfügung stehende und bei den jeweiligen Betriebsbedingungen mögliche Kühlölvolumenstrom durch die Kupplung. Zur einfacheren Beurteilung wurde ein Verfahren vorgeschlagen, bei dem Wärmeübergangszahl und Bezugsfläche zu einem gemeinsamen Faktor verrechnet werden und eine Beurteilung des zur Verfügung stehenden Kühlölstroms in Bezug zum möglichen Kühlölstrom erfolgt.

Auf Basis der experimentellen Untersuchungen, Versuchsauswertungen und theoretischen Überlegungen, wurden Ergänzungen und Modifikationen am Verfahren nach Hämmerl [7] zur Berechnung von Lamellentemperaturen und dem darauf basierenden Simulationsprogramm KUPSIM erarbeitet. Aufgrund von Ergebnissen der Auswertung zur Wärmeübergangszahl wurde eine Wärmeübergangszahl je Phase eingeführt. Zudem hatte sich bei den Auswertungen ein physikalisch nicht plausibler Anstieg der einzugebenden Wärmeübergangszahl bei kleinen Nut- bzw. Spaltfüllungen gezeigt. Mit Spalt- und Nutfüllungsgrad soll Teilfüllung bei der Berechnung der wärmeübertragenden Flächen berücksichtigt werden. Der Einfluss dieser beiden Faktoren wurde deshalb angepasst. Wärmeleitung an die Mitnehmer wurde in die Berechnung eingeführt und ein Verfahren zur Berücksichtigung von Stauöleffekten entworfen und umgesetzt. Das Berechnungsverfahren wurde durch Simulationsrechnungen mit KUPSIM verifiziert.

Schlussfolgerungen

Die Anforderungen an Lamellenkupplungen hängen stark vom Einsatzzweck ab. Um bereits in frühen Entwicklungsphasen verschiedene Kupplungsausführungen hinsichtlich ihres thermischen Verhaltens beurteilen zu können, ist der Einsatz von Simulationsrechnungen mit verbesserter Genauigkeit und erweitertem Gültigkeitsbereich wichtig und erforderlich. Im Rahmen dieser Arbeit wurde das in dem Simulationsprogramm KUPSIM umgesetzte Rechenverfahren nach Hämmerl [7] auf der Basis umfangreicher, systematischer Versuchsreihen um die Abbildung wichtiger Einflüsse (z.B. Wärmeleitung an die Mitnehmer, Stauöleffekte) erweitert. Damit erhöht sich die Aussagesicherheit der Simulation auch in Grenzbereichen, wie z.B. bei sehr geringen zur Verfügung stehenden Kühlölvolumenströmen. Eine gezieltere Auslegung und verbesserte Ausnutzung der Leistungsfähigkeit eines Lamellenkupplungssystems wird somit ermöglicht. Mit den im Rahmen dieser Arbeit bestimmten Werten für Nutung, Schluckvermögen und Wärmeübergangszahl steht eine Datenbasis zur Verfügung, die Anhaltswerte für vergleichende Rechnungen mit ähnlichen Baugrößen, Belägen und Nutmustern liefert. Für erste Vergleichsrechnungen können

diese Werte genutzt werden; für genauere Aussagen sollten dann exakte Werte für die tatsächliche Ausführung bestimmt werden.

Mit der angegebenen Gleichung zur Berechnung des Schluckvermögens kann sowohl für konventionelle Nutbilder, als auch für solche mit großen Nutquerschnitten (z.B. bei multisegmentierten Belägen) bei bekannten Nutdaten das Schluckvermögen für verschiedene Betriebsbedingungen abgeschätzt werden. Bei den aufgeführten bisherigen Ansätzen war dies für Nutbilder mit großen Nutquerschnitten nur unzureichend möglich.

Die thermischen Untersuchungen haben gezeigt, dass die Auswahl von Belag und Nutung stark vom jeweiligen Anwendungsfall abhängt. Wärmemenge (Reibarbeit), Drehzahlverhältnisse und zur Verfügung stehender Kühlölvolumenstrom stellen hier die maßgebenden Parameter dar. Das Schluckvermögen sollte deshalb möglichst gut an den zur Verfügung stehenden Kühlölvolumenstrom angepasst sein. Bei geringen Kühlölvolumenströmen weisen konventionelle Nutbilder mit kleineren Nutquerschnitten Vorteile im Temperaturverhalten auf. Besonders vorteilhaft hat sich in den Untersuchungen die Waffelnutung dargestellt. Bei sehr großen Wärmemengen, wie sie beispielsweise bei Anfahrvorgängen am Berg in Doppelkupplungsgetrieben anfallen, reichen die möglichen Kühlölmengen bei geschlossener Kupplung bei diesen Nutungen unter Umständen nicht mehr aus, um die anfallende Energie aus der Kupplung zu transportieren. In solchen Fällen werden Nutbilder mit großen Nutquerschnitten herangezogen. Sie ermöglichen in der Regel größere Kühlölvolumenströme. Die Ausführung mit zusätzlicher Waffelüberprägung bringt dabei Vorteile beim Abkühlverhalten auch bei geringeren Kühlölvolumenströmen, die aus Gründen geringerer Verluste (Schleppverluste und Pumpenleistung) bevorzugt eingesetzt werden. Asymmetrische Nutbilder mit Förderwirkung (z.B. „Schaufelnuten“) können bei unverändertem Nutflächenanteil - und damit gleicher wirkender Flächenpressung - unter Schlupf je nach Drehrichtung für eine weitere Erhöhung des Kühlöldurchsatzes sorgen. Bei langen Schlupfphasen (z.B. Anfahrvorgänge) können somit, bei entsprechend zugeführtem Kühlölvolumenstrom, Vorteile beim auftretenden Temperaturniveau erzielt werden.

Ausblick

Der Hauptteil der Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit wurde mit Lamellen der Baugröße BGI durchgeführt. Zur Absicherung und Erweiterung der Erkenntnisse sollten weitere Untersuchungen mit anderen Baugrößen in Kupplungs- und Bremsbetrieb durchgeführt werden. Um die Ergebnisse der Untersuchungen zum möglichen Kühlölvolumenstrom bei geschlossener Kupplung vor allem im Hinblick auf das Schluckvermögen von Nutbildern mit großen Nutquerschnitten zu vertiefen, sollten

auch hier Untersuchungen mit weiteren Varianten und anderen Baugrößen vorgenommen werden. Auch der Einfluss asymmetrischer Nutbilder und der Wirkmechanismus, der die drehrichtungsabhängige Förderwirkung bei schlupfender Kupplung beeinflusst, könnten in weiterführenden Untersuchungen näher betrachtet werden. Potential für weitere Verbesserungen der Simulationsmethodik bietet sich in den Bereichen Bremsbetrieb sowie in der Modellierung von Randbereichen der Kupplung. In diesem Zusammenhang sollten auch die axiale Temperaturverteilung über ein gesamtes Paket sowie Wärmeleiteffekte über die Grenzen des Lamellenpakets in axialer Richtung näher untersucht werden. Dies kann durch Temperaturversuche mit Messungen in mehreren Lamellen erfolgen. Erweiterte Temperaturuntersuchungen im Bremsbetrieb können ein besseres Verständnis der ungleichmäßigen Abkühlung am Umfang während des Stillstands der Bremse zum Ziel haben.

10 Literatur

- [1] Abu Snima, K.: Kenngrößen und Belastungsgrenzen von nasslaufenden Lamellenkupplungen unter Dauerschlupfbeanspruchung. Universität Karlsruhe, Dissertation, 2006
- [2] Albers, A.; Bernhardt, J.; Ott, S.: Untersuchung der Ölströmung in geschmierten Friktionssystemen am Beispiel einer nasslaufenden Lamellenkupplung. In: Tribologie + Schmierungstechnik 3/2011, 58. Jahrgang, S. 5-8, 2011
- [3] Beisel, W.: Untersuchungen zum Betriebsverhalten naßlaufender Lamellenkupplungen. Technische Universität Berlin, Dissertation, 1983
- [4] Bender, E.: Druckverlust bei laminarer Strömung im Rohreinlauf. In: Chemie-Ing.-Techn. 41. Jahrg., Nr. 11, S. 682-686, 1969
- [5] Cho, J.; Katopodes, N.; Kapas, N.; Fujii, Y.: CFD Modeling of squeeze film flow in wet clutch. In: Transmission and Driveline 2011, SAE International, S.357-368, 2011
- [6] Dümeland, M.: Weiterentwicklung störungsbehafteter technischer Produkte nach konstruktionsmethodischen Kriterien, Grundlagen und Beispiel. Ruhr-Universität Bochum, Dissertation, Schriftenreihe Heft 84.2, 1984
- [7] Hämmerl, B.: Lebensdauer- und Temperaturverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen bei Lastkollektivbeanspruchung. Technische Universität München, Dissertation, 1994
- [8] Hauser, C.: Einfluss der Ölalterung auf Reibcharakteristik und Reibschwingverhalten von Lamellenkupplungen. Technische Universität München, Dissertation, 2006
- [9] Hoerbiger Antriebstechnik GmbH: Hoerbiger Lamellenhandbuch. Schongau. - Firmenschrift
- [10] Höhn, B.-R.; Stahl, K.; Pflaum, H.; Hensel, M.: Einflüsse auf das Lebensdauerverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen. In: VDI-Berichte 2139, S. 105-116, 2011
- [11] Hu, J.; Peng, Z.; Yuan, S.: Drag torque prediction model for wet clutches. In: Chinese Journal of Mechanical Engineering Vol. 22, No. 2, S. 238-243, 2009
- [12] Jang, J. Y.; Khonsari, M. M.; Maki, R.: Three-dimensional thermohydrodynamic analysis of a wet clutch with consideration of grooved friction surfaces. In: Journal of Tribology Vol. 133, 2011

-
- [13] Kaebernick, H.: Untersuchungen zum thermischen Verhalten von Elektromagnet-Lamellenkupplungen in Werkzeugmaschinengetrieben. Technische Universität Berlin, Dissertation, 1973
- [14] Klausner, M.: Untersuchung des Leerlaufverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen bei hohen Relativedrehzahlen. Universität der Bundeswehr Hamburg, Dissertation, 1989
- [15] Lauster, E.; Staberoh, U.: Wärmetechnische Berechnungen bei Lamellenkupplungen. In: VDI-Zeitschrift 115, Nr. 2, Februar 1973
- [16] Layher, M.: Einfluss der Schmierstoffadditivierung auf das Reibungsverhalten nasslaufender Reibschaltelemente. Technische Universität München, Dissertation, 2011
- [17] Marklund, P.; Sahlin, F.; Larsson, R.: Modelling and simulation of thermal effects in wet clutches operating under boundary lubrication conditions. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology Vol. 223, No. 8, S. 1129-1141, 2009
- [18] Mosbach, C.: Das Reibungs- und Reibschwingverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen. Technische Universität München, Dissertation, 2002
- [19] Oerleke, C.: Einflußgrößen auf die Schleppmomente schnellaufender Lamellenkupplungen in Automatgetrieben. Universität der Bundeswehr Hamburg, Dissertation, 2000
- [20] Ortlinghaus Werke GmbH: Ortlinghaus Technische Grundlagen. Wermelskirchen, 2004 - Firmenschrift
- [21] Pacey, D. A.; Turnquist, R. O.: Modeling Heat Transfer in a wet clutch. SAE Technical Paper Series 901655, 1990
- [22] Payvar, P.: Laminar heat transfer in the oil groove of a wet clutch. In: Int. J. Heat Mass Transfer Vol. 34, No. 7, S. 1791-1798, 1991
- [23] Pfleger, F.: Schalt- und Lebensdauerverhalten von Lamellenkupplungen. Technische Universität München, Dissertation, 1998
- [24] Polifke, W.; Kopitz, J.: Wärmeübertragung. München: Pearson Studium, 2005
- [25] Rao, G.: Modellierung von Reibung und Verschleiß nasslaufender Lamellenkupplungen. Technische Universität Dresden, Dissertation, 2011
- [26] Richter, F.: Physikalische Eigenschaften von Stählen und ihre Temperaturabhängigkeit. Düsseldorf: Verlag Stahleisen M.B.H., 1983
- [27] Rohde, M.: Thermophysikalische Methoden in der Materialforschung. In: Nachrichten Forschungszentrum Karlsruhe Jahrg. 35, 4/2003, S. 191-196, 2003

-
- [28] Rudloff, M.; Bartel, D.; Deters, L.: Simulation der Strömung in nasslaufenden Lamellenkupplungen. In: VDI-Berichte 2139, S. 177-186, 2011
- [29] Scholz, N.: Berechnung des laminaren und turbulenten Druckabfalles im Rohreinlauf. In: Chemie-Ing.-Techn. 32. Jahrg., Nr. 6, S. 404-409, 1960
- [30] Schulz, H.C.; Petersen, H.: Versuche mit einer ölgekühlten Kupplung. In: ATZ 71, Nr. 11, S. 402-404, 1969
- [31] Seifert, H.; Dümeland, M.: Einsatz der Konstruktionsmethode für die Anpassungskonstruktion einer Lamellenkupplung als Bauteil leistungsverzweigender Antriebssysteme. Sonderforschungsbereich 117, Ruhr-Universität Bochum, Arbeitsbericht, Heft Nr. 2, S. 1-21, 1979
- [32] Steinhilper, W.: Der zeitliche Temperaturverlauf in schnellgeschalteten Reibungskupplungen und –bremsen. In: ATZ 65, Nr. 8, 1963
- [33] VDI-Richtlinie 2241: Schaltbare fremdbetätigte Reibkupplungen und –bremsen. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1982
- [34] VDI-Wärmeatlas: Berlin: Springer, 2002
- [35] Wimmer, T.: Einflüsse auf das Lastübernahmeverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen. Technische Universität München, Dissertation, 2004
- [36] Winkler, J.: FVA-Programm zur Auslegung und thermischen Nachrechnung von Lamellenkupplungen KUPSIM – Benutzeranleitung. FVA Forschungsheft 557, 2003
- [37] Winkler, J.: FVA-Programm zur Berechnung der instationären Temperaturverteilung in Synchronisierungen SYNTEM – Benutzeranleitung. FVA Forschungsheft 778, 2005
- [38] Wohlleber, F.: KUPSIM 2.2. FVA Forschungsheft 899, 2009
- [39] Wohlleber, F.: Wärmeübergang Lamellenkupplungen. FVA Forschungsheft 985, 2011
- [40] Yang, Y.; Lam, R. C.; Yih, F. C.; Yabe, H.: Modeling of Heat Transfer and Fluid Hydrodynamics for a multidisc wet clutch. SAE Technical Paper Series 950898, 1995
- [41] Zagrodzki, P.: Analysis of thermomechanical phenomena in multidisc clutches and brakes. In: Wear 140, S. 291-308, 1990
- [42] Zagrodzki, P.: Numerical analysis of temperature fields and thermal stresses in the friction discs of a multidisc wet clutch. In: Wear 101, S. 255-271, 1985

Verzeichnis betreuter Studienarbeiten

Im Rahmen dieser Arbeit entstanden an der Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau in den Jahren 2006 bis 2011 unter wesentlicher wissenschaftlicher, fachlicher und inhaltlicher Anleitung des Autors die im Folgenden aufgeführten studentischen Arbeiten, in welchen verschiedene Fragestellungen zum Thermischen Haushalt nasslaufender Lamellenkupplungen untersucht wurden und deren Ergebnisse in Teilen in das vorliegende Dokument eingeflossen sind. Der Autor dankt allen Studierenden für ihr Engagement bei der Unterstützung dieser wissenschaftlichen Arbeit.

Studierender	Studienarbeit
Eroglu, O.	Experimentelle Ermittlung von Wärmeübergangszahlen in Lamellenkupplungen mit organischen und metallischen Reibbelägen mit Waffelnutung
	abgegeben im Juni 2008
	eingeflossen in Kapitel 5, 6
Graf, M.	Experimentelle Ermittlung von Wärmeübergangszahlen in Lamellenkupplungen mit Papier- und Sinterreibbelag
	abgegeben im Mai 2008
	eingeflossen in Kapitel 5, 6
Graf, M.	Konstruktion eines neuen Ölaggregats für den FZG-Lamellenkupplungsprüfstand LK-3 und Abschätzung zu Erweiterungen des Einsatzbereichs
	abgegeben im Januar 2009
Höche, T.	Untersuchung zum thermischen Verhalten und Schluckvermögen von nasslaufenden Lamellenkupplungen mit Nutbildern mit Förderwirkung
	abgegeben im April 2010
	eingeflossen in Kapitel 4, 5, 6
Müller, C.	Untersuchung des Temperaturverhaltens von Lamellenkupplungen und Ermittlung von Wärmeübergangszahlen
	abgegeben im Juni 2008
	eingeflossen in Kapitel 4, 5, 6, 7

Spagl, M.	Untersuchungen zum thermischen Verhalten nassslaufender Lamellenkupplungen im Bremsbetrieb und Abgleich mit der thermischen Simulation
	abgegeben im Februar 2011
	eingeflossen in Kapitel 4, 5, 6, 7
Wallach, B.	Neukonstruktion und Inbetriebnahme einer Prüfvorrichtung zur Messung des statischen Schluckvermögens von nassslaufenden Lamellenkupplungen
	abgegeben im Februar 2011
	eingeflossen in Kapitel 4
Weishäupl, T.	Experimentelle Ermittlung von Wärmeübergangszahlen in Lamellenkupplungen mit Papierreibbelag und Gruppenparallel-Nutung
	abgegeben im März 2008
	eingeflossen in Kapitel 5, 6

11 Anhang

11.1 Prüfstandsbeschreibungen

Lamellenkupplungsprüfstand LK-1 [7]

Der Prüfstand LK-1 ist für Lastkollektiv-Untersuchungen an Serienkupplungskomponenten unter praxisäquivalenten Betriebsbedingungen konzipiert. Die Prinzipskizze des Prüfstands ist in Bild 55 dargestellt. Die technischen Daten des Prüfstands sind in Tabelle 27 zusammengestellt.

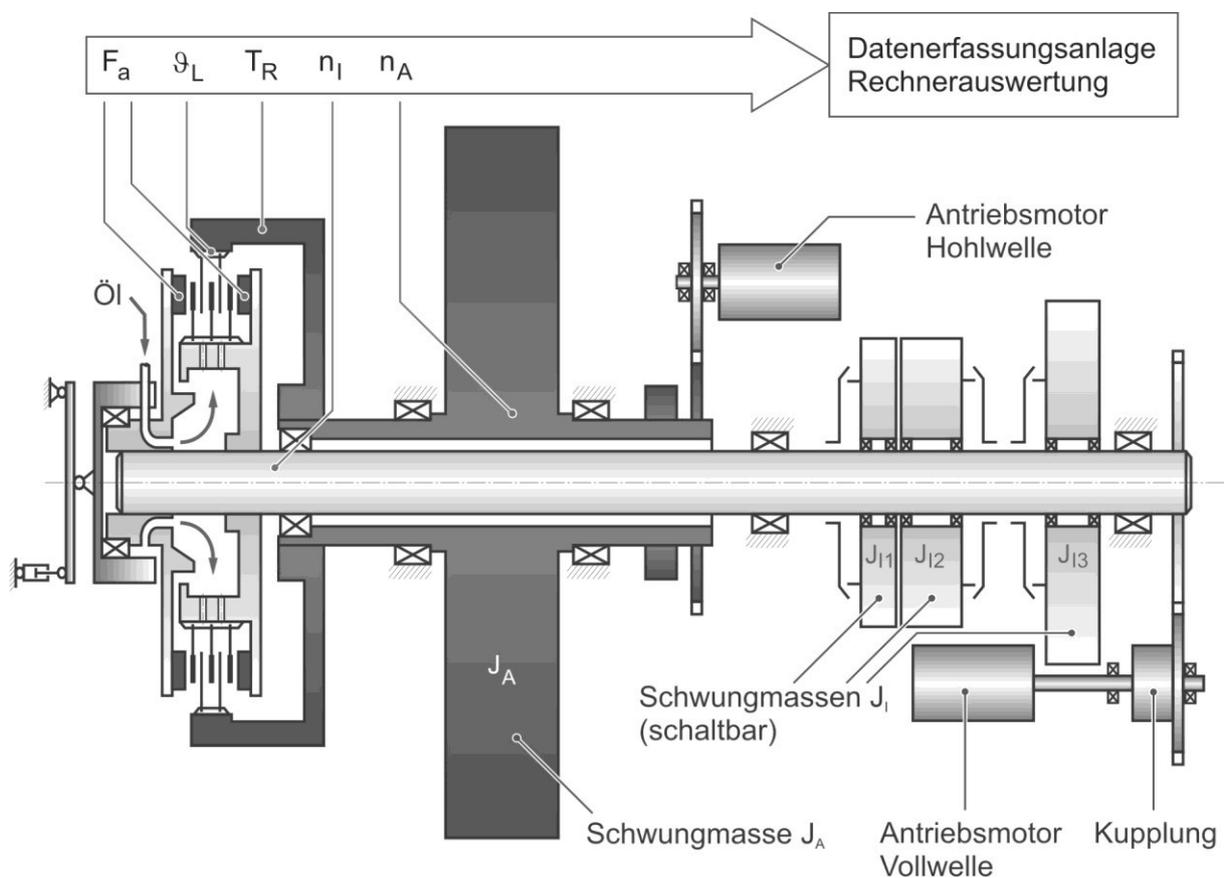


Bild 55: Lamellenkupplungsprüfstand LK-1

Bei dem Prüfstand handelt es sich um einen Zwei-Schwungrassen-Kupplungsprüfstand mit einem Antriebsmotor je Wellenstrang. Die Prüfkupplung kann deshalb mit frei wählbaren Absolut- und Relatvdrehzahlen im Kupplungs- und Bremsbetrieb untersucht werden. Die große Schwungrasse auf der Hohlwelle mit Trägheitsmoment J_A führt zu nahezu konstanter Drehzahl der Außenlamellen in der Reibphase. Im reinen Bremsbetrieb kann sie mechanisch festgesetzt werden. Das Massenträgheitsmoment der Vollwelle, mit der die Innenlamellen verbunden sind, kann durch Zuschalten der Schwungräder J_1 , J_2 und J_3 verändert werden. Die Schaltkraft wird hydraulisch aufgebracht. Das Kühlöl wird zentral in den

Innenmitnehmer der Innenlamellen zugeführt. Öleinspritztemperatur und Volumenstrom sind einstellbar. Der Prüfstand kann mittels einer speicherprogrammierbaren Steuerung (SPS) vollautomatisch betrieben werden

Die Messung von Lamellentemperaturen ϑ_L mittels Thermoelementen in den Außenlamellen ist im Bremsbetrieb möglich. Die in Bild 55 dargestellten Messsignale können mittels elektronischer Datenerfassung am PC aufgezeichnet werden.

Reibmoment	T_R	≤ 2500	Nm
Drehzahl Innenlamellen	n_I	$\leq \pm 5000$	min^{-1}
Drehzahl Außenlamellen	n_A	$\leq \pm 2000$	min^{-1}
Axialkraft	F_a	≤ 36	kN
Massenträgheitsmoment	J_I	0,5 ... 4	kgm^2
Massenträgheitsmoment	J_A	44	kgm^2
Lamellendurchmesser	d_L	140 ... 353	mm
Kühlölvolumenstrom	$\dot{V}_{\text{Öl}}$	≤ 20	l/min
Kühlöltemperatur	$\vartheta_{\text{Öl}}$	30 ... 120	$^{\circ}\text{C}$

Tabelle 27: Technische Daten des Lamellenkupplungsprüfstands LK-1

Lamellenkupplungsprüfstand LK-2 [18]

Der FZG-Reibschwingprüfstand LK-2 wurde zur Untersuchung des Reibschwingverhaltens von ölkühlten Lamellenkupplungen entwickelt. Der Prüfstand ist für den Einbau von Serienkupplungskomponenten konzipiert. Bild 56 zeigt den prinzipiellen Aufbau dieses Prüfstandes. Die technischen Daten sind in Tabelle 28 aufgeführt.

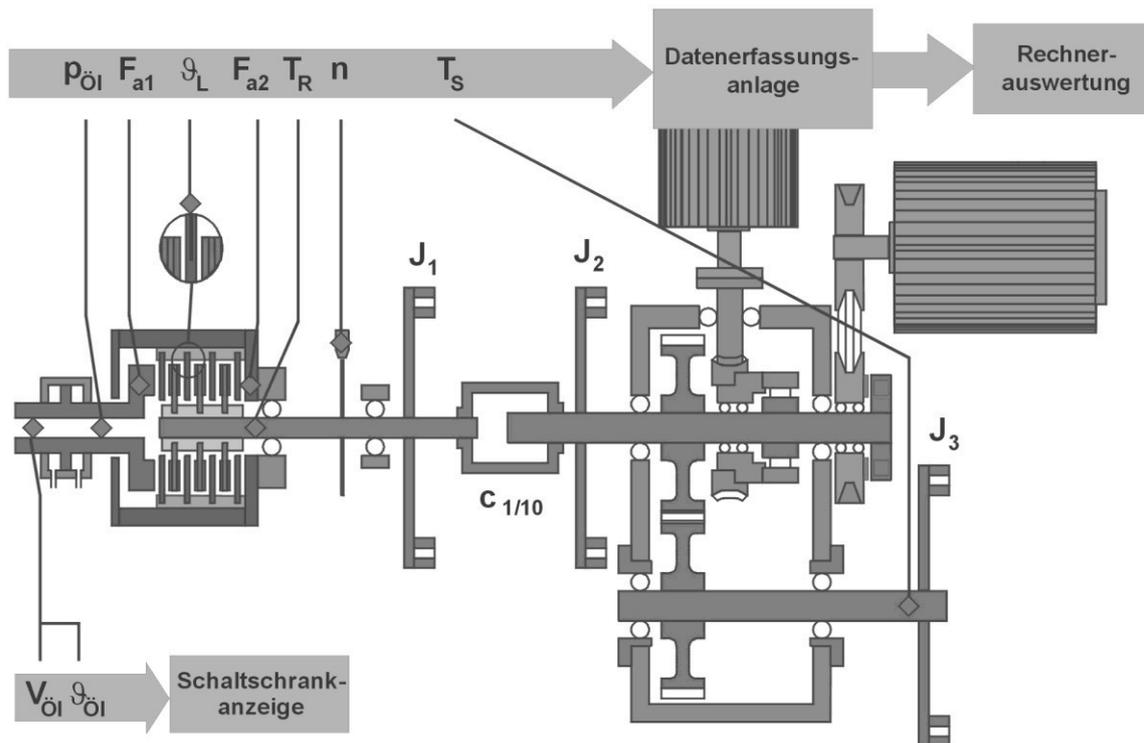


Bild 56: Reibschwingprüfstand LK-2

Der Prüfstand kann für Untersuchungen im Bremsbetrieb und bei Dauerschleup genutzt werden. Das Massenträgheitsmoment kann über den Einsatz und die Kombination verschiedener Schwungmassen variiert werden.

Der Außenlamellenträger ist drehfest mit dem Prüfstand verbunden. Die Innenlamellen sind mit dem Antriebsstrang verbunden. Für Brems- und Dauerschleupbetrieb stehen eigene drehzahlgeregelte Gleichstrommotoren zur Verfügung. Bei Dauerschleup erfolgt die Aufbringung des Drehmoments über einen Kriechantrieb mit Schneckengetriebe.

Zur Messung der Lamellentemperaturen θ_L können in die stehenden Außenlamellen Thermoelemente eingebracht werden. Die in Bild 56 dargestellten Messsignale können mittels elektronischer Messdatenerfassung am PC aufgezeichnet werden.

Reibmoment	T_R	≤ 1500	Nm
Drehzahl Bremsbetrieb	n_B	0 ... 3000	min^{-1}
Drehzahl Dauerschlupfbetrieb	n_D	0 ... 100	min^{-1}
Axialkraft	F_a	2 ... 20	kN
Trägheitsmoment	J_{ges}	0,2 ... 1,6	kgm^2
variable Federsteifigkeit	$C_{1/10}$	$10^5 \dots 10^6$	Nm/rad
Reibflächenabmessungen	$d_{B_i, \text{min}}$	70	mm
	$d_{B_a, \text{max}}$	260	mm
Paketbreite	b	≤ 30	Mm
Kühlölvolumenstrom	$\dot{V}_{\text{Öl}}$	≤ 3	l/min
Kühlöltemperatur	$\vartheta_{\text{Öl}}$	30 ... 120	$^{\circ}\text{C}$

Tabelle 28 : Technische Daten des Reibschwingprüfstands LK-2

Lamellenkupplungsprüfstand LK-3 [35]

Der Lamellenkupplungsprüfstand LK-3 der FZG dient zur Untersuchung von Lastübernahmeverhalten und Dauerschaltbetrieb von ölgekühlten Lamellenkupplungen. Der Prüfstand ist für den Einbau von Serien-Kupplungskomponenten konzipiert. Bild 57 zeigt den prinzipiellen Aufbau des Prüfstandes LK-3. Die technischen Daten des Prüfstandes sind in Tabelle 29 zusammengestellt.

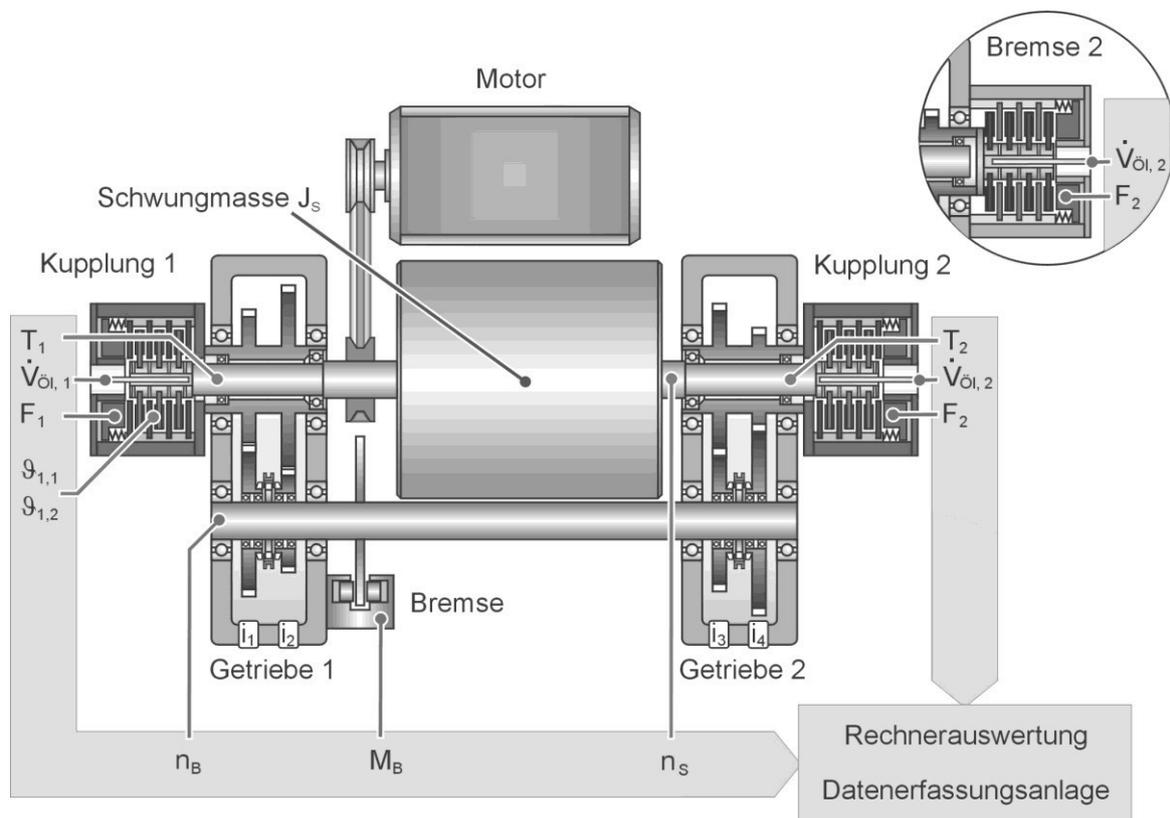


Bild 57 : Lamellenkupplungsprüfstand LK-3

Die Schwungmasse J_s wird durch einen drehzahlgeregelten Elektromotor angetrieben. Bei Betrieb mit zwei Kupplungen ermöglichen die schaltbaren Getriebestufen i_1 , i_2 , i_3 und i_4 die Einstellung von vier unterschiedlichen relativen Differenzdrehzahlen in den Lamellenkupplungen. Die absoluten Differenzdrehzahlen der Kupplungen 1 und 2 sind über die Absolutdrehzahl der Schwungmasse J_s sowie über die gewählte Übersetzung stufenlos einstellbar. Über eine Scheibenbremse kann ein zusätzliches Verzögerungsmoment M_B den Kupplungen 1 bzw. 2 aufgebracht werden.

Kupplung 2 kann auch als Bremse ausgerüstet werden. Der Antriebstrang wird dann über die gehäusefesten Außenlamellen von Bremse 2 auf Stillstand abgebremst. Durch Schließen von Kupplung 1 wird der Antriebstrang beschleunigt. Die Differenzdrehzahl an Kupplung 1 entspricht der Drehzahl der Schwungmasse J_s . Die

Differenzdrehzahl an Bremse 2 stellt sich entsprechend der gewählten Übersetzung ein.

Die Schaltkraft wird hydraulisch aufgebracht. Der Kühlölvolumenstrom der Kupplungspakete ist stufenlos einstellbar. Die Öleinspritztemperatur wird thermostatgeregelt. Der Prüfstand wird durch eine speicherprogrammierbare Steuerung (SPS) automatisch betrieben und überwacht.

Mittels in die Außenlamellen eingebrachter Thermoelemente können zwei Lamellentemperaturen ($\vartheta_{1,1}$ und $\vartheta_{1,2}$) im Kupplungsbetrieb in Kupplung 1 gemessen und über eine Telemetrie übertragen werden. Die in Bild 57 dargestellten Messsignale können mittels elektronischer Messdatenerfassung am PC aufgezeichnet werden.

Kupplungsreibmomente	T_1, T_2	≤ 750	Nm
Bremsmoment	M_B	≤ 750	Nm
Schwungmassendrehzahl	n_S	0 ... 5500	min^{-1}
Axialkräfte	F_1, F_2	0 ... 20	kN
Trägheitsmoment der Schwungmasse	J_S	5,14	kgm^2
		Kup. 1	Kup. 2
auf Kupplung 1 / 2 reduziertes Gesamtträgheitsmoment aus Bremswelle, Hohlwellen und Zahnradstufen, in den Schaltkombinationen	$i1 / i3$	0,82	0,53 kgm^2
	$i1 / i4$	1,04	0,38 kgm^2
	$i2 / i3$	2,30	0,33 kgm^2
	$i2 / i4$	3,26	0,27 kgm^2
Reibflächenabmessungen	$d_{l,\text{min}}$	70	mm
	$d_{A,\text{max}}$	250	mm
Paketbreite	b	≤ 50	mm
Kühlölvolumenstrom (je Kupplung)	$\dot{V}_{\text{öl},1} ; \dot{V}_{\text{öl},2}$	0 ... 10,0	l/min
Kühlöltemperatur	$\vartheta_{\text{öl}}$	30 ... 120	$^{\circ}\text{C}$

Tabelle 29: Technische Daten des Lamellenkupplungsprüfstands LK-3

11.2 Dokumentation und Konditionierung der Versuchsteile

Dokumentation

Die Lamellen wurden mit einer Kombination aus Buchstaben und Zahlen gekennzeichnet. Alle Belaglamellen innerhalb eines Pakets tragen die gleiche laufende Nummer, ebenso alle Stahllamellen. Die laufende Nummer von Belag- und Stahllamellen in einem Versuch kann unterschiedlich sein. Belaglamellen erhalten der laufenden Nummer vorangestellt ein „B“ und nachgestellt einen Kleinbuchstaben (a, b, ...) zur Kennzeichnung der Position im Paket und der Lage im Mitnehmer. Stahllamellen erhalten vor der laufenden Nummer ein „S“ Ein nachgestellter Großbuchstabe dient zur Kennzeichnung der Position im Paket und der Lage im Mitnehmer. Messlamellen erhalten ein „M“ gefolgt von einer laufenden Nummer. Jede Lamelle ist somit eindeutig gekennzeichnet.

Die in den einzelnen Versuchen verwendeten Teile lassen sich anhand ihrer Nummern zuordnen. Die Position im Mitnehmer bei Prüfstandsversuchen kann ebenfalls über die Nummern nachvollzogen werden. Die Mitnehmer im Prüfstand verfügen hierzu über Markierungen. Diesen wird der letzte Buchstabe der Nummerierung zugeordnet. Der Einbau in den Prüfstand erfolgt mit „A“ bzw. „a“ beginnend. Die Messlamelle wird in der Mitte des Pakets eingesetzt. Bei Paketen mit 6 Reibflächen erfolgt der Einbau als prüfstandseitig „erste“ mittlere Stahllamelle.

Konditionierung

Die Lamellen mit organischen Reibbelägen wurden vor dem ersten Einbau in den Prüfstand etwa eine Stunde in ca. 80°C heißes Öl eingelegt, um ein Vorkonditionieren des Belags zu ermöglichen. Sinterbeläge werden vor Beginn der Versuche im Prüfstand beölt, damit sich die Poren mit Öl füllen können.

11.3 Baugrößen, Belag- und Nutvarianten

Bild 58 zeigt einen Überblick über die eingesetzten Baugrößen, Belag- und Nutvarianten. In Bild 59 bis Bild 75 sind die Nutbilder der einzelnen Varianten dargestellt.

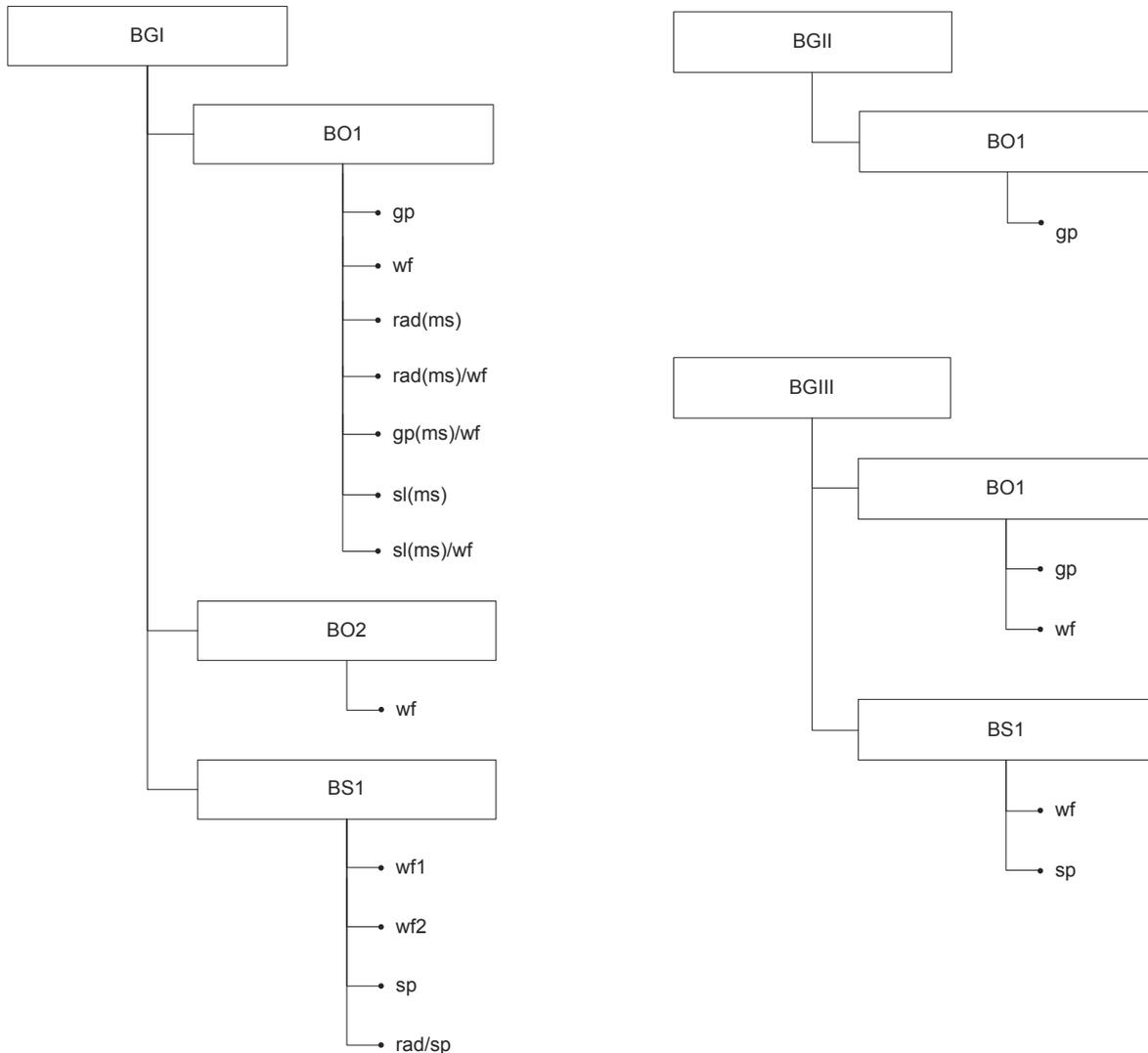


Bild 58: Überblick über die untersuchten Baugrößen, Belag- und Nutvarianten

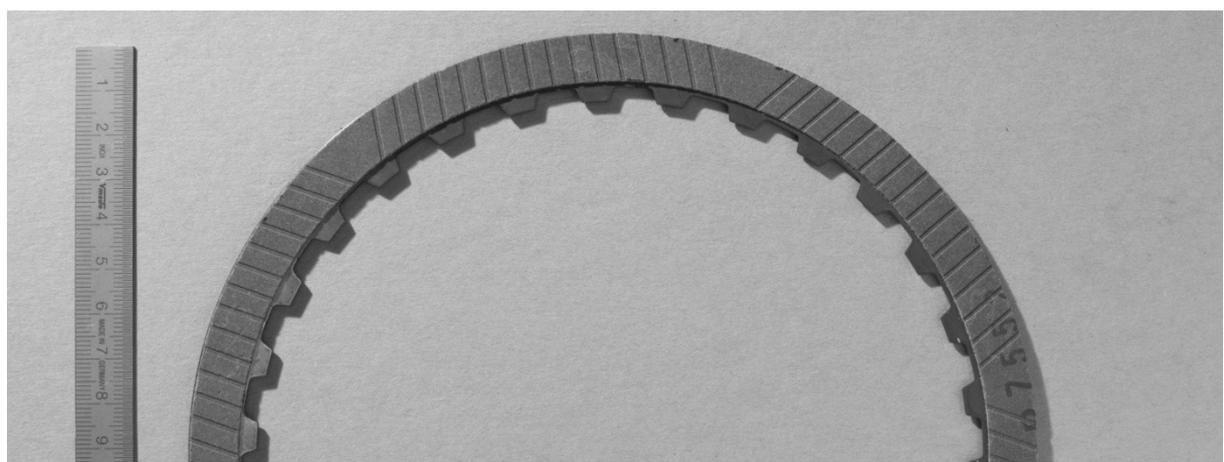


Bild 59: BGI-BO1-gp

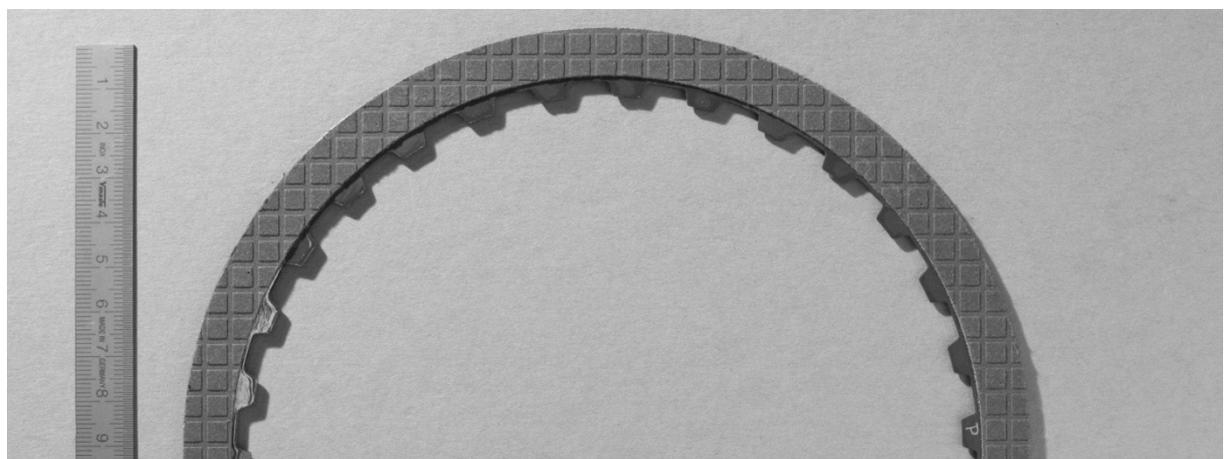


Bild 60: BGI-BO1-wf

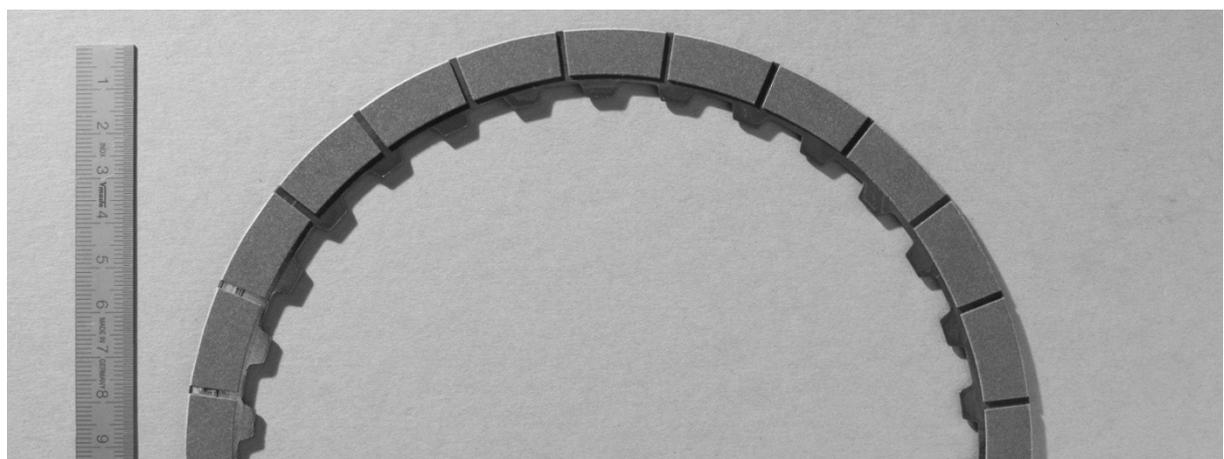


Bild 61: BGI-BO1-rad(ms)

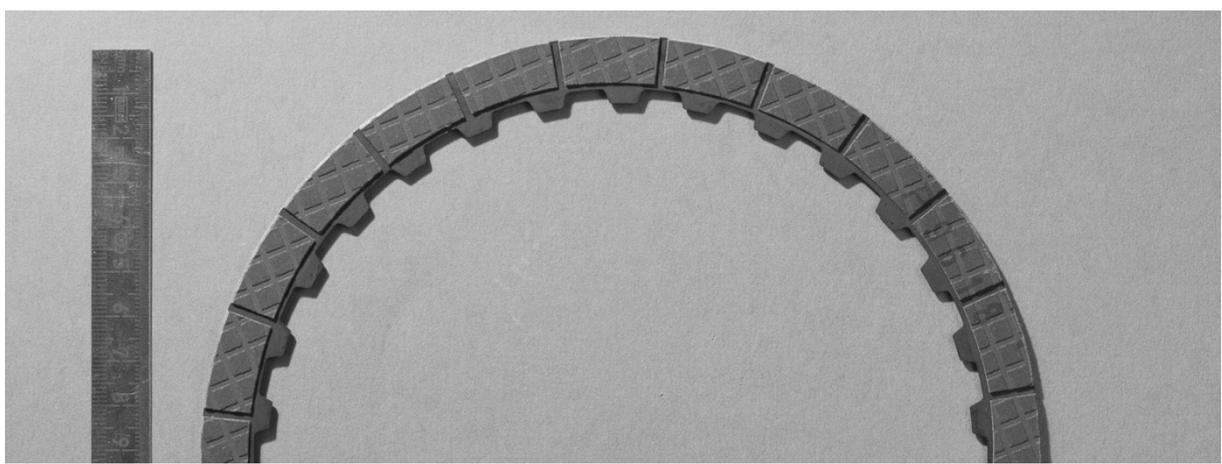


Bild 62: BGI-BO1-rad(ms)/wf

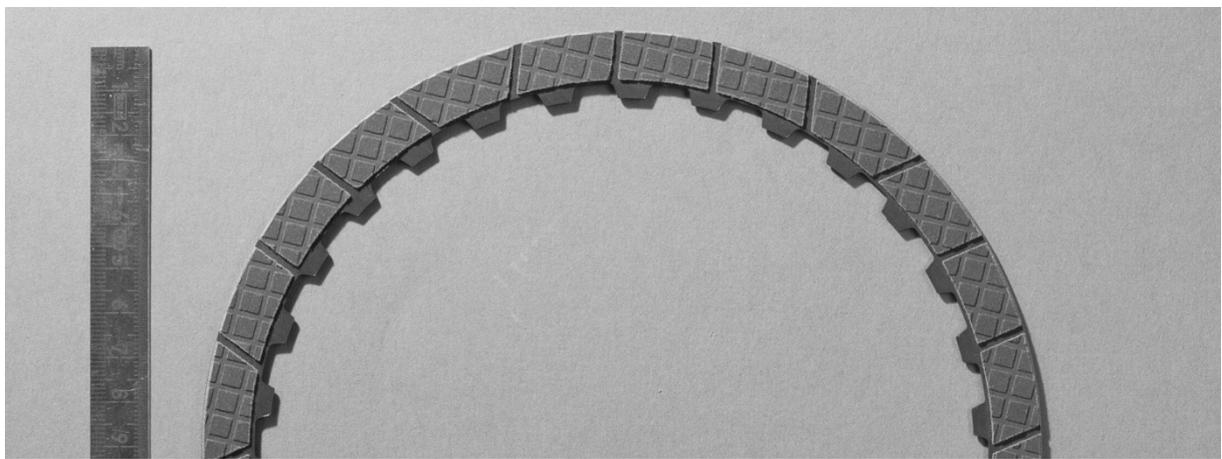


Bild 63: BGI-BO1-gp(ms)/wf

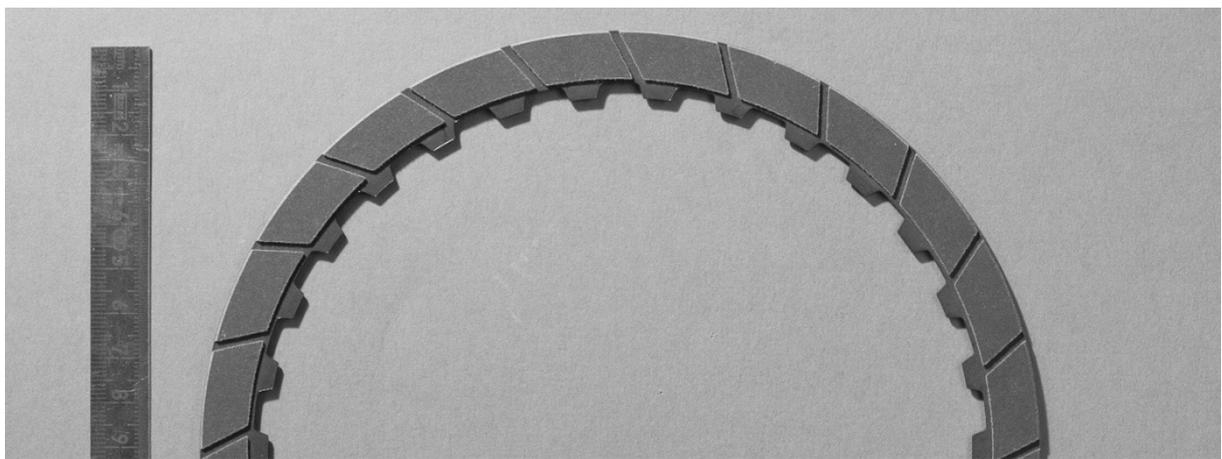


Bild 64: BGI-BO1-sl(ms)

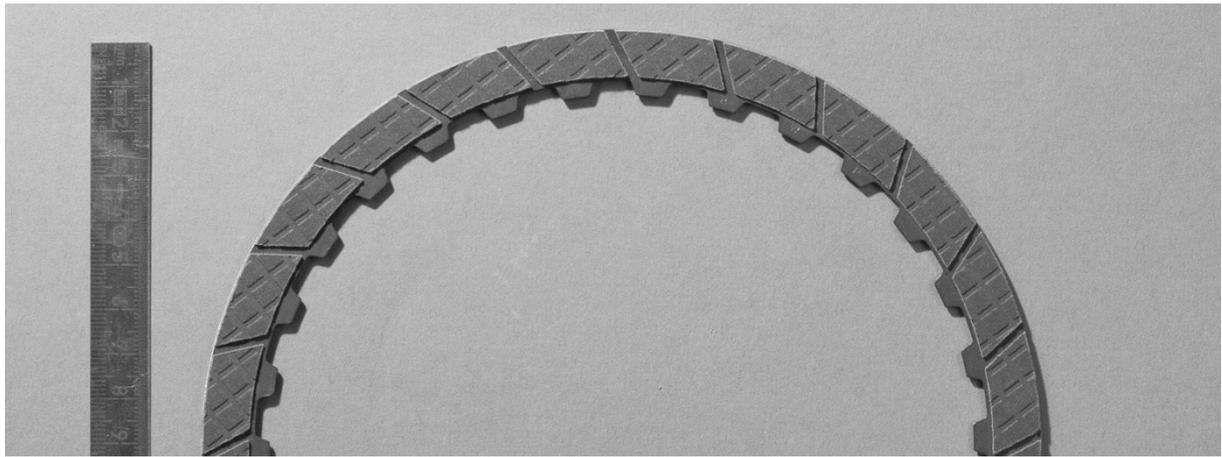


Bild 65: BGI- BO1-sl(ms)/wf

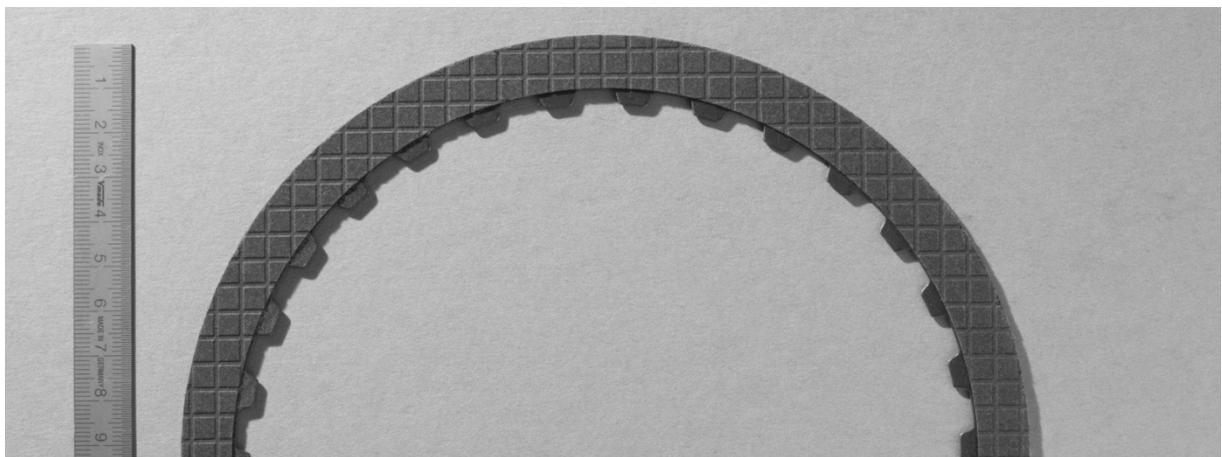


Bild 66: BGI-BO2-wf

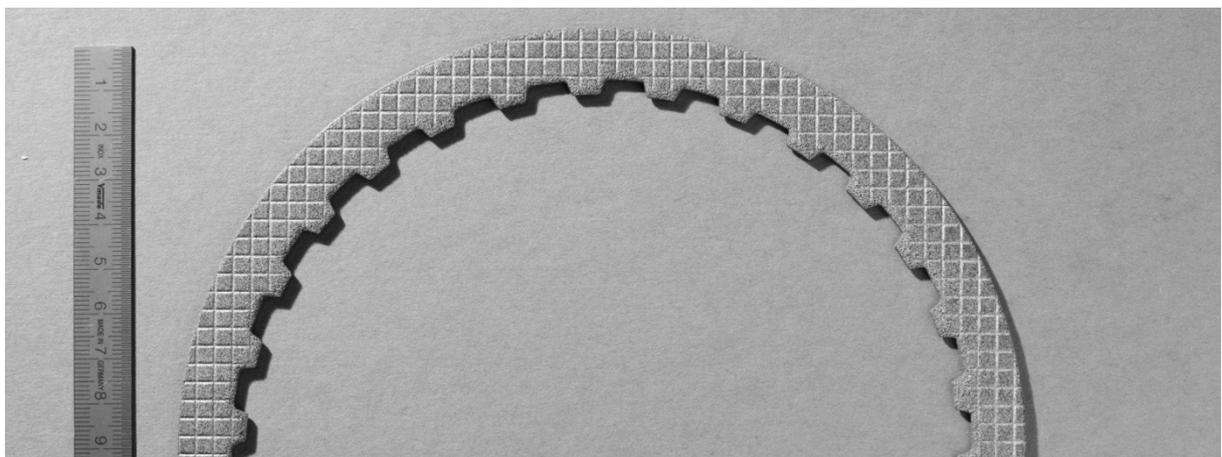


Bild 67: BGI-BS1-wf1

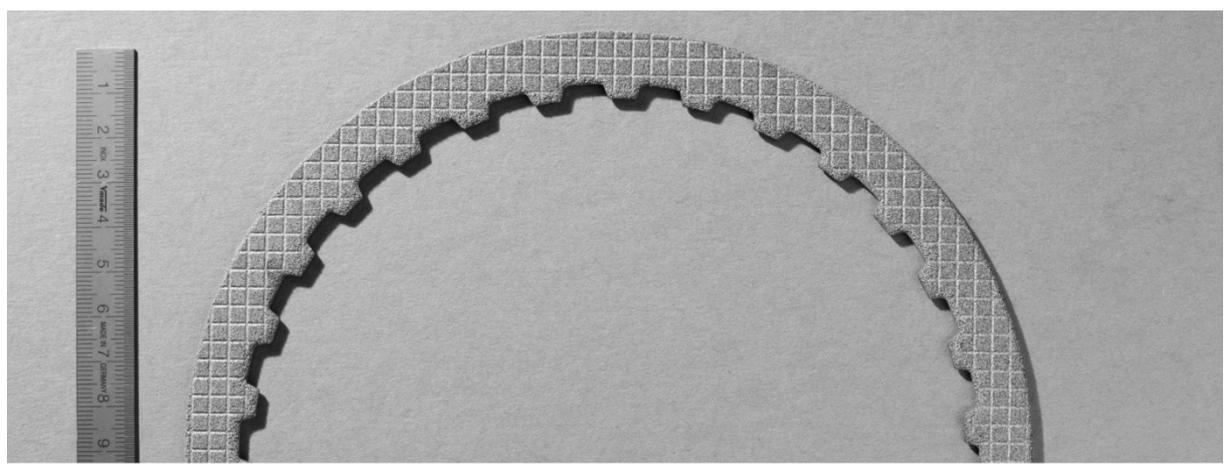


Bild 68: BGI-BS1-wf2

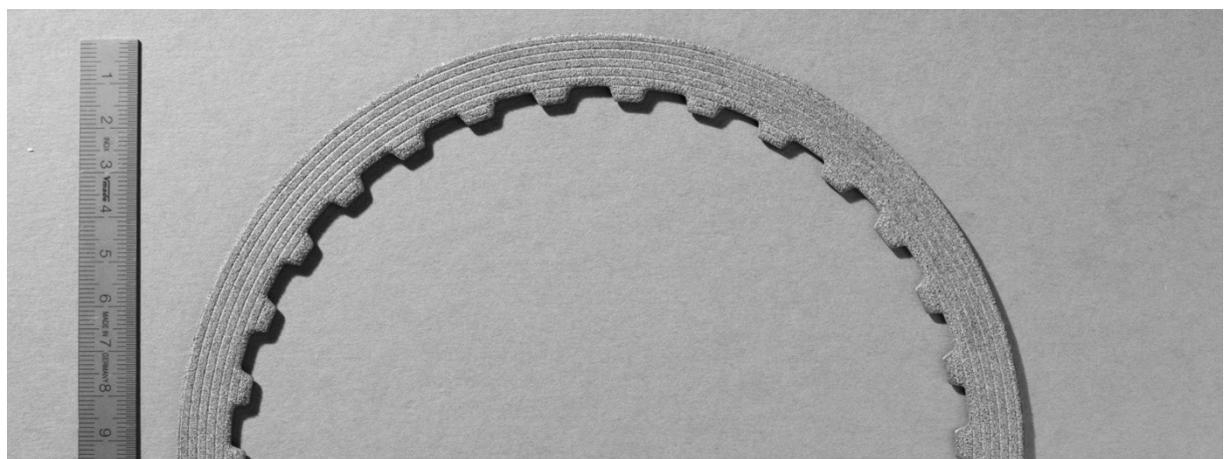


Bild 69: BGI-BS1-sp

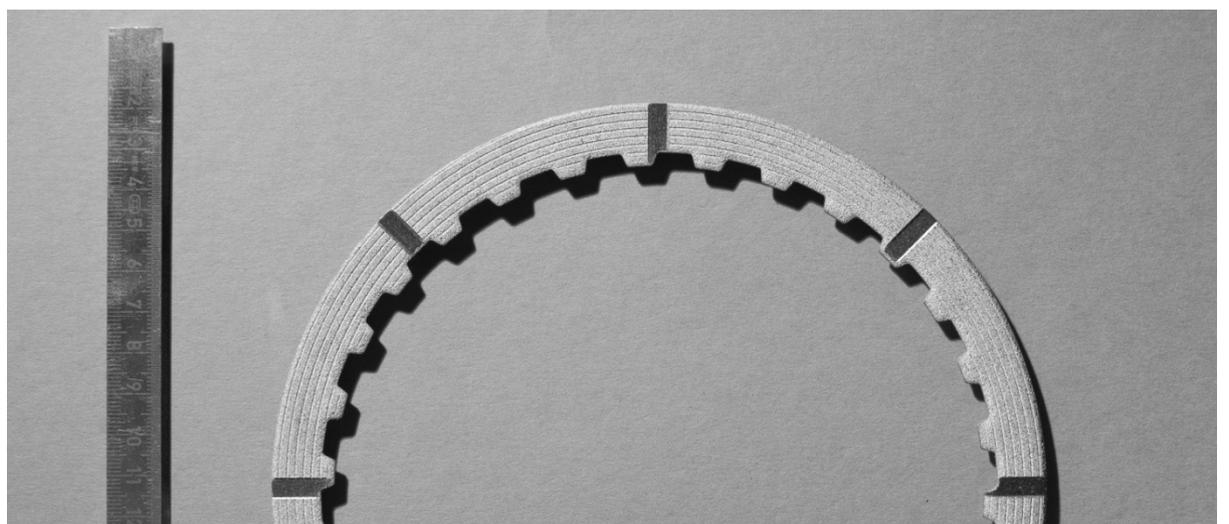


Bild 70: BGI-BS1-rad/sp

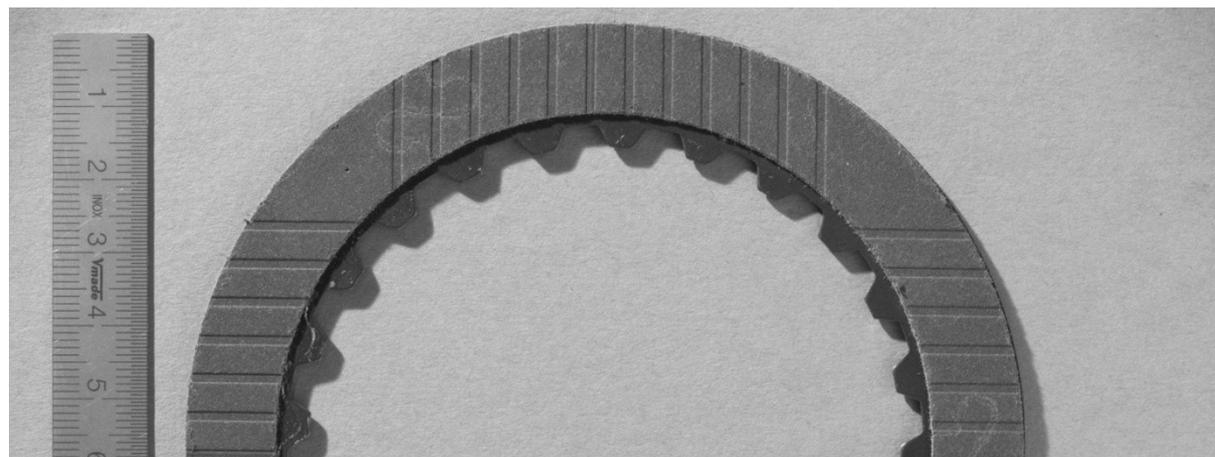


Bild 71: BGII-BO1-gp

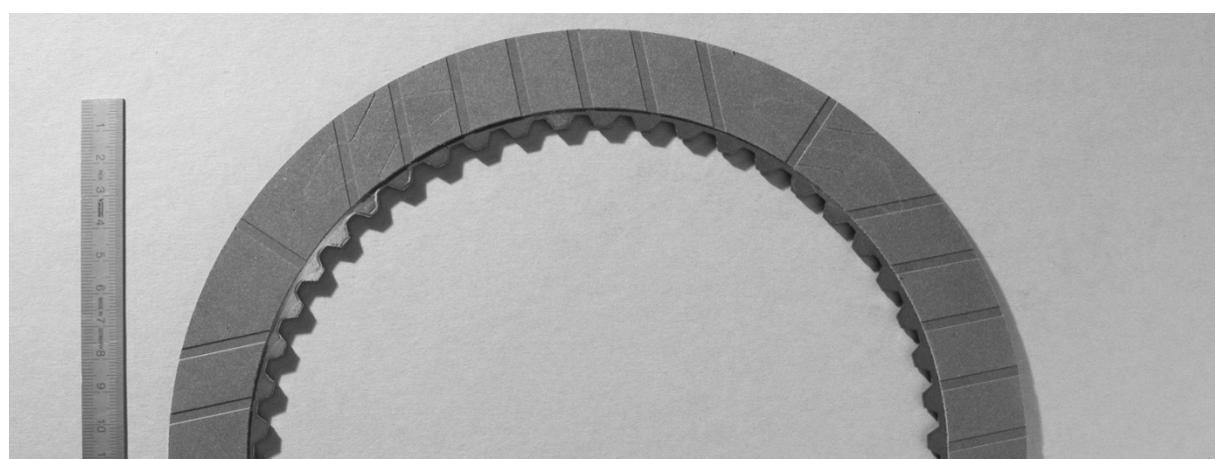


Bild 72: BGIII-BO1-gp

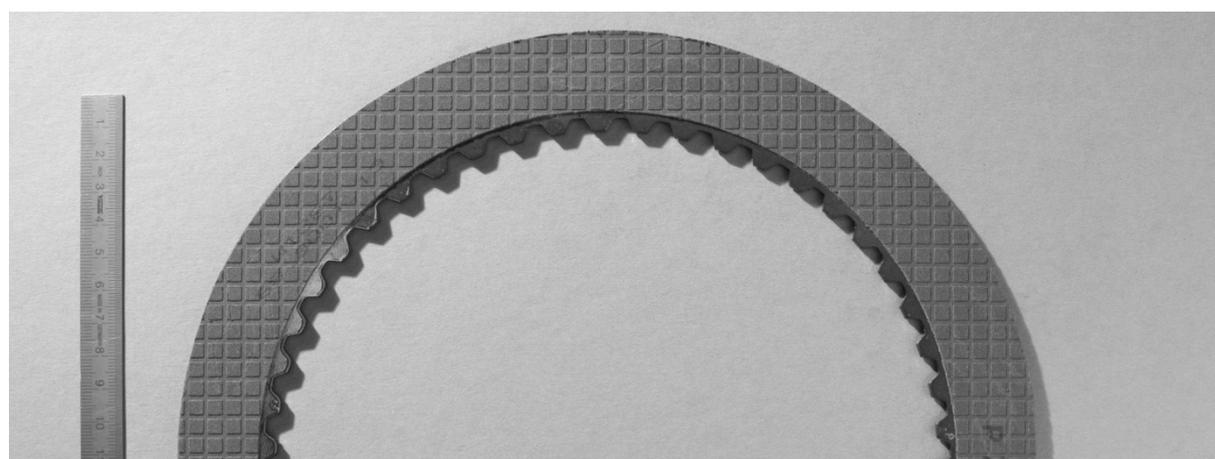


Bild 73: BGIII-BO1-wf

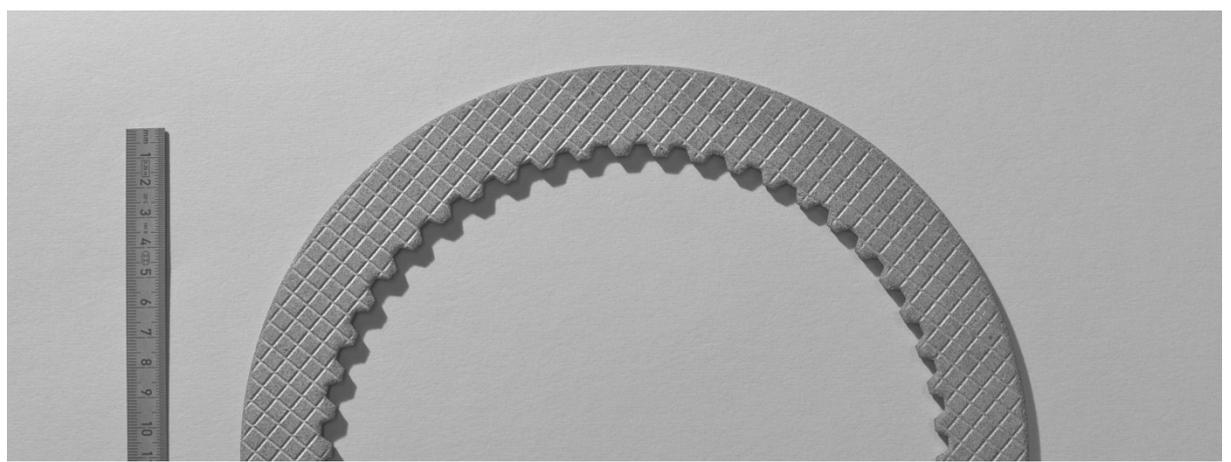


Bild 74: BGIII-BS1-wf

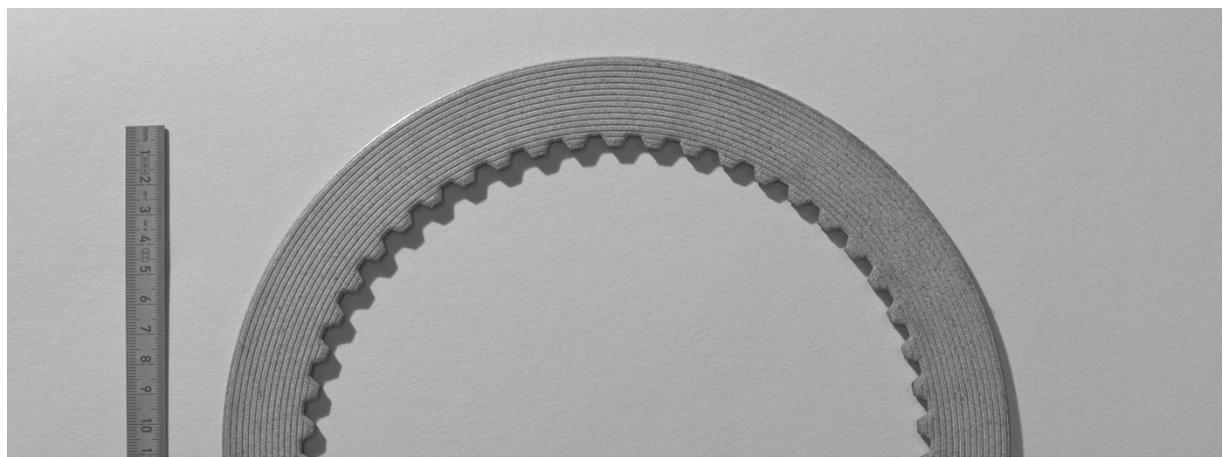


Bild 75: BGIII-BS1-sp

11.4 Laststufen der Temperaturversuche

Stufe		1/I	2/I	3/I	4/I	5/I	6/I	7/I	8/I	9/I	10/I	11/I
Antriebsdrehzahl n_{An}	[U/min]	1600	1600	1000	1100	1100	1500	1000	2000	2000	2400	2400
Trägheitsmoment Antrieb J_{An}	[kgm ²]	5,16	5,16	5,16	5,16	5,16	5,16	5,16	5,16	5,16	5,16	5,16
Abtriebsdrehzahl n_{Ab}	[U/min]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Trägheitsmoment Abtrieb J_{Ab}	[kgm ²]	3,27	3,27	3,27	2,31	2,31	2,31	1,04	1,04	1,04	0,82	0,82
Gleitgeschwindigkeit v_G	[m/s]	14,8	14,8	9,2	10,2	10,2	13,8	9,2	18,5	18,5	22,1	22,1
Pressung p	[N/mm ²]	0,21	0,50	0,50	0,21	0,50	0,50	0,21	0,21	0,50	0,21	0,50
Reibarbeit $q_{spez.}$	[J/mm ²]	0,91	0,81	0,32	0,33	0,30	0,56	0,14	0,57	0,53	0,66	0,63
Rutschzeit t_R	[s]	4,19	1,57	0,98	2,23	0,85	1,16	1,05	2,09	0,82	2,04	0,81
Stufe		1/I	2/I	3/I	4/I	5/I	6/I	7/I	8/I	9/I	10/I	11/I

Tabelle 30: Versuchspunkte für BGI mit organischem Reibbelag BO1 bzw. BO2 (6 Reibflächen) – Bezeichnung der Laststufen aus diesem Versuchsplan mit LS/I

Stufe		2 I-BS1	3 I-BS1	5 I-BS1	6 I-BS1	9 I-BS1	11 I-BS1
Antriebsdrehzahl n_{An}	[U/min]	1500	1000	1100	1500	2000	2400
Trägheitsmoment Antrieb J_{An}	[kgm ²]	5,16	5,16	5,16	5,16	5,16	5,16
Abtriebsdrehzahl n_{Ab}	[U/min]	0	0	0	0	0	0
Trägheitsmoment Abtrieb J_{Ab}	[kgm ²]	3,27	3,27	2,31	2,31	1,04	0,82
Gleitgeschwindigkeit v_G	[m/s]	13,8	9,2	10,2	13,8	18,5	22,1
Pressung p	[N/mm ²]	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80
Reibarbeit $q_{spez.}$	[J/mm ²]	0,75	0,33	0,32	0,59	0,55	0,65
Rutschzeit t_R	[s]	1,81	1,21	1,04	1,42	1,00	0,98
Stufe		2 I-BS1	3 I-BS1	5 I-BS1	6 I-BS1	9 I-BS1	11 I-BS1

Tabelle 31: Versuchspunkte für BGI mit sintermetallischem Reibbelag BS1 (6 Reibflächen)

Stufe		1/I-BGII	2/I-BGII	3/I-BGII	4/I-BGII	5/I-BGII
Antriebsdrehzahl n_{An}	[U/min]	1100	1600	1100	1600	2000
Trägheitsmoment Antrieb J_{An}	[kgm ²]	5,16	5,16	5,16	5,16	5,16
Abtriebsdrehzahl n_{Ab}	[U/min]	0	0	0	0	0
Trägheitsmoment Abtrieb J_{Ab}	[kgm ²]	1,04	1,04	0,82	0,82	0,82
Gleitgeschwindigkeit v_G	[m/s]	5,9	8,6	5,9	8,6	10,8
Pressung p	[N/mm ²]	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
Reibarbeit $q_{spez.}$	[J/mm ²]	0,31	0,65	0,25	0,52	0,82
Rutschzeit t_R	[s]	1,38	2,00	1,11	1,62	2,03
Stufe		1/I-BGII	2/I-BGII	3/I-BGII	4/I-BGII	5/I-BGII

Tabelle 32: Versuchspunkte für BGII mit organischem Reibbelag BO1 (6 Reibflächen)

Stufe		1/I-BGIII	2/I-BGIII	3/I-BGIII	5/I-BGIII
Antriebsdrehzahl n_{An}	[U/min]	1200	1600	2000	2500
Trägheitsmoment Antrieb J_{An}	[kgm ²]	4	4	4	3
Abtriebsdrehzahl n_{Ab}	[U/min]	0	0	0	0
Trägheitsmoment Abtrieb J_{Ab}	[kgm ²]	∞	∞	∞	∞
Gleitgeschwindigkeit v_G	[m/s]	14,7	19,6	24,5	30,6
Pressung p	[N/mm ²]	0,50	0,50	0,50	0,50
Reibarbeit $q_{spez.}$	[J/mm ²]	0,26	0,46	0,71	0,79
Rutschzeit t_R	[s]	0,47	0,62	0,78	0,74
Stufe		1/I-BGIII	2/I-BGIII	3/I-BGIII	5/I-BGIII

Tabelle 33: Versuchspunkte für BGIII mit organischem Reibbelag BO1 bzw. sintemetallischem Reibbelag BS1 (6 Reibflächen)

Stufe		1/II	2/II	3/II	4/II	5/II	6/II	7/II
Antriebsdrehzahl n_{An}	[U/min]	900	1200	1400	1200	1200	1050	1200
Trägheitsmoment Antrieb J_{An}	[kgm ²]	5,16	5,16	5,16	5,16	5,16	5,16	5,16
Abtriebsdrehzahl n_{Ab}	[U/min]	0	0	0	0	0	0	0
Trägheitsmoment Abtrieb J_{Ab}	[kgm ²]	2,37	2,37	2,37	2,37	2,37	3,3	3,3
Gleitgeschwindigkeit v_G	[m/s]	8,3	11,1	12,9	11,1	11,1	9,7	11,1
Pressung p	[N/mm ²]	0,50	0,50	0,50	0,25	1,0	0,50	0,50
Reibarbeit $q_{spez.}$	[J/mm ²]	0,31	0,55	0,75	0,60	0,53	0,54	0,71
Rutschzeit t_R	[s]	1,24	1,65	1,93	3,63	0,79	1,86	2,12
Stufe		1/II	2/II	3/II	4/II	5/II	6/II	7/II

Tabelle 34: Versuchsbedingungen für Versuche mit BGI und organischem Reibbelag BO1 bzw. sintermetallischem Reibbelag BS1 (4 Reibflächen) – Bezeichnung der Laststufen aus diesem Versuchsplan mit LS/II

Dissertationen der FZG

Nr.	Autor	Titel/Thema
1	PERRET, H.	Übertragung konstanter Leistung durch stufenlos mechanische Regeltriebe. TH Braunschweig 1935.
2	BELLMANN, H.	Beiträge zur Prüfung von Bremsbelägen. TH Braunschweig 1939.
3	HIERSIG, H.M.	Der Zusammenhang von Gestaltung und Beanspruchung bei Schneckengetrieben mit Evolventenverzahnung. TH Braunschweig 1943.
4	HELBIG, F.	Walzenfestigkeit und Grübchenbildung von Zahnrad- und Wälzlagerwerkstoffen. TH Braunschweig 1943.
5	ARF, D.	Pendelrollenlager mit symmetrischen und unsymmetrischen Rollen. TH Braunschweig 1944.
6	OESMANN, W.	Entwicklung einer Stahlsand-Schalt- und Regelkupplung. TH Braunschweig 1945.
7	RUBO, E.	Ermittlung der Achsfehler-Empfindlichkeit verschiedener Zylinder-Schneckengetriebe mit Hilfe des Einlauf-Abschliffvolumens. TH Braunschweig 1948.
8	GLAUBITZ, H.	Drehmomentmessungen zum Wendevorgang bei Raupenfahrwerken. TH Braunschweig 1948.
9	TALKE, H.	Beiträge zur hydrodynamischen Schmiertheorie des ebenen Gleitschuhes auf ebener Fläche. TH Braunschweig 1948.
10	CRAMER, H.	Über die Reibung und Schmierung feinmechanischer Geräte. TH Braunschweig 1949.
11	THOMAS, W.	Reibscheiben-Regelgetriebe mit Linienberührung. TH Braunschweig 1949.
12	MAUSHAKE, W.	Theoretische Untersuchung von Schneckengetrieben mit Globoidschnecke und Stirnrad. TH Braunschweig 1950.
13	KRAUPNER, K.W.	Das plastische Verhalten umlaufender Stahlrollen bei Punktberührung. TH Braunschweig 1951.
14	BANASCHEK, K.	Die Gleitreibung geschmierter Flächen kleiner Schmiegun. Einfluß von Werkstoffpaarung, Krümmung, Oberfläche und Schmierstoff. TH Braunschweig 1951.
15	HEYER, E.	Versuche mit Zylinderschneckenrieben. Einfluß von Zahnform, Modul, Durchmesser und Schmierstoff auf Verlustleistung und Tragfähigkeit. TH München 1952.

Nr.	Autor	Titel/Thema
16	HENTSCHEL, G.	Der Hochleistungswälztrieb. Entwicklungsstand und Entwicklungsmöglichkeiten. TH München 1952.
17	WINTER, H.	Tragfähigste Evolventengeradverzahnung. TH München 1954.
18	ROY, A.K.	Spannungsoptische Untersuchung eines schrägverzahnten Stirnrades. TH München 1957.
19	RETTIG, H.	Dynamische Zahnkraft. TH München 1957.
20	OHLENDORF, H.	Verlustleistung und Erwärmung von Stirnrädern. TH München 1958.
21	UNTERBERGER, M.	Geräuschuntersuchungen an geradverzahnten Zahnrädern. TH München 1958.
22	LOOMAN, J.	Das Abrichten von profilierten Schleifscheiben zum Schleifen von schrägverzahnten Stirnrädern. TH München 1959.
23	JARCHOW, F.	Versuche an Stirnrad-Globoidschneckenrieben. TH München 1960.
24	POPOVIC, L.	Einfluß von Zahnform und Bearbeitung auf die Zahnfußfestigkeit. TH München 1960.
25	EHRENSPIEL, K.	Die Festkörperreibung von geschmierten und ungeschmierten Metallpaarungen mit Linienberührung. TH München 1962.
26	PITTROFF, H.	Riffelbildung infolge Stillstandserschütterungen bei Wälzlagern. TH München 1962.
27	SCHREIBER, H.	Zur Auswertung von Lebensdaueruntersuchungen an Wälzlagern. TH München 1962.
28	ROTH, K.	Untersuchungen über die Eignung der Evolventenzahnform für eine allgemein verwendbare feinwerktechnische Normverzahnung. TH München 1963.
29	NARUSE, Ch.	Verschleiß, Tragfähigkeit und Verlustleistung bei Schraubenradgetrieben. TH München 1964.
30	GARTNER, F.	Die Mischreibung bei Linienberührung. TH München 1964.
31	ASSMANN, H.	Vergleichende Untersuchung von Getriebeölen im FZG-Stirnrad- und Esso-Hypoidprüfstand. TH München.
32	REISTER, D.	Einseitiges Breitentragen bei Stirnrädern. TH München 1965.

Nr.	Autor	Titel/Thema
33	KORRENN, H.	Gleitreibung in den Kontaktstellen zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen der Ringe von Wälzlagern. TH München 1965.
34	HÖSEL, Th.	Geräuschuntersuchungen an schrägverzahnten Stirnrädern mit Evolventenverzahnung. TH München 1965.
35	LANGENBECK, K.	Die Verschleiß- und Freßgrenzlast der Hypoidgetriebe. TH München 1966.
36	MEMMEL, M.	Untersuchungen über die Tragfähigkeit und Gebrauchsdauer von Gelenklagern. TH München 1966.
37	BÖTSCH, H.	Der Einfluß der Oberflächenbearbeitung und -behandlung auf die Flankenfestigkeit von Stirnrädern aus Vergütungsstahl. TH München 1966.
38	LECHNER, G.	Die Freßlastgrenze bei Stirnrädern aus Stahl. TH München 1966.
39	LANGE, S.	Untersuchungen von Helicon- und Spiroidgetrieben mit abwickelbaren Schneckenflanken nach der hydrodynamischen und nach der Hertzschen Theorie. TH München 1967.
40	SCHWÄGERL, D.	Untersuchung von Helicon- und Spiroidgetrieben mit trapezförmigem Schneckenprofil nach der Hertzschen und nach der hydrodynamischen Theorie. TH München 1967.
41	MICHELS, K.	Schneckengetriebe mit Werkstoffpaarung Stahl/Grauguß. TH München 1968.
42	GACKSTETTER, G.	Verlustarme Verzahnung. TH München 1968.
43	GEUPEL, H.	Flüssigkeitsreibung bei Punktberührung. TH München 1969.
44	GREKOUSSIS, R.	Vergleichende Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit von Hypoid- und Stirnrädern. TH München 1969.
45	BAETHGE, J.	Zahnfederhärte, Drehwegfehler und Geräusch bei Stirnrädern. TH München 1969.
46	SCHULZ, H.D.	Untersuchung über Tragfähigkeiten und Verlustleistung von Schneckengetrieben mit trapezförmigem Schneckenprofil und kegeliger Schnecke. TH München 1969.
47	STÖLZLE, K.	Leistungsübertragung in Planetengetrieben bei statischem und dynamischem Betrieb. Berechnung, Optimierung und Versuchsergebnisse. TH München 1970.
48	SEITZINGER, K.	Die Erwärmung einsatzgehärteter Zahnräder als Kennwert für ihre Freßtragfähigkeit. TU München 1971.

Nr.	Autor	Titel/Thema
49	STÖSSEL, K.	Reibungszahlen unter elasto-hydrodynamischen Bedingungen. TU München 1971.
50	SCHMIDT, G.	Berechnung der Wälzpressung schrägverzahnter Stirnräder unter Berücksichtigung der Lastverteilung. TU München 1972.
51	HIRT, M.	Einfluß der Zahnfußausrundung auf Spannung und Festigkeit von Geradstirnrädern. TU München 1974.
52	WILKESMANN, H.	Berechnung von Schneckengetrieben mit unterschiedlichen Zahnprofilformen (Tragfähigkeits- und Verlustleistung für Hohlkreis-, Evolventen- und Geradlinienprofil). TU München 1974.
53	RICHTER, M.	Der Verzahnungswirkungsgrad und die Freßtragfähigkeit von Hypoid- und Schraubenradgetrieben - Versuchsergebnisse und Berechnungsmethoden. TU München 1976.
54	RÖSCH, H.	Untersuchungen zur Wälzfestigkeit von Rollen - Einfluß von Werkstoff, Wärmebehandlung und Schlupf. TU München 1976.
55	GAGGERMEIER, H.	Untersuchungen zur Reibkraftübertragung in Regel-Reibradgetrieben im Bereich elasto-hydrodynamischer Schmierung. TU München 1977.
56	KÄSER, W.	Beitrag zur Grübchenbildung an gehärteten Zahnrädern. Einfluß von Härtetiefe und Schmierstoff auf die Flankentragfähigkeit. TU München 1977.
57	KNABEL, W.	Geräusche und Schwingungen an Stirnradgetrieben. Untersuchungen geometrischer Einflüsse bei hohen Drehzahlen und Belastungen. TU München 1977.
58	WIRTH, X.	Über den Einfluß von Schleifkerben auf die Zahnfußtragfähigkeit und das Schädigungsverhalten oberflächengehärteter Zahnräder. TU München 1977.
59	HUBER, G.	Zylinderschneckengetriebe, ein Beitrag zur Berechnung von Grübchen- und Gleitverschleiß und Angaben zum Wirkungsgradverhalten aus Versuchen. TU München 1978.
60	BROSSMANN, U.	Über den Einfluß der Zahnfußausrundung und des Schrägungswinkels auf Beanspruchung und Festigkeit schrägverzahnter Stirnräder. TU München 1979.
61	PLEWE, H.-J.	Untersuchungen über den Abriebverschleiß von geschmierten, langsam laufenden Zahnrädern. TU München 1980.

Nr.	Autor	Titel/Thema
62	FRESEN, G.	Untersuchungen über die Tragfähigkeit von Hypoid- und Kegelradgetrieben (Grübchen, Ridging, Rippling, Graufleckigkeit und Zahnbruch). TU München 1981.
63	OSTER, P.	Beanspruchung der Zahnflanken unter Bedingungen der Elastohydrodynamik. TU München 1982.
64	HORNUNG, K.	Zahnräder aus Bainitischem Gusseisen mit Kugelgraphit. TU München 1983.
65	WEISS, T.	Zum Festigkeits- und Verzugsverhalten von randschichtgehärteten Zahnrädern. TU München 1983.
66	VOJACEK, H.	Das Reibungsverhalten von Fluiden unter elastohydrodynamischen Bedingungen. Einfluß der chem. Struktur des Fluides, der Werkstoffe und der Makro- und Mikrogeometrie der Gleit/Wälzkörper. TU München 1984.
67	SCHÖNNENBECK, G.	Einfluß der Schmierstoffe auf die Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit und Grübchenbildung) hauptsächlich im Umfangsgeschwindigkeitsbereich 1...9 m/s. TU München 1984.
68	WIENER, H.	Untersuchung der Rollenkinematik im Axial-Pendelrollenlager. TU München 1984.
69	MATHIAK, D.	Untersuchungen über Flankentragfähigkeit, Zahnfußtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinderschneckengetrieben. TU München 1984.
70	STRASSER, H.	Einflüsse von Verzahnungsgeometrie, Werkstoff und Wärmebehandlung auf die Zahnfußtragfähigkeit. TU München 1984.
71	JOACHIM, F.-J.	Untersuchungen zur Grübchenbildung an vergüteten und normalisierten Zahnrädern (Einfluß von Werkstoffpaarung, Oberflächen- und Eigenspannungszustand). TU München 1984.
72	GERBER, H.	Innere dynamische Zusatzkräfte bei Stirnradgetrieben - Modellbildung, innere Anregung und Dämpfung. TU München 1984.
73	SIMON, M.	Messung von elasto-hydrodynamischen Parametern und ihre Auswirkung auf die Grübchentragfähigkeit vergüteter Scheiben und Zahnräder. TU München 1984.
74	SCHMIDT, W.	Untersuchungen zur Grübchen- und zur Zahnfußtragfähigkeit geradverzahnter evolventischer Innenstirnräder. TU München 1984.

Nr.	Autor	Titel/Thema
75	FUNCK, G.	Wärmeabführung bei Getrieben unter quasistationären Betriebsbedingungen. TU München 1985.
76	PAUL, M.	Einfluß von Balligkeit und Lageabweichungen auf die Zahnfußbeanspruchung spiralverzahnter Kegelräder. TU München 1986.
77	HOPPE, F.	Das Abschalt- und Betriebsverhalten von mechanischen Sicherheitskupplungen. TU München 1986.
78	MICHAELIS, K.	Die Integraltemperatur zur Beurteilung der Freßtragfähigkeit von Stirnradgetrieben. TU München 1987.
79	WECH, L.	Untersuchungen zum Wirkungsgrad von Kegelrad- und Hypoidgetrieben. TU München 1987.
80	KNAUER, G.	Zur Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder - Einfluß von Werkstoff, Schmierstoff und Betriebstemperatur. TU München 1988.
81	PLACZEK, T.	Lastverteilung und Flankenkorrektur in gerad- und schrägverzahnten Stirnradstufen. TU München 1988.
82	PFLAUM, H.	Das Reibungsverhalten ölgeschmierter Kegelreibkupplungen in Synchronisationseinrichtungen von Kraftfahrzeug-Schaltgetrieben. TU München 1988.
83	BRINCK, P.	Zahnfußtragfähigkeit oberflächengehärteter Stirnräder bei Lastrichtungsumkehr. TU München 1989.
84		entfallen
85	NEUPERT, K.	Verschleißtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinder-Schneckengetrieben. TU München 1990.
86	PREXLER, F.	Einfluß der Wälzflächenrauheit auf die Grübchenbildung vergüteter Scheiben im EHD-Kontakt. TU München 1990.
87	SCHALLER, K.-V.	Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zur Grübchenbildung an einsatzgehärteten Stirnradflanken. TU München 1990.
88	COLLENBERG, H.-F.	Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit schnelllaufender Stirnradgetriebe. TU München 1991.
89	MÜLLER, R.	Schwingungs- und Geräuschanregung bei Stirnradgetrieben. TU München 1991.
90	ANZINGER, M.	Werkstoff- und Fertigungseinflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit, insbesondere im hohen Zeitfestigkeitsgebiet. TU München 1991.

Nr.	Autor	Titel/Thema
91	KAGERER, E.	Messung von elastohydrodynamischen Parametern im hochbelasteten Scheiben- und Zahnkontakt. TU München 1991.
92	HASLINGER, K.	Untersuchungen zur Grübchentragsfähigkeit profilkorrigierter Zahnräder. TU München 1991.
93	VOLLHÜTER, F.	Einfluß der Achsversetzung auf die Grübchen- und Zahnfußtragsfähigkeit von spiralverzahnten Kegelrädern. TU München 1992.
94	PINNEKAMP, B.	Das Schaltverhalten von PKW-Getriebesynchronisierungen. TU München 1992.
95	SCHUBERT, M.	Einfluß der Befestigungsart und Radkranzdicke auf die Zahntragsfähigkeit von Innenstirnrädern. TU München 1993.
96	STEINGRÖVER, K.	Untersuchung zu Verschleiß, Verlustgrad und Fressen bei Zylinder-Schneckengetrieben. TU München 1993.
97	ELSTORPFF, M.-G.	Einflüsse auf die Grübchentragsfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder bis in das höchste Zeitfestigkeitsgebiet. TU München 1993.
98	EMMERT, S.	Untersuchungen zur Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit, Grübchenbildung) schnellaufender Stirnradgetriebe. TU München 1994.
99	SUCHANDT, Th.	Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zur Zahnfußtragsfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder und zur Bruchfestigkeit vergüteter Laschenkettens. TU München 1994.
100	HÄMMERL, B.	Lebensdauer- und Temperaturverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen bei Lastkollektivbeanspruchung. TU München 1994.
101	WEISS, R.	Einfluß der Ölalterung auf die Zahnflankentragsfähigkeit. TU München 1994.
102	SCHLENK, L.	Untersuchungen zur Freßtragsfähigkeit von Großzahnradern. TU München 1995.
103	MANN, U.	Schmierfilmbildung in elastohydrodynamischen Kontakten, Einfluß verschiedener Grundöle und Viskositäts-Index-Verbesserer. TU München 1995.
104	RUDZEWSKI, S.	Systemtechnische Verknüpfung eingeführter Getrieberechnungsprogramme. TU München 1995.
105	RANK, R.	Untersuchungen zur Lebensdauerprüfung von Synchronisierungen. TU München 1995.

Nr.	Autor	Titel/Thema
106	EBERSPÄCHER, C.	Reihenfolgeeffekte bei der Grübchen-Betriebsfestigkeit einsatzgehärteter Zahnräder. TU München 1995.
107	RANK, B.	Untersuchungen zur Grübchenbildung bei Zylinder-Schneckengetrieben. TU München 1996.
108	SATTELBERGER, K.	Schwingungs- und Geräuschanregung bei ein- und mehrstufigen Stirnradgetrieben. TU München 1997.
109	HIRSCHMANN, V.	Tragfähigkeitsuntersuchungen an stufenlosen Umschlingungsgetrieben. TU München 1997.
110	THOMAS, J.	Flankentragfähigkeit und Laufverhalten von hartfeinbearbeiteten Kegelrädern. TU München 1998.
111	WIKIDAL, F.	Berechnung der Flankenpressung gerad- und schrägverzahnter Stirnräder für last- und fertigungsbedingte Abweichungen. TU München 1998.
112	PERPONCHER, V., CH.	Einflüsse von Reibflächentopographie und Beanspruchungen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen. TU München 1998.
113	SCHEDL, U.	Einfluß des Schmierstoffs auf die Grübchenlebensdauer einsatzgehärteter Zahnräder. TU München 1998.
114	VOLLMER, T.	Methodik zur Entwicklung einer Fahrstrategie für Fahrzeuge, ausgeführt am Beispiel des Autarken Hybrids. TU München 1998.
115	HEITMANN, A.	Entwicklung des i ² -Getriebes für den Autarken Hybrid-Antriebsstrang. TU München 1998.
116	PFLEGER, F.	Schalt- und Lebensdauerverhalten von Lamellenkupplungen. TU München 1998.
117	KERSCHL, S.	Der Autarke Hybrid - Optimierung des Antriebsstrangs hinsichtlich Energieverbrauch und Bestimmung des Einsparpotentials, TU München 1998.
118	DÖBEREINER, R.	Tragfähigkeit von Hochverzahnungen geringer Schwingungsanregung, TU München 1998.
119	WEIGAND, U.	Werkstoff- und Wärmebehandlungseinflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit, TU München 1999.
120	SCHRADE, U.	Einfluß von Verzahnungsgeometrie und Betriebsbedingungen auf die Graufleckentragfähigkeit von Zahnradgetrieben, TU München 2000.
121	KÖLL, J.	Konstruktion des Getriebes für ein Pkw-Hybridantriebssystem, TU München 2000.

Nr.	Autor	Titel/Thema
122	FÖRSTER, W.	Der Lastschaltvorgang beim stufenlosen i ² -Getriebe des Autarken Hybrid-Antriebsstrangs, TU München 1999.
123	LANGE, N.	Hoch fresstragfähige Schneckengetriebe mit Rädern aus Sphaeroguß, TU München 2000.
124	LUTZ, M.	Methoden zur rechnerischen Ermittlung und Optimierung von Tragbildern an Schneckengetrieben, TU München 2000.
125	KOPATSCH, F.	Wirksamkeit von Viskositätsindex-Verbesserern im EHD-Zahnradkontakt, TU München 2000.
126	BAYERDÖRFER, I.	Einfluß von betriebsbedingten Schmierstoffveränderungen auf die Flankentragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder, TU München 2000.
126e	DOMIAN, H.-J.	Systematische Synthese von Getriebestrukturen der Vorgelegebauart. TU München 2001.
127	TOBIE, T.	Zur Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder, TU München 2001.
128	STAHL, K.	Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Gerad- und Schrägverzahnungen unter besonderer Berücksichtigung der Pressungsverteilung, TU München 2001.
129	NEUMÜLLER, M.	Einfluß der Ölalterung auf Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen, TU München 2001.
130	MOSBACH, C.	Das Reibungs- und Reibschwing-Verhalten nasslaufender Lamellenkupplungen, TU München 2002.
131	DYLA, A.	Modell einer durchgängig rechnerbasierten Produktentwicklung, TU München 2002.
132	GRASWALD, C.	Reibung im elastohydrodynamischen Kontakt von Reibradgetrieben, TU München 2002.
133	GEISER, H..	Grundlagen zur Beurteilung des Schwingungsverhaltens von Stirnrädern, TU München 2002.
134	SCHINAGL, S.	Zahnfußtragfähigkeit schrägverzahnter Stirnräder unter Berücksichtigung der Lastverteilung, TU München 2002.
135	DOLESCHEL, A.	Wirkungsgradberechnung von Zahnradgetrieben in Abhängigkeit vom Schmierstoff, TU München 2003.
136	ANNAST, R.	Kegelrad-Flankenbruch, TU München 2003
137	SÜSSMUTH, J.-F.	Eignungsbeurteilung von Schmierstoffen für stufenlose Umschlingungsgetriebe, TU München 2003.

Nr.	Autor	Titel/Thema
138	MATTEN, D.	Methode zur Entwicklung ingenieurwissenschaftlicher Berechnungsprogramme, TU München 2003.
139	GEIER, N.	Untersuchung des Reibungs- und Verschleißverhaltens nasslaufender Kupplungen in Abhängigkeit ihrer Reibflächentopographie, TU München 2003
140	HERTTER, T.	Rechnerischer Festigkeitsnachweis der Ermüdungstragfähigkeit vergüteter und einsatzgehärteter Stirnräder, TU München 2003.
141	KRIEGER, H.	Alterung von Schmierstoffen im Zahnradprüfstand und in Praxisgetrieben, TU München 2004.
142	STEUTZGER, M.	Einfluß der Baugröße auf die Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder, TU München 2004.
143	SCHMIDBAUER, T.	Aufbau und Erprobung des Autarken Hybrid-Antriebsstrangs im Versuchsfahrzeug. TU München 2004.
144	LIU, W.	Einfluss verschiedener Fertigungsverfahren auf die Graufleckentragfähigkeit von Zahnradgetrieben. TU München 2004.
145	FEHLING, R.	Höhere Tragfähigkeit bei Zahnradflanken durch eine nichtevolventische Profilmodifikation. TU München 2004.
146	GUTTENBERG, P.	Der autarke Hybrid am Prüfstand - Funktion, Kraftstoffverbrauch und energetische Analyse. TU München 2004.
147	WIMMER, T.	Einflüsse auf das Lastübernahmeverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen. TU München 2004.
148	RADEV, T.	Einfluss des Schmierstoffes auf die Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder - Entwicklung des Praxisnahen Pittingtests. TU München 2005.
149	KRASTEV, I.	Optimierung des Lastschaltvorgangs im i ² -Getriebe. TU München 2005.
150	HEILEMANN, J.	Tragfähigkeit und Wirkungsgrad bei unterschiedlichen Schnecken-Zahnflankenformen unter Berücksichtigung der Oberflächenhärte und Härtetiefe. TU München 2005.
151	HEIZENRÖTHER, M.	Das Stirnradradialdifferenzial mit Innenverzahnung im Vergleich zum Kegelradradialdifferenzial inklusive einer Sperrwertanalyse. TU München 2005.
152	WIMMER, A.	Lastverluste von Stirnradverzahnungen - Konstruktive Einflüsse, Wirkungsgradmaximierung, Tribologie. TU München 2006.

Nr.	Autor	Titel/Thema
153	BRUCKMEIER, S.	Flankenbruch bei Stirnradgetrieben. TU München 2006.
154	HAUSER, C.	Einfluss der Ölalterung auf Reibcharakteristik und Reibschwingverhalten von Lamellenkupplungen. TU München 2007.
155	GROSSL, A.	Einfluss von PVD-Beschichtungen auf die Flanken- und Fußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder. TU München 2007.
156	STEINBERGER, G.	Optimale Grübchentragfähigkeit von Schrägverzahnungen. TU München 2007.
157	JAROS, M.	Integration des STEP-Produktmodells in den Getriebeentwicklungsprozess. TU München 2007.
158	RADEV, S.	Einfluss von Flankenkorrekturen auf das Anregungsverhalten gerad- und schrägverzahnter Stirnradpaarungen. TU München 2007.
159	BRAYKOFF, C.	Tragfähigkeit kleinmoduliger Zahnräder. TU München 2007.
160	STANGL, M.	Methodik zur kinematischen und kinetischen Berechnung mehrwelliger Planeten-Koppelgetriebe. TU München 2007.
161	STENICO, A.	Werkstoffmechanische Untersuchungen zur Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder. TU München 2007.
162	SCHWIENBACHER, S.	Einfluss von Schleifbrand auf die Flankentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder. TU München 2008.
163	WINKLER, J.	Tribologischer Schichtaufbau bei Synchronisierungen und sein Einfluss auf Reibung und Verschleiß. TU München 2008.
164	WIRTH, C.	Zur Tragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidgetrieben. TU München 2008.
165	KREIL, O.	Einfluss der Oberflächenstruktur auf Druckverteilung und Schmierfilmdicke im EHD-Kontakt. TU München 2009.
166	OTTO, H.-P.	Flank load carrying capacity and power loss reduction by minimised lubrication. TU München 2009.
167	OTTO, M.	Lastverteilung und Zahnradtragfähigkeit von schrägverzahnnten Stirnrädern. TU München 2009.
168	TOMIC, D.	Zum Verschleiß von Kegelreibkupplungen - Einflüsse von Belastung und Schmierstoff auf Reibschichteigenschaften. TU München 2009.

Nr.	Autor	Titel/Thema
169	WEISEL, C.	Schneckengetriebe mit lokal begrenztem Tragbild. TU München 2009.
170	WEITL, R.	Zur Tragfähigkeitsberechnung von Wälzlagern und Stirnrädern. TU München 2010.
171	MULZER, F.	Systematik hochübersetzender koaxialer Getriebe. TU München 2010.
172	SCHUDY, J.	Untersuchungen zur Flankentragfähigkeit von Außen- und Innenverzahnungen. TU München 2010.
173	BRETL, N.	Einflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder im Bereich hoher Lastspielzahlen. TU München 2010.
174	GRIGGEL, T.	Einfluss der Fertigungsqualität auf die Schwingungsanregung von Stirnrädern. TU München 2010.
175	LAYHER, M.	Einfluss der Schmierstoffadditivierung auf das Reibungsverhalten nasslaufender Reibschaltelemente. TU München 2011.
176	HOCHMANN, M.	Zahnradtragfähigkeit bei Schmierung mit Getriebefließfetten. TU München 2011.
177e	DETZEL, J.	Tribologische Untersuchungen an Achsgetrieben zur Verbesserung des Wirkungsgrads. TU München 2011.
178	ZIEGLER, A.	Zur verkürzten Systemlebensdauerprüfung von Zahnradgetrieben. TU München 2011.
179	THOMA, F.	Lastübertragung im verformten System Lager-Welle-Zahnrad. TU München 2012.
180	FRÜHE, T.	Berechnung und Minimierung der Zahnfußspannung von Standard- und LowLos-Verzahnungen. TU München 2012.
181	WITZIG, J.	Flankenbruch - Eine Grenze der Zahnradtragfähigkeit in der Werkstofftiefe. TU München 2012.
182	KLEIN, M.	Zur Fresstragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidgetrieben. TU München 2012.
183	KURTH, F.	Efficiency Determination and Synthesis of Complex-Compound Planetary Gear Transmissions. TU München 2012.
184	WOHLLEBER, F.	Thermischer Haushalt nasslaufender Lamellenkupplungen. TU München 2012.