

Institut für Konstruktionstechnik
und Technisches Design
Universität Stuttgart
Prof. Dr.-Ing. H. Binz

Timm Schwämmle

**Betriebsverhalten von konventionellen
und fugendruckhomogenisierten
Pressverbänden unter Biegelast**

Bericht Nr. 584

Betriebsverhalten von konventionellen und fugendruckhomogenisierten Pressverbänden unter Biegelast

Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und
Fahrzeugtechnik der Universität Stuttgart zur Erlangung
der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Timm Schwämmle
geboren in Bräunlingen

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Erhard Leidich

Tag der Einreichung: 14.07.2010
Tag der mündlichen Prüfung: 22.09.2010

Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design
Universität Stuttgart

2010

D93

ISBN 978-3-922823-75-9

Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design

Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz

Universität Stuttgart

Pfaffenwaldring 9

D-70569 Stuttgart

Telefon +49 (0)711 685-66055

Telefax +49 (0)711 685-66219

E-Mail mail@iktd.uni-stuttgart.de

Erfahrung

Die Hoffnung ist der schlimmste Feind des Ingenieurs

Prof. Dr.-Ing. K. Langenbeck

Vorwort

Die Grundlage für diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter bei Prof. Dr.-Ing. K. Langenbeck und dann bei Prof. Dr.-Ing. H. Binz am heutigen Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design (IKTD) der Universität Stuttgart.

Meinem Doktorvater Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz gebührt besonderer Dank für die Betreuung und nie nachlassende Unterstützung und Vertrauen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Erhard Leidich danke ich sehr für die kritischen Diskussionen, der Durchsicht des Manuskripts und der Übernahme des Mitberichts.

Ich durfte im Rahmen der Studentenausbildung, von Industrieprojekten sowie von Kollegen oder selbst geleiteten Vorlesungen am Institut mit Menschen zusammen arbeiten, deren fachliche und soziale Kompetenz mir immer noch ein Vorbild sind. Bei diesen Vorgesetzten, Kollegen, Hilfswissenschaftlern und Studenten möchte ich mich sehr herzlich bedanken. Besonderer Dank gilt Herr Dr.-Ing. Bernd Schimpf und Herr Prof. Dr.-Ing. Peter Widmann für Ihr Engagement schon während der Zeit am Institut sowie für die Korrekturlesung und unermüdliche Unterstützung bis zum Abschluss der Arbeit.

Speziell in den vielen Industrieprojekten und wissenschaftlichen Arbeiten habe ich den auf der vorigen Seite stehenden Erfahrungssatz verinnerlicht und zu meinem eigenen Credo gemacht. Die Hoffnung als Ersatz für fundiertes Fachwissen und ausreichend Entwicklungszeit ist speziell bei hochbelasteten Maschinen und Maschinenelementen trügerische und schwache Grundlage für nachhaltigen Erfolg.

Gibt es Methoden zur Auslegung und Berechnung, muss der Ingenieur sie kennen und anwenden. Gibt es keine, muss der Ingenieur sie entwickeln.

Im Studium und vor allem in der Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter war mir in einem anspruchsvollen Umfeld die Möglichkeit gegeben, fachgerechtes Auslegen, Simulieren, Berechnen, Realisieren und Prüfen zu erlernen und anzuwenden.

Für diese Chance bin ich vor allem Prof. Dr.-Ing. Konrad Langenbeck und Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz sehr dankbar.

Aber ganz besonders danke ich meiner Frau Karina, ohne deren Verständnis, Unterstützung und Rückhalt diese Arbeit nicht möglich gewesen wäre.

Tim Schwämmle, im Juli 2010

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen	VII
Abkürzungen.....	X
Abstract.....	XI
1 Einleitung.....	1
1.1 Motivation dieser Arbeit.....	2
1.2 Zielsetzung und Struktur der Arbeit.....	4
2 Grundlagen und Vorarbeiten zur Untersuchungsmethodik	9
2.1 Grundlagen zu Pressverbindungen.....	9
2.1.1 Auslegung und Berechnung	9
2.1.2 Definition und Berechnung des Schlupfes.....	10
2.2 Grundlagen zur Reibdauerbeanspruchung (RDB).....	10
2.2.1 Wesen und Einflussgrößen der RDB.....	11
2.2.1.1 Wesen der RDB bzw. des Reibdauerbruches	11
2.2.1.2 Parameter und Erscheinungsformen der RDB	13
2.2.1.3 Einfluss des Schlupfes auf die RDB	13
2.2.1.4 Einfluss der Pressung auf RDB	16
2.2.1.5 Schlupf Null bei Pressverbindungen versus zulässiger Schlupf	16
2.2.1.6 Vergleich der RDB unter Torsion und Biegung.....	17
2.2.2 Kennwerte zur Schädigung infolge RDB	18
2.2.2.1 Grenzschlupf und Grenzbiegemoment bzw. Gütefaktor	18
2.2.2.2 Kennwert nach Funk.....	19
2.2.2.3 Spezifische Reibarbeit und Reibleistung	20
2.2.2.4 FFDP und Ruiz-Kriterium	22
2.2.2.5 Klaffbiegemoment.....	23
2.3 Auswahl des FE-Systems	25
2.4 Wahl der Probenform	26
2.5 Modellnomenklatur und Probendatenbank.....	27

3	Simulation mit der Finiten-Element-Methode (FEM)	29
3.1	Aufbau der FE-Modelle.....	29
3.2	Einspannbedingungen der FE-Modelle	30
3.3	Gleit- und Haftbeiwerte in der FE-Simulation	32
3.4	Last und Lastschritte in der FE-Simulation	34
3.5	Kontaktopografie zur Pressungshomogenisierung	39
3.6	Auswertewerkzeuge und Interpretation der Ergebnisse	41
4	Experimentelle Verfahren und Prüfstände	43
4.1	Fertigung und Vermessen der Proben.....	43
4.2	Fügen der Proben.....	45
4.3	Prüfstand für dynamische Belastung	46
4.3.1	Konzept des Prüfstandes.....	46
4.3.2	Dimensionierung der Hauptkomponenten	48
4.3.3	Biegebelastungseinrichtung.....	49
4.3.4	Hauptlagerschild und Probenhalter.....	51
4.3.5	Messtechnik und Sicherheitskonzept.....	54
4.3.5.1	Messsignale und Messaufnehmer	54
4.3.5.2	Messsignale und Sicherheitskonzept.....	55
4.3.6	Zusammenfassung der Eigenschaften des Dauerlaufprüfstandes.....	60
4.4	Schlupfmessung	61
4.4.1	Konzeptauswahl	61
4.4.2	Mechanik und Messtechnik.....	62
4.4.3	Tatsächlicher Schlupf und Messablauf	66
4.5	Füge- und Auspressvorrichtung.....	67
4.6	Untersuchung der Fügefläche hinsichtlich RDB	69
4.6.1	Trennen der Proben.....	69
4.6.2	Möglichkeiten zur Oberflächenanalyse	69
4.6.3	Mikroskop zur optischen Untersuchung.....	70
4.6.4	Definition von Schlupfzonen	70

5	Anwendung auf biegebelastete Pressverbände	73
5.1	Untersuchte Probenformen und Lasten.....	73
5.2	Überblick über experimentelle Proben	76
5.3	Einfluss der Belastungsfrequenz auf die Last	77
5.4	Prinzipielles Schlupfverhalten homogenisierter Pressverbände.....	78
5.5	Scheinschlupf am Dummy-Pressverband	80
5.6	Reibwertverhältnis in der FE-Simulation	83
5.7	Gemessene Schlupfwege ohne Vorlast	85
5.7.1	Homogenisierter und konventioneller Pressverband	85
5.7.2	Reibwerte in der Fügefläche.....	88
5.8	Gemessene Schlupfwege nach Vorlast.....	90
5.8.1	Prinzipielles Schlupfverhalten nach Vorlast.....	91
5.8.2	Homogenisierter und konventioneller Pressverband	95
5.8.3	Reibwerte in der Fügefläche.....	98
5.8.3.1	FE-Simulation unter Einfachbiegung	98
5.8.3.2	FE-Simulation unter Umlaufbiegung.....	102
5.8.3.3	FE-Simulation unter Wechselbiegung	107
5.9	Schlupftiefen und Schädigungszonen	110
5.9.1	Schlupftiefen bei Variation des Reibwertes	111
5.9.2	Schädigungszonen	113
5.9.3	Schlupfverhalten.....	118
5.10	Abpressversuche.....	120
5.11	Klaffverhalten homogenisierter und konventioneller Pressverbände.....	123
5.12	Auswertung von Schädigungsparametern.....	125
5.12.1	Spezifische Reibarbeit.....	125
5.12.1.1	Definition der Reibarbeit bei biegebelastetem Pressverband	125
5.12.1.2	Verteilung der Reibarbeit in der Fügefläche	127
5.12.1.3	Einfluss der Fugendruckhomogenisierung auf die Reibarbeit	129
5.12.2	FFDP-Ruiz Kriterium	131
5.12.2.1	Definition des FFDP bei biegebelastetem Pressverband	131

5.12.2.2	Verteilung des FFDP in der Fügefläche.....	132
5.12.2.3	Einfluss der Homogenisierung auf den FFDP an der Nabenkante	135
5.13	Einfluss der Pressungshomogenisierung auf die Dauerhaltbarkeit.....	137
5.13.1	Vergleich IKTD-Proben konventionell und homogenisiert.....	137
5.13.2	Gehärtete Proben mit konventionellen Flanschnaben	138
5.14	Reibwertverteilung in der Pressfuge nach Vorlast	140
5.14.1.1	Simulativer Ansatz	140
5.14.1.2	Praktischer Ansatz.....	141
5.15	Analytische Berechnung des Schlupfs unter Biegung	144
6	Anwendung in der Praxis.....	149
7	Zusammenfassung.....	155
8	Ausblick.....	157
	Literatur	158

Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Beschreibung
δ		Parameter beim Ruiz-Kriterium (0 oder 1)
φ	Grad	raumfeste Variable in Umfangsrichtung
μ		Reibbeiwert
μ_G		Reibbeiwert für Gleiten
μ_H		Reibbeiwert für Haften
$\tilde{\eta}_{b,gr}$		Gütefaktor bei Biegung nach Smetana
σ_b	MPa	Biegespannung
σ_{BW}	MPa	Biegewechselfestigkeit
σ_{rr}	MPa	Radialspannung
$\sigma_{rr,F}$	MPa	Radialspannung nach Fügen
σ_{RD}	MPa	Festigkeit unter Reibdauerbeanspruchung nach Funk
σ_{zz}	MPa	Axialspannung, Bezug polares KS in Wellenachse
$\sigma_{zz,a}$	MPa	axiale Ausschlagspannung
$\sigma_{zz,o}$	MPa	axiale Oberspannung
τ_R	MPa	Reibschubspannung
ξ		auf Fügedurchmesser bezogenes Übermaß
ω	Grad	Lastwinkel
ϑ	°	Temperatur
ν_I		Querkontraktionszahl Innenteil (Welle)
a		Koeffizient bei der Berechnung des Funk Kennwertes (K_{Fu})
A	m ²	Fläche, Flächenanteil
$A_1(\xi, \mu)$		Koeffizient im Gütefaktor für Biegung nach Smetana
b		Exponent bei der Berechnung des Funk Kennwertes (K_{Fu})
$B_1(\xi)$		Exponent im Gütefaktor für Biegung nach Smetana
D_{aA}	mm	Außendurchmesser Außenteil (Nabe)
D_{aI}	mm	Außendurchmesser Innenteil (Welle)
D_F	mm	Fügedurchmesser (Nennmaß)
D_{iA}	mm	Innendurchmesser Außenteil (Nabe)
D_{iI}	mm	Innendurchmesser Innenteil (Welle)
E	MPa	Elastizitätsmodul
E_A	MPa	Elastizitätsmodul Außenteil (Nabe)
E_I	MPa	Elastizitätsmodul Innenteil (Welle)
ERC	N ² /m ³	Erweiterte Ruiz-Chen-Kriterium
F	N	Kraft
FFDP	N ² /m ³	Fretting-Fatigue-Damage-Parameter
f_l	mm	Verformung in Längsrichtung
F_n	N	Normalkraft
f_q	mm	Verformung in Querrichtung

F_R	N	Reibkraft
h	mm	Hebelarm
I	mm ⁴	axiales Flächenträgheitsmoment gegen Biegung
K_{Fu}	N/m	Funk Kennwert (nach Oldendorf)
L	mm	Fugenlänge in Lundbergscher Hilfsfunktion
l_A	mm	Länge des Außenteils
l_F	mm	Länge der Fuge
M_b	Nm	Biegemoment
$M_{b,gr}$	Nm	Grenzbiegemoment nach Smetana
$M_{b,k}$	Nm	Klaffmoment nach Smetana
$M_{b,grenz}$	Nm	Grenzbiegemoment zur Prüfstandsauslegung
N		Lastspielzahl, Lastwechsel
n		Parametern für Klaffbiegemoment nach Lundberg
n_e, n_s		Parametern für Klaffbiegemoment nach Smetana
p	MPa	Pressung bzw. Fugendruck
p_{lok}	MPa	Lokaler Fugendruck
$P_{R,spez}$	W/m ²	Spezifische Reibleistung
p_z	MPa	Fugendruck auf der Zugseite
Q		Durchmesser Verhältnis (Innen/Außen)
q_0		Funktion von Q_A und Q_I zur Berechnung Klaffmoment
Q_A		Durchmesser Verhältnis Außenteil (Nabe)
q_e		Funktion von Q_A und Q_I zur Berechnung Klaffmoment
Q_I		Durchmesser Verhältnis Innenteil (Welle)
RK	N ² /m ³	Ruizkriterium (nach Oldendorf KC2 Kriterium)
$RK_{m,dyn}$	N ² /m ³	mittleres dynamisches Ruizkriterium
$RK_{m,stat}$	N ² /m ³	mittleres statisches Ruizkriterium
R_z	µm	Rautiefe
s	mm	Schlupf bzw. Schlupfamplitude
s_0	mm	Schlupfamplitude an der Nabenkante
$s_{0,zul}$	mm	zulässige Grenzschlupfamplitude an der Nabenkante
$S_{Absolut}$	mm	absoluter Fehler zwischen den Tastern in der Schlupfmessung
s_d	mm	Schlupf auf der Druckseite
$S_{Relativ}$	mm	relativer Fehler zwischen den Tastern in der Schlupfmessung
s_z	mm	Schlupf auf der Zugseite
t	mm	Schlupftiefe
t	s	Zeit
$T_{Absolut}$	Mm	absoluter Fehler bezogen auf einen Taster in der Schlupfmessung
$T_{Relativ}$	Mm	relativer Fehler bezogen auf einen Taster in der Schlupfmessung
U_w	Mm	wirksames Übermaß
W_b	mm ³	Flächenträgheitsmoment gegen Biegung
$W_{R,spez}$	J/m ²	spezifische Reibarbeit

$W_{R, \text{spez}, m}$	J/m^2	mittlere spezifische Reibarbeit
$X(n)$		Lundbergsche Hilfsfunktion
$X(n_0)$		Lundbergsche Hilfsfunktion, mit modifiziertem Parameter n_0
$X(n_e)$		Lundbergsche Hilfsfunktion, mit modifiziertem Parameter n_e
z	mm	Variable in Achsrichtung

Tiefgestellte Indizes

0	Bezugsgröße bzw. Wert bei $z = 0$ (Nabenkante)
40 μm	bezogen auf 40 μm Übermaß
A	Außenteil (Nabe)
a	außen
b	Biegung
D	Druckseite unter Biegelast
dyn	dynamisch
F	Zustand nach dem Fügen
I	Innenteil (Welle)
i	innen
K	Klaffen
Leid	nach Leidich
lok	lokal
m	mittlerer Wert
N	Nabe
n	normal
r	radial
R	Reibung
Smet	nach Smetana
spez	spezifisch
stat	statisch
t	tangential
W	Welle
x	Anteil in x-Richtung
y	Anteil in y-Richtung
z	Anteil in z-Richtung
Z	Zugseite unter Biegelast

Abkürzungen

CAD	Computer Aided Design
DMS	Dehnmessstreifen
DS	Druckseite
EB	Einfachbiegung
FE	Finite-Element
FEM	Finiten-Element-Methode
FFDP	Fretting-Fatigue-Damage-Parameter
PC	Personel Computer
Pkw	Personenkraftwagen
PV	Pressverbindung
RDB	Reibdauerbeanspruchung
RK	Ruizkriterium
UB	Umlaufbiegung
WB	Wechselbiegung
ZS	Zugseite

Abstract

In the case of conventional interference fits, it is not possible to use brittle material for the hub. In general, the pressure peaks at the hub edge cause the failure of the hub by cracking or breaking as soon as they are joined.

The aim of the investigations is the application of contact optimisation to interference fits under bending load.

The correction of the contact between shaft and hub, with the purpose of equalising the pressure, allows the application of brittle hubs.

The behaviour of pressure homogenized interference fits under bending load has not yet been examined academically.

For this purpose, a comprehensive test and simulation method was developed. In general, as a result of the pressure reduction at the end of the connection, enlarged slip movements are to be expected under load with the risk of a higher fretting-fatigue.

The relevant basics and literature are presented first. In addition to the interpretation of DIN 7190, this dissertation also explains the damage to the contact surfaces caused by the relative movements between hub and shaft and the influence of the essential parameters pressure and slip under load.

For the quantitative and qualitative description of the fretting-fatigue and the load of the interference fit, different characteristic values, like quality factor, the characteristic value according to Funk and the specific friction work, as well as the Ruiz-Criterion or FFDP for assessing the probability of cracks, are presented.

By means of the selected FE system, with emphasis on a transparent and efficient calculation of the friction, the necessary interference correction for pressure homogenisation is determined as the basis for the manufacturing of the specimen for the experimental part of this thesis and the models of the FE-simulations. However, a new type of FE simulation was worked out which represents the operating behaviour of interference fits subjected to bending according to the experimental results.

For efficient testing under free combination of bending and torsion, a new endurance run test bench with a non rotating specimen was developed. Bending is carried out purely mechanically as the shaft ends of the interference fit are deflected without transferring the rotation to the specimen.

Within the framework of these methods, a new double specimen was developed which can be made from a basic semi-finished part without additional functional segments for the charge and discharge of the load in the test bench.

For the experimental slip measurements, special equipment was developed which is clamped onto the shaft and which measures the movement between the components under bending load.

In order to avoid down times of the endurance test stand and to simplify the extensive test preparation during the experimental slip measurements, a separate device for producing alternating bending was put into operation.

For joining and press out tests, an apparatus has been constructed which detects the force and the path when pressing.

Finally, three slip zones were defined for the classification of the optically detectable surface damage due to the fretting fatigue.

The methods also include the development and the representation of a nomenclature and central filing system with suitable data banks in order to make the documentation of the extensive results understandable.

In the practical part of the dissertation, pressure-homogenized interference fits are compared with conventional specimens by the developed testing methodology and analyzed by combining FE-simulation and experiment. The most important results are shown as follows:

The slip measurements of the virgin samples only show marginal differences between conventional and pressure homogenized versions. Corresponding FE-simulations result in friction coefficients of about 0.2. Dominating for the slip behaviour is the friction and not the pressure.

The experimentally determined slip behaviour of interference fits after a certain pre-load can only be simulated by FEM by multiple rotating bending or alternating bending. The necessary friction coefficient in the FE simulation is between 0.5 to a maximum of 0.7.

The slip measured after dynamic bending load is significantly lower than in the virgin state. A dependence on the amount of preload is given. Thus, high preload causes shorter slip paths. Specimens with high pressure tend to have a lower relative movement. However, crucial for a small slip is a high or an optimally trained friction coefficient.

The substantial differences in the slip behaviour of virgin interference fits and interference fits impacted with preload are shown in Figure 1. The reason is that the components are being braced against one another under rotating bending that only occurs at high friction coefficients. The effect, which, as described above, is only retraceable by simulating the circulation or by repeated bending, is described in detail in the thesis and occurs in conventional as well as in pressing homogenized interference fits.

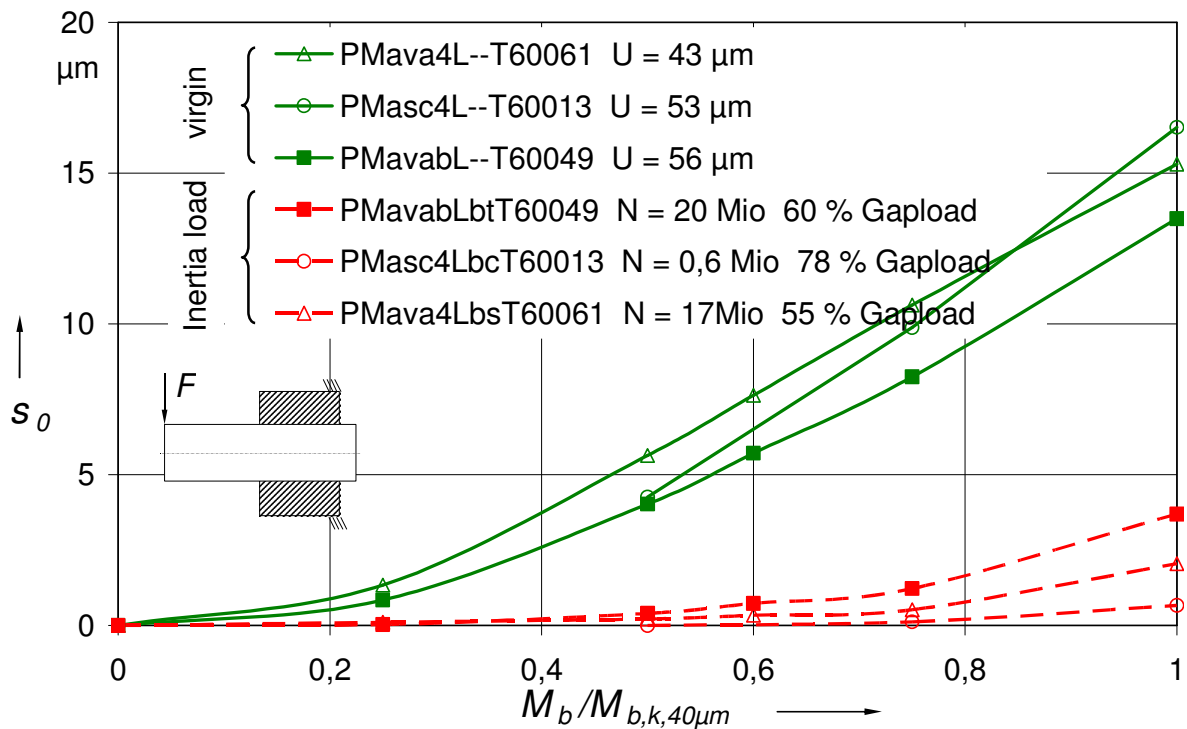


Figure 1: Change in slip behavior after preload

After visual analysis of the slip zones related to the FE-simulations, damage due to small relative movements of less than $1 \mu m$ in the analyzed specimens is possible.

Even with the coefficients of static friction determined by means of pressing tests on the interference fits considered, no differences between homogenized and conventional samples are observed.

The comparative analysis of the pressing tests with the slip measurements and the detected damage zones in conjunction with FE simulation, results in a coefficient of friction which does not vary substantially in the joint area.

The analysis of known and newly developed damage parameters, such as specific friction power and dynamic and static Ruiz-criterion in the context of fretting-fatigue and interference fits, does not prove any negative effects on the homogenization of pressing. It even shows advantages with friction coefficients up to 0.5.

The slightly higher slippage is compensated by the lower pressure at the hub edge. Even the former gapping does not cause additional damage.

These statements are confirmed by the fatigue tests. The application of the homogenized pressure in interference fits under bending is thus possible and allows the use of brittle hubs which bring advantages to special applications.

Finally, the practical suitability was proved by the application of the method in cement mills.

Proposals are made for the analytical calculation of the slip interference fits under bending load.

1 Einleitung

Pressverbände stellen im Bereich der Welle-Nabe-Verbindungen eine einfache und kostengünstige Möglichkeit dar, Welle und Nabe miteinander zu verbinden.

Das Fügen des Pressverbandes kann z. B. mittels Erwärmen der Nabe bzw. Abkühlen der Welle, durch hydraulisches Aufweiten der Nabe oder einfach durch axiales Aufpressen der Nabe beim Längspressverband erfolgen.

Die nach dem Fügen zwischen den Bauteilen herrschende Pressung, der so genannte Fugendruck, ermöglicht aufgrund Reibung die Übertragung von Reibschubspannungen und damit von Lasten zwischen Welle und Nabe. Bei Biegebelastung trägt der Formschluss der Bauteile zur Lastübertragung bei.

Die Berechnung der Beanspruchung der Bauteile aufgrund des Fugendrucks und der Übertragungsfähigkeit des Pressverbandes bei Torsionsmoment kann nach [DIN7190_01] erfolgen. Die Norm setzt einen ebenen Spannungszustand in der Verbindung und einen konstanten Fugendruck in der Fügefläche voraus. Das ist nur bei unendlich langen Bauteilen bzw. bei Welle und Nabe mit derselben axialen Erstreckung gegeben. In der Regel ist die Welle aufgrund der zur Lagerung oder Drehmomenteinleitung notwendigen Funktionsabschnitte jedoch erheblich länger als die Nabe. Infolge der Stützwirkung des nicht vom Pressverband abgedeckten und damit nicht unter Fugendruck stehenden Wellenteils wird die Nabe am Presssitzende stärker aufgeweitet als im mittleren Teil. In Bild 1.1 ist dieser Effekt, der zur Pressungserhöhung im Bereich der Nabenkante führt, veranschaulicht.

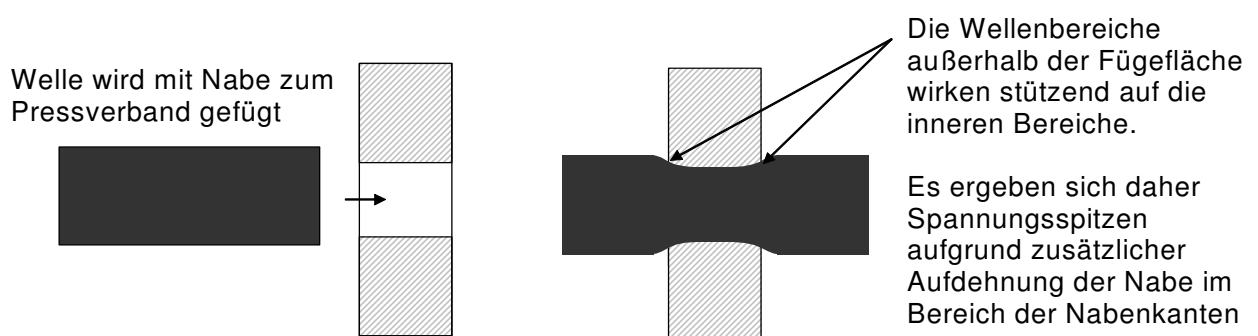


Bild 1.1: Inhomogene Aufweitung der Nabe aufgrund überstehender Welle

Weist die Nabe im Bereich der Nabenkante zusätzlich Überhänge über die Fügefläche hinaus auf, behindern auch diese die Nabenverformung beim Fügen mit der Folge einer weiteren Erhöhung der Pressung an der Nabenkante. Diese Überhänge sind auch bei

Naben ohne Absätze aufgrund der zum Fügen notwendigen Fasen an der Nabenkante in der Regel immer gegeben.

In der Nabe treten aufgrund der Pressung hohe tangentielle Zugspannungen auf, in der Welle hingegen Druckspannungen. Die am Presssitzende auftretende Nabenbeanspruchung aufgrund der Pressungsüberhöhung wird bei Verwendung von duktilen Nabenwerkstoffen mittels lokalen Fließens abgebaut und ist daher in der Regel unkritisch.

Naben aus spröden Materialien wie Keramik oder Hartguss mit geringer Bruchdehnung reagieren bei üblichem Fugendruck meist schon beim Fügevorgang bzw. beim Querschnittsverband in der Abkühlphase mit Sprödbruch auf diese lokale Überlastung. Der Einsatz von derartigen Nabenwerkstoffen ist bei üblichen Pressverbänden damit in der Regel nicht möglich.

1.1 Motivation dieser Arbeit

In einigen Einsatzgebieten bieten Naben aus nicht duktilen Materialien Vorteile aufgrund ihrer tribologischen Eigenschaften und ihrer Verschleißfestigkeit, siehe auch [BLACHA09]. Der erwähnte Sprödbruch der Nabe aufgrund der Spannungsüberhöhung an der Nabenkante verhindert jedoch beim Pressverband in der Regel den Einsatz spröder Materialien für dieses Bauteil.

Die Spannungsminimierung an der Nabenkante mittels spezieller Übermaßverteilung nach [GSCHWENDNER95] sowie angepasst auf fertigungstechnische Anforderungen nach [SCHWÄMMLE97] und [SCHWÄMMLE02] ermöglicht die Verwendung harter Naben und damit z. B. den Einsatz bei Zementmühlen (siehe auch Kapitel 6). Das Betriebsverhalten derartiger Verbindungen unter Biegelast ist bislang jedoch nicht wissenschaftlich untersucht worden.

Die Entwicklung und Darstellung geeigneter Versuchs- und Simulationsmethoden zur Untersuchung von konventionellen und fugendruckhomogenisierten Pressverbindungen unter Biegung ist Inhalt dieser Arbeit.

Schlupfbewegungen unter Reibschluss sind oft die Ursache für Ausfälle im Bereich der Welle-Nabe-Verbindungen. Hinsichtlich der Dauerfestigkeit des Pressverbandes lassen sich Nachteile bei der beschriebenen Korrektur zur Homogenisierung der Pressung vermuten. Aufgrund der verringerten Pressung an der Nabenkante können hier lokal geringere Schubspannungen übertragen werden als ohne diese Korrektur. Dies führt zu einer Erhöhung der Relativbewegung und damit zur Gefahr erhöhter Reibdauerbeanspruchung (RDB).

Das Verhalten eines Pressverbandes nach dem Fügen und unter Last kann bei bekannten Randbedingungen wie Last, Reibwert und Übermaß mit Hilfe der Finiten-Element-Methode (FEM) abgebildet werden. Jedoch ist speziell der Reibwert meist nicht genau

bekannt bzw. dessen Ermittlung in der Regel nur mit aufwändigen Versuchen möglich. Zudem existieren derzeit keine allgemeingültigen Grenzen für dauerhaft zu ertragene Schlupfwege. Zwar wurde in der Vergangenheit in wissenschaftlichen Arbeiten versucht, Kennwerte wie die spezifische Reibarbeit oder der Fretting-Fatigue-Damage-Parameter (FFDP) zur Einschätzung der Schädigung bzw. des Reibdauerbruches der Bauteile heranzuziehen [GÖTTLICHER94], jedoch existieren auch hier keine verbindlichen Grenzwerte. Zur Kalibrierung der FEM-Simulation und zur Ermittlung der Schädigung sind damit Praxisversuche unerlässlich.

Die Interpretation der RDB-Schädigung der Oberflächen sowie die Auswertung der Schlupftiefe an realen Proben dienen häufig zur Festlegung und Validierung der Reibwerte in den entsprechenden FEM-Simulationen. Dies ist jedoch wegen der sich im Laufe der Belastungsdauer stark veränderten Reibverhältnisse im Pressverband und damit des Schlupfverhaltens nach eigenen Erfahrungen nur eingeschränkt möglich.

Gelingt es hingegen, den Schlupf an der Nabenkante bei Proben nach dem Fügen und nach definierter Vorlast direkt zu messen und gelingt es zusätzlich, dieses gemessene Schlupfverhalten mit entsprechenden FEM-Simulationen abzubilden, wäre dies der entscheidende Schritt zur korrekten Darstellung des Betriebsverhaltens einer Pressverbindung unter Biegelast und zur Klärung der Reibwerte in der Fügefläche.

Diese Arbeit soll einen Beitrag zur Einschätzung der tatsächlich auftretenden Reibwerte und Relativbewegungen in der Verbindung leisten. Damit wären auch Forschungsergebnisse auf dem Gebiet der Mikroreibung wie [POLL00] und [GERVE00] bei der Beurteilung, Auslegung und Verbesserung von Pressverbindungen und ähnlichen Kontaktproblemen nutzbar mit dem Ziel, verbindliche zulässige Schlupfwege im Kontakt unter Last zu definieren.

Auf dieser Grundlage und mit derselben Methodik können dann fugendruckhomogenisierte Pressverbindungen unter Biegelast hinsichtlich Klaffen oder RDB analysiert werden.

Die verallgemeinerte Methodik soll auch die Grundlage für nachhaltige Forschung im Bereich der allgemeinen Kontaktoptimierung darstellen.

Die Simulationsmethoden wurden im Rahmen von Industrieprojekten auch schon erfolgreich auf andere Bereiche als die der Pressverbindungen angewandt, z. B. in der Optimierung von Zahneingriffen.

1.2 Zielsetzung und Struktur der Arbeit

Nach Studium der Literatur und umfangreichen eigenen Untersuchungen an Pressverbindungen sind in Tabelle 1.1 die Hauptanforderungen an die Untersuchungsmethodik für nachhaltige Forschung an (fugendruckhomogenisierten) Pressverbänden unter Biegebelastung getrennt in unbedingt zu erfüllende Festforderungen (F) sowie Wunschforderungen (W) zusammengestellt.

Die Wunschforderungen sind gewichtet von 1 (weniger wichtig) bis 5 (sehr wichtig).

Art	Forderung	Gew.
F 1	FE-Simulation der Pressverbindung zur Ermittlung der Relativbewegungen und Spannungen unter Biegebelastung	-
F 2	Experimentelle Untersuchungen der Pressverbindung zur Ermittlung des Betriebsverhaltens unter Biegebelastung	-
F 3	Strukturierte Ablage der Ergebnisse und Erkenntnisse	-
W 1	Sicherstellung der Form und Maßhaltigkeit der Proben unter besonderer Beachtung der Topografieoptimierung	5
W 2	Optimierung der Kosten und Zeit zur Durchführung der Untersuchungen	5
W 3	Experimentelle Untersuchungen zur Ermittlung des Schlupfes	5
W 4	Experimentelle Untersuchungen zur Ermittlung der Reibwerte	4
W 5	Untersuchungsverfahren zur Beurteilung der Oberflächenschädigung	3
W 6	Abgleich der Ergebnisse mit anderen Forschungsstellen	2
W 7	Schaffung des Fertigungswissens für Topologieoptimierung am IKTD	2
W 8	Untersuchung des Frequenzeinflusses auf die Schädigung	1
W 9	Untersuchung der Umgebungseinflüsse und der Schmierung auf die Schädigung	1
W 10	Ausbaufähigkeit der experimentellen Erprobung hinsichtlich Torsions- bzw. kombinierter Belastung	1

Tabelle 1.1: Hauptanforderungen an die Methodik

Auf dieser Grundlage wurde ein Ablaufplan (Bild 1.2) erstellt.

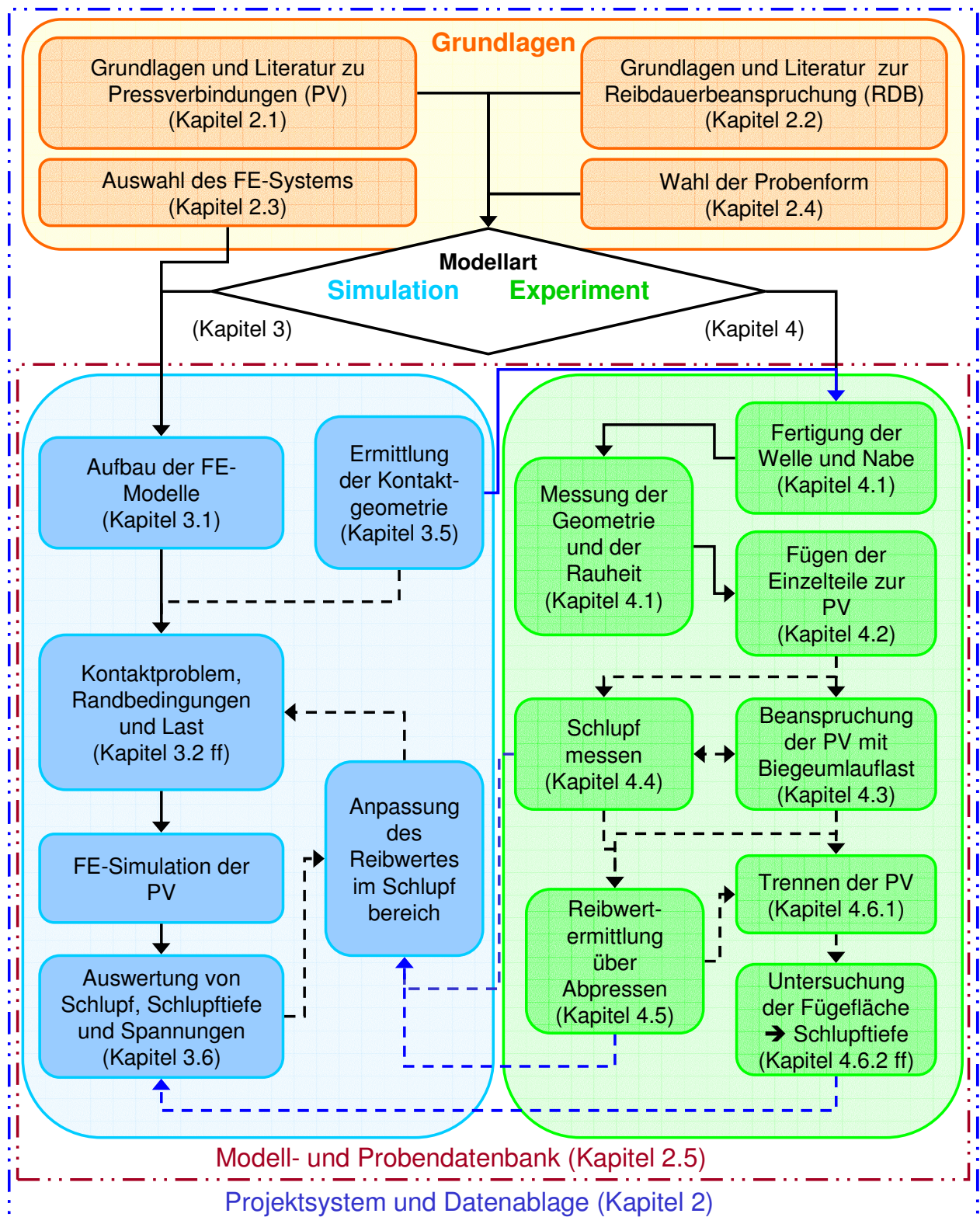


Bild 1.2: Die Untersuchungsmethodik für Pressverbindungen als Ablaufplan

Die zwingend notwendigen Arbeitsabläufe sind in Bild 1.2 mittels durchgezogener Pfeile dargestellt.

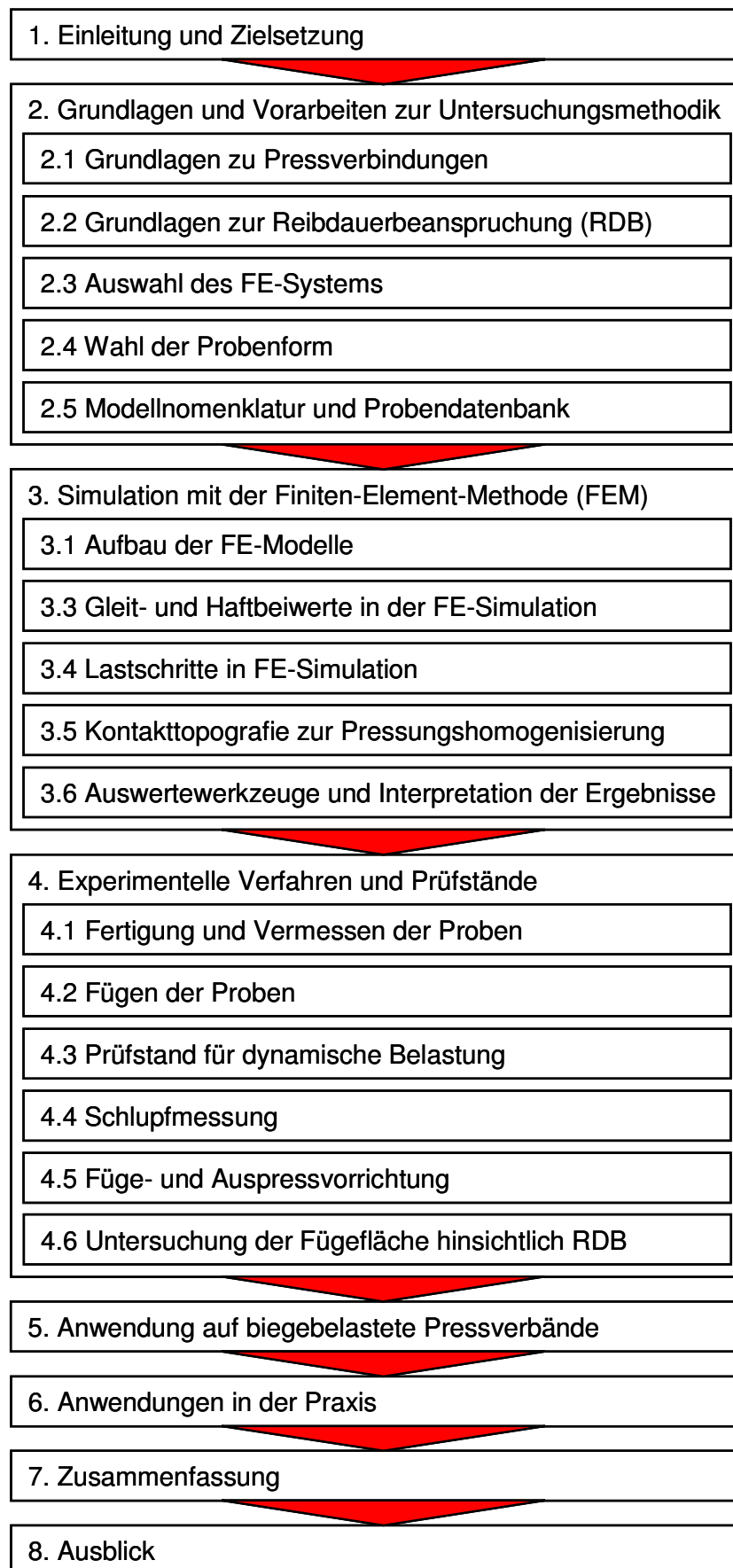
Ergänzende Abläufe sind gestrichelt und die Synergieeffekte zwischen FE-Simulation und experimenteller Untersuchung zusätzlich farblich hervorgehoben.

Die enge Verzahnung der FEM mit den experimentellen Methoden stellt speziell bei der praktischen Anwendung einen wesentlichen Vorteil der Untersuchungsmethodik dar. Gleichzeitig haben die dargestellten Methoden allgemeinen Charakter und können auch für andere Fragestellungen im Bereich der Kontaktoptimierung herangezogen werden.

Die Entwicklung und Realisierung der einzelnen Module der Untersuchungsmethodik unter Beachtung der Anforderungen fugendruckhomogenisierter Pressverbindungen werden deshalb in getrennten Kapiteln beschrieben entsprechend den in Bild 1.2 auch farblich hinterlegten Blöcken Grundlagen, Simulation sowie experimentelle Untersuchungen. Hier wird detailliert auf das Konzept, die Umsetzung und die Eigenschaften der dargestellten Methode eingegangen.

Bei der Anwendung der Methoden auf biegebelastete Pressverbindungen im Allgemeinen und z. B. zur Ermittlung des Reibwertes in einem Pressverband unter Biegelast im Besonderen ist eine isolierte Beschreibung der mit Hilfe der einzelnen Verfahren erzielten Erkenntnisse nicht empfehlenswert. Auch aufgrund der Abhängigkeiten der Methoden voneinander werden die Ergebnisse der Anwendung auf biegebelastete Pressverbände deshalb gemeinsam in Kapitel 5 dargestellt.

Der auf Grundlage dieser Betrachtungen entwickelte Aufbau der Arbeit ist in Bild 1.3 grafisch dargestellt.

**Bild 1.3:** Struktur der vorliegenden Arbeit

2 Grundlagen und Vorarbeiten zur Untersuchungsmethodik

Die Festforderung F3 „Transparente Ablage der Ergebnisse und Erkenntnisse“ wurde über die Entwicklung und Anwendung eines Projekt- und Datenmanagementsystem erfüllt. Eine Datenbank dient zur Pflege und Erfassung der Eigenschaften und Ergebnisse der FE-Modelle und Proben. Im Rahmen dieser Ablagesysteme erfolgte die Zusammenstellung der Grundlagen und Literatur zu den Hauptthemen RDB und Pressverbindungen.

2.1 Grundlagen zu Pressverbindungen

Die Auslegung von herkömmlichen Pressverbindungen ist Bestandteil der Grundausbildung im Maschinenwesen mit entsprechender Standard-Literatur. Ergänzend dazu existieren wissenschaftliche Arbeiten zur Untersuchung des speziellen Betriebsverhaltens unter Last.

2.1.1 Auslegung und Berechnung

Die Auslegung und Berechnung von Pressverbindungen kann nach [DIN7190_01] erfolgen. Die Auslegung beschränkt sich im vorliegenden Fall auf elastisch beanspruchte Pressverbände, da plastische Beanspruchung der Nabe bei Verwendung von spröden Werkstoffen nicht zulässig ist. Mit dieser Berechnungsvorschrift kann die Festlegung des Nennübermaßes unter Beachtung ausreichender Sicherheit gegen Fließen der Bauteile und Rutschen der Verbindung erfolgen.

Die Beanspruchung der Bauteile respektive der Welle aufgrund RDB ist über die Beachtung der in der Norm genannten Kerbwirkungszahlen in Wellenberechnungen z. B. nach [DIN743_00] ermittelbar.

Es sind zudem in [DIN7190_01] wichtige Auslegungsvorschriften und Hinweise zur Verminderung der RDB enthalten, die es dem Konstrukteur auch ohne tieferes Wissen über RDB ermöglichen sollen, die Dauerhaltbarkeit der Verbindung unter Biege- und Torsionsbeanspruchung zu erhöhen. In [Blacha09] ist eine Auslegungsvorschrift für Pressverbindungen mit keramischen Naben unter Torsionslast enthalten.

Weitergehende Berechnungen zum Betriebsverhalten unter Last wie z. B. Ermittlung der Schlupfwege unter Torsion und Biegebeanspruchung sind z. B. nach [LEIDICH83], [LEIDICH84], [ROMANOS91] und [SMETANA01] möglich. Nach [SMETANA01] ist das Klaffbiegemoment als weitere Grenzbelastung unter Biegebeanspruchung definiert. Grundlage für diese Arbeiten sind immer umfangreiche FE-Berechnungen zur Ermittlung des Systemverhaltens unter Last. Diese über [DIN7190_01] hinausgehenden Berechnungen dienen bevorzugt der Beurteilung der Relativbewegung der Bauteile unter

Last und damit zur Einschätzung der Schädigung aufgrund Reibdauerbeanspruchung (RDB).

2.1.2 Definition und Berechnung des Schlupfes

Die Relativbewegung zwischen Welle und Nabe aufgrund der Biegebelastung wird als Schlupf bezeichnet. Der Begriff Schlupf ist gleichbedeutend mit Schlupfamplitude und wird teilweise auch für den Schlupfweg verwendet. In Schlupfbereich ist unter Annahme klassischer Reibung das Haften aufgehoben und die Kontaktpartner bewegen sich relativ zueinander.

Die Schlupfamplitude lässt sich mit dem Schlupf auf der Zug und Druckseite des Pressverbandes aus FE-Simulationen (Bild 2.1 links) unter einmaliger Biegelast mit folgender Gleichung berechnen:

$$s = \frac{|s_z| + |s_d|}{2} \tag{2-1}$$

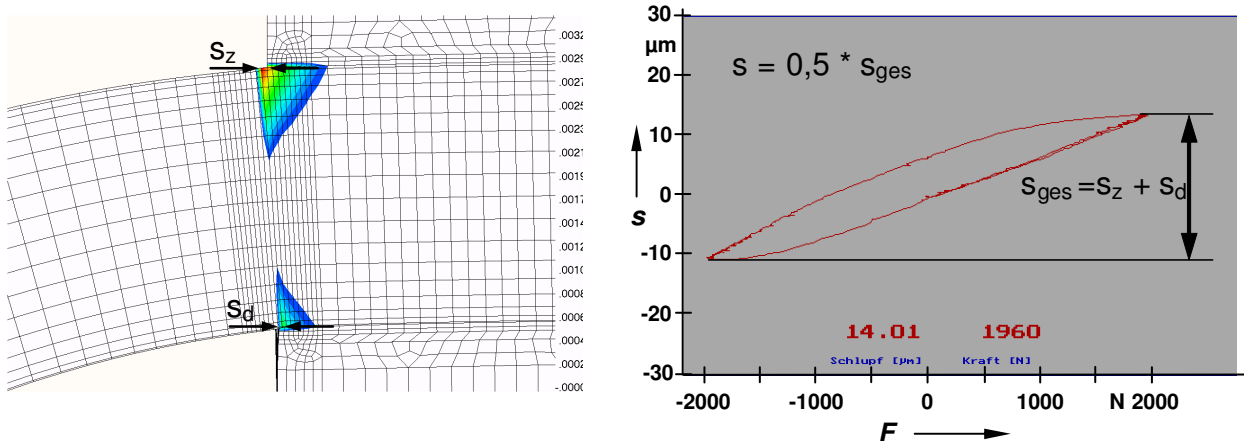


Bild 2.1: Definition Schlupf: FE-Simulation und Experiment

Bei experimentellen Schlupfmessungen (Bild 2.1 rechts) ist aufgrund unklarem Nulldurchgang der Schlupf nicht in Einzelwerte für Zug- und Druckseite zu trennen. Hier wird die Schlupfamplitude definiert als die Hälfte des zwischen den Bauteilen in einem Lastzyklus gemessenen Schlupfweges s_{ges} .

2.2 Grundlagen zur Reibdauerbeanspruchung (RDB)

Reibdauerbeanspruchung ist in Systemen mit Kontaktflächen unter Relativbewegung immer gegeben und damit in nahezu allen Bereichen des Maschinenbaus bekannt. Einen guten Überblick über internationale Arbeiten gibt [WATERHOUSE92] und ausführlich [WATERHOUSE94], [FUNK68], [JULIUS72] und [KREITNER76D] haben aufeinander aufbau-

end grundlegende Untersuchungen zur Dauerhaltbarkeit zusammengesetzter Maschinenelemente durchgeführt.

Die meisten Untersuchungen auf dem Gebiet der reibschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen dienen dazu, die Übertragungsfähigkeit bzw. das Übertragungsverhalten der Verbindung unter der äußeren Belastung besser verstehen und genauer berechnen zu können. Einige Arbeiten beschäftigen sich mit der Topologie von Pressverbänden, um vorgegebene Belastungen schadensfrei ertragen zu können ([HÄUSLER76] etc.). Diese haben zu konstruktiven Empfehlungen in Werken wie [DIN7190_01] und [KOLLMANN84] geführt.

Neben den Schäden unter Biegung infolge geometrischer Kerben in der Welle handelt es sich beim Versagen von Pressverbänden bzw. der beteiligten Bauteile in der Regel um Schäden aufgrund von Reibdauerbeanspruchung (RDB).

2.2.1 Wesen und Einflussgrößen der RDB

Grundsätzlich ist bei einem Pressverband funktionell keine geometrisch bedingte Kerbe notwendig, die aufgrund eines damit verbundenen Formfaktors bzw. der sich daraus ergebenden Kerbwirkungszahl die Dauerfestigkeit der Welle mindert und damit einen Bruch bzw. unter dynamischer Last einen Dauerbruch verursacht. Nach [KOLLMANN84] und [DIN7190_01] beträgt die aus umfangreichen Untersuchungen ermittelte Kerbwirkungszahl eines Pressverbandes mit Nabe auf glatter Welle hinsichtlich Biegung je nach Festigkeit des Wellenwerkstoffes jedoch ca. 2,1 bis 2,8 und höher.

Die Minderung der Gestaltfestigkeit ist dabei auf die Schädigung der Kontaktflächen unter Relativbewegung zurückzuführen. Das Wesen dieses im Folgenden Reibdauerbruch bzw. Bruch aufgrund RDB genannten Versagens ist anders als beim normalen Dauerbruch und kann auch anhand der Bruchflächen meist eindeutig identifiziert werden [KREITNER76D].

2.2.1.1 Wesen der RDB bzw. des Reibdauerbruches

Die Ursache für einen Reibdauerbruch ist die Schädigung der Bauteiloberflächen aufgrund dauernder Relativbewegung zwischen den Bauteilen unter Pressung. Dabei bleiben immer dieselben Bereiche der Bauteile im Kontakt.

In der Regel können unter RDB die Oberflächen nicht dauerhaft voneinander z. B. durch einen Schmierfilm getrennt werden [MÜLLERK75]. Es werden dabei auch in der Regel vorhandene Trennschichten auf der Oberfläche von metallischen Kontaktpartnern (Schmutz, Oxidschichten etc.) zerstört und es kommt zu direktem, metallischen Kontakt mit entsprechender Erhöhung der adhäsiven Kräfte und damit der Reibzahl bzw. der übertragbaren Reibkräfte. Infolge lokalen Verschleißes passen sich die Bauteile auch

im Mikrobereich gut aufeinander an. Dies unterscheidet die RDB maßgeblich von anderen Belastungen mit Relativbewegungen zwischen den Bauteilen wie bei Gleitlagern und Führungen. Dort treten immer, wenn auch eventuell zyklisch wiederholend, verschiedene Bereiche der Kontaktpartner miteinander in Kontakt. Dabei ist eine Anpassung der Bauteile nur hinsichtlich der Makrostruktur (Formfehler etc.) möglich. Diese beeinflusst die Reibung im Kontakt ungleich weniger, als wenn die im Reibkontakt stehenden Oberflächen sich auch im Größenbereich der Rauheiten aufeinander einarbeiten können.

Die hohen, wechselnden Reibschubspannungen unter RDB können zu Anrissen in den Oberflächen der Bauteile und damit zu Kerben führen. Diese weisen aufgrund der herrschenden Spannungsverhältnisse einen Winkel zwischen 35 und 45° zur Bauteiloberfläche auf und sind typisch für Schäden aufgrund von RDB. Sie sind die Ursache für die so genannten Reibdauernasen in der Bruchfläche von gebrochenen Bauteilen [KREITNER76D]. Die für den Anriss verantwortliche Oberflächenbeanspruchung aufgrund der Relativbewegung der Bauteile reicht jedoch nicht tief in das Innere der Bauteile hinein und kann je nach Größe der unter hoher Reibschubspannung stehenden Kontaktbereiche nur Anrisse von wenigen Zehntel Millimeter Tiefe verursachen. Ob diese Anrisse weiter wachsen, hängt dann von den Spannungsverhältnissen aufgrund äußerer Last im Bereich der Risse ab. Ist die dynamisch wirkende Normalspannung quer zum Riss ausreichend hoch, wächst der Anriss unter anderen Spannungsverhältnissen und damit in der Regel auch in anderer Richtung weiter, und es folgt ein Reibdauerbruch [Kreitner76d].

Begleitet wird die RDB bei Bauteilen aus Eisenwerkstoff in der Regel von Passungsrost, also kleinen, korrodierten Verschleißpartikeln. Diese verbleiben im Kontakt oder treten sichtbar aus dem Kontaktbereich aus.

Dieser Effekt wird daher bei [OLDENDORF99] auch Schwingverschleiß genannt. Da neben Verschleiß z. B. auch lokales Verschweißen (Fressen) und wieder Losreißen der Bauteile zur Schädigung und damit zur Verminderung der Dauerfestigkeit der Welle bzw. der Nabe führen können, wird in dieser Arbeit als Oberbegriff die Bezeichnung RDB nach [KREITNER76D], [JULIUS72] und [FUNK68] gewählt. Dabei ist der Schwingverschleiß als Erscheinungsform der RDB eingeschlossen.

Der Reibdauerbruch ist damit die Folge aus RDB-Schädigung der Kontaktflächen sowie hoher Beanspruchung des Bauteils aufgrund Betriebslast (Torsion, Biegung etc.) und damit ein Koppelschaden. Dieser kann erheblich mehr Zeit beanspruchen als ein normaler Dauerbruch, da jede Einzelschädigung Zeit beansprucht. Daher sind die herkömmlichen Grenzlastspielzahlen für Dauerfestigkeit nicht gültig. Es kann nach eigenen Untersuchungen an Schäden aus der Industriepraxis auch bei sehr hohen Lastspielzahlen im Bereich von 10^9 zu Reibdauerbrüchen kommen, da die Vorschädigung aufgrund RDB teilweise sehr langsam voranschreitet. Man muss daher wissen, welche Parameter die RDB beeinflussen und kann dann entsprechende konstruktive Maßnahmen er-

greifen, um diese positiv zu beeinflussen bzw. den Koppelschaden trotz Vorschädigung zu vermeiden [KREITNER76D].

Fazit:

Das Wesen der RDB besteht im Wesentlichen aus der Schädigung der Oberflächen aufgrund ständiger Mikrobewegungen im Kontakt. Diese Schädigung kann bei entsprechend hohen dynamischen Normalspannungen quer zum Riss aufgrund äußerer Last zu einem Reibdauerbruch führen.

2.2.1.2 Parameter und Erscheinungsformen der RDB

Die Einflussfaktoren auf die RDB im Pressverband sind vielfältig. Es seien hier genannt:

- Dynamischer Schlupfweg
- Pressung zwischen den Kontaktpartnern
- Materialeigenschaften wie Zugfestigkeit, Wärmebehandlung und Härte
- Oberflächeneigenschaften wie Rauigkeit und Kaltverfestigung
- Beschichtungen, Trenn- und Schmiermittel bzw. Reaktionsschichten
- Umgebungseinflüsse wie Feuchtigkeit, Temperatur oder korrosive Medien
- Frequenz der Beanspruchung

[OLDENDORF99] und [WATERHOUSE94] bieten einen Überblick über die verschiedenen Parameter und deren Auswirkungen auf die RDB.

Änderungen an der Übermaßverteilung beeinflussen direkt die Pressung und damit infolge Verringerung der reibschlüssig übertragbaren Schubspannung indirekt auch die Höhe der Relativbewegung (Schlupf). Nachdem dies gleichzeitig auch die Hauptparameter für RDB sind, soll auf sie im Folgenden genauer eingegangen werden.

2.2.1.3 Einfluss des Schlupfes auf die RDB

Wichtigster Parameter für RDB ist die Relativbewegung zwischen den Bauteilen unter Last. Sie bestimmt die Erscheinungsform der Schädigung nach [OLDENDORF99], [KREITNER76D] und [NISHIOKA68] - [NISHIOKA69C].

Bild 2.2 zeigt die Reduktion der Festigkeit unter RDB bei steigendem Schlupf zwischen einer Flachprobe und einer Reibkufe aus Stahl nach [FUNK68].

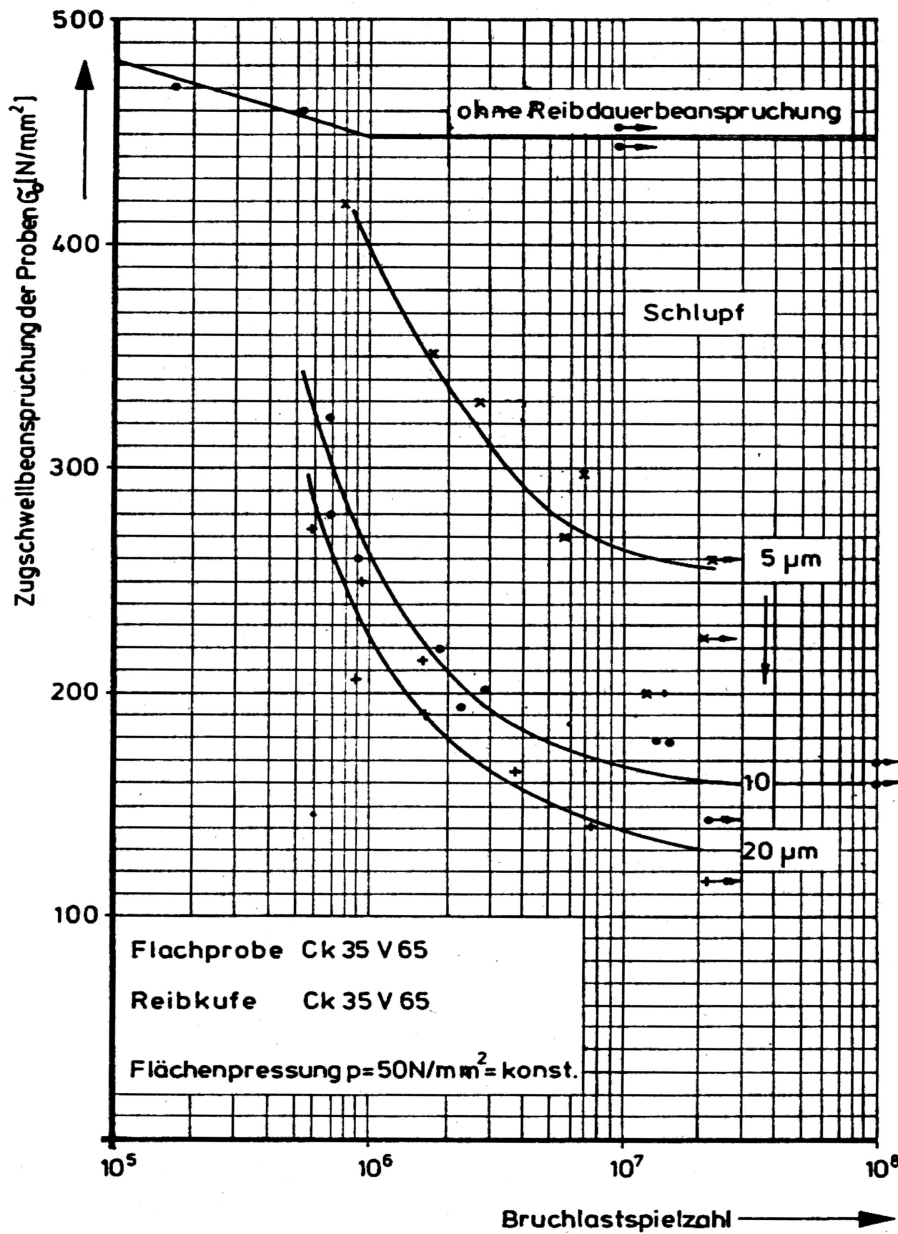


Bild 2.2: Festigkeitsminderung unter Schlupf nach [FUNK68]

Kennzeichnend ist die starke Reduktion der Festigkeit auch bei kleinem Schlupf. Schon kleine Relativbewegungen im Bereich von 5 μm verringern die ertragbare Belastung auf das Bauteil erheblich. Es ist nach Bild 2.2 zu vermuten, dass auch kleinere Relativbewegungen als der experimentell dargestellte 5 μm Schlupf zu einer Verringerung der Festigkeit führen.

Ohne RDB ist die Dauerhaltbarkeit bei Stahlwerkstoffen klar definiert ab ca. 10^6 Lastspielen. Mit RDB ist der Bereich unschärfer und zu deutlich höheren Lastspielzahlen verschoben.

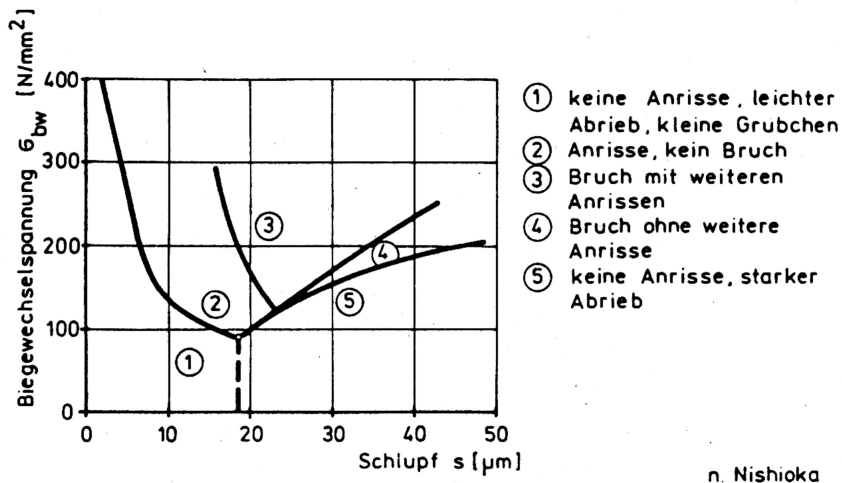


Bild 2.3: Schadensformen und RDB nach [Nishioka69a]

Die Einstufung des Schadensbildes in Abhängigkeit vom Schlupf nach [KREITNER76D] bzw. [NISHIOKA69A] zeigt Bild 2.3. Man kann grundsätzlich in Schäden bei kleinem und großem Schlupf unterscheiden.

Bei reibschlüssig gepaarten Teilen mit Relativbewegungen von über 20 μm tritt nach [NISHIOKA69A] meist normaler Verschleiß bzw. Fressen auf. Die lokal aufgrund hoher Reibschubspannung auftretenden Anrisse der Oberflächen werden in der Regel verschliffen. Sich eventuell ausbildende lokale Verschweißungen zwischen den Reibpartnern reißen aufgrund der großen Bewegungen wieder los mit entsprechender Schädigung der Bauteile. Die Oberflächen der Bauteile weisen typische Verschleißschäden auf wie Riefen bzw. Schäden aufgrund zerstörter Schweißbrücken zwischen den Bauteilen. Diese Form der RDB ist in der Regel mit merklichem Materialverlust verbunden. Das Ergebnis wäre bei Pressverbindungen unter Annahme reinen Verschleißes in der Regel ein Versagen aufgrund sukzessiven Verlustes des Übermaßes und damit der Übertragungsfähigkeit.

Bei üblichen Pressverbänden mit kleinem Fügedurchmesser treten diese hohen Relativbewegungen jedoch in der Regel nicht auf, da die dazugehörige Beanspruchung aus Torsions- und/oder Biegemoment bzw. Axialkraft meist die Festigkeit der Welle übersteigt oder der Pressverband durchrutscht. Diese Überlast wird im Rahmen der Dimensionierung der Bauteile (Sicherheit gegen Dauerbruch der Welle) bzw. des Systems (Durchrutschen des Pressverbandes) erkannt bzw. führt zu einem schnellen Schaden. Sie sind daher eher untypisch für RDB-Schäden an Pressverbänden. Grundsätzlich gelten diese Aussagen jedoch nur für Pressverbände mit relativ kleinem Fügedurchmesser bzw. Reibflächen, da nur diese über Forschungsergebnisse abgesichert sind ([FUNK68], [KREITNER76D], [NISHIOKA68], [KOLLMANN84] etc.). Bei großen Bauteilen, wie z. B. Zahnradbandagen in Kammwalzgetrieben, können diese Relativbewegungen nach eigenen Erfahrungen und Berechnungen unter normalen Betriebslasten auftreten. Über die dort entstehenden Schädigungen liegen keine abgesicherten Ergebnisse vor.

Kleine Relativbewegungen bis ca. 20 μm führen zum Anpassen der Oberflächen und starken adhäsiven Kräften zwischen den Bauteilen [GALLE79]. In Folge erhöht sich der Reibwert bzw. die übertragbare Schubspannung in der Fügefläche. Dieser Effekt wird bei einem Pressverband nach [GROPP96A] als „hochtrainieren“ bezeichnet und kennzeichnet die erhöhte Übertragungsfähigkeit nach einer gewissen Einsatzdauer. In Folge der Anpassung der Oberflächen können auch lokale Verschweißungen der Bauteile auftreten, die naturgemäß nicht mehr über ein Reibmodell abgebildet werden können.

Diese Form der RDB ist typisch für praxisgerecht ausgelegte Pressverbindungen.

2.2.1.4 Einfluss der Pressung auf RDB

Tritt zwischen den Kontaktpartnern Schlupf auf, hängen unter der Annahme Coulomb'scher Reibung die übertragbaren Reibschubspannungen linear von der Pressung ab. Entsprechend der dabei eingetragenen Reibenergie steigt die Schädigung bei gegebener Relativbewegung mit Erhöhung der Pressung [FUNK68]. Ab ca. 70 MPa ist jedoch nach [OLDENDORF99] und [FUNK68] keine weitere Steigerung der Schädigung mehr festzustellen. Da die üblichen Fugendrucke auch bei elastisch ausgelegten Pressverbänden in diesem Bereich oder höher liegen und diese Pressung aufgrund der zu übertragenden Lasten in der Regel nicht verringert werden kann, ist bei einem Pressverband grundsätzlich von einer hohen Schädigung bei Relativbewegungen auszugehen.

2.2.1.5 Schlupf Null bei Pressverbindungen versus zulässiger Schlupf

Damit ein Pressverband die Betriebslast absolut schlupffrei überträgt, muss dieser je nach Geometrie der Verbindung mit einer Sicherheit gegen Rutschen von 5 bis 10 ausgelegt werden. Wie auch eigene FE-Simulationen unter der Annahme von üblichen Reibwerten (0,2) zeigen, klingen bei praxisgerecht ausgelegten Pressverbänden mit Rutschsicherheiten von 2 bis 3 die Relativbewegungen unter Torsionslast nie völlig ab. Aufgrund des Funktionsprinzips des Reibschlusses muss es zu einer Verdrehung der Reibflächen der Kontaktpartner im Bereich hoher Torsionsmomente kommen, damit die niedriger belasteten Reibflächen sich gegeneinander verspannen und zur Lastübertragung beitragen. Schlupf Null ist daher bei üblichen Pressverbindungen nicht sinnvoll zu realisieren.

Obwohl Pressverbindungen in der Regel zusätzlich Biegemomente aufgrund der Lasteinleitung oder der Lagerung übertragen, gehen diese Lasten selten in die Auslegung mit ein. Gleichzeitig tritt auch bei hohen Biegemomenten zwangsläufig Schlupf an der Nabenkante auf, somit tragen weiter innen liegende Kontaktbereiche zur Biegemomentübertragung bei. Anders als bei Torsion ist hier auch der Formschluss der Bauteile an der Lastübertragung beteiligt [LEIDICH83].

Liegt der unter Last auftretende Schlupf (Amplitude) im Bereich bis 1 μm , kann dieser nach dem Stand der Technik noch dauerhaft ertragen werden [LEIDICH83]. In neueren Literaturstellen [LEIDICH98] werden sogar Werte von bis zu 5 μm genannt.

Physikalisch betrachtet erscheint ein effektiver dynamischer Schlupf von 5 μm hoch, da diese deutliche Relativbewegung in der Regel zu Verschleiß bzw. Oberflächenschädigung führt. Diese Werte garantieren keine echte Dauerfestigkeit im Bereich sehr hoher Lastspielzahlen, sondern sollen dazu dienen, Pressverbindungen praxisgerecht und damit vor allem ökonomisch auszulegen. Sehr kleine zulässige Schlupfwege führen bei Auslegung des Pressverbandes nach [LEIDICH83], [ROMANOS91] und [SMETANA01] zu überdimensionierten Bauteilen. Dies gilt jedoch nur unter der Annahme, dass die FE-Simulationen zur Bestimmung der Schlupfbewegungen die Realität im Pressverband korrekt wiedergeben. Hier ist vor allem der schwer abzuschätzende Reibwert kritisch zu betrachten, da dieser gleichzeitig starke Auswirkungen auf den Schlupf unter Last hat.

2.2.1.6 Vergleich der RDB unter Torsion und Biegung

Bei der Betrachtung der RDB unter den zwei Hauptbelastungen eines Pressverbandes gilt es wieder, die zwei Hauptparameter Schlupf und Pressung zu beachten.

Zunächst ist bei normaler Wellenbeanspruchung (Berechnung gegen Wellenbruch) und vergleichbarem Torsions- und Biegemoment der Schlupf bei Torsion in der Regel höher als bei Biegung. Dies liegt auch an der Tatsache, dass bei der Torsion nur der Reibschluss das Moment überträgt. Bei Biegung hingegen trägt auch der Formschluss einen erheblichen Teil zur Lastübertragung bei.

Die Umlaufbiegebelastung weist jedoch in der Regel eine hohe Dynamik auf, da jede Wellenumdrehung einen Lastwechsel darstellt und die Biegeoberspannung meist gleich der Ausschlagspannung ist. Damit steht der mit RDB beaufschlagte Bauteilbereich unter ungünstiger Wechselbeanspruchung aufgrund äußerer Last. Die dabei zyklisch auftretende Zugspannung wirkt in Richtung der Schlupfbewegung und damit quer zum möglichen Anriss aufgrund RDB. Damit wirkt der gesamte Anteil der Biegeausschlagspannung im Zugspannungsbereich rissfördernd. Reguläre, auch stationäre Belastungen des Pressverbandes z. B. aufgrund des Nennantriebsmoments der Antriebsmaschine, können bei ungünstiger Lagerung für die Welle und damit für den Pressverband hohe dynamische Umlaufbiegebelastung zu Folge haben.

Unter reiner Torsionsbelastung sind die Anzahl der Lastwechsel und die Höhe der dynamischen Beanspruchung in der Regel weit geringer. Nur Änderungen des für Welle-Nabe-Verbindungen kennzeichnenden Torsionsmomentes bzw. des Antriebsmomentes führen zu Schlupfbewegungen in Umfangsrichtung und damit zu RDB. Gleichzeitig wird die Höhe der Ausschlagspannung nur aufgrund der Änderung des Torsionsmomentes bestimmt.

Bei Drehschwingungen im Antriebsstrang kann die RDB Beanspruchung aufgrund Torsion jedoch hohe Werte und hohe Dynamik annehmen. Drehschwingungen sind daher auch aus diesem Grund zu vermeiden.

Da nur der dynamisch wirkende Schlupfanteil RDB verursacht, ist die Beurteilung der Dynamik dieses Parameters entscheidend für die Einschätzung der Schädigung aufgrund RDB.

2.2.2 Kennwerte zur Schädigung infolge RDB

Verschiedene Kriterien dienen zur Beurteilung, ob der Pressverband die aufgebrachten Lasten ohne RDB-Schäden bzw. Reibdauerbruch ertragen kann. In der Norm zur Berechnung von Pressverbänden [DIN7190_01] wird die Bewertung der RDB jedoch nicht behandelt.

Einen guten Überblick über den Stand der Forschung zu RDB (Schwingverschleiß, fretting fatigue) und den dabei üblichen Kennwerten zur Einschätzung der Schädigung gibt [OLDENDORF99].

Dabei ist in der Regel zu trennen in Kennwerte bei konkreten Maschinenelementen mit Reibkontakten und Aussagen in Arbeiten zum Themengebiet allgemeiner Reibung und RDB.

2.2.2.1 Grenzschlupf und Grenzbiegemoment bzw. Gütefaktor

Da Relativbewegung die Ursache und zugleich den Hauptparameter für die RDB bei Pressverbänden darstellt, ist es einsichtig, zunächst den Zusammenhang zwischen äußerer Belastung und Schlupf zwischen Welle und Nabe zu ermitteln. Über den Abgleich von FE-Simulation, Experiment und den Erfahrungen mit Verbindungen im praktischen Einsatz kann dann eine ertragbare Grenzbelastung definiert werden.

Beim Grenzbiegemoment tritt gerade der Grenzschlupf auf, der noch als unschädlich eingestuft wird. Der Gütefaktor ist das Verhältnis von Grenzbiegemoment zum analytisch berechenbaren Rutschmoment ([MÜLLER61], [LEIDICH83]). Dieses Kriterium existiert auch für Torsion. Die Gleichungen nach [LEIDICH83] gelten nur für kleine Schlupfwege und decken den Bereich für die nach [LEIDICH98] geforderten Werte für den Grenzschlupf im Bereich von 5 μm bei kleinen Wellendurchmessern unter Biegung nicht ab. [ROMANOS91] untersuchte biegebelastete Pressverbände auch experimentell und postulierte eine veränderte Formel zur Berechnung des Schlupfes unter Biegung, die einen erweiterten Anwendungsbereich hat.

Die Arbeit von [SMETANA01] baut auf der Arbeit von [LEIDICH83] auf und modifiziert auf Grundlage von FE-Rechnungen die Berechnung des Gütefaktors hinsichtlich größerer Schlupfwege. Als wichtige Neuerung bezieht er dabei das Grenzbiegemoment nicht

mehr auf das Rutschmoment sondern auf das Klaffmoment, für das er auf Grundlage von [LUNDBERG58] und eigenen FE-Ergebnissen Formeln entwickelt (siehe Kapitel 2.2.2.5). Da im Klaffmoment die für Biegung relevanten Größen besser enthalten sind als im Rutschmoment, ist dieser Bezug empfehlenswert und ermöglicht es, die Aussagen auf Pressverbände mit ähnlichen Parametern auszudehnen.

Die auf den Fügedurchmesser D_F bezogene Schlupfamplitude s_0 lässt sich nach [SMETANA01] in Abhängigkeit vom Klaffbiegemoment $M_{b,k}$ und aufgebrachtem Biegemoment M_b mit der Gleichung (2-2) und den Parametern nach Gleichung (2-3) und (2-4) berechnen.

$$\frac{s_0}{D_F} = A_1(\xi, \mu) \cdot \left(\frac{M_b}{M_{b,k}} \right)^{B_1(\xi)} \quad (2-2)$$

$$A_1(\xi, \mu) = 0,0001 + 0,317 \cdot \left(\xi + 1,8 \frac{\xi}{\mu} \right)^{1,5} \quad (2-3)$$

$$B_1(\xi) = 1,9 \cdot \left(1 + e^{-4200 \cdot \xi} \right) \quad (2-4)$$

Definiert man nun noch eine als zulässig angesehene Grenzschlupfamplitude $s_{0,zul}$, lässt sich der Gütefaktor des Pressverbandes berechnen zu:

$$\tilde{\eta}_{b,gr} = \frac{M_{b,gr}}{M_{b,k}} = B_1(\xi) \sqrt{\frac{1}{A_1(\xi, \mu)} \cdot \left(\frac{s_{0,zul}}{D_F} \right)} \quad (2-5)$$

Dieser Gütefaktor legt damit das Biegemoment in Bezug auf das Klaffbiegemoment fest, so dass gerade die Grenzschlupfamplitude auftritt. Das ist somit die Grenzbelastung hinsichtlich RDB bezüglich des Parameters Schlupfweg.

Die Definition eines Gütefaktors ist nur für das jeweilig betrachtete Kontaktsystem gültig. Dabei wird z. B. beim Pressverband angenommen, dass sich die anderen Parameter auf die Schädigung wie z. B. Pressung aufgrund der geforderten Systemeigenschaften der Welle-Nabe-Verbindung in gewissen Grenzen halten und damit hinsichtlich Schädigung bzw. den physikalischen Vorgängen im Reibkontakt nicht als variable Parameter betrachtet werden müssen. Dies schränkt die Anwendung der Erkenntnisse und den Vergleich mit den Ergebnissen bei anderen Kontaktsystemen erheblich ein.

2.2.2.2 Kennwert nach Funk

[FUNK68] untersuchte die Einflüsse von Pressung und Relativbewegung zwischen einfachen Reibkufen und Zugstäben auf die dynamische Beanspruchbarkeit der Zugstäbe. Diese Form der Arbeit, wie auch die von [JULIUS72] und [KREITNER76D], zielt mehr darauf ab, das Wesen der RDB und den Einfluss auf die Dauerhaltbarkeit von Maschinen-

elementen in allgemeiner Form darzustellen. Funk formuliert zur Vorhersage der Beanspruchbarkeit unter RDB bei einer definierten Zugschwellbelastung unter Einbeziehung des Schlupfs und der Pressung den Ansatz:

$$\sigma_{RD} = a \cdot (p \cdot s)^b \quad (2-6)$$

Die Parameter a und b sind von den verwendeten Werkstoffen und anderen Einflussparametern abhängig und in der Arbeit von [FUNK68] enthalten.

[OLDENDORF99] reduziert den Kennwert nach Funk auf die Kernaussage

$$K_{Fu} = p \cdot s \quad (2-7)$$

und damit als das Produkt aus lokaler Pressung und Schlupf.

Dieses Kriterium wird in der Ursprungsarbeit von [FUNK68] mit „spezifischer Reibleistung“ bezeichnet und auch in aktuelleren Arbeiten entsprechend zitiert. Dies ist jedoch nur über Einbeziehung des Kontextes der Arbeit von [FUNK68] korrekt, da die Aussage dort für ein Schwingenspiel gilt.

Schon [ROMANOS91] weist zudem darauf hin, dass zur korrekten Beschreibung der Reibarbeit die Verwendung der Reibschubspannung anstelle der Pressung notwendig ist.

Damit erfasst der Kennwert nach Funk zwar die wichtigen RDB-Parameter Schlupf und Pressung, jedoch fehlen zur allgemeingültigen Beschreibung der Oberflächenschädigung unter RDB der Frequenzeinfluss und vor allem der lokale Reibwert. Deshalb ist der Funk-Kennwert zwar umfassender als die reine Reduktion auf den Grenzschlupf, die mit den experimentellen Ergebnissen abgeglichenen Aussagen sind jedoch letztlich nur für den jeweils vorhandenen Versuchsaufbau gültig.

2.2.2.3 Spezifische Reibarbeit und Reibleistung

Ein physikalisch begründetes Kriterium für die Beurteilung der Schädigung der Oberflächen aufgrund RDB ist die spezifische Reibarbeit. Werden zwei Körper im Kontakt unter Pressung und Reibung und damit gegen die Reibkraft F_R gegeneinander um den Weg s bewegt, muss Arbeit aufgewendet werden. Die dabei pro Kontaktflächenanteil A aufgebrauchte spezifische Reibarbeit $W_{R, \text{spez}}$ berechnet sich zu:

$$W_{R, \text{spez}} = \frac{F_R \cdot s}{A} = \tau_R \cdot s = \sigma_{rr} \cdot \mu \cdot s = p_{\text{lok}} \cdot \mu \cdot s \quad (2-8)$$

Die Beschreibung der Reibschubspannung τ_R über das Produkt aus Normalspannung σ_{rr} und Reibwert μ ist prinzipiell nur für die Gleitbereiche im Pressverband gültig. Da

Reibarbeit aber nur bei Schlupf geleistet wird, ist dies hier zulässig. Der Ersatz der Normalspannung σ_{rr} durch den Fugendruck p_{lok} in Gleichung (2-8) ist allgemeingültig, wenn die jeweils lokal herrschende Pressung verwendet wird. Dabei muss dann der Schlupf s eingesetzt werden, der bei dieser Pressung auftritt. Bei der Anwendung der Gleichung (2-8) auf biegebelastete Pressverbindungen ergibt sich zusätzlich zur Pressungserhöhung an der Nabenkante das Problem, dass die Pressung in den Schlupfbereichen stark von der Belastung beeinflusst wird und sich über einen Umlauf der Welle ständig ändert.

Ob hier zur praktischen Anwendung notwendige Vereinfachungen möglich sind, wird bei der Anwendung der Versuchsmethodik auf biegebelastete Pressverbände in Kapitel 5.12.1.1 geklärt.

Die Reibenergie aktiviert die Oberflächen und kann die Bildung von Reaktionsschichten und Gefügeumwandlungen oder auch die Zerstörung von Oberflächenschutzschichten und Verschweißen der Kontaktpartner zur Folge haben [GÖTLICHER94]. Typisch für RDB mit kleinem Schlupf unter Öl ist deshalb die Dunkelfärbung der Oberflächen im Bereich der Relativbewegung. Dort reagiert Öl mit der Oberfläche und verursacht aufgrund der Reibenergie diesen „Brünier-Effekt“, der nicht schädlich sein muss, sondern aufgrund der Additive im Öl sogar eine gewisse Passivierung der Oberflächen bewirken kann.

Für eine derartige Reaktion ist nicht nur die Reibarbeit entscheidend, sondern auch die Zeit und damit die Intensität, in der diese Energie eingebracht wird. Dem wird über Betrachtung der spezifischen Reibleistung Rechnung getragen:

$$P_{R, \text{spez}} = \frac{W_{R, \text{spez}}}{t} = \frac{\sigma_{rr} \cdot \mu \cdot s}{t} \quad (2-9)$$

[OLDENDORF99] hat bei seinen Untersuchungen auf zwei verschiedenen Prüfständen einen deutlichen Einfluss der Belastungsfrequenz festgestellt, wobei die mit höherer Frequenz beanspruchten Pressverbände deutlich früher versagen. Da nach [NISHIOKA68] der Schlupf in der Verbindung unabhängig von der Belastungsfrequenz ist und auch die Pressung durch die Belastungsfrequenz nicht beeinflusst wird, kann dies nur am hohen Energieeintrag im Kontakt pro Zeiteinheit und damit an der Reibleistung liegen.

Bei Biegung ist hier unter konstanter äußerer Last die Drehzahl des Pressverbandes ausschlaggebend. Im ersten Ansatz ist eine hohe Reibleistung schädlicher einzustufen als eine niedrige. Andererseits haben bei hochtourigen Systemen die geschädigten Kontaktflächen bei gleicher Lastspielzahl weniger Zeit zur Reaktion (Korrosion etc.).

Es wurde in ersten Ansätzen versucht, Grenzwerte für zulässige Reibarbeit bzw. Reibleistung mittels Auswertung von veröffentlichten Forschungsergebnissen zusammenzu-

tragen ([GÖTTLICHER94], ferner [MICHLIGK99]). Verbindliche Grenzwerte existieren jedoch nicht. Aufgrund des komplexen tribologischen Systems im Pressverband unter Relativbewegung und den vielfältigen und manchmal auch unsicheren Randbedingungen, wie z. B. Oberflächenschutzschichten, Umgebungsmedien und Reibwerten, ist die Definition von allgemeingültigen und übertragbaren Parametern als schwierig einzustufen. Bei Pressverbänden mit Variation der Übermaßverteilung unter ansonsten identischen Randbedingungen und damit gleicher Drehzahl ist das Kriterium der spezifischen Reibarbeit jedoch zur vergleichenden Beurteilung der RDB geeignet.

2.2.2.4 FFDP und Ruiz-Kriterium

Das FFDP-Kriterium nach [RUIZ86] ist eine Erweiterung der spezifischen Reibarbeit hinsichtlich Anrisswahrscheinlichkeit. Die spezifische Reibarbeit alleine kann als Kriterium für die Oberflächenschädigung dienen. Damit die Welle wegen dieser RDB schließlich infolge Reibdauerbruch versagt, ist eine entsprechende Beanspruchung des Bauteils aufgrund äußerer Last notwendig (siehe Kapitel 2.2.1.1). Um ein Kriterium zur Versagenswahrscheinlichkeit zu erhalten, multiplizieren Ruiz und Chen die spezifische Reibarbeit mit dem Normalspannungsanteil im Bauteil in Schlupfrichtung (quer zum Anriss).

Die Spannung quer zum Anriss aufgrund der RDB ist bei Wellen unter Biegung die Axialspannung. Es gilt daher für Pressverbände unter Biegung:

$$\text{FFDP} = W_{R,\text{spez}} \cdot \sigma_{zz} = \sigma_{rr} \cdot \mu \cdot s \cdot \sigma_{zz} \quad (2-10)$$

Auch hier ist bei der Berechnung des Kennwertes bei biegebelasteten Welle-Nabe-Verbindungen zu unterscheiden, ob für die Normalspannung in Schlupfrichtung entweder die Oberspannung oder nur die dynamisch bei einem Umlauf wirksame Ausschlagsspannung verwendet wird. Leider wird in bisherigen Arbeiten dies nicht detailliert beschrieben. Da die zu untersuchenden Bauteilbereiche aufgrund des Fügezustands unter sehr starken statischen Verspannungen stehen und gleichzeitig infolge des Wellenumlaufs einer ausgeprägten Wechsellast ausgesetzt sind, ist dies jedoch Grundlage für die vergleichbare Anwendung des Kennwerts. Dies wird bei der Anwendung des Kriteriums auf Pressverbindungen in Kapitel 5.12.2 näher ausgeführt.

Da nur Zugspannungen günstig für den Rissfortschritt sind, definierte [GÖTTLICHER94] das RUIZ-Kriterium (RK). Dazu multipliziert er das FFDP Kriterium mit dem Parameter δ , der nur bei Zugspannung im Bauteil gleich 1 ist, bei Druckspannung jedoch zu Null gesetzt wird. Dies führt zu

$$\text{RK} = \text{FFDP} \cdot \delta = \sigma_{rr} \cdot \mu \cdot s \cdot \sigma_{zz} \cdot \delta \quad (2-11)$$

mit

$$\delta = 0 \text{ bei } \sigma_{zz} \leq 0 \text{ (Druckspannung)}$$

$$\delta = 1 \text{ bei } \sigma_{zz} > 0 \text{ (Zugspannung)}$$

Das Ruiz-Kriterium, nach [OLDENDORF99] auch KC2 Kriterium genannt, detektiert den wahrscheinlichen Ort des Anrisses. Allgemeingültige Grenzwerte zur sicheren Vorhersage von Dauerbruch existieren jedoch nicht. Stattdessen definiert [GÖTTLICHER94] für alle Anteile an diesem Kriterium Grenzwerte aus Versuchen.

Nach [ZIAEI03] ist das Ruiz-Chen Kriterium für eine kombinierte Belastung aus Umlaufbiegung und Torsion nicht gültig ist, da die Richtung der Zugspannung nicht immer mit der Schrupfrichtung übereinstimmt. Er ersetzt die Zugspannung durch die erste Hauptspannung und definiert damit das erweiterte Ruiz-Chen-Kriterium (ERC), das allgemeiner zur Vorhersage von Anrissen in Welle-Nabe-Verbindungen angewandt werden kann [ZIAEI05].

2.2.2.5 Klaffbiegemoment

Untersuchungen zum Klaffen von Pressverbänden wurden unter anderem von [LUNDBERG58] durchgeführt. [SMETANA01] entwickelte auf Grundlage eigener Untersuchungen Erweiterungen der Formeln von [LUNDBERG58] und ermöglicht damit die Berechnung des Klaffmoments unter Biegung auch bei kurzen Naben.

Das Klaffbiegemoment wird von [SMETANA01] als Referenzgröße für Pressverbindungen unter Biegelast definiert. Der Pressverband beginnt sich zu öffnen, wenn die Bedingung (2-12) erfüllt ist, d. h. die lokalen, radialen Kontaktkräfte und damit die Pressung Null werden.

$$\sigma_{rr} = 0 \tag{2-12}$$

Für die Bestimmung des reinen Biegemomentes, bei welchem die Pressverbindung zu klaffen beginnt, wird die Gleichung nach [SMETANA01] herangezogen.

$$M_{b,k} = p \cdot D_F^3 \cdot \left[\frac{q_e}{X(n_e)^{0,45}} - \left(\frac{q_e}{X(n_e)^{0,45}} - \frac{q_0}{X(n_0)^{0,78}} \right) \cdot e^{-20\mu} \right] \tag{2-13}$$

Als Pressung p wird der nach [DIN7190_01] berechnete mittlere Fugendruck eingesetzt. Der allgemeine Reibbeiwert μ wird für die Rechnung immer gleich dem Haftbeiwert μ_H gesetzt. Der Gleitbeiwert μ_G geht nicht in die Berechnung ein.

$X(n)$ ist die Lundbergsche Hilfsfunktion ([LUNDBERG58]) mit den modifizierten Parametern n_e und n_0 nach [SMETANA01].

$$X(n) = \frac{2 \cdot n^2 \cdot D_F^2}{\pi} \cdot \left[\frac{\sinh(nL) - \sin(nL)}{\sinh(nL) + \sin(nL)} + \frac{\sinh(nL) + \sin(nL)}{\sinh(nL) - \sin(nL)} \right] \quad (2-14)$$

$$n_e = \frac{1,8}{D_F} \cdot \sqrt[4]{\frac{1 + Q_A^2}{(1 - \nu_I) \cdot (1 - Q_I^2) \cdot (1 - Q_I^2 \cdot Q_A^2)}} \quad (2-15)$$

$$n_0 = \frac{1,6}{D_F} \cdot \sqrt[4]{\frac{1 + Q_A^2}{(1 - \nu_I) \cdot (1 - Q_I^2) \cdot (1 - Q_I^2 \cdot Q_A^2)}} \quad (2-16)$$

q_e und q_0 sind empirisch ermittelte Funktionen, die den Einfluss der Fugendruckerhöhung in den Randbereichen berücksichtigen.

$$q_e = 0,452 \cdot \frac{(1 - Q_A^{4,4}) \cdot (1 - 0,4 \cdot Q_I^{2,5})}{(1 - Q_A^2) \cdot (1 - Q_I^2)} \quad (2-17)$$

$$q_0 = 0,480 \cdot \frac{(1 - Q_A^{7,3}) \cdot (1 - 0,43 \cdot Q_I^4)}{(1 - Q_A^2) \cdot (1 - Q_I^2)} \quad (2-18)$$

In der Arbeit von [SMETANA01] sind auch Formeln zum Einfluss von äußeren Kräften auf das Klaffen der Verbindung enthalten.

Zumindest unter Öl darf ein Pressverband nicht klaffen, da infolge der adhäsiven Kräfte die Zerstörungen der Oberflächen bei Beanspruchung oberhalb des Klaffbiegemoments stark zunehmen können [SMETANA01]. Aufgrund der Druckverhältnisse ist dabei Kavitation ein möglicher Schädigungsgrund. Es bleibt zu untersuchen, ob Klaffen in trockener Umgebung dieselben Schäden verursacht. Die experimentellen Untersuchungen in dieser Arbeit leisten einen Beitrag dazu, da die fugendruckhomogenisierten Verbindungen aufgrund der verringerten Pressung an der Nabenkante zum Klaffen neigen.

Fazit:

Veränderungen des Übermaßes im Bereich der Nabenkante mit dem Ziel der Pressungshomogenisierung beeinflussen wesentliche Parameter der RDB und damit das Betriebsverhalten unter Last.

Der größte Einfluss hinsichtlich der RDB wird aufgrund der deutlich veränderten Pressungen in den schlupfbestimmenden Kontaktbereichen vermutet. Damit ist der Vergleich der spezifischen Reibarbeit aus FE-Berechnungen von konventionellen

und fugendruckhomogenisierten Pressverbindungen unter gleicher Last und Drehzahl geeignet, den Einfluss der Übermaß-Korrektur auf die RDB-Schädigung der Verbindung unter Biegebeanspruchung zu ermitteln.

Die dynamischen Spannungsverhältnisse aufgrund äußerer Last sind bei fugendruckhomogenisierten Proben vergleichbar zu denen bei unkorrigierten Proben. An der Nabenkante, und damit im potentiell rissgefährdeten Bereich, werden die statischen Spannungsverhältnisse aufgrund verringerter Pressung jedoch ungünstiger sein. Um die Wahrscheinlichkeit eines Dauerbruches aufgrund RDB zu erfassen, kann ergänzend das RUIZ-Kriterium bei fugendruckhomogenisierten und konventionellen Pressverbänden ermittelt und verglichen werden.

Das Klaffen der Verbindung wird aufgrund der verringerten Pressung an der Nabenkante früher auftreten und vergleichend untersucht.

2.3 Auswahl des FE-Systems

In dieser Arbeit liegt der Schwerpunkt der Simulationstechnik auf der Abbildung der reibschlüssigen Kraftübertragung im Kontakt. Zu Beginn der Arbeit wurden dazu Vergleichsrechnungen mit Standardsoftware im Bereich der FE-Gleichungslöser (Solver) wie ABAQUS, ANSYS und PERMAS¹ durchgeführt, um deren Eignung für effektive Berechnung derartiger Probleme festzustellen. Hinsichtlich MARC/MENTAT², als weit verbreitetes Simulationsprogramm im Bereich der Forschung, wurden Vergleichsrechnungen in Zusammenarbeit mit der Universität Chemnitz an der Professur für Konstruktionslehre unter Leitung von Prof. Dr.-Ing. Leidich durchgeführt.

Als System zur Vor- und Nachbereitung der FE-Rechnungen (Pre-Postprocessing) kommt in allen Fällen PATRAN² der Firma MSC zum Einsatz. Aufgrund der langjährigen Erfahrung mit diesem System, dem Vorhandensein von Schnittstellen zu allen wesentlichen Standard-Solvern und den umfangreichen Auswertemöglichkeiten wurde dieser universelle Weg ohne Festlegung auf solverspezifische Pre-Postprozessoren gewählt. Damit ist die alternative Berechnung der Modelle mit anderen Solvern jederzeit möglich.

Im Vergleich der FE-Solver zeigt PERMAS Vorteile im Bereich umfangreicher Kontaktprobleme hinsichtlich Berechnungszeit und Stabilität. Die Ergebnisse der Kontaktrechnung in PERMAS sind aufgrund des Verzichts auf zusätzliche Kontaktelemente analytisch unter Ansatz der Coulomb'schen Reibung sehr gut nachvollziehbar. Zudem ist es möglich, über die Vorgabe von Gleit- und Haftreibungsfaktoren Stick-Slip Effekte abzu-

¹ PERMAS ist geschütztes Warenzeichen der Firma INTES GmbH, Stuttgart

² MARC/MENTAT und PATRAN sind geschützte Warenzeichen der Firma MSC

bilden. Hintergrund der Kontaktrechnung bei PERMAS ist eine Einflusszahlenrechnung im Bereich des Kontaktes, d. h. das Kontaktproblem wird in einem zusätzlichen Schritt mit Ansatz Coulomb'scher Reibung unter Beachtung der Steifigkeit der Kontaktpartner gelöst. Dies ist auch im Rahmen von Simulationen mit Nichtlinearitäten wie Plastizierung möglich.

Ein weiterer Vorteil bei PERMAS ist, dass bei deckungsgleichen Netzen die Abweichung der geometrischen Lage der Kontaktknoten von der idealen Geometrie sich im Rahmen der Auflösung des netzbeschreibenden Pre-Processors bewegt. Diese liegt bei den üblichen Probandimensionen im Bereich von 10^{-12} Einheiten (mm) und ist damit vernachlässigbar.

Die Berechnungsergebnisse von PERMAS zeigen ein sehr gutes Abbild der Verhältnisse im Kontakt aufgrund der gegen Null gehenden Penetration (Durchdringung) und dem Verzicht auf Kontaktelemente. Das Übermaß kann dabei absolut oder additiv zur geometrischen Lage der Kontaktflächen vorgegeben werden. Die Vorteile von PERMAS bei der Simulation von topografieoptimierten Pressverbänden unter Biegebelastung sind auch [SCHWÄMMLE02] zu entnehmen.

Die Berechnungen und die Auswertung der FE-Modelle erfolgten zunächst auf UNIX-Rechnern der Firma IBM (RS6000/591) und Silicon Graphics (Indigo2), später auf PC unter Windows und Linux.

2.4 Wahl der Probenform

Die Festlegung der Probenform hat wesentlichen Einfluss auf die Kosten der Prüflinge und die Pressungsverteilung. In Bild 2.4 (a) ist eine konventionelle Probe mit flanschförmiger Nabe und einseitig herausstehender Welle dargestellt.

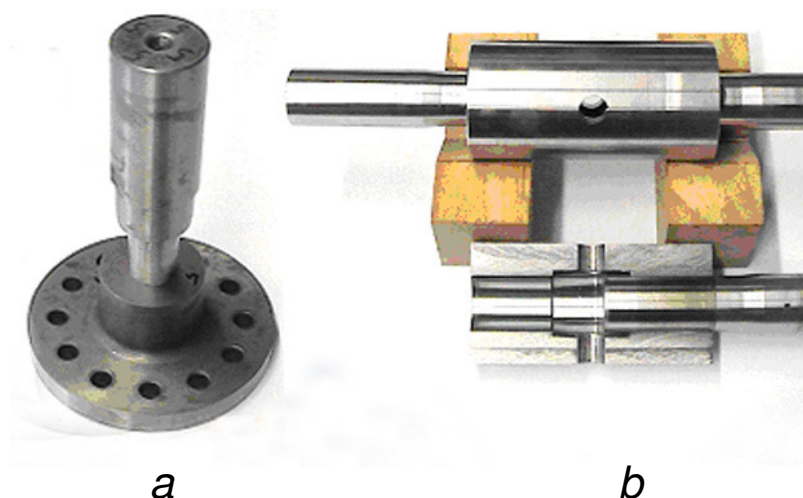


Bild 2.4: Probenformen, *a* Probe mit Flanschnabe, *b* IKTD

Zur schadensfreien Einleitung bzw. Ableitung der hohen Biege- und Torsionsmomente weisen die Flanschnaben meist einen großen Lochkreisdurchmesser und die Wellen eine erhebliche Verdickung zur Anbindung an den Prüfstand auf. Der Überhang und die erhebliche Versteifung der Nabe im Bereich des Flansches kann speziell bei kurzen Fügeteilen zu Beeinflussung des Fugendrucks führen (siehe Kapitel 5.4).

In Bild 2.4 (b) ist die in dieser Arbeit entwickelte und verwendete IKTD-Probe im gefügten Zustand sowie aufgetrennt zur optischen Untersuchung dargestellt.

Die IKTD-Probe erlaubt bei Welle und Nabe die Verwendung von Halbzeug mit kleinem Durchmesser mit Vorteilen hinsichtlich Kosten für Rohmaterial und Bearbeitung sowie Festigkeit im Vergleich zu spanend hergestellten Teilen aus Halbzeug mit großem Ausgangsdurchmesser.

Das Problem der schadensfreien Einleitung hoher Biegemomente in die Welle der IKTD-Probe ohne zusätzliche Verdickung der Welle wurde über ein geeignetes Prüfstandskonzept mit Koppelflanschen zur Probenaufnahme (Kapitel 4.3.3) gelöst.

Ein weiterer Vorteil bei der IKTD-Probe ist die gleichzeitige Untersuchung von zwei Pressverbindungen aufgrund der Ausführung als Doppelprobe. Der Zeitbedarf für die experimentellen Untersuchungen reduziert sich entsprechend, bzw. zu jeder gebrochenen Probe existiert eine vergleichbare ungebrochene Probe für weiterführende Untersuchungen wie z. B. optische Analysen.

2.5 Modellnomenklatur und Probendatenbank

Analog zum Vorgehen zur zentralen Informationsablage und Literaturverwaltung wurde für die Pflege der experimentellen Versuche bzw. Proben sowie der FE-Simulationen bzw. Modelle eine Datenbank im Rahmen des Projekt- und Objektmanagementsystems entwickelt und umgesetzt. Damit werden alle Informationen zu den Modellen und den Untersuchungen gespeichert und den Mitarbeitern im Projekt transparent zur Verfügung gestellt. Es stehen dem Benutzer spezielle Eingabemasken zur effizienten Pflege der Daten zur Verfügung.

Zur universellen Nutzung auch in anderen Arbeiten wurde eine durchgängige Nomenklatur zur Beschreibung der Objekte entwickelt. Die Namen sowohl der Einzelteile als auch des Systems (Pressverband) setzen sich aus Schlüsseln zusammen, welche die Eigenschaften des jeweiligen Objektes bzw. der damit durchgeführten Erprobung beschreiben.

Der Aufbau der Nomenklatur ist:

AMgfmhLIITttttVvv

Der Namen wird mittels der groß geschriebenen Buchstaben in logische Abschnitte unterteilt, die die jeweiligen Objekteigenschaften beschreiben. Die Nomenklatur ist in Tabelle 2.1 beschrieben.

Key	Kurzname	Beschreibung
A	Art	Art des Objektes (Welle, Nabe, Pressverband)
M	Modellbeschreibung	Es folgen 4 Objekteigenschaften
g	Grobgeometrie	Hauptabmessungen zur Beschreibung der Grundgestalt
f	Feingeometrie	Features wie Fasen, Absätze, Bohrungen etc.
m	Material	Werkstoff der Bauteile
h	Hauptmaß	Kennzeichnend zur Paarung zum System (Übermaß)
L	Lastfall	Es folgt 1 Lasteigenschaft
ll	Belastung	Last auf den Prüfling im Dauerlaufprüfstand
T	Teilenummer	Es folgt 5-stellige Teilenummer mit Nummernkreisen
ttttt	Bsp.: 1xxxx: Nabe Simulation (Sim.); 2xxxx Welle Sim.; 3xxxx: Pressverband Sim. 4xxxx: Nabe Versuch; 5xxxx Welle Versuch; 6xxxx: Pressverband Versuch	
V	Versionsnummer	Zur Verschlüsselung sonstiger Eigenschaften
Vv	Bsp.: V26	

Tabelle 2.1: Nomenklatur der Proben

Informationen in den Arbeitsschritten, die mit diesem Pressverband nach dem Ablaufplan in Bild 1.2 durchgeführt werden (Vermessung mit 3-D Messmaschine, Rauheitsmessung, Belastung im Dauerlaufprüfstand, Schlupfmessung, Auspressversuche, Analyse der Schlupfbereiche etc.) werden über spezielle Masken bei den Einzelteilen (Nabe und Welle) sowie beim Pressverband erfasst. Spezielle Auswerte- und Filtertools ermöglichen dabei die strukturierte Auswahl und Bearbeitung der Einträge.

Die realen Proben (Welle, Nabe, Pressverband) werden mit der Teilenummer eindeutig gekennzeichnet (Elektroschreiber). Die Simulationsmodelle tragen den Teilennamen entsprechend im Dateinamen. Um die gewünschten Werte des Pressverbandes über die vermessenen Eigenschaften der Einzelteile zu erzielen, berechnet die Datenbank abhängig von den Werten der Einzelteile die Systemeigenschaften auch online als Entscheidungshilfe. Die Datenbank schlägt aus dem Fundus der eingegebenen Teile nur diejenigen vor die geeignet sind, diese Eigenschaften zu gewährleisten. Damit ist die Festlegung der relevanten Pressverband-Werte auch ohne gepaarte Fertigung möglich.

Die Probendatenbank eignet sich aufgrund ihres modularen Aufbaus auch für andere Probenarten und ist leicht erweiterbar. Die in dieser Arbeit betrachteten Proben- und Modellformen und deren Eigenschaften sind bei der Anwendung der Untersuchungsmethodik in Kapitel 5 detailliert dargestellt.

3 Simulation mit der Finiten-Element-Methode (FEM)

Mit der FE-Simulation werden zunächst die Kontaktparameter der fugendruckhomogenisierten Proben zur Erzielung der gewünschten Pressungsverteilung ermittelt.

Mit dieser Kontaktopografie im Sinne einer beliebigen Übermaßverteilung zwischen den Bauteilen kann einerseits die Modellierung und Simulation des Betriebsverhaltens der Verbindung unter Last mit Hilfe der FEM erfolgen und andererseits ist sie Grundlage für die Fertigung der Proben und damit für den experimentellen Teil dieser Arbeit.

Der Aufbau der Modelle und die Art der angenommenen Randbedingungen in der FE-Simulation sind entscheidend für die Qualität und Effizienz der FE-Berechnung. Die Definition der Lastschritte beim Berechnen des Kontaktproblems legt zudem fest, ob die Simulation das Betriebsverhalten des Pressverbandes korrekt wiedergibt.

3.1 Aufbau der FE-Modelle

Voruntersuchungen sowie Erfahrungen aus Industrieprojekten schlossen die Verwendung von Tetraedern als Elementtyp aus. Ihr Verhalten im Kontakt ist aufgrund der meist unregelmäßigen Verteilung und Orientierung der Elemente im Volumen durch Steifigkeits- bzw. Spannungsspitzen geprägt. Die Modellerstellung über automatische 3D-Vernetzer im CAD System ist damit ausgeschlossen, da diese in der Regel nur Tetraedernetze erzeugen können. Nachgeschaltete Vernetzer können hochwertige Hexaedernetze erzeugen, jedoch ist nach eigenen Erfahrungen der Einsatz solcher Software eher für die Vernetzung von aufwändigen Volumenmodellen anzuraten.

Im Fall der Pressverbindung kann man die Rotationssymmetrie der Bauteile ausnutzen und sich auf die Vernetzung eines Achsschnitts mit Viereck-Elementen und anschließender Rotation zu Hexaederelementen beschränken.

Wird die Vernetzung direkt im CAD-System erzeugt, beruht das FE-Modell auf den CAD-Daten. Dies ist speziell dann empfehlenswert, wenn die Außenkontur des Pressverbandes durch Einstiche und Übergänge kompliziert ist oder häufig Änderungen an der Geometrie durchgeführt werden. Über parametrische Modellierung im CAD-System passt sich die Vernetzung des Achsschnittes automatisch der Geometrieänderung an. Dieser Weg wurde gewählt. Als Nachteil dieser Modellierung ist die Erzeugung von vielen Elementen im Außenbereich der Nabe und im Innern der Welle zu nennen, also in Bereichen, in denen die feine Diskretisierung der Modelle zur Abbildung des Betriebsverhaltens unnötig ist.

Der vernetzte Achsschnitt der Verbindung wird über Standardschnittstellen in den Pre-Postprocessor PATRAN importiert und dort zum Vollmodell in 10° Schritten rotiert. Dies bildet nach vergleichenden Berechnungen und Erfahrungen mit diesen Modellen

das nicht rotationssymmetrische Schlupfverhalten unter Biegung gut ab bei akzeptablen Rechenzeiten. Aufgrund des guten Verhaltens im Kontakt werden Elemente mit linearem Ansatz verwendet. Dies bedingt eine entsprechend hohe Anzahl an Elementen im Schlupfbereich.

Untersuchungen zur korrekten Abbildung des Schlupfverhaltens bei den angenommenen Betriebslasten unter gleichzeitiger Optimierung der Rechenzeiten haben zu den in Bild 3.1 und Bild 3.2 abgebildeten Diskretisierungen geführt. Der Kontaktbereich zwischen Nabe und Welle ist jeweils gekennzeichnet.

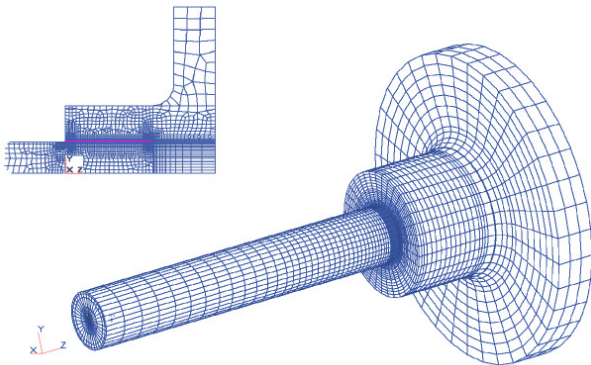


Bild 3.1: FE-Modell Flanschnabe

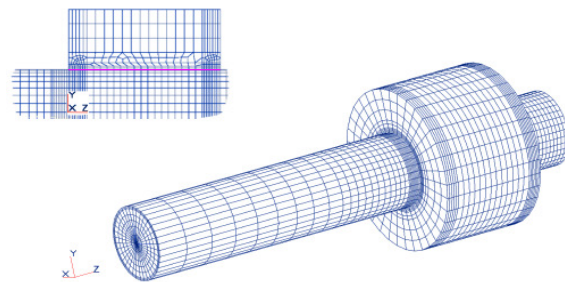


Bild 3.2: FE-Modell der neuen IKTD-Doppelprobe (halbes Modell)

3.2 Einspannbedingungen der FE-Modelle

Bei der neuen IKTD-Probenform heben sich aufgrund der Doppelprobe die Biegemomente in der Probe auf. Da es sich damit um ein symmetrisches Problem handelt, kann die Simulation sich auf die Berechnung einer Hälfte der Doppelprobe beschränken. Als weitere Vereinfachung wird im FE-Modell der Abschnitt zur Verbindung der Doppelproben vernachlässigt. Dies hat, wie Untersuchungen gezeigt haben, keinen nennenswerten Einfluss auf die Ergebnisse an der belasteten Nabenkante.

Zur Ableitung des Biegemomentes werden die am FE-Modell fehlenden Bereiche der realen Probe mittels Einschränkung der Freiheitsgrade des Bauteils simuliert.

Dazu werden, wie in Bild 3.3 dargestellt, an der lastfernen Seite die Verschiebungen der Knoten auf dem Außendurchmesser der Nabe in axialer und tangentialer Richtung unterbunden. Die radialen Verschiebungen sind frei, um die Aufdehnung beim Fügen nicht zu behindern. Dieser Lagerungstyp wird bei den FE-Simulationen dieser Modelle durchgängig eingesetzt und ist vergleichbar mit denen bei [SMETANA01].

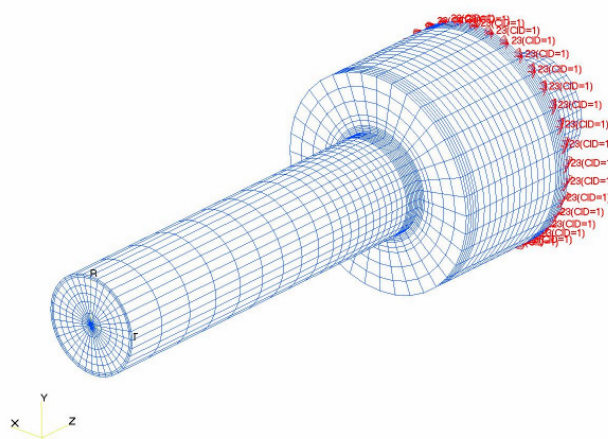


Bild 3.3: Einspannbedingungen zur FE-Simulation der IKTD-Probe

Untersuchungen von [PÖHLER02] zeigen, dass bei Flanschnaben die Ankopplung der Nabe an den als steif angenommenen Prüfstand die Pressungsverhältnisse im Pressverband und damit das Schlupfverhalten beeinflusst. Bei diesen FE-Modellen wurde daher die aufwändige die Modellierung über Schraubenmodelle gewählt (Bild 3.4)

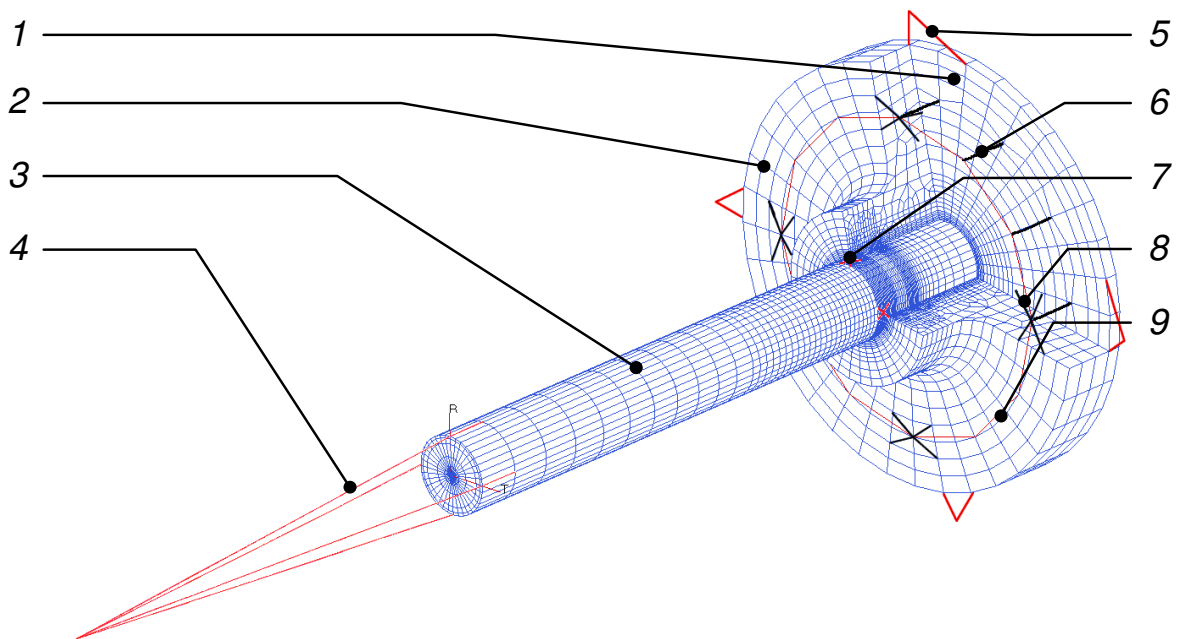


Bild 3.4: Modell zur Anbindung von Proben mit Flanschnaben an den Probenhalter: 1 Probenhalter (Platte), 2 Nabe, 3 Welle, 4 Wellenverlängerung, 5 Fixierung Nabe an Probenhalter, 6 Schraubenelemente, 7 Fixierung Welle an Nabe, 8 Fixierung Schraube an Nabe (Translation), 9 Fixierung Schraube an Nabe (Rotation)

In Bild 3.4 sind die zusätzlichen Fixierungen der Bauteile untereinander sichtbar, die bei einer Kontaktrechnung mit PERMAS generell notwendig sind, um eine Festkörperver-

schiebung (Rigid-Body-Mode) und damit einen Berechnungsabbruch vor Beginn der Kontaktiteration zu vermeiden. Diese Fixierungsfedern sind so weich wie möglich auszuführen damit das Berechnungsergebnis nicht verfälscht wird. In der Regel sind über Kreuz angebrachte Feder Elemente mit einer Steifigkeit von 1 N/mm ausreichend.

3.3 Gleit- und Haftbeiwerte in der FE-Simulation

Bei der FE-Simulation der Pressverbindungen sind neben dem Übermaß die Reibbeiwerte die wichtigste und gleichzeitig unsicherste Randbedingung.

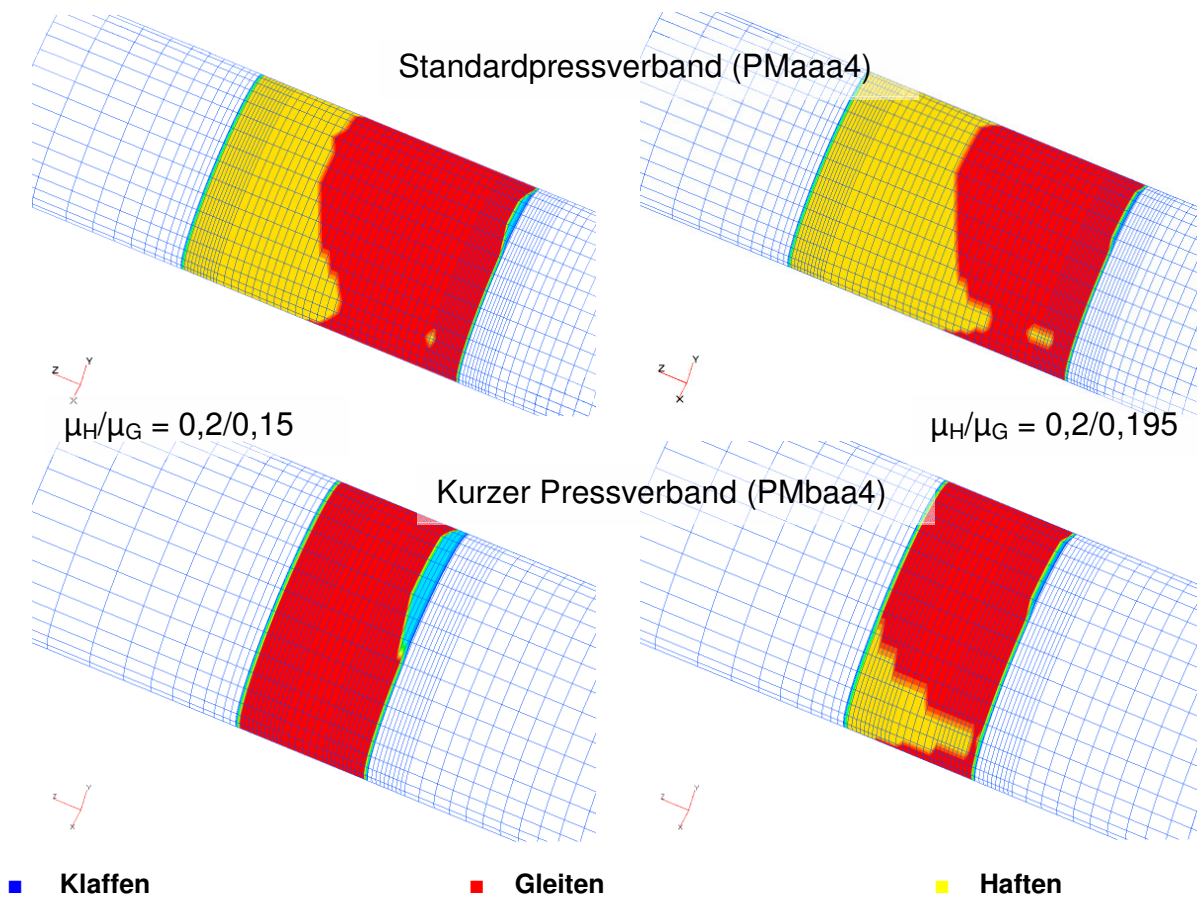


Bild 3.5: Kontaktstatus von zwei Pressverbänden unter hoher Biegelast (Klafflast) und verschiedenen Reibwerten in der FE-Simulation

Beim FE-Solver PERMAS ist die Eingabe von Gleit- und Haftbeiwerten möglich. In Voruntersuchungen wurde mit PERMAS das Schlupf- und Klaffverhalten von Pressverbänden unter Variation des Verhältnisses von Haft- und Gleitbeiwert ermittelt. Bild 3.5 zeigt exemplarisch den Kontaktstatus jeweils auf der Welle zweier Pressverbände unter hoher Biegelast, wie Sie im Rahmen der Arbeit untersucht worden sind (Nomenklatur siehe Kapitel 5.1). Die Reibwerte wurden dabei nach Literatur ([SMETANA01], [LEIDICH84] etc.) mit ca. 0,15 bis 0,2 für „jungfräuliche“ Pressverbände festgelegt.

Beide Verbindungen haben einen Fügedurchmesser von 30 mm und einen Nabenaußendurchmesser von 65 mm bei einem Übermaß von 40 µm. Der geometrische Unterschied besteht in der Fügelänge von 42 mm beim oberen Modell (PMaaa4) bzw. 15 mm beim unteren Modell (PMbaa4). Die Belastung ist jeweils das Klaffbiegemoment nach Kapitel 2.2.2.5.

Bei deutlich unterschiedlichen Haft- und Gleitbeiwerten (linke Seite in Bild 3.5) weisen größere Bereiche Klaffen und Schlupfen auf. Gleichzeitig ist die Ermittlung des Klaffverhaltens bei Proben mit kurzen Naben (PMbaa4) mit Problemen verbunden. Wenn große Bereiche der Fügefläche zu schlupfen beginnen, kann dies in der Kontaktiteration aufgrund des Abfallens auf einen deutlich niedrigeren Gleitbeiwert den schlagartigen Verlust des Reibschlusses zur Folge haben (Bild 3.5 unten, links). Dieses Verhalten wird noch unterstützt durch die hohen inneren Verspannungen im Kontakt, welche den Reibschluss in der Fügefläche auch ohne äußere Last schon teilweise aufbrauchen. Dadurch kann der Kraftschlussverlust des Pressverbandes in der Simulation bei einem geringeren Lastniveau auftreten als es sich mit den angesetzten Reibwerten analytisch berechnen lässt.

Dieses Durchbrechen der Verbindung ist jedoch beim Experiment im Gegensatz zur Simulation auch bei sehr hohen Lasten deutlich über der Klafflast nicht feststellbar. Lokale Überlastungen des Reibschlusses werden in der Realität über kleine Relaxationsvorgänge abgebaut, die sich teilweise auch akustisch (Knacken) äußern. Dieses Verhalten kann in einer Kontakt-Simulation zur Berechnung des Schlupfes nur über sehr viele Lastschritte abgebildet werden, die lokales Entspannen von überlasteten Kontaktbereichen abbilden können. Der Aufwand dazu ist erheblich und im Hinblick auf die Darstellung des Gesamtsystemverhaltens nicht sinnvoll.

Wenn im Gegensatz dazu sich die Haft- und Gleitbeiwerte kaum unterscheiden, zeigt die FE-Simulation über PERMAS ein deutlich stabileres Verhalten, das geeignet erscheint, die Reibverhältnisse im Pressverband unter Biegelast mit einer minimalen Anzahl von Lastschritten abzubilden. Unter Annahme eines Reibwertverhältnisses von $\mu_H/\mu_G = 0,2/0,195$ ist die FE-Simulation auch von kritischen Pressverbänden unter Klafflast in einem Lastschritt möglich (Bild 3.5 rechts).

Um den Vergleich mit anderen Forschungsstellen zu ermöglichen, werden in Bild 3.6 die mit PERMAS ermittelten Schlupfamplituden den analytisch nach Gleichung (2-2) berechneten Werten gegenüber gestellt. Bei nahezu identischen Haft- und Gleitbeiwerten in der PERMAS-Berechnung ist eine sehr gute Übereinstimmung des Schlupfverhaltens mit den Ergebnissen nach [SMETANA01] im Bereich kleiner Reibwerte festzustellen.

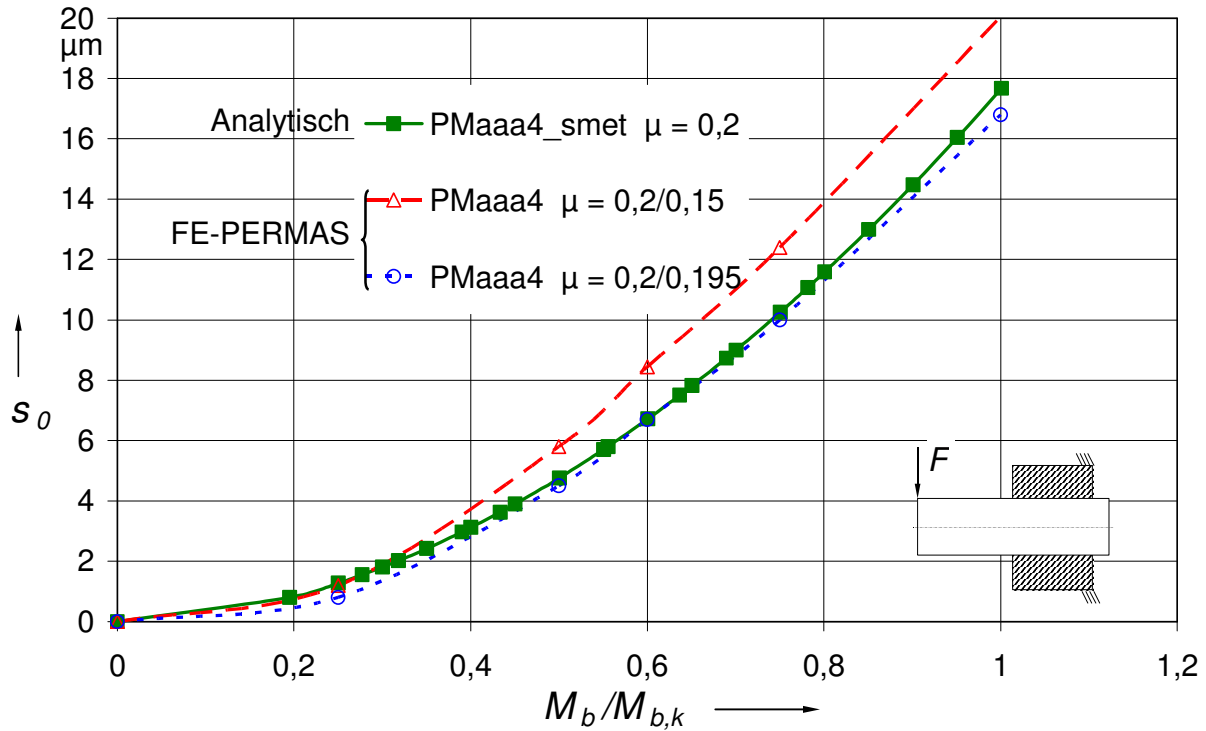


Bild 3.6: Vergleich simulierter Schlupfamplituden an der Nabenkante bei verschiedenen Reibwertpaarungen mit analytisch ermittelten Schlupfwegen nach [SMETANA01] im Bereich kleiner Reibwerte.

Die FE-Vergleichsrechnungen mit MARC/MENTAT in Zusammenarbeit mit der TU Chemnitz bestätigt diese Aussage. Dies ist auch im Umstand begründet, dass die analytischen Ansätze zur Berechnung des Schlupfes von [SMETANA01] auf FE-Berechnungen mit MARC/MENTAT beruhen.

Aufgrund des stabilen Verhaltens in der Kontaktiteration und der Vergleichbarkeit mit anderen Forschungsstellen werden in dieser Arbeit die Gleitbeiwerte bei der FE-Simulation mit PERMAS standardmäßig unwesentlich kleiner angenommen als die Haftbeiwerte. Ein ausgeprägtes Stick-Slip-Verhalten ist damit ausgeschlossen.

Ob dies bei der untersuchten Kontaktpaarung zulässig ist, muss bei der Anwendung der Methode auf das jeweilige Problem sichergestellt werden. Zur Validierung eignet sich bei der Anwendung der Kontaktsimulation auf reibdauerbeanspruchte Pressverbände (Kapitel 5) der Vergleich mit den experimentellen Schlupfmessungen.

3.4 Last und Lastschritte in der FE-Simulation

Neben den Einspannbedingungen und der Last hat die Definition der Lastschritte entscheidenden Einfluss auf die Ergebnisse der FE-Simulation von Kontaktproblemen.

Es muss bei der Simulation von Pressverbindungen der Historie aus Fügen, Entspannen und Belasten Rechnung getragen werden. Grundlage zur reibschlüssigen Übertragung von Lasten zwischen Welle und Nabe ist die Existenz von Pressung und Reibung. Diese sind in einem vorausgegangenem Füge/Abkühlprozess erzielt worden. Entscheidend für das Systemverhalten unter Last ist, inwieweit sich die beim Fügen entstandenen, bevorzugt axialen Verspannungen zwischen Welle und Nabe nach kurzer Betriebslast abbauen [CORDTS88]. Dieser Zustand ist dann die Grundlage für das Schlupfverhalten des Pressverbandes unter Betriebslast.

In unter Biegeschlupf stehenden Bereichen bauen sich aufgrund des vollen Ausnutzens der übertragbaren Reibschubspannungen (Reibkreis) die Verspannungen sicher ab. Erst mit zunehmender Betriebsdauer erhöht sich zumindest bei Stahl/Stahl Kontaktpaarungen der Reibbeiwert zwischen Welle und Nabe wesentlich und die Schlupftiefe wird geringer. Verspannungen aufgrund des Fügeprozesses haben somit keinen relevanten Einfluss auf das entscheidende Schlupfverhalten unter Betriebslast.

Rechnet man jedoch schon beim Fügen mit hohen Reibwerten, wie beim Kontakt von Keramik zu Stahl, und geht man zudem davon aus, dass sich die aus dem Fügeprozess ergebenden, starken axialen Verspannungen im Laufe der Belastung nicht entspannen, kann man die diese in die Simulation zur Korrektur des Übermaßes mit einbeziehen um den Pressverband hinsichtlich Übertragungsfähigkeit maximal auszunutzen [BLACHA09].

Die Spannungen an der Nabenkante sind jedoch unter Annahme vollständiger axialer Entspannung nach dem Fügen am höchsten [CORDTS88] und damit in Hinblick auf spröde Nabenwerkstoffe kritisch. Daher wird in dieser Arbeit der Fügeprozess in der FE-Berechnung unter Reibbeiwerten von $\mu = 0$, ähnlich wie bei einem Ölpressverband, simuliert. Dadurch können sich keine Verspannungen zwischen den Bauteilen in tangentialer oder axialer Reibrichtung aufbauen und man erhält direkt den Zustand entsprechend dem nach gewisser Belastungsdauer, ohne die aufwändigen Entspannungsvorgänge simulieren zu müssen.

In einem nachgeschalteten Lastschritt, dem so genannten „ins Haften Setzen“, wird das Übermaß aus dem Lastschritt Fügen übernommen und die Reibbeiwerte entsprechend den bei der Betriebslast zu erwartenden Reibverhältnissen gesetzt, jedoch noch keine Betriebslast aufgebracht. Damit ist der verspannungsfreie Fügeprozess bzw. ein Fügen mit nachfolgendem, idealem Entspannen der Bauteile abgeschlossen.

Jetzt muss die Belastung systemgerecht aufgebracht werden. Treten in einem Modell Belastungssituationen auf, die durch echte Stick-Slip Effekte, d. h. instationäre Gleitvorgänge mit unterschiedlichem Gleit- und Haftbeiwert, gekennzeichnet sind, ist die Abbildung der Entspannungsvorgänge nur mit Untergliederung der Belastung in Zeitschritte mit entsprechender Skalierung der Last möglich. Um tatsächlich das Entspannen bzw. Nachgeben der Verbindung z. B. beim Fügevorgang einer Längspressverbindung oder beim Abpressen eines Pressverbandes abzubilden, ist die Simulation über Vorgabe der

Kraft (kraftgesteuerte Simulation) nicht mehr möglich. Hier ist dann die Vorgabe des Füge- bzw. Abpresswegs im Rahmen der Lastgeschichte zu wählen (weggesteuerte Simulation). Dies entspricht dem realen Vorgang, wobei sich die dem Verschiebeweg entsprechende Fügekraft abhängig vom Systemverhalten (Steifigkeiten und Reibschubspannungen) einstellt. Um umgekehrt bei vorgegebener Einpresskraft eine derartige Simulation durchzuführen, muss zunächst in einer Voruntersuchung die dazu notwendige Zwangsverschiebung ermittelt werden.

Auch bei der Simulation des Schlupfverhaltens unter Biegelast ist unter Annahme von Stick-Slip-Effekten dieser aufwändige Weg zu gehen. Die experimentell ermittelten Schlupfhysteresen (Kapitel 4.4) deuten jedoch nicht auf ausgeprägte Stick-Slip-Effekte bei den Pressverbänden hin. Hinsichtlich dieses Verhaltens ist daher in der FE-Simulation die Belastung in einem Schritt möglich.

Zu klären ist jedoch noch die Veränderung des Schlupfverhaltens aufgrund möglicher Verspannungen infolge Umlaufbiegung. Vergleichsberechnungen von einfach- oder umlaufbiegebeanspruchten Verbindungen unter für jungfräuliche Pressverbände typischen Reibwerten von 0,2 (Tabelle 3.1) zeigen, dass eventuelle Verspannungen der Fügeflächen aufgrund zyklisch verändernden Schlupfrichtungen kaum Einfluss auf die Schlupfwege unter geringer Biegelast haben.

	Biegekraft [N]	Biegemoment [Nm]	Schlupf Zugseite s_z [μm]	Schlupf Druckseite s_d [μm]	Schlupf amplitude s_0 [μm]
PMaa4Lba:					
einfache Belastung (Einfachbiegung)	681	150	1,18	0,7	0,94
umlaufende Last (3x360°, 10° Schritte), 108. Schritt	681	150	1,24	0,65	0,945
PMaa4Lbb:					
einfache Belastung (Einfachbiegung)	1363	300	5,43	3,89	4,66
umlaufende Last (1x360°, 10° Schritte), 28. Schritt	1363	300	5,34	3,76	4,55

Tabelle 3.1: Prinzipieller Vergleich der Schlupfwege im Pressverband PMaa4 bei 150 bzw. 300 Nm Biegemoment abhängig von der Lastgeschichte bei Reibwerten von $\mu_G = 0,15$ und $\mu_H = 0,2$

Trotz der hier zur Verstärkung von Stick-Slip Effekten stark unterschiedlich angenommenen Haft/Gleitbeiwerte (0,2/0,15) unterscheiden sich die ermittelten Schlupfwege

unter Last kaum voneinander, unabhängig davon, ob man die Schlupfwege mit Simulation der Einfachbiegung oder Umlaufbiegung ermittelt.

Auch bei extrem belasteten Verbindungen sind bei kleinen Reibwerten die Unterschiede im Schlupfverhalten in der FE-Simulation zwischen Einfach- oder Umlaufbiegung gering. Bild 3.7 zeigt exemplarisch die Veränderung der Schlupfwege unter mehrfacher Umlaufbiegung beim Modell PMaaa5 unter Klafflast bei Reibwerten von 0,2.

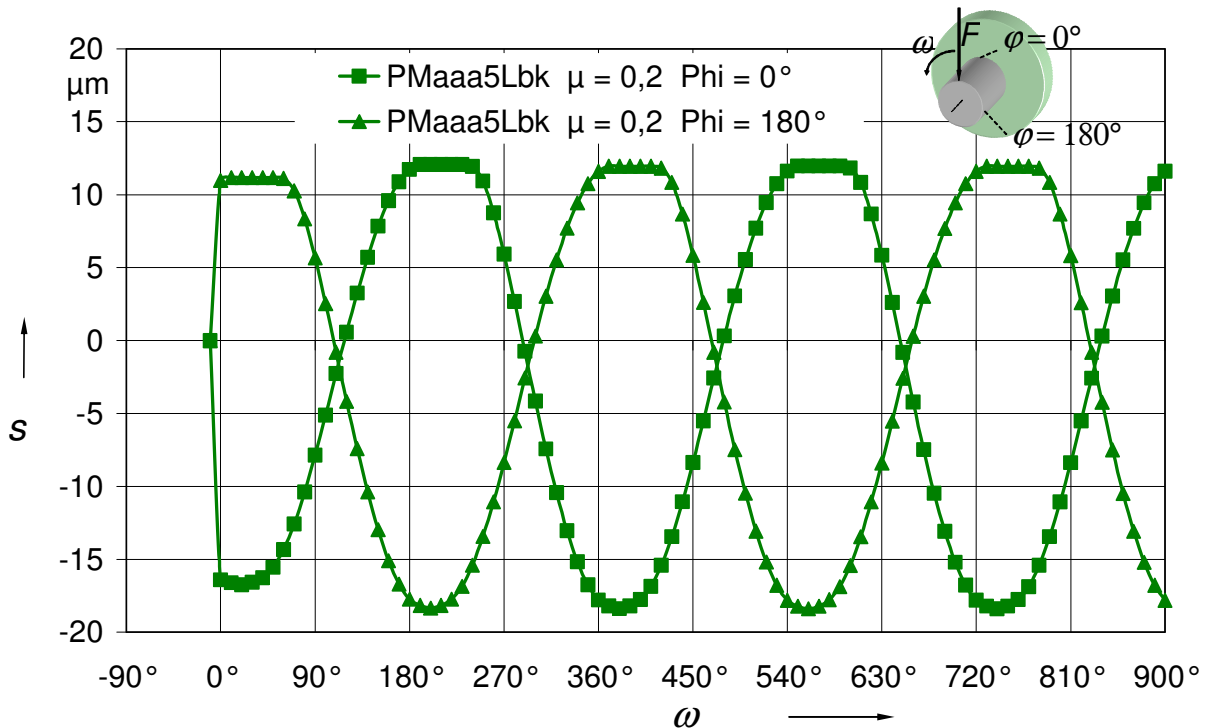


Bild 3.7: Veränderung des Schlupfverhaltens unter Umlaufbiegung mit hoher Last (Klafflast) bei Reibwerten von $\mu = 0,2$.

Es ist bei sehr hoher Last und Reibwerten von $\mu = 0,2$ eine geringfügige Steigerung der Relativbewegung unter quasistatischer Umlaufbiegung gegenüber dem ersten Lastschritt (0°) und damit bei Einfachbiegung festzustellen. Dieses Schlupfen benötigt jedoch auch Zeit, so dass bei dynamischen Vorgängen diese Steigerung moderat ausfallen wird. Kennzeichnend für das Schlupfverhalten unter Umlaufbiegung ist das zeitweise Stehenbleiben der Relativbewegung an der Nabenkante auf der Druckseite der Biegung. Dort sind die übertragbaren Reibschubspannungen aufgrund der durch die Biegung lokal stark erhöhten Pressung so hoch, dass über einige Lastschritte kein Schlupf auftritt. Da die Zugseite weiter Schlupf aufweist, führt dieser Effekt nach dem ersten Lastschritt ($\omega = 0^\circ$) dazu, dass die Welle in den folgenden Lastschritten sich im Bereich der Nabenkante um wenige μm aus der Nabe heraus arbeitet. Bild 3.8 zeigt diesen Effekt anhand der FE-Simulation der Biegelast auf eine Pressverbindung nach dem Fö-

gen und reibungsfreien Ausgleiten. Die Nabe ist zur Sichtbarkeit der Welle im Halbschnitt dargestellt. Schattiert dargestellt sind die absoluten Schlupfbewegungen in der Fuge. Die Verformung der Bauteile unter der Biegelast ist stark überzeichnet.

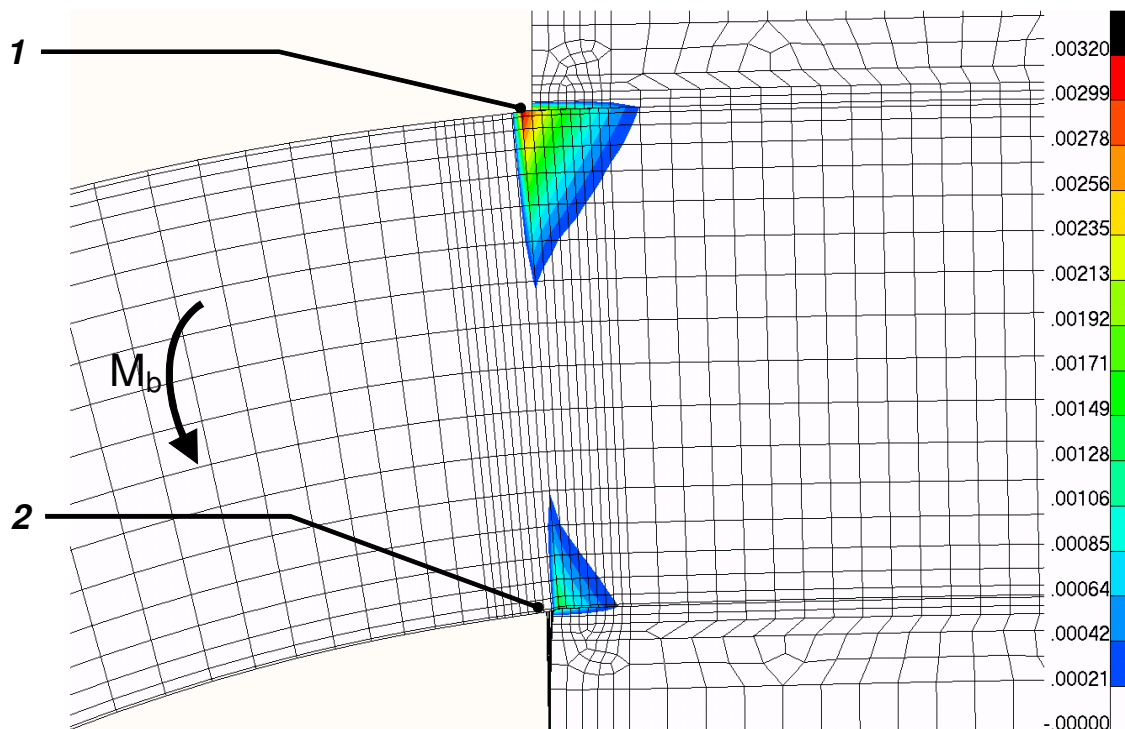


Bild 3.8: Schlupverhalten einer Pressverbindung unter Biegung. 1 Schlupf im Zugbereich der Biegung, 2 Schlupf im Druckbereich der Biegung.

Der Schlupf unter der Biegebelastung ist im Zugbereich 1 deutlich größer als im Druckbereich 2. Die Welle arbeitet sich im Bereich 1 stärker aus der Nabe heraus als sie im Bereich 2 in die Nabe eintaucht. Da die Kontaktflächen im Innern des Pressverbandes haften verspannt sich dabei die Welle axial gegen die Nabe. Nach einem kompletten Umlauf der Biegung ist dieser Effekt abgeschlossen und die Schlupfkurve wiederholt sich. Die Verschiebung der Kontaktfläche an der Nabenkante ist auch in Bild 3.7 erkennbar über Verschiebung der Nulllinie der Schlupfkurve.

In Anbetracht der sich aus den unsicheren Reibwerten ergebenden Unschärfe der Ergebnisse kann der erhebliche Berechnungsaufwand für die Simulation der Umlaufbiegung bei kleinen Reibwerten in der Regel vermieden werden. Damit ist das Aufbringen der Biegelast in einem Lastschritt „Betriebslast“ bei jungfräulichen Pressverbänden zulässig.

Die notwendigen Lastschritte zur Simulation von Einfachbiegung bei Pressverbänden sind demnach:

- Reibungsfreies Fügen (10010)
- Ins Haften Setzen (10020)
- Betriebslast (20000)

In Klammern ist die Nummer für den jeweiligen Lastschritt vermerkt, die aufgrund der entwickelten Syntax in den Berechnungen im Rahmen der Arbeit und auch projektübergreifend für die Simulation von Pressverbänden am Institut verwendet wurden.

Vergleiche der Simulationen unter höheren Reibwerten mit den experimentellen Schlupfmessungen nach Vorlast haben jedoch gezeigt, dass in der FE-Simulation das Aufbringen der Last in einem Schritt (Einfachbiegung) der Realität nur eingeschränkt Rechnung trägt. Bei hohen Reibwerten verstärkt sich der beschriebene Effekt der Verspannung von Welle und Nabe und verändert das Schlupfverhalten nachhaltig. Dies wird bei der Anwendung auf biegebelastete Pressverbände in Kapitel 5.8.3.2 nachgewiesen.

Daher sind insbesondere bei hohen Reibwerten nach dem Lastfall 20000 noch weitere Lastschritte notwendig, um die Umlaufbiegung ausreichend genau abzubilden. Es hat sich bewährt, die Last an der stillstehenden Probe in $\omega = 10^\circ$ Schritten umlaufend zu simulieren. Über die Auswertung der Schlupfbewegungen zwischen Welle und Nabe an modellfesten Achsschnitten, definiert durch die Winkel $\varphi = 0^\circ$ (im ersten Lastschritt Zugseite) und $\varphi = 180^\circ$ (im ersten Lastschritt Druckseite), kann die Veränderung der Relativbewegung ermittelt werden. Nach einem Umlauf der Belastung stellt sich wie in Bild 3.7 in der Regel ein quasi-stationärer Zustand ein. Zur Kontrolle wird in jeder FE-Berechnung der Modelle unter Umlaufbiegung neben den Ergebnissen aus Lastfall 20360 (entspricht Last unter $\omega = 360^\circ$) noch der Lastfall 20540 (540°) und 20720 (720°) mit entsprechenden Routinen (Kapitel 3.6) ausgewertet.

3.5 Kontaktopografie zur Pressungshomogenisierung

Bei den fugendruckhomogenisierten Modellen wird die Kontaktopografie und damit die Übermaßverteilung mit dem Ziel modifiziert, homogene Pressung im Kontakt zu erzielen. Die Methode zur Ermittlung der Kontaktopografie wurde dabei verallgemeinert und lässt sich auch auf andere Kontaktprobleme anwenden.

Fugendruckhomogenisiert bedeutet in dieser Arbeit, dass die Pressung im Pressverband homogen entsprechend dem Fugendruck nach [DIN7190_01] bei der jeweiligen Probengeometrie eingestellt wird als Grundlage zur Verwendung spröder Naben.

Die Pressung ist gleichbedeutend mit der Normalspannung senkrecht zur Bauteiloberfläche. Beim Pressverband entspricht dies der radialen Spannung in der Fügefläche bezüglich eines polaren Koordinatensystems mit der z-Achse in der Wellenachse. Auf-

grund dieses geometrischen Zusammenhangs ist die Pressung im Postprocessor einfach darstellbar.

Beim Freischneiden von Welle und Nabe stellt man fest, dass die Belastung der Bauteile nach einem Fügeprozess mit anschließendem, idealem Ausgleiten ausschließlich durch die Pressung zwischen den Bauteilen bestimmt wird.

Diese Last wird bei einer Kontaktrechnung in PERMAS aufgrund des Übermaßes zwischen den Bauteilen in Verbindung mit den jeweiligen Struktursteifigkeiten iterativ bis zum Gleichgewicht der inneren Kräfte berechnet. Wenn man diese Last z. B. als Knotenkräfte ermittelt und die Einzelbauteile in einer getrennten Berechnung mit diesen Kräften belastet, entsprechen die Verformungen und damit Spannungen in beiden Bauteilen denen aus der Kontaktrechnung.

Bei der Ermittlung der Übermaßverteilung für homogene Pressung kann man diesen Umstand nutzen, indem man die Fügeflächen der Bauteile mit dem gewünschten Druck belastet und dabei die Verformungen ermittelt. Die Summe der Verformungen von Welle und Nabe normal zur Fügefläche ist die gesuchte Übermaßverteilung. Beim Pressverband werden in der Regel axialsymmetrische Modelle verwendet. Dabei ist das Problem der idealen Lagerung der Bauteile nicht vorhanden und die Auswertung der Verschiebungen der Bauteile ist sehr einfach [GSCHWENDNER95].

Prinzipiell ist damit die Ermittlung der zur Fugendruckhomogenisierung notwendigen optimalen Übermaßverteilung mit einem FE-System auch ohne Kontaktrechnung darstellbar.

In dieser Arbeit wurde diese Idee aufgenommen und verallgemeinert. Dabei werden die Kontaktpartner in einem gemeinsamen FE-Modell im Kontakt modelliert. Das Übermaß wird jedoch mit Null oder, je nach Verformungsverhalten der beteiligten Systeme, mit Spiel, d.h. mit Abstand zwischen den Bauteilen, vorgegeben. Überlagert dazu werden die Bauteile mit der gewünschten Pressungsverteilung beaufschlagt. Über eine entsprechende Steuerung der Berechnung und den speziellen Berechnungsergebnissen des an allen Stellen zwingend klaffenden Kontaktes wird der sich aufgrund der Pressung auf die Bauteile ergebende Spalt erfasst. Die Zuordnung dieser Klaffbeträge zu den einzelnen Kontaktstellen über entsprechende Datenverarbeitungsroutinen ergibt die zur Erzielung der Pressung notwendige Übermaßverteilung. Vergleichsrechnungen des Systems im Kontakt mit dieser Übermaßverteilung anstelle der Drucklast auf den Fügeflächen ergeben im Rahmen der numerischen Genauigkeit exakt dieselben Ergebnisse wie die Ausgangsrechnung.

Mit dieser Methode ist es möglich, für beliebige Kontaktflächen im Raum Korrekturen zur Erzielung einer beliebigen Pressungsverteilung zu ermitteln. Bild 3.9 zeigt exemplarisch die ermittelte Übermaßverteilung zur Fugendruckhomogenisierung bei axialsymmetrischen Pressverbänden, wie sie in dieser Arbeit untersucht werden.

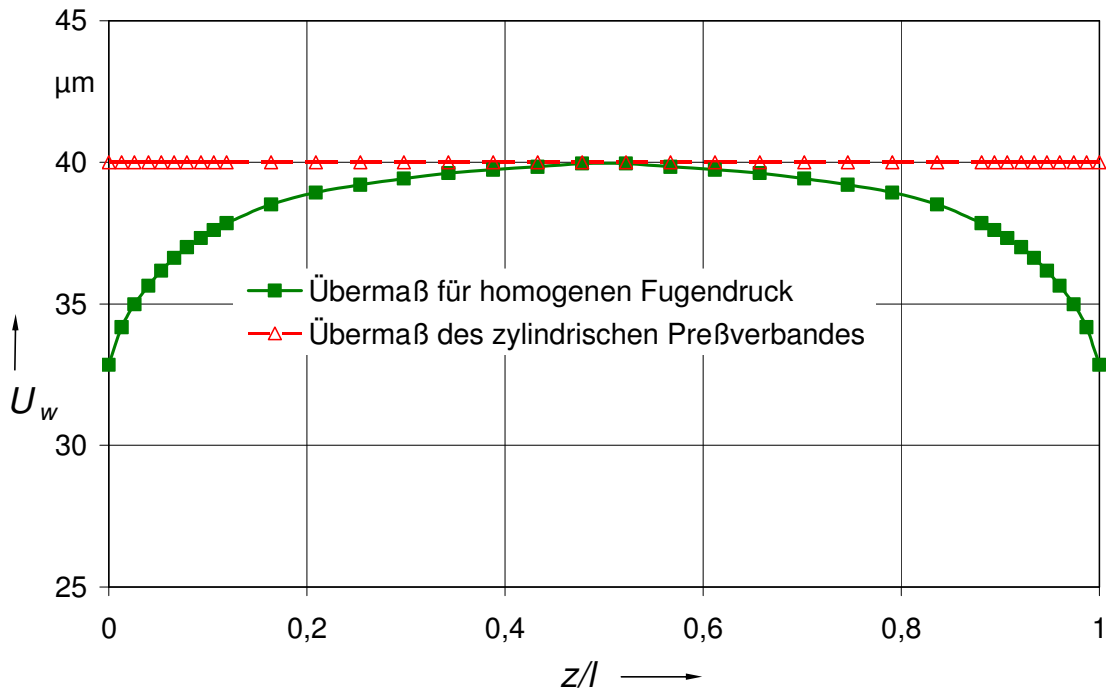


Bild 3.9: Übermaßverteilung bei Pressverbänden zur Pressungshomogenisierung

Auch ohne Vorgabe von Pressung kann das Prinzip aufgrund der als Differenzmessgerät umfunktionierten Kontaktrechnung zur Einschätzung und Verbesserung des Tragverhaltens oder zur Kollisionsanalyse von Systemen verwendet werden. Zur effektiven Anwendung der Methode speziell bei komplexen Kontaktgeometrien bzw. Modellen wurden entsprechende Routinen zur automatischen Verarbeitung der Daten entwickelt.

Will man zusätzlich die axialen Verspannungen nach dem Fügen in die Kontaktoptimierung einfließen lassen, kann dies nach dem Ansatz von [BLACHA09] erfolgen.

3.6 Auswertewerkzeuge und Interpretation der Ergebnisse

Die Kontaktkräfte in normaler und tangentialer Richtung der Flächen sowie die Schlupfwege sind primäre Ergebnisse der Kontakt-Rechnung in PERMAS und damit direkt im Postprocessor darstellbar. Leider beziehen sich diese immer auf die ursprünglich Lage der Kontaktpartner zu Beginn der Berechnung und damit auf die Position vor dem Fügen. Die unvermeidlichen Relativbewegungen der Bauteile beim Fügeprozess sind damit in den Ergebnissen unter Betriebslast enthalten.

Um dies zu umgehen, wurden bei der Berechnung in PERMAS über entsprechende Datenverarbeitungsroutinen virtuelle Ergebnisse generiert, die sich aus den Ergebnissen mit Betriebslast abzüglich denen des Fügeprozesses zusammensetzen. Diese Ergebnisse können wie die herkömmlichen Resultate der Berechnung in den Postprocessor eingeladen und am Modell dargestellt werden. Damit sind die Schlupfbewegungen

in der Fügefläche aufgrund der Betriebslast in den einzelnen Lastschritten numerisch und grafisch darstellbar.

Um weiterführende Auswertungen über Werte wie FFDP oder Reibenergie zu ermöglichen, sind die Spannungen in den Kontaktflächen der Bauteile unter Last zu ermitteln. Bei der Darstellung von Spannungen mit hohem Gradient bzw. singulären Eigenschaften, wie sie an der Nabenkante auftreten, sind die mit der FEM ermittelten Spannungen in der Regel jedoch stark von der Diskretisierung abhängig bzw. erfordern feine Netze. Um die Feinheit der Diskretisierung gering zu halten, wurde eine Methode entwickelt, genauere Radialspannungswerte an der Oberfläche und damit den lokalen Fugendruck zu ermitteln, ohne die Netzfeinheit und damit die Berechnungszeit zu erhöhen. Dazu werden nicht die abgeleiteten Spannungen in den Elementen im Kontakt, sondern die Reaktionskräfte an der Oberfläche der Kontaktelemente ausgewertet. Diese sind von hoher Güte, da einerseits die Kontaktkräfte direkte Ergebnisse der Kontaktiteration in PERMAS sind und andererseits die Struktursteifigkeit der Bauteile schon bei geringer Netzfeinheit ausreichend genau abgebildet ist.

Diese Reaktionskräfte werden aus dem Postprocessor ausgegeben oder können bei entsprechender Berechnungssteuerung (PERMAS UCI-Datei) aus dem PERMAS-Result-File (RES-Datei) entnommen werden. Zusammen mit der jeweils den Kontaktknoten zugerechneten Kontaktfläche, die sich aus den Koordinaten der benachbarten Kontaktknoten berechnen lässt, lassen sich über Datenverarbeitungsroutinen die lokalen Pressungen berechnen.

Sind die Spannungsunterschiede bzw. Pressungsumverlagerung nur aufgrund der Betriebslast von Interesse, können diese als virtuelles Differenz-Ergebnis zwischen den Lastfällen *Betriebslast* und *Fügen* entsprechend dem Vorgehen beim Schlupf dargestellt werden. Es ist damit auch die grafische Darstellung von Schädigungsparametern wie Reibenergie und FFDP in jedem Belastungsschritt möglich.

Als zusätzliche Art der Ergebnisauswertung bietet sich zudem an, diese Ergebnisse über eine entsprechende Steuerung der Berechnung in Form von Text je nach Berechnungsziel in der Ergebnis- oder Vorgabedatei von PERMAS abzulegen. Dies erspart bei Parameteruntersuchungen die aufwändige Auswertung mit dem Postprocessor und ist automatisierbar.

Speziell bei den Simulationen der Umlaufbiegung ist dieser Weg ratsam. Bei der Auswertung der mehrfachen Umfangsbiegelast in entsprechenden Winkelschritten, wie sie in der Arbeit regelmäßig durchgeführt wurde, sind nur zur Auswertung der Fügefläche ca. 12 Mio. Einzelergebnisse zu verarbeiten. Die Auswertung der Ergebnisse ist damit ohne Automatisierung nicht effizient darstellbar.

Die dazu notwendigen Auswertewerkzeuge und Datenverarbeitungsroutinen wurden erstellt und im Rahmen dieser Arbeit angewandt.

4 Experimentelle Verfahren und Prüfstände

Einen Schwerpunkt dieser Arbeit bildete die Konzeption und Umsetzung von geeigneten Techniken und Prüfständen, um Welle-Nabe-Verbindungen bzw. Pressverbände im Allgemeinen und fugendruckhomogenisierte Pressverbände im Besonderen zu fertigen und zu erproben. Die Projekte in Zusammenarbeit mit der Industrie ließen Defizite in der Vergleichbarkeit zwischen Simulation und Versuch und in der Durchgängigkeit und Vergleichbarkeit der Ergebnisse über Forschungsstellen hinweg erkennen.

Ziel war also, sämtliche Arbeitsschritte in eigener Hand durchzuführen, um einerseits die Qualität der Ergebnisse abzusichern und andererseits den Vergleich zwischen fugendruckhomogenisierten und konventionellen Pressverbänden überhaupt durchführen zu können.

4.1 Fertigung und Vermessen der Proben

Der Herstellung und Kontrolle der Proben kommt im Rahmen der Untersuchung fugendruckhomogener Pressverbände grundlegende Bedeutung zu. Die Fertigung und Vermessung der Proben fand in der institutseigenen Werkstatt und im Messlabor statt und damit mit direktem Zugriff auf die Prozesse. Dies ist notwendig, da die zur Vermeidung der Spannungsspitzen notwendige Kontur eines Kontaktpartners über einfaches Vorgeben der Kontaktgeometrie in der Steuerung der Werkzeugmaschine nicht sichergestellt ist. Dies ist nur über Kopplung von Fertigung und Vermessung der Teile möglich.

Da die axiale Lage der Proben zueinander beim Fügeprozess nicht exakt sicher zu stellen ist, erhielt die Nabe die gewünschte Übermaßverteilung. Dies ist aufgrund der Verwendung von Stahl für die Nabe darstellbar. Besteht die Nabe aus Keramik ist dies ungleich aufwändiger. Nach [BLACHA09] kann die Übermaßkorrektur auch auf der Welle angewendet werden unter der Annahme, dass die axiale Positionierung nach dem Fügen ausreichend genau ist.

Aus der FE-Berechnung wurde der zur Erzielung konstanter Pressung notwendige Übermaßverlauf ermittelt und in ein CNC Programm zur Fertigung auf der Werkzeugdrehmaschine des IKTD überführt. Die Herstellung mittels Drehen vereinfacht die Fertigung fugendruckhomogener Proben erheblich und bietet mehr Freiheit in der Gestaltung der Fügefläche als bei Proben, die auf der Rundschleifmaschine hergestellt werden.



Bild 4.1: 3-D-Messmaschine

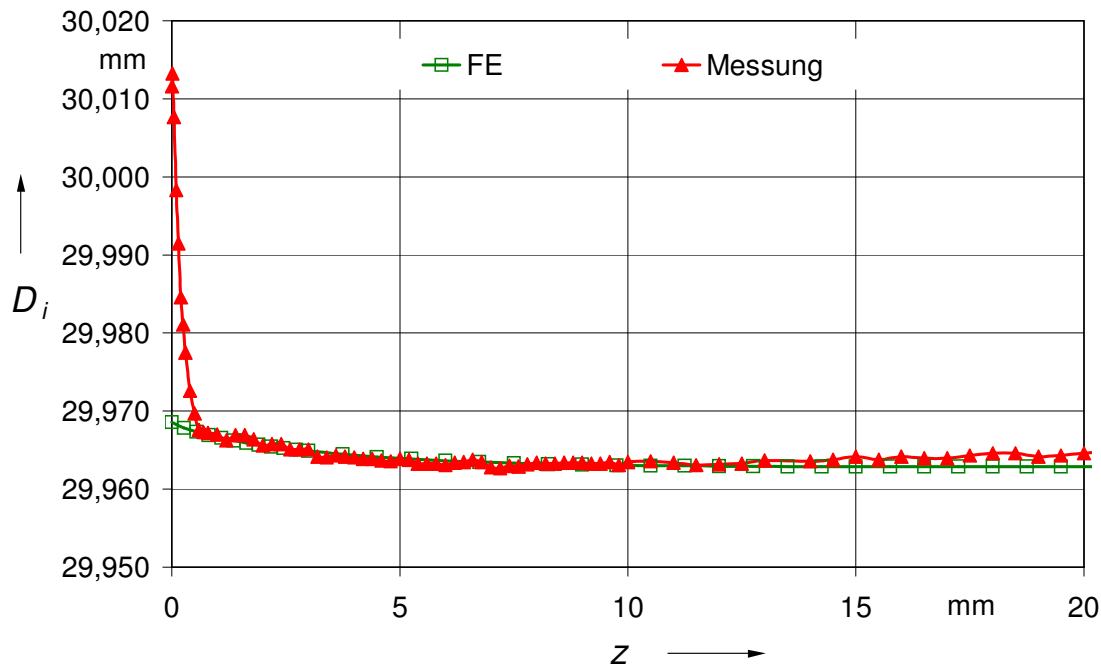
Zur Sicherstellung der Objekteigenschaften von Welle und Nabe vor dem Fügeprozess wurde ein Messverfahren entwickelt, das die Geometrie der Fügeflächen aller Proben, vor allem im Bereich der Nabenkante, genau ermittelt. Normale Messverfahren wie die Vermessung der Mantellinie oder der Zylinderform reichen hier nicht aus.

Auch das manuelle Antasten der Fügefläche ist mit einer Unsicherheit im Bereich von mehreren μm verbunden und somit zum Nachweis der Übermaßkorrektur ungeeignet.

Auf der 3-D Messmaschine des Instituts wurde dazu ein automatisierter Messvorgang programmiert. Dabei werden Stirnschnitte der Fügefläche der Bauteile über mehrere Umläufe ohne Kontakt-

verlust zwischen Messtaster und Prüfling abgetastet. Über die jeweils ca. 150 Messpunkte pro Umlauf wird über Routinen der Messmaschine die Geometrie der Stirnschnitte berechnet. Der Abstand der abgetasteten Stirnschnitte beträgt im Bereich der Nabenkante minimal 0,01 mm und vergrößert sich mit zunehmendem Abstand vom Bauteilende. Bei einer Nabenlänge von 42 mm wurden so pro Bauteil bis zu 112 Stirnschnitte vermessen. Über Datenverarbeitungsroutinen außerhalb der Messmaschine wurden diese Einzelmessungen zusammengeführt und daraus die Kontur der Fügefläche berechnet.

Durch den Vergleich dieses Verlaufs mit der Vorgabe aus der FE-Rechnung wurde der Fertigungsprozess iterativ optimiert, um einen korrekten Verlauf des Innendurchmessers der Naben zu erzielen. Bild 4.2 zeigt den Vergleich zwischen idealer und gemessener Geometrie der Fügefläche einer Nabe in Achsrichtung. Zur Sicherstellung der Handhabe und Fügbarkeit der Naben wurde die Fertigung so gesteuert, dass das Maß im Bereich der Nabenkante bei den fugendruckhomogenisierten Proben sicher über dem theoretischen liegt. Die Nabenkante wurde zur Sicherstellung des Fügevorgangs und zum Handling der Proben nach dem Drehen zudem entgratet. Damit sind die Verhältnisse bezüglich Klaffen und Schlupf der Verbindung verschärft und die Versuchsergebnisse hinsichtlich des Einflusses der Übermaßkorrektur auf der sicheren Seite. Trotz der systembedingten Unsicherheit der Messwerte im Bereich der Nabenkante aufgrund des mechanischen Abtastens des Prüflings mit einer Rubinkugel konnte die korrekte Geometrie der Naben über mehrere Messungen und alle Prüflinge hinweg reproduzierbar nachgewiesen werden.



FE: Mit der FEM berechnete Übermaßverteilung zur Erzielung konstanter Pressung

Messung: Gemessener Innendurchmesser einer Nabe

Bild 4.2 Vergleich zwischen idealer und gemessenem Innendurchmesser D_{iA} der Probennaben der fugendruckhomogenisierten Proben

Auch die zylindrischen Wellen wurden vermessen und der Außendurchmesser entsprechend dokumentiert. Vor dem Fügeprozess kann das Niveau des Übermaßes und damit die Pressung im Pressverband über die Paarung der Nabe mit einer geeigneten Welle mit Hilfe der Probendatenbank (Kapitel 2.5) eingestellt werden.

Ergänzend zur Erfassung der Geometrie wurden die Fügeflächen der Proben auf der Rauheitsmessmaschine vermessen, um einen eventuellen Einfluss der Rauheit auf die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen in der Probendatenbank nachvollziehbar zu dokumentieren.

4.2 Fügen der Proben

Das Zusammenführen der Welle und Nabe zu einem Pressverband erfolgt über einen Schrumpf-Dehnverband. Die Naben werden dabei in einem Ofen auf ca. 180 - 200° C erwärmt und die Wellen in flüssigem Stickstoff auf -196° C abgekühlt. Damit sind kritische Temperaturen für die Nabe ausgeschlossen und ausreichendes Fügenspiel auch zum nacheinander Fügen von zwei Wellen in die Doppelnabe sichergestellt.

Die zum Einbau im Dauerlaufprüfstand notwendige Positionierung der Bauteile zueinander wurde über temporäre Montage von Anschlägen an den Bauteilen realisiert.

Reicht z. B. aufgrund von Verzögerungen oder nicht ausreichenden Temperaturen beim Fügeprozess das Fügespiel nicht aus, um speziell die zweite Welle zu fügen, ist der Prüfling für die Messreihe verloren. Nachträgliches Korrigieren der Position der Welle wurde aus Gründen der Vergleichbarkeit ausgeschlossen.

Um praxisübliche Bedingungen darzustellen wurden die Kontaktflächen der Bauteile vor dem Fügen gründlich, aber nur trocken gereinigt.

4.3 Prüfstand für dynamische Belastung

Ohne Dauerversuche sind trotz FE-Simulation derzeit keine Aussagen über die Haltbarkeit von topografisch veränderten Kontaktverbindungen möglich, da weder verbindliche Reibwerte unter RDB noch abgesicherte Kriterien über die Schädigung der Kontaktpartner aufgrund der Schlupfbewegung existieren.

Der Prüfstand für die dynamische Erprobung bestimmt über seine Belastungsfähigkeit und Geometrie zunächst die Auswahl der Proben sowie die Art und Höhe der Belastung. Weitere Eigenschaften wie Belastungsfrequenz und verfügbare Messtechnik zum unbemannten Betrieb legen zudem die Dauer der Erprobung bzw. die Anzahl der in gegebener Zeit zu erprobenden Bauteile fest.

Der Anspruch an die Neukonstruktion war, über ein innovatives Konzept die Leistungsfähigkeit im Vergleich zu bekannten Lösungen zu steigern. Ein modularer Aufbau soll die Ausbaufähigkeit bei eventuell erst aus der Erprobung entstehenden Anforderungen sicherstellen.

4.3.1 Konzept des Prüfstandes

Nach Analyse bekannter Prüfstände wurde ein neues Prüfstandskonzept entwickelt und umgesetzt, das die gestellten Anforderungen (Kapitel 1.2) erfüllt.

Eine Hauptforderung ist die gleichzeitige Beanspruchung des Prüflings unter Torsions- und Biegemoment. Dies ist mit rotierendem Pressverband realisierbar. Ein solches Prüfstandskonzept verwendet beispielsweise die TU Chemnitz [GROPP96A] oder die TU Darmstadt [OLDENDORF99]. Die Forderung nach unabhängiger Einstellung der Biege- und Torsionsbelastung in Höhe und Frequenz ist dabei jedoch nur schwer zu realisieren bzw. prüfstandsseitig nicht möglich [OLDENDORF99]. Rein wechselnde Torsionsbeanspruchung kann prinzipiell nur mit geringer Frequenz aufgebracht werden, da die umlaufende Biegung auf den Prüfling über Drehen der Probe erzielt wird und ständiges Wechseln der Drehrichtung dies erschwert. Die Frequenz der Biegebeanspruchung ist bei drehender Probe an die Drehzahl der Welle und damit an das Schwingungsverhalten des Systems gebunden. Diese erfordert bei höheren Frequenzen entsprechende Wuchtgüte auch der Proben selber und verursacht entsprechende Kosten. Aufgrund der

Fliehkräfte verändert sich bei drehender Probe zudem in Abhängigkeit von der Drehzahl auch die Pressung im Pressverband.

Belastung bis kurz vor Bruch ist bei drehender Probe mit Risiken verbunden. Ein Bruch der Welle bei entsprechender Drehzahl ist in der Regel ohne Gefahr von Schäden am Prüfstand nicht darstellbar. Der Einfluss von Umgebungsmedien ist bei drehender Welle zwar möglich, erfordert jedoch eine aufwändige Abdichtung des Prüflings. Der Übergang zu stehender Probe stellt damit in mehrfacher Hinsicht einen Fortschritt dar. [Weltz89] gibt hier einen Überblick.

Bild 4.3 zeigt schematisch das schließlich umgesetzte Prüfkonzept für die Biegebeanspruchung mit den Hauptmesssignalen.

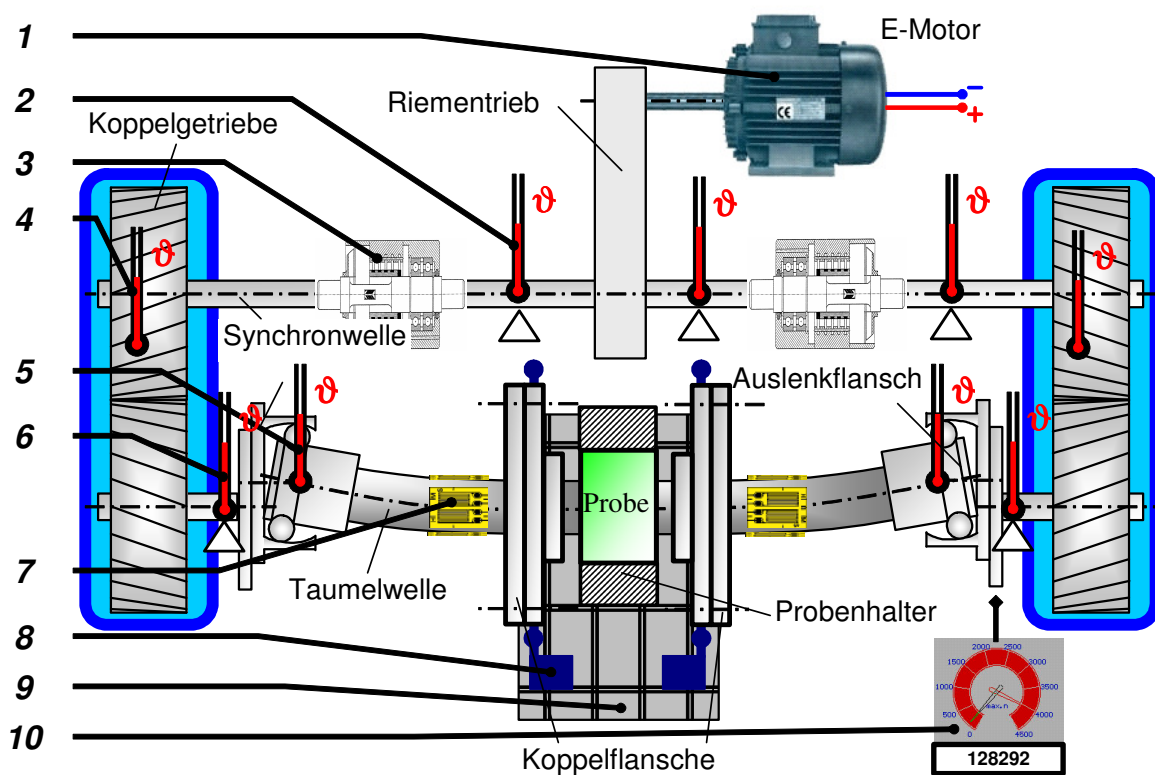


Bild 4.3: Prüfkonzept und Hauptmesssignale am Dauerlaufprüfstand: 1 Motorüberwachung, 2 Temperatur Wellenlager, 3 Drehmoment/Drehzahl Synchronwelle, 4 Temperatur Koppelgetriebe, 5 Temperatur Taumellager, 6 Temperatur Lager im Hauptlagerschild, 7 Biegemoment Taumelwelle (DMS), 8 Taster signale Fangvorrichtung Probe, 9 Kraft auf Probe über Messplattform (Piezoaufnehmer), 10 Drehzahl und Lastspielzahlen Auslenkflansche

Ein Elektromotor treibt über einen Riementrieb die Synchronwelle an, welche die Antriebswellen der als Koppelgetriebe fungierenden Stirnradgetriebe verbindet. Über die jeweils identischen Übersetzungen der Koppelgetriebe kann zusätzlich zum Riementrieb die Gesamtübersetzung zwischen E-Motor und Abtriebswellen der Koppelgetriebe

eingestellt werden. Die Probenbelastung wird rein mechanisch realisiert, indem über exzentrisch verstellbare Auslenkflansche die Wellenenden der Probe infolge der Drehbewegung der Abtriebswellen der Koppelgetriebe umlaufend ausgelenkt werden. Die Drehbewegung wird dabei aufgrund der Pendellager in den Auslenkflanschen nicht auf die Probe übertragen. Die Probe selbst ist in dem mit dem Prüfstand verbundenen Probenhalter fixiert. Die speziell gestaltete Probenaufnahme ermöglicht die Verwendung der IKTD-Proben (siehe Kapitel 2.4). Die Erzeugung der Biegelast über Zwangsverschiebung der Wellenenden erlaubt jede Belastungsfrequenz unabhängig von der Höhe der eingestellten Biegelast. Zudem kann über kontrolliert verspanntes Einbauen ein statischer Biegelastanteil vorgegeben werden.

Aufgrund der wenigen rotierenden Teile ist die Gefahr von Unwuchten und Biegeschwingungen minimal. Alle rotierenden Teile sind Bestandteil des Prüfstandes und werden beim Probenwechsel nicht gelöst. Die einmal mit entsprechender Sorgfalt durchgeführte Fertigung und Montage der drehenden Bauteile garantiert eine dauerhafte Drehzahlfestigkeit des Prüfaufbaus unabhängig von der Probenform.

Die im Rahmen des Gesamtprojektes entwickelte Torsionsbelastungseinrichtung wird ausführlich in [GLÖGGLER02] beschrieben. Die notwendige Taumelbewegung bei Biegelast ist aufgrund der Entkopplung der Belastungssysteme auch bei montierter und aktiver Torsionsbelastungseinrichtung möglich. Damit sind im Rahmen der Untersuchungsmethodik alle Kombinationen aus Biege- und Torsionslast darstellbar.

4.3.2 Dimensionierung der Hauptkomponenten

Die Umsetzung des Konzeptes wird maßgeblich durch die Dimension der Proben bestimmt. Mit dem Prüfstand sollen auch Proben mit erheblich über den im Forschungsbereich üblichen Fügedurchmesser von 20 bis 30 mm und damit auch im Industriegetriebebau üblichen Pressverbänden prüfbar sein. Als Grenzfall soll ein Pressverband mit einem Fügedurchmesser von 80 mm mit einer Grenzbiegespannung von 500 MPa belastet werden können. Dies ermöglicht die Erzielung eines Biegedauerbruches bei diesem Fügedurchmesser und allen üblichen Wellenwerkstoffen. Daraus lässt sich die Grenzbiegemomentbelastung M_{b_grenz} auf den Pressverband berechnen zu

$$M_{b_grenz} = \sigma_{BW} \cdot W_b = 500 \text{ MPa} \cdot \left(\frac{\pi \cdot 80 \text{ mm}^3}{32} \right) = 25132 \text{ Nm} \quad (4-1)$$

Mit einem auf dem Prüfstandsbett sinnvoll realisierbaren Abstand bzw. Hebelarm h zwischen Taumellager und Nabenkante von 400 mm ergibt sich daraus die notwendige Auslenkkraft F mit Gleichung (4-2)

$$F = \frac{M_{b_grenz}}{h} = \frac{25132 \text{ Nm}}{0,4 \text{ m}} = 62830 \text{ N} \quad (4-2)$$

Auf diese Grenzbelastungen sind die Hauptkomponenten des Prüfstandes ausgelegt. Die Taumelwelle kann je nach Probenlast schwächer und damit leichter ausgeführt werden, um die Fliehkräfte aufgrund Taumelbewegung der ausgelenkten Massen gering zu halten und erhöhte Stabilität der eingestellten Last bei Setzvorgängen zu erzielen. Es stehen verschiedene Taumelwellen appliziert mit DMS zur Verfügung.

Die Grenzbelastungsfrequenz des Prüfstandes ist abhängig von der Probenlast und den eingebauten Komponenten. Darstellbar ist mit den entwickelten und umgesetzten Modulen eine Grenzfrequenz von über 100 Hz entsprechend einer Drehzahl auf der Lastseite der Koppelgetriebe von über 6000 1/min. Damit können auch Pressverbände im Umfeld von Verbrennungsmotoren aus dem Pkw Bereich untersucht werden.

4.3.3 Biegebelastungseinrichtung

Über die Auslenkflansche wird die Drehbewegung der Abtriebswellen der Koppelgetriebe in eine umlaufende Auslenkung umgesetzt. Bild 4.4 zeigt den Achsschnitt durch das CAD-Modell eines Auslenkflansches.

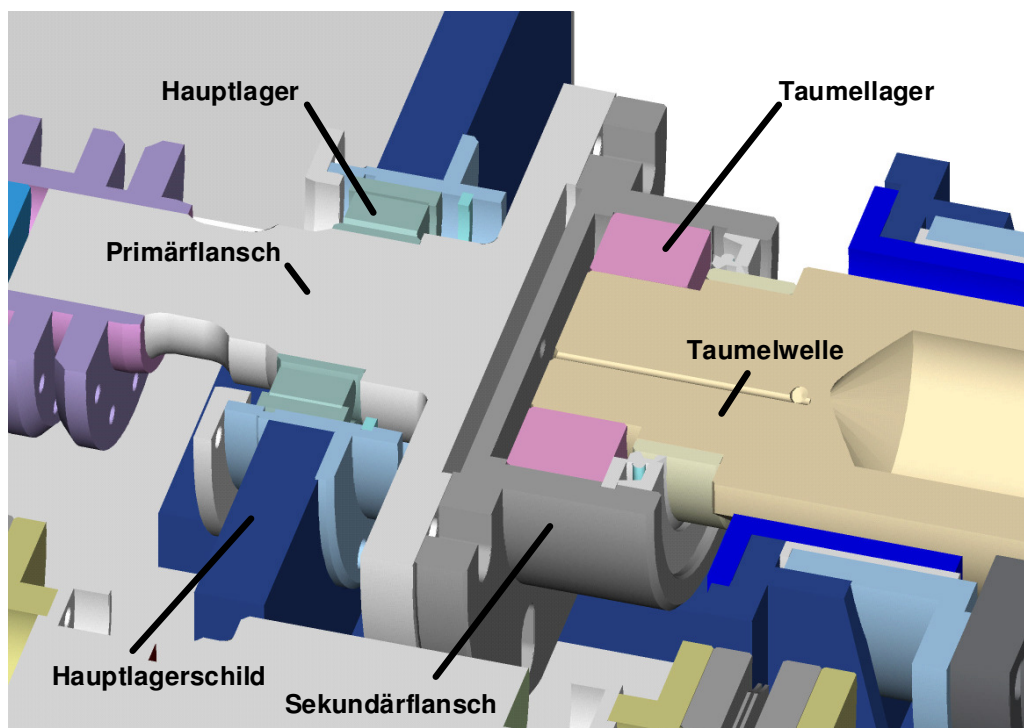


Bild 4.4: Auslenkeinrichtung zur Erzeugung der Biegebelastung

Nach Lösen der Verschraubung zwischen Primär und Sekundärflansch kann der Sekundärflansch gegenüber dem Primärflansch verschoben werden. Die Unwucht infolge der Auslenkung wird über die Montage von Auswuchtplatten kompensiert.

Bild 4.5 zeigt die Anbindung der Probenwelle an die Taumelwelle. Zur Verdeutlichung der möglichen Belastungsüberlagerung sind in dem CAD-Modell auch die Bauteile zur Einleitung des Torsionsmomentes dargestellt [GLÖGGLER02].

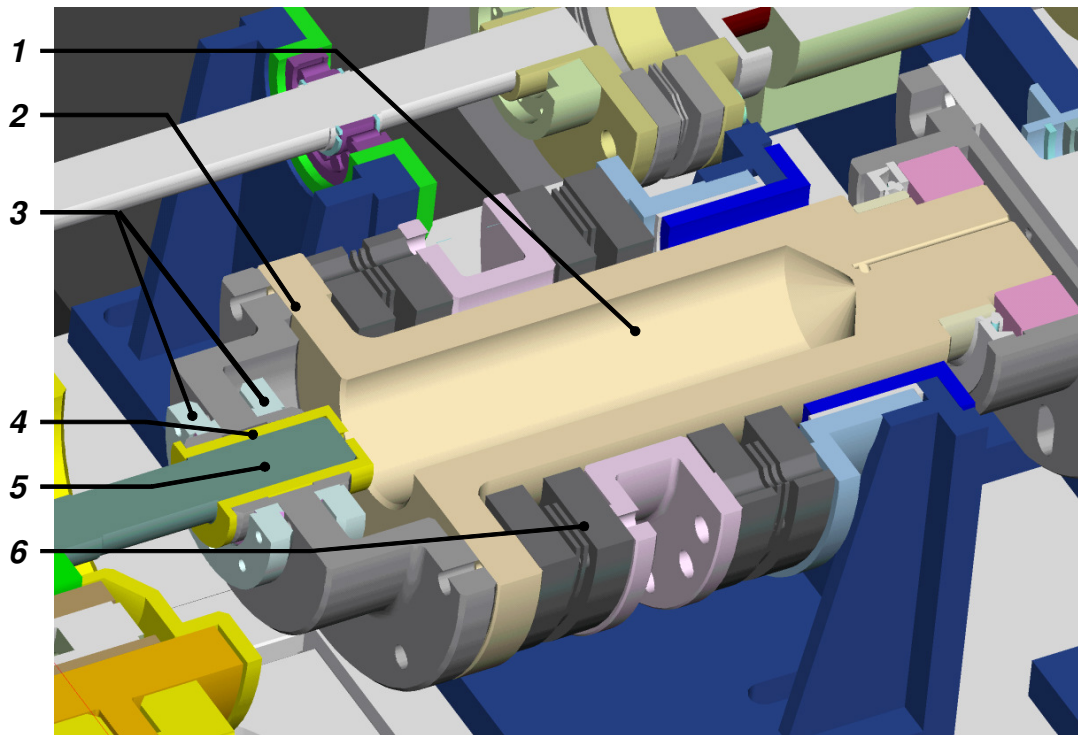


Bild 4.5: Anbindung der Probe an die Taumelwelle und Torsionsbelastungseinrichtung: 1 Taumelwelle, 2 Koppelflansch, 3 Schumpfscheibe, 4 Distanzhülse, 5 Probenwelle, 6 Anbindung der Torsionsbelastungseinrichtung

Die Taumelwelle 1 ist probenseitig zu einem Schraubenflansch ausgebildet. Das Gegenstück dieses Koppelflansches 2 ist mit der glatten Probenwelle 5 über einen lösba- ren Schumpfsitz verbunden. Diese hoch belastete Verbindung ist hinsichtlich RDB unter Biegelast optimiert, um bei der IKTD-Probe trotz des gegenüber des Fügedurchmessers nur unwesentlich verdickten Wellendurchmessers in diesem Bereich kein Ver- sagen während des Prüflaufes zu erleiden und eine sichere Demontage nach dem Prüf- lauf zu ermöglichen. Dazu überträgt eine geschlitzte Distanzhülse 4 aus Messing die Pressung, die über Anziehen der geteilten Schumpfscheibe 3 erzeugt wird.

In Bild 4.5 ist die Taumelwelle zur Übertragung von hohen Belastungen dargestellt. Zur Belastung der Proben mit einem Wellendurchmesser von 30 mm Durchmesser konnte eine wesentlich schlankere und damit nachgiebige Taumelwelle (Bild 4.6) eingesetzt werden. Dies erhöht die notwendige Auslenkung und damit der Stabilität der eingestell- ten Belastung bei Setzvorgängen.

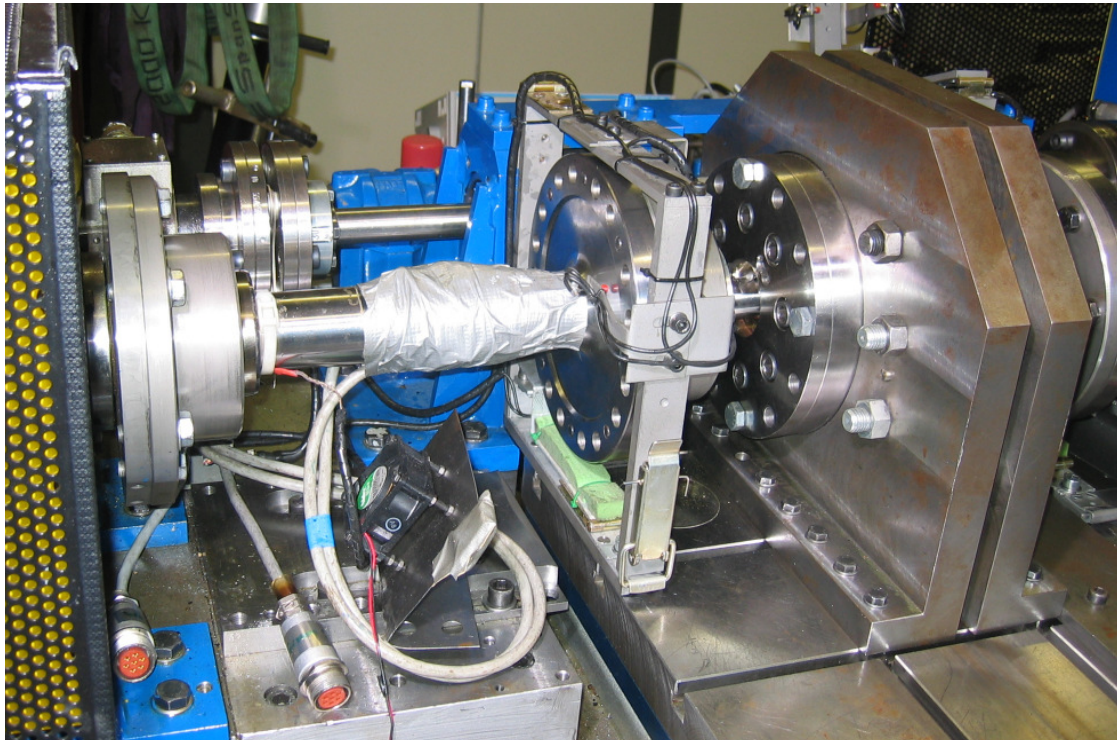


Bild 4.6: Versuchsaufbau mit schlanker Taumelwelle

Die DMS auf der Taumelwelle sind zum Schutz gegen mechanische Beschädigung in Silikon eingegossen und mit Klebeband umwickelt und daher nicht sichtbar.

4.3.4 Hauptlagerschild und Probenhalter

Zur Erzielung homogener Biegelast aufgrund der Auslenkung muss die Steifigkeit der abstützenden Bauteile axialsymmetrisch sein. Bei rotationssymmetrischen Bauteilen wie Wellen und Lager ist dies der Fall. Bei Lagerböcken ist dies infolge der stark unterschiedlichen Steifigkeiten quer und normal zur Aufstandsfläche nicht gegeben.

Die in dieser Hinsicht kritischen Bauteile beim Prüfstand sind das Hauptlagerschild (Bild 4.4) und der Probenhalter (Bild 4.3). Mittels FE-Untersuchungen wurde die Gestalt dieser Bauteile optimiert mit dem Ziel konstanter Steifigkeit bei umlaufender Last. Die normalerweise erheblich geringere Steifigkeit quer zur Aufstandsfläche konnte beim Hauptlagerschild über Verlängerung des Bauteils mit Durchbruch für die Synchronwelle gesteigert werden. Zusammen mit der gezielten Schwächung der Steifigkeit normal zur Aufstandsfläche über Ausbrüche wurde eine ausreichend homogene Steifigkeit erzielt.

Bei der Probenaufnahme ist die Steigerung der Steifigkeit quer zur Aufstandsfläche aufgrund der geometrischen Randbedingungen nicht möglich. Zwei Ansätze zur Erzielung ausreichend homogener Steifigkeit bei der Probenaufnahme werden vorgestellt. Bild 4.7 zeigt eine Standardbauform, gekippt zur Erhöhung der Quersteifigkeit mit gezielter Nachgiebigkeit zwischen Probenaufnahme und Grundgestell.

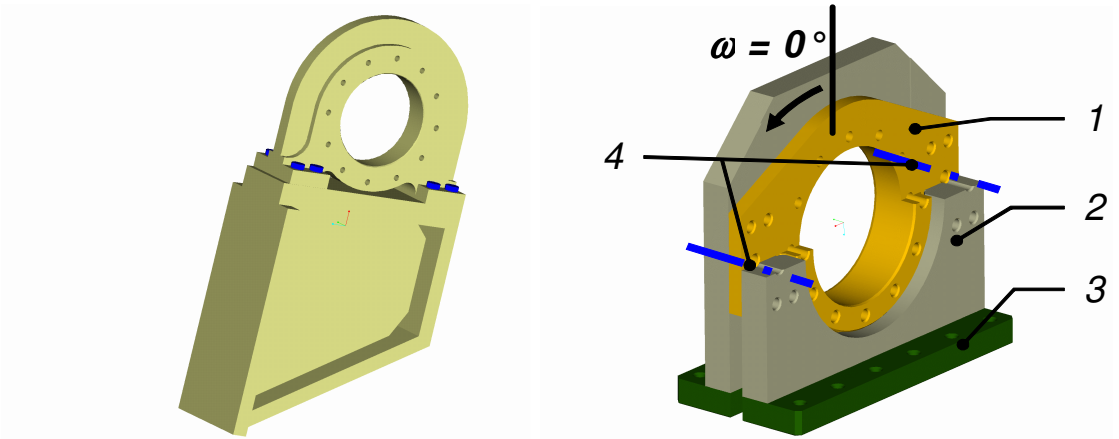


Bild 4.7: Standardbauform, gekippt **Bild 4.8:** Probenhalter Balkenbauweise: 1 Probenaufnahme, 2 Stehblech, 3 Fußleiste, 4 Schrauben und Stifte

In Bild 4.8 ist der im Prüfstand realisierte Probenhalter dargestellt, wobei Teile zur Darstellung der inneren Struktur ausgeblendet sind. Die Probenaufnahme ist nur außen durch die schematisch angedeuteten Durchsteckschrauben und Stifte mit den Stehblechen verbunden, um die Steifigkeit normal zur Aufstandsfläche zu schwächen.

In Bild 4.9 sind die mittels FEM ermittelten, radialen Verformungen des Hauptlagerschilds und des Probenhaltes in den zwei betrachteten Versionen unter einer Auslenkkraft von 10 kN dargestellt.

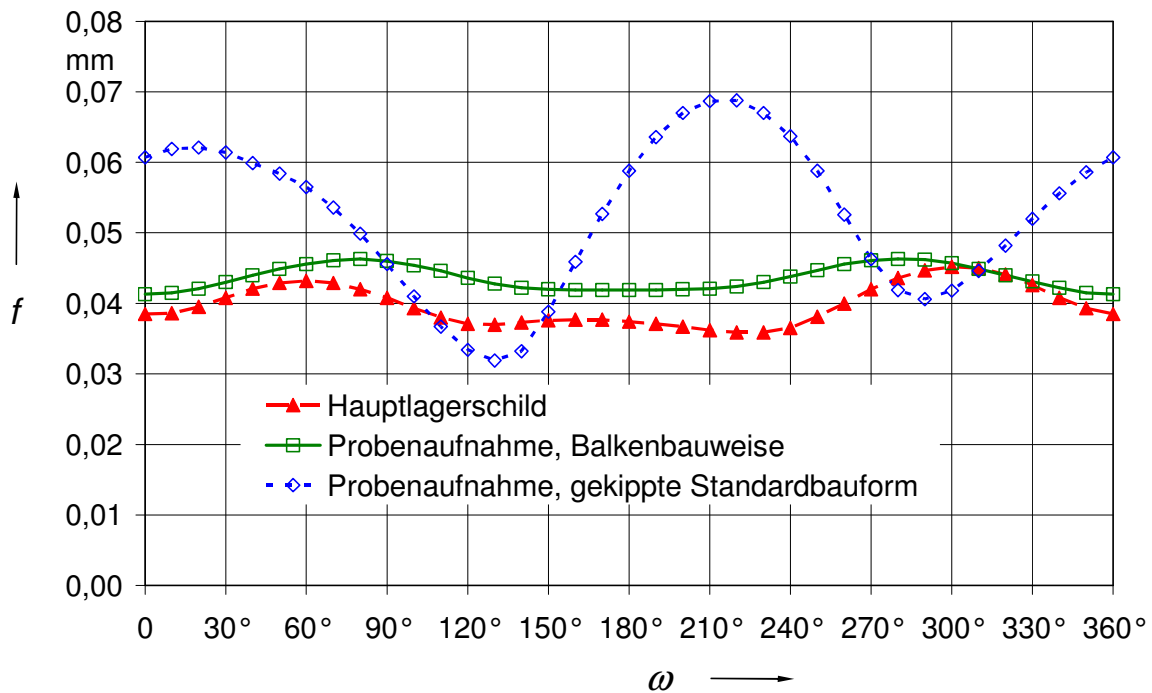


Bild 4.9: Verformung f des Hauptlagerschilds und zweier Versionen der Probenaufnahme bei 10 kN Lagerlast unter verschiedenen Lastwinkeln.

Sowohl beim Hauptlagerschild als auch beim Probenhalter in Balkenbauweise ermöglicht die gezielte Nachgiebigkeit normal zur Aufstandsfläche in Verbindung mit hoher Quersteifigkeit ein ausreichend homogenes Verformungsverhalten. Die Ausführung in gekippter Standardbauform beim Probenhalter zeigt abgeschwächt immer noch das typische, inhomogene Verhalten eines üblichen Lagerbocks verbunden mit einem Phasenwinkel zur Last aufgrund der Verkipfung und wurde daher verworfen.

Der große Innendurchmesser des Probenhalters in Balkenbauweise schafft Raum für eine Vorrichtung zur flexiblen Anpassung an verschiedene Nabenaußendurchmesser. Bild 4.10 zeigt das CAD-Modell des Probenhalters mit montierter Einfachprobe.

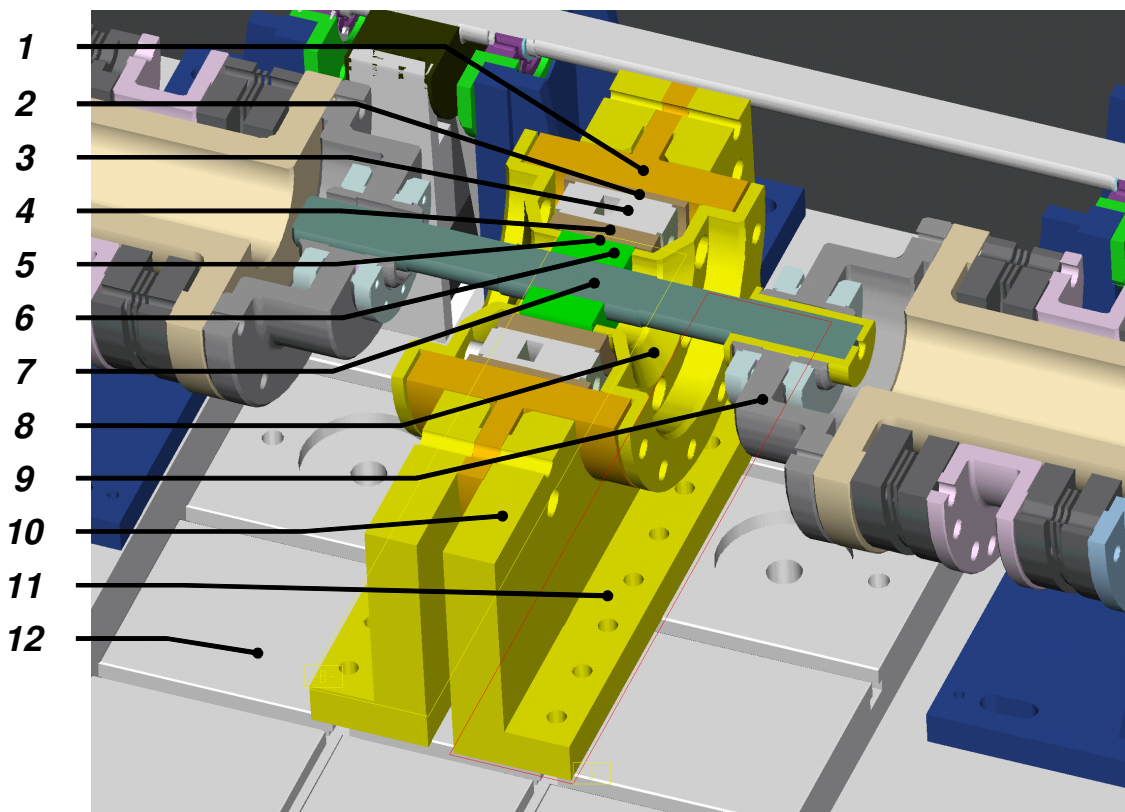


Bild 4.10: Probenhalter mit montierter Einfachprobe; 1 Probenhalter, 2 Äußere Distanzhülse 3 Spannsatz, 4 Innere Distanzhülse (5 optional bei Doppelprobe, hier nicht verbaut) Sicherungsstift, 6 Nabe, 7 Welle, 8 Deckscheibe, 9 Kopfpflansch, 10 Stehblech, 11 Fußleiste, 12 Messplattform

Zur Aufnahme einer IKTD-Doppelprobe, wie Sie in der Arbeit verwendet wurde, werden entsprechend angepasste Deckscheiben 8 mit verringerter Kröpfung sowie verlängerte Distanzhülsen 2 und 4 und ein zusätzlicher Spannsatz 3 verwendet.

Die spielfreie Aufnahme von Proben mit unterschiedlichen Außendurchmessern wird über angepasste Distanzhülsen und dem Spannsatz im Probenhalter realisiert. Die innere Distanzhülse 5 ist massiv mit einer Spielpassung zum Nabenaußendurchmesser ausgeführt. Nach dem Einstecken der beiden Distanzhülsen 2 und 4, des Spannsatzes

3 und der gefügten Probe bestehend aus Welle 7 und Nabe 6 wird die Probe über Anziehen des Spannsatzes fixiert. Da die äußere Distanzhülse 2 erheblich schwächer bzw. geschlitzt ausgeführt ist, werden die Distanzhülsen dabei sehr stabil reibschlüssig mit der Probenaufnahme verbunden. Zur Vermeidung unzulässiger Pressung auf den Nabenaußendurchmesser wird die Passung zwischen Nabenaußendurchmesser und innerer Distanzhülse nur spielfrei eingestellt, wobei die Kontrolle über Verdrehbarkeit der Probe von Hand nach Anziehen des Spannsatzes erfolgt. Bei der Doppelprobe verbindet zusätzlich ein massiver, lose eingesteckter Sicherungsstift 5 die Innenhülse mit der Probennabe um ein Verdrehen bzw. Wandern bei sehr hohen Lasten zu vermeiden.

Die axiale Fixierung der Probe übernehmen die beidseitig montierten Deckscheiben 8. Gleichzeitig eröffnen diese die Möglichkeit der Erprobung unter beliebigen, auch gasförmigen Umgebungsmedien. Dazu kann in die Deckscheiben ein Radialwellendichtring zur Abdichtung gegenüber der Welle eingebaut werden. Zusammen mit einer Dichtung im Bereich der Kontaktfläche zwischen Deckscheibe und Stirnfläche der Nabe ergibt sich damit ein gegenüber der Umgebung abgedichteter Bereich um die Nabenkante, der über Bohrungen in den Deckscheiben mit beliebigen, auch temperierten Medien gefüllt werden kann.

Alternativ dazu ist die Erprobung von herkömmlichen Proben mit Befestigungsflanschen über Anpassung des modular aufgebauten Probenhalters möglich. Es sind Probenhalter zur Aufnahme von Proben mit Flanschnaben wie den in dieser Arbeit als Referenz erprobten Pressverbindungen der TU Chemnitz vorhanden.

4.3.5 Messtechnik und Sicherheitskonzept

Die Messtechnik dient bei dem Dauerlaufprüfstand der Einstellung und Überprüfung der Belastung auf den Prüfling und zur sicheren Abschaltung im Schadensfall mit dem Ziel, den Prüfstand im unbemannten Dauerlauf sicher zu betreiben [ZIEGELE02].

4.3.5.1 Messsignale und Messaufnehmer

In Bild 4.3 sind die wichtigsten Messsignale am Prüfstand dargestellt. Die Temperaturmessstellen dienen vor allem der Schadensfrüherkennung und die Drehzahlsignale aus den Drehmomentmesswellen der Einstellung und Überwachung der gewünschten Belastungsfrequenz. Die redundante und unabhängige Lastspielzählung incl. Drehzahlerfassung sichert auch bei Ausfall des Prüfstandssystems die Information über die Lastzyklen.

Die Erfassung der Betriebslast auf die Probe erfolgt über zwei unabhängige Messsysteme. Beide Systeme sind prüfstandsseitig vorhanden und stehen damit unabhängig vom Prüfling zur Verfügung. Am Prüfling selber ist keine Messtechnik notwendig.

Das Biegemoment in jeder Taumelwelle wird mit zwei DMS-Vollbrücken in zueinander senkrechten Messebenen erfasst. Damit kann im Messrechner die Biegelast über einen Umlauf der Auslenkflansche unter jedem Lastwinkel berechnet werden.

Zusätzlich werden die Kräfte bzw. Momente auf den Prüfling über die Messplattform erfasst, auf der der Probenhalter montiert ist. Bild 4.11 zeigt den schematischen Aufbau der Messplattform.

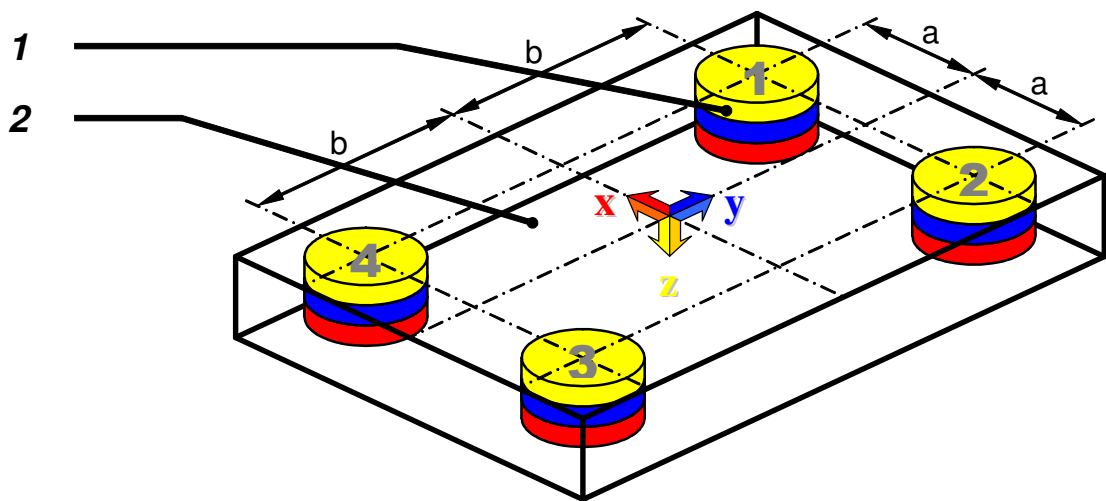


Bild 4.11: Aufbau der Messplattform: 1 Piezokraftaufnehmer (4 Stk.), 2 Deckplatte mit Befestigungsnuten

Die mit dem Prüfstandsunterbau verbundenen Kraftaufnehmer 1 der Messplattform erfassen die Kräfte, aus denen sich mit den Längen a und b im Messrechner die räumliche Kräfte und Momente auf die Messplattform berechnen lassen.

In den Prüfläufen wurden die Belastungen auf beiden Seiten der Probe phasen- und betragsgleich eingestellt. Dadurch wirkt auf den Probenhalter nur eine umlaufende Kraft. Die Biegemomente heben sich in der Doppelprobe auf. Die Steifigkeit der Messplattform ist bei dieser Beanspruchung sehr hoch und beeinflusst die homogene Nachgiebigkeit der Probenaufnahme nicht.

4.3.5.2 Messsignale und Sicherheitskonzept

Eine Übersicht über die Verwendung der einzelnen Messgrößen im Rahmen des Mess- bzw. Sicherheitskonzeptes gibt Tabelle 4.1.

Messsignale		Funktion bzw. Schadensfall					
		Kontrolle Last	Anriss der Probe	Bruch der Probe	Bruch Wellen	Getriebe-schaden	Lager-schaden
PC-überwacht	Biegemoment <i>Dehnungsmeßstreifen</i>	+	+	+	+	-	-
	Kraft/Moment <i>Meßplattform</i>	+	+	+	+	-	-
	Drehmoment <i>Drehmomentmeßwelle</i>	-	-	0	+	+	+
	Drehzahl <i>Drehmomentmeßwelle</i>	+	-	-	0	-	-
Temperatur ϑ <i>Thermoelemente + UPM60</i>		-	-	-	-	0	+
Tastersignale <i>Fangvorrichtung, Sonstige</i>		-	-	+	-	-	-
Motorstrom <i>Motorsteuerung</i>		-	-	-	0	0	0
Lastspielzahlen <i>Lastspielzähler</i>		+	-	-	-	-	-

Tabelle 4.1 Messsignale für das Mess- und Sicherheitskonzept am Dauerlaufprüfstand: *Es gilt dabei: + = geeignet, 0 = unsicher, - = ungeeignet*

Das Sicherheitskonzept des Prüfstandes umfasst die Überwachung und Auswertung der Signale im Sinne einer Schadensfrüherkennung. Beim Bruch der Probe werden die Koppelflansche in einer Fangvorrichtung aufgefangen (Bild 4.6) und damit unzulässige Bewegungen der Taumelwelle unterbunden. Der Bruch wird über mehrere Taster in der Fangvorrichtung detektiert. Diese werden unabhängig von der sonstigen Messtechnik zur sicheren Abschaltung des Prüfstandes verwendet. Dieses redundante Sicherheitskonzept ermöglicht in Verbindung mit dem Prüfkonzept, dass bei Bedarf mit maximaler Belastung und Drehzahl bis zum Wellenbruch gefahren werden kann.

Zum sicheren Betrieb ist die Berechnung und benutzerfreundliche Visualisierung eindeutiger Kontrollgrößen ein weiterer Schwerpunkt, damit die aktuelle Last sowie der Zustand des Prüflings und des Prüfstandes durch den Benutzer und das Automatisierungssystem leicht erfassbar sind.

Bild 4.12 zeigt die Bildschirmanzeige des Messrechners zur Visualisierung des Betriebszustands.

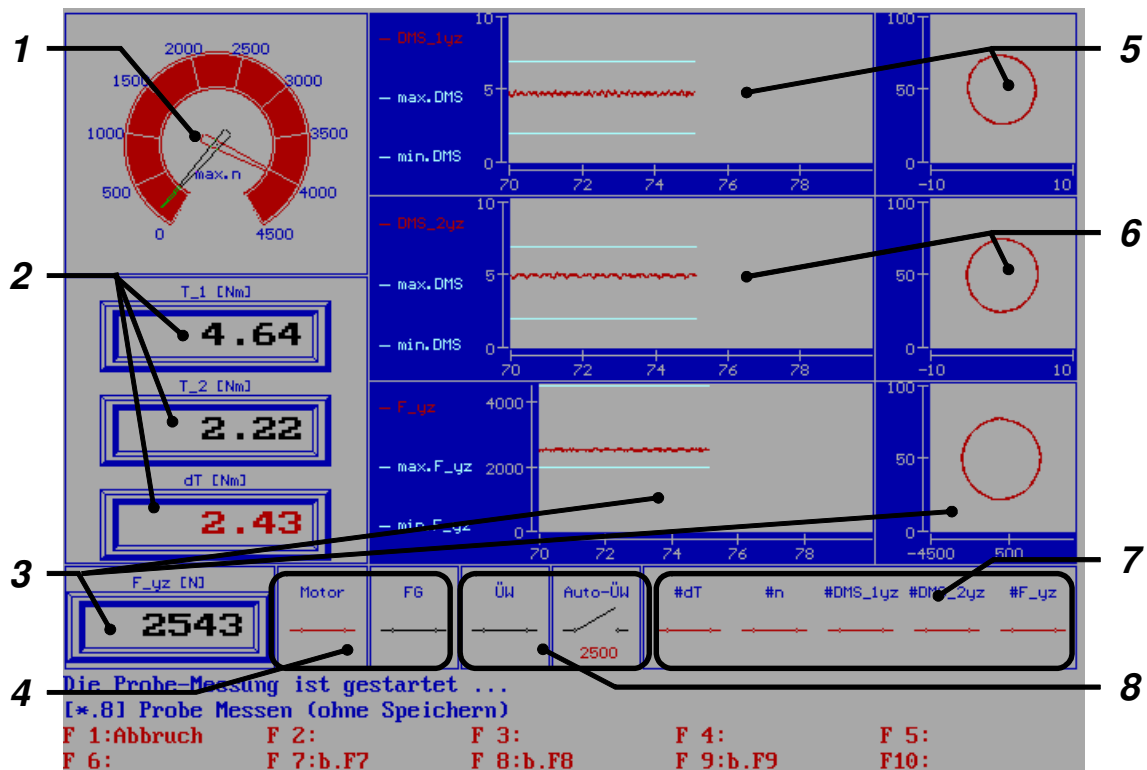


Bild 4.12: Kontrollbild: 1 Drehzahl Auslenkflansche, 2 Drehmoment Synchronwelle rechts und links, 3 Kraft Messplattform, 4 Schaltzustand Motorsteuerung, 5 Biegemoment Taumelwelle links, 6 Biegemoment Taumelwelle rechts, 7 Zustand Abschaltkriterien 8 Überwachung aktiv bzw. Einschaltautomatik

Die Drehzahl der Auslenkflansche informiert über die aktuelle Belastungsfrequenz. Über die Antriebsmomente in den Synchronwellen können Schäden in Verbindung mit Schwergängigkeit im Antrieb frühzeitig erkannt werden. Die wichtigsten Informationen bieten die Anzeigen für die Kräfte auf die Messplattform und die Biegemomente in den Taumelwellen. Durch Auftragen der Messsignale der Biegemomente in den Taumelwellen um die y- und z-Achse ergeben sich die typischen Kreisdarstellungen im rechten Bereich der Anzeige. Dasselbe ist bei der Messplattform für die Darstellung der Kräfte in y- und z-Richtung realisiert. Bei korrekter Kalibrierung der Einzelmessgrößen und konstanter Last über einen Umlauf der Auslenkflansche ergeben sich in dieser Anzeige Kreise.

Hat ein Riss an der Probe ein gewisses Niveau erreicht, sinkt die Steifigkeit der Probe in Rissrichtung ab, so dass die Last über einem Umlauf nicht mehr homogen ist. Die graphische Darstellung weicht dann von der Kreisform ab. Die Auswertung dieses Effektes zur Verwendung als Abschaltkriterium ist jedoch schwierig. Gleichzeitig ist die absolute Höhe der Last mit Hilfe des Radius der Kreise schwer abzuschätzen.

Für diesen Zweck wird die jeweilige effektive Last in den Taumelwellen und auf die Messplattform aus den messtechnisch erfassten Anteilen in der y-z Ebene berechnet.

Für die Messplattform berechnet sich die Auslenkkraft F_r in radialer Richtung dabei aus den gemessenen Kräften F_y und F_z mit:

$$F_r = \sqrt{(F_y)^2 + (F_z)^2} \tag{4-3}$$

Dabei ergibt sich für F_r nur dann ein konstanter Wert, wenn die im Prüfstand auftretende Last keine statischen Anteile aufweist und betragsmäßig konstant ist. In der Darstellung der Lastanteile in einem x-y-Diagramm ergeben sich dann konzentrische Kreise um den Nullpunkt. Bei der Darstellung der berechneten Radialkraft F_r in einem Zeitschrieb ergibt sich dagegen eine horizontale Gerade, wie in Bild 4.12 links neben den Kreisdarstellungen abgebildet. Über Definition einer Ober- und Untergrenzen, die im Zeitschrieb der Messgröße für den Benutzer als farblich abgesetzte Linien dargestellt sind, wird damit bei Abweichungen von der eingestellten Last der Prüfstand sicher abgeschaltet.

Zur Analyse des Betriebszustandes sind beide Darstellungen der Last erforderlich. Bild 4.13 zeigt beide Diagramme mit einem deutlichen Unterschied der Last in vertikaler und horizontaler Richtung über einen Umlauf der Auslenkflansche.

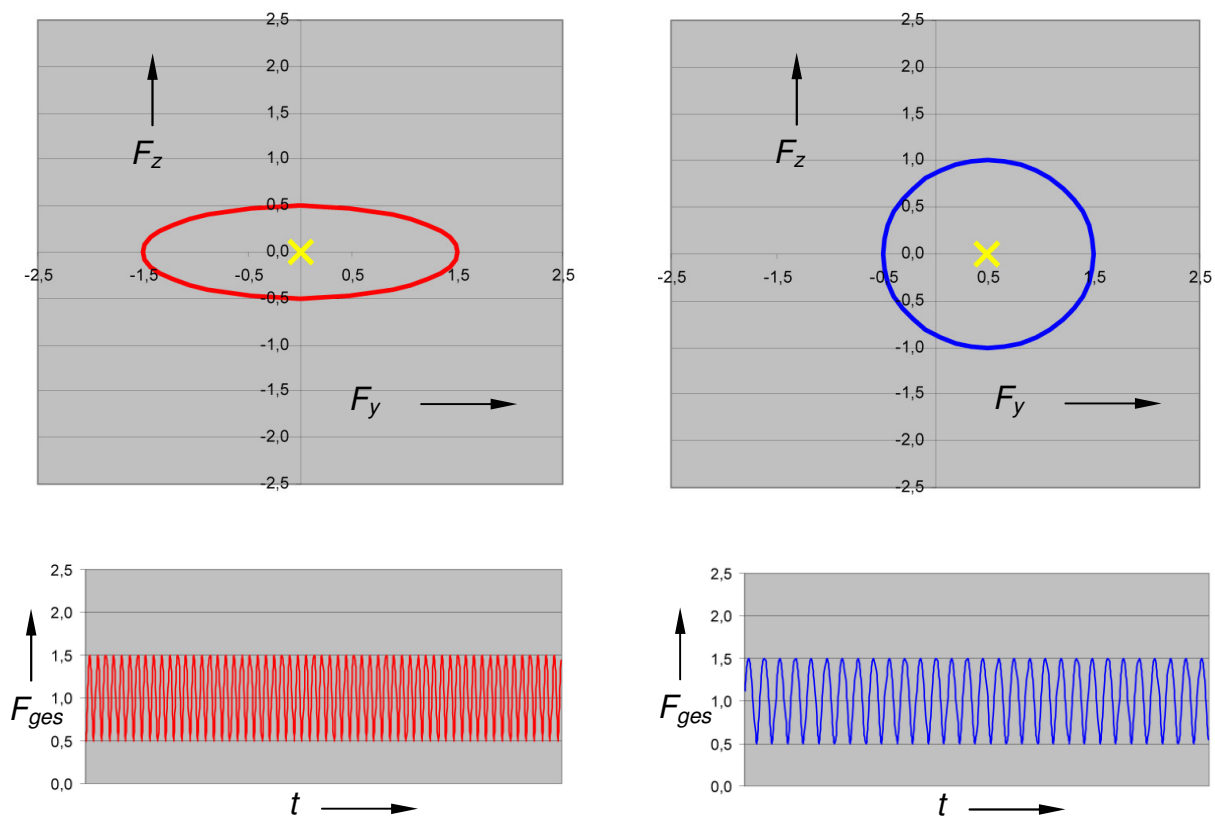


Bild 4.13: Abweichung im dynamischen Lastanteil über einem Umlauf **Bild 4.14:** Umlauf mit statischem Lastanteil über einem Umlauf

Da der Mittelpunkt der Ellipse auf dem Nullpunkt des Lastkoordinatensystems liegt, ist die Mittellast der Belastung Null. Bild 4.14 hingegen zeigt beide Darstellungsarten bei

einem Lastfall mit konstantem dynamischen Lastanteil. Hier ist jedoch zusätzlich ein statischer Anteil vorhanden. In der polaren Darstellung zeichnet sich über einen Umlauf der Last deshalb ein Kreis ab, dessen Mittelpunkt nicht im Ursprung des Koordinatensystems liegt.

In der Kreisdarstellung ist die Art der Abweichung einfach erkennbar, in der Last-Zeitfunktion sind die Abweichungen bei entsprechender Drehzahl nicht voneinander zu unterscheiden. Jedoch führen alle Abweichungen zu deutlichen Änderungen in der berechneten Gesamtlast und damit zur Abschaltung des Prüfstandes.

Damit ergänzen sich beide Darstellungsarten und ermöglichen die Einstellung und Kontrolle der Last auf den Prüfling. Bei der Einstellung unterstützen Messmasken, in denen die Einzelmessgrößen der Belastungsmesseinrichtung auch numerisch dargestellt werden.

Da im Dauerbetrieb vor allem die dynamischen Anteile der Last von Interesse sind wird im Dauerbetrieb an den Ladungsverstärkern der Messplattform die Kurzzeitmessung eingestellt. Hier fließen die in den Piezosensoren erzeugten Ladungen ständig gezielt wieder ab. Damit stehen an den Ladungsverstärkern nach einer gewissen Zeit nur ständig wieder neu erzeugte Ladungen über dynamisch auftretende Verformungen der Piezokristalle an. Die Anzeige der Gesamtkraft auf die Messplattform beim Anfahren und beim Ausschalten des Prüfstandes zeigt Bild 4.15. Bildlich gesprochen zentriert sich beim Anfahren die Kreisdarstellung der Gesamtlast auf die Messplattform selbstständig.

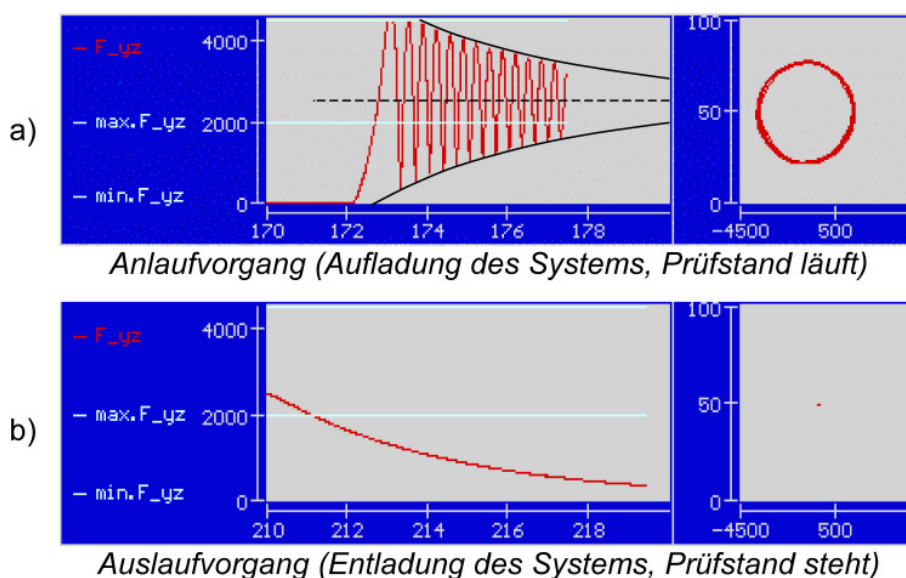


Bild 4.15: Messsignale der Messplattform im Modus der Kurzzeitmessung

Zur Überwachung und Fernbedienung des Prüfstandes wurde das umgesetzte Konzept der Mensch-Maschine-Schnittstellen zur Prüfstandssteuerung ausgenutzt, indem die

wichtigsten Messanzeiger über ein Kamerasystem aufgenommen werden. Diese Bilder werden im Rechner des Kontrollsystems aufbereitet, gespeichert und können auch über das Internet von berechtigten Personen eingesehen werden. Über die Verbindung des Kontrollsystems mit der Prüfstandssteuerung wird auch die Steuerung des Prüfstandes über das Internet realisiert sowie das Versenden automatischer Mitteilungen über SMS oder E-Mail an ausgewählte Benutzer bei festgelegten Ereignissen bzw. im Schadensfall.

4.3.6 Zusammenfassung der Eigenschaften des Dauerlaufprüfstandes

Zusammenfassend lässt sich auch nach praktischer Erfahrung feststellen:

- *Der Prüfstand zur Dauerlaufprüfung hat einen niedrigen Energiebedarf. Die benötigte Antriebsleistung bei den Prüfungen war sehr gering.*
- *Mit dem Prüfstand ist die Erprobung nahezu beliebiger Welle-Nabe-Verbindungen möglich. Die Grenzbelastung bei Biegung liegt über 20 kNm und die Grenzbelastungsfrequenz über 100 Hz. Dies erlaubt im Vergleich zu herkömmlichen Prüfkonzepten kurze Prüfzeiten trotz der bei RDB-Versuchen notwendigen hohen Lastspielzahlen.*
- *Die Belastungsfrequenz ist von 0 bis zur Grenzbelastungsfrequenz stufenlos einstellbar.*
- *Die Belastung der Proben wird ohne direkt an den Prüflingen zu applizierende Messtechnik über unabhängige, prüfstandsseitige Messsysteme redundant gemessen.*
- *Es können gleichzeitig zwei Proben geprüft werden. Die Aufnahme der Proben im Prüfstand erfordert keine zusätzlichen Funktionsabschnitte an den Prüflingen und ermöglicht daher kostengünstige Proben.*
- *Die beliebige Überlagerung von Torsion und Biegebelastung hinsichtlich Belastungshöhe und Frequenz ist realisiert.*
- *Erprobung unter umlaufender Biegung ist auch mit statischen Anteilen möglich.*
- *Die einzige hoch belastete Lagerstelle sind die Pendellager in den Auslenkflanschen. Die dort auftretenden Temperaturen bei den gewählten Erprobungsfrequenzen (in der Regel bis 50 Hz) ließen Fettschmierung zu ohne aufwendige Kühl- und Schmiersysteme. Während der Versuche über mehrere Jahre traten keine Schäden am Prüfstand auf.*
- *Erprobung unter beliebigen, auch gasförmigen Medien ist möglich.*

- *Das Mess- und Sicherheitskonzept ermöglicht den unbemannten Dauerbetrieb und Erkennung von Anrissen zur Abschaltung vor Bruch der Probe. Bei Bedarf kann auch ohne Gefahr von Prüfstandsschäden bis zum Bruch gefahren werden.*
- *Die Überwachung und Dokumentation des Prüflaufs, unabhängig von den zur Verfügung stehenden Messsignalen und der Art des Prüflings, ist sichergestellt.*

4.4 Schlupfmessung

In der Regel wird die Relativbewegung zwischen Welle und Nabe über FE-Simulationen ermittelt. Hintergrund ist die schwierige messtechnische Erfassung dieser kleinen Bewegungen. In der FE-Simulation können diese hingegen beliebig genau ausgewertet werden. Die Ergebnisse der FE-Berechnung sind jedoch von der Art der Kontaktiteration und wesentlich auch von den angenommenen Randbedingungen und Reibwert abhängig. Der Reibwert ändert sich zudem nach Vorlast erheblich. In dieser Arbeit wird das Betriebsverhalten von fugendruckhomogenisierten Pressverbänden im Vergleich zu unkorrigierten Verbindungen untersucht. Ob die Änderung des Reibwertes bei beiden Ausführungsarten gleich ist, war zunächst unbekannt. Damit ist die vergleichende Untersuchung mittels der FEM unter der Annahme gleicher Reibwerte unsicher. Der experimentellen Messung des Schlupfes kommt im Rahmen der Arbeit daher besondere Bedeutung zu.

4.4.1 Konzeptauswahl

Bei der Schlupfmessung sind kleine Relativbewegungen von wenigen μm zu erfassen, wobei die Bauteile von der äußeren Belastung erheblich verformt und als nicht raumfest anzusehen sind. Zusätzlich tritt der Schlupf zwischen Nabenkante und der glatten Welle auf. Diese Geometrien sind messtechnisch sehr schwer greif- bzw. abtastbar.

Versuche, die Bewegungen der Nabenkante und der Welle getrennt zu erfassen und nachträglich zu verrechnen, schlugen fehl. Die Erfassung der absoluten Verformungen der Bauteile unter Biegelast stellt sehr hohe Ansprüche an die Messaufnehmer und die Koppelstelle zwischen Taster und Prüfling. Die labile Kopplung und die Eigenverformung der Bauteile verfälschten das Ergebnis in unzulässiger Weise. Die Verformung optisch zu erfassen wurde aufgrund der räumlichen Bewegung der Teile verworfen.

Um die Verformung der Bauteile aufgrund der äußeren Last aus der Messung zu eliminieren muss der Schlupf direkt erfasst werden. Dabei soll die Messung ohne Applizieren von Messtechnik oder Hilfsmitteln an den Proben wie beispielsweise Metallzungen ([FUNK68], [KREITNER76]) oder Spiegel ([MÜLLERHW62]) erfolgen. Befestigen des Messmittels an der Welle über Kleben wie bei [NISHIOKA68] ist daher nicht akzeptabel.

[HÄUSLER76] hat eine Messvorrichtung verwendet, die auf die Welle geklemmt wird und mittels induktiven Wegaufnehmern die Bewegung zur Nabe misst. [ROMANOS91] setzte eine ähnliche Apparatur ein. Hier wird über DMS die Verformung einer gegen die Nabe vorgespannten Biegefeder erfasst und daraus die Relativbewegung ermittelt.

Das Konzept nach [HÄUSLER76] wurde aufgegriffen und in eine labortaugliche Apparatur zur Schlupfmessung (Bild 4.16) umgesetzt.

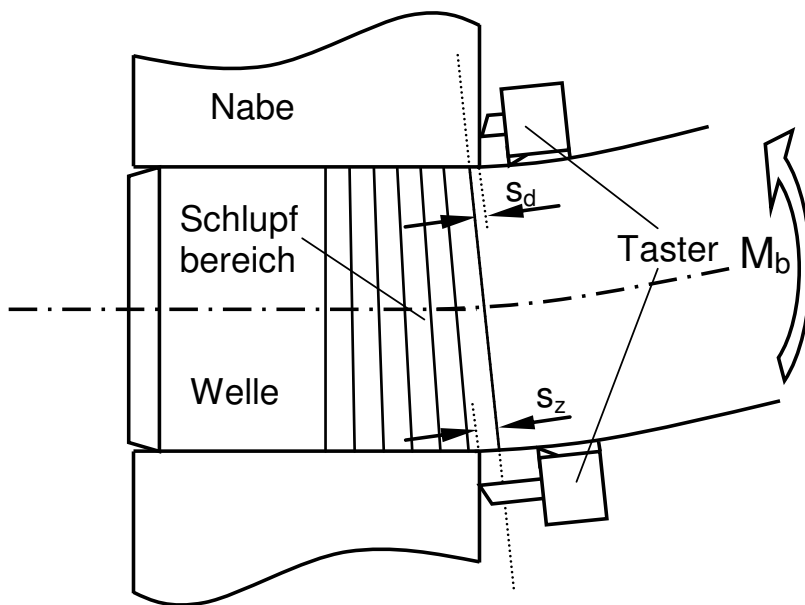


Bild 4.16: Messprinzip der Schlupfmesseinrichtung

Die Schlupfmesseinrichtung wird auf die Welle geklemmt und erfasst mit den Messtastern die Bewegung zwischen den Bauteilen unter Biegelast. Dabei wird gleichzeitig der Schlupf auf der Zug- und Druckseite gemessen.

4.4.2 Mechanik und Messtechnik

Zur Vermeidung von Stillstandszeiten des Dauerlaufprüfstandes und zur Vereinfachung der umfangreichen Versuchsvorbereitung wurde zur Schlupfmessung eine eigene Vorrichtung zur Erzeugung von Wechselbiegung realisiert (Bild 4.17).



Bild 4.17: Belastungseinrichtung zur Schlupfmessung. 1 Prüfling, 2 Schlupfmessgerät, 3 Probenaufnahme, 4 Längenmessverstärker, 5 Kraftmessverstärker, 6 Kraftmessdose, 7 Zugstab, 8 Verlängerungshülse, 9 Schlitten, 10 Kurbel, 11 Unterbau

Durch Drehen an der Kurbel wird der Schlitten der Belastungseinrichtung über ein Spindel-Mutter-System gegenüber dem Unterbau verschoben. Die Bewegung erzeugt über den kardanisch aufgehängten Zugstab eine Biegekraft auf den Prüfling. Die geometrischen Verhältnisse entsprechen aufgrund der Verlängerungshülse denen im Dauerlaufprüfstand (Hebelarm 0,4 m). Die Biegekraft wird über die Kraftmessdose aufgenommen. Zeitgleich erfasst das Schlupfmessgerät die Relativverschiebung zwischen Welle und Nabe unter dieser Last. Das verwendete Messsystem ist in der Lage, mit den angeschlossenen, induktiven Messtastern bis zu 100 Messwertänderungen pro Sekunde bei einer Wiederholstandardabweichung nach DIN 1319 [DIN1319] von $0,01 \mu\text{m}$ zu erfassen.

Das einsatzbereite Schlupfmessgerät in der letztlich eingesetzten Form ist in Bild 4.18 abgebildet. Die Klemmung an der Probe erfolgt über vier Hartmetallschneidplatten, die bei der Montage des Gerätes am Prüfling definiert in die Welle eindringen. Die Vorjustage ist in Bild 4.19 dargestellt, bei der die axiale und radiale Grobposition der Messtaster und die Zustellung der Wendeschneidplatten festgelegt werden.

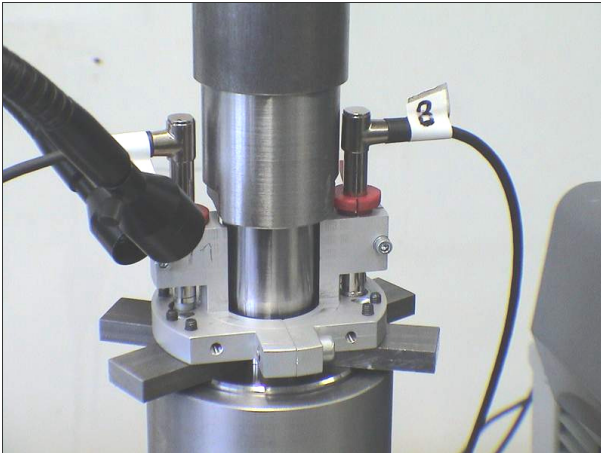


Bild 4.18: Am Prüfling montiertes Schlupfmessgerät

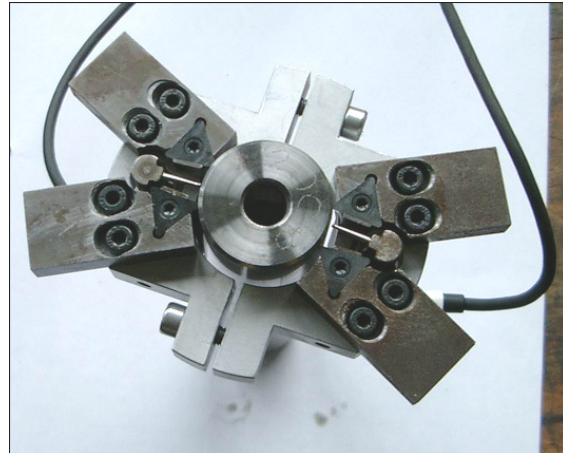


Bild 4.19: An Einstellwelle montiertes Schlupfmessgerät

Die zur exakten Messung notwendige Feineinstellung der Tasterposition zur Welle und Nabe erfolgt nach Montage des Schlupfmessgerätes am Prüfling.

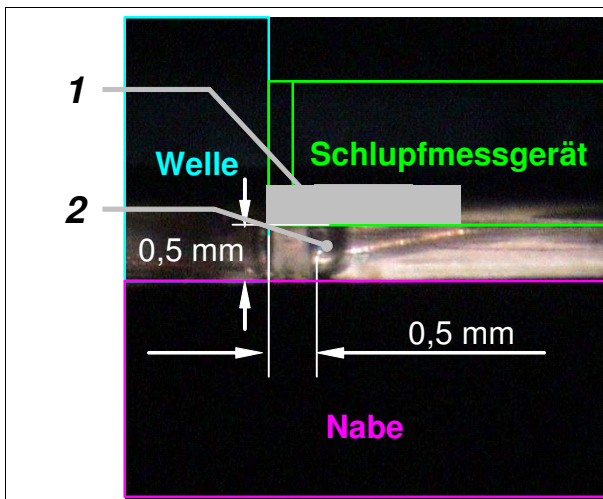


Bild 4.20: Feineinstellung der Messtaster: 1 Wendeschneidplatte, 2 Tastkopf Messtaster

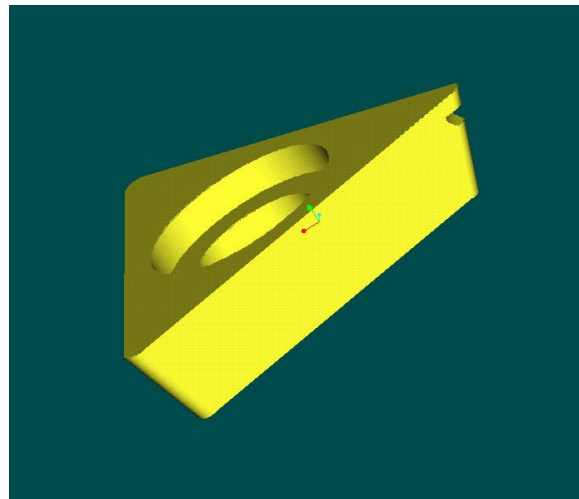


Bild 4.21: Modifizierte Wendeschneidplatte

Über den Spalt zwischen Nabe und Schlupfmessgerät wird mit Hilfe eines Stereomikroskops und entsprechender Beleuchtung die Lage der Tastköpfe kontrolliert. Bild 4.20 zeigt ein Bild aus dem an das Mikroskop angeschlossenen Videosystem, über das mittels kalibrierter Anzeige die Position vermessen wird. Zur Verdeutlichung sind die Bauteilgrenzen farblich nachgezogen.

Der Abstand zwischen den Klemmstellen der Wendeschneidplatten auf der Welle und der Stirnfläche der Nabe sowie zwischen Berührungspunkt des Tastkopfes des Messtasters

und der Stirnfläche der Nabe wurde iterativ hinsichtlich Montage- und Messicherheit mit 0,5 mm festgelegt. Über exzentrische Klemmbuchsen zwischen Messtaster und Schlupfmessgerät kann die axiale, radiale und tangentielle Position des jeweiligen Messtastkopfes auch im montierten Zustand korrigiert werden. Die Einhaltung dieser Maße ist entscheidend für die Genauigkeit der Schlupfmessung.

Aufgrund der Feingeometrie der Wendeschneidplatten war zur sicheren Verbindung des Schlupfmessgerätes die in Bild 4.21 dargestellte Modifizierung notwendig. Die mittels Vorrichtung und einer Diamantfeile definiert in die Schneidplatte eingebrachte Kerbe stellt die schlupffreie Fixierung auf der Welle auch unter hoher Wechselbiegebelastung sicher.

Über die zwei Taster im Schlupfmessgerät wird in einer Aufspannung an zwei Stellen der Probe gemessen. Beide Taster sind mit dem Längenmessverstärker verbunden. Je nach Wunsch kann die Differenz, Summe oder Einzelmesswerte der Taster angezeigt und über eine Schnittstelle an den angeschlossenen Messrechner ausgegeben werden. Mit der gleichzeitig erfassten Biegelast können in einer entsprechend programmierten Messmaske die typischen Schlupfhysteresekurven aufgezeichnet werden. Bild 4.22 und Bild 4.23 zeigen beispielhaft die Schlupfkurven einer jungfräulichen Probe unter verschiedenen Biegemomenten.

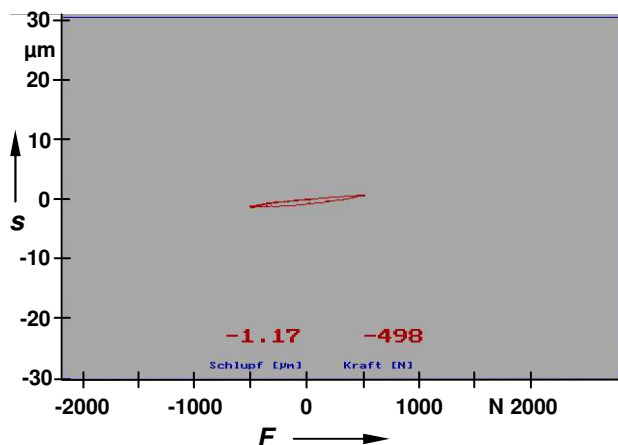


Bild 4.22: Schlupfkurve Last LBN
(25 % Klafflast)

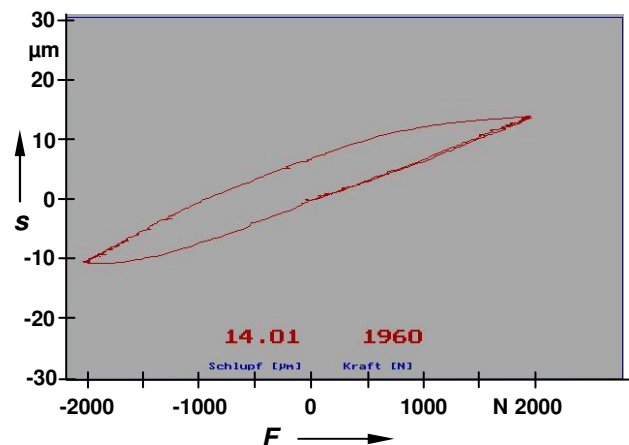


Bild 4.23: Schlupfkurve Last LBK
(100 % Klafflast)

Aufgrund der voneinander unabhängig aufgenommenen und ausgewerteten Messkurven der zwei Messtaster können schon bei der Messung ungewöhnliche Abweichungen untersucht und beseitigt werden. Die Abweichungen zwischen den Messwerten der Taster betragen in der Regel wenige Zehntel µm.

Die dargestellten Schlupfkurven zeigen jedoch nicht zwingend den Schlupf im Prüfling, sondern nur die Relativbewegung zwischen dem Schlupfmessgerät und der Nabenstirnfläche im angetasteten Bereich. Dieser Wert wird als scheinbarer Schlupf bezeichnet und muss noch entsprechend korrigiert werden.

4.4.3 Tatsächlicher Schlupf und Messablauf

Der messtechnisch erfasste scheinbare Schlupf kann noch verschiedene Anteile enthalten, die im Prüfling tatsächlich nicht auftreten. Diese stammen z. B. aus der Verformung der Messvorrichtung oder den elastischen Verformungen des Prüflings unter der Biegelast. Die Verformungen des Prüflings können über vergleichende FE-Rechnung einer entsprechend abgesetzten Welle, wie in [ROMANOS91] beschrieben, eliminiert werden. Einflüsse z. B. aus der Messapparatur bleiben dabei jedoch unberücksichtigt.

Alle Einflüsse hingegen können wie in [HÄUSLER76] über die Messung des scheinbaren Schlupfes einer derartigen Welle erfasst werden. Dieser Weg wurde auch in dieser Arbeit gewählt. Der so genannte Pressverband-Dummy, also der Vergleichsprüfling zur Schlupfmessung, weist dieselben geometrischen Abmessungen wie die Probe auf. Er ist jedoch im Gegensatz zum Prüfling aus einem Stück gefertigt und nicht über Fügen einer Welle mit einer Nabe entstanden. Aufgrund der Herstellung weist der Dummy im Übergang zwischen „Welle“ und „Nabe“ einen Radius von maximal 0,4 mm auf. Durch die auch bei den Pressverbänden eingestellten Abstände der Messtaster kann auch der Dummy sicher vermessen werden.

Der wahre Schlupf zwischen Welle und Nabe unter den jeweiligen Biegelasten ist die Differenz aus dem scheinbaren Schlupf des Pressverband-Dummys und des Prüflings.

Da die Messungen an den konventionellen und fugendruckhomogenisierten Proben sowohl im jungfräulichen Zustand als auch nach der Biegevorlast im Dauerlaufprüfstand durchgeführt wurden, ist die Erfassung und Auswertung dieser Messwerte getrennt möglich. Als jungfräulich werden Proben nach dem Fügen ohne vorherige Biegevorlast im Dauerlaufprüfstand bezeichnet. Bei der Schlupfmessung an diesen Proben wurden die aufgrund der Ausführung als Querpressverband immer vorhandenen, axialen Fügeverspannungen durch mehrfache Biegewechsellast in Höhe des Klaffmomentes abgebaut. Die Schlupfmessungen selbst wurden in einer Messung über mehrere Lastspiele unter Wechsellast auf dem eingestellten Niveau durchgeführt, um die Wiederholgenauigkeit sicher zu stellen. Wenn sich während der Schlupfmessung noch vorhandene Fügeverspannungen lösen, ist dies leicht über ein Wandern der Schlupfhysteresen in der Messung zu erkennen. Erst bei Deckungsgleichheit der Schlupfhysteresen nach mehreren Lastwechseln auch bei hohem Lastniveau wurde die Messreihe freigegeben.

Die Schlupfmessung wurde bei allen Proben mit steigender Last von 25% bis 100% des Klaffmomentes durchgeführt. Dies ist vor allem bei den Proben mit Biegevorlast im Dauerlaufprüfstand wichtig, damit eventuelle Mikroverschweißungen im Pressverband nicht durch zu hohe Biegelast zerstört werden. Das Schlupfverhalten entspräche danach nicht mehr dem Verhalten vor der Überlast.

Das entwickelte Schlupfmessgerät kann prinzipiell auch direkt an die Proben im Dauerlaufprüfstand montiert werden. Die Grenzbelastungsfrequenz zur Messung ist dabei

über die mögliche Abtastrate des Schlupfmessgerätes und die vor allem über die Belastbarkeit der Kopplung zur Welle begrenzt und muss bei Bedarf iterativ ermittelt werden.

4.5 Füge- und Auspressvorrichtung

Zur Herstellung von Längspressverbindungen und zum Auspressen von Pressverbänden wurde eine Vorrichtung realisiert, die in Bild 4.24 abgebildet ist.

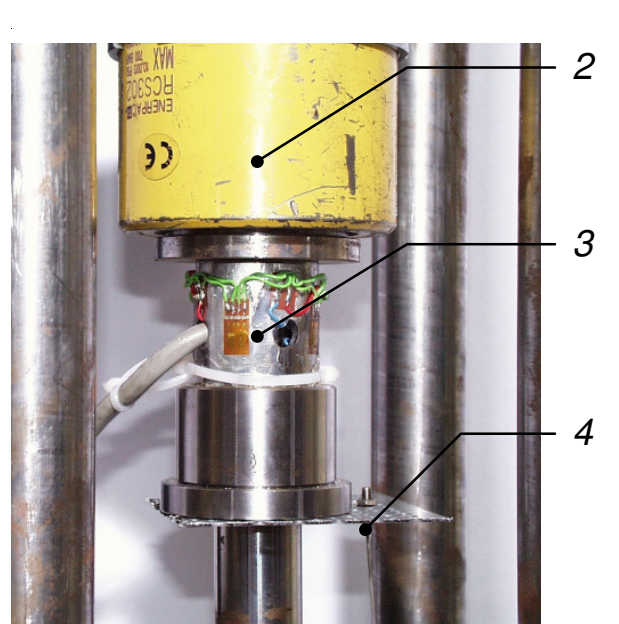
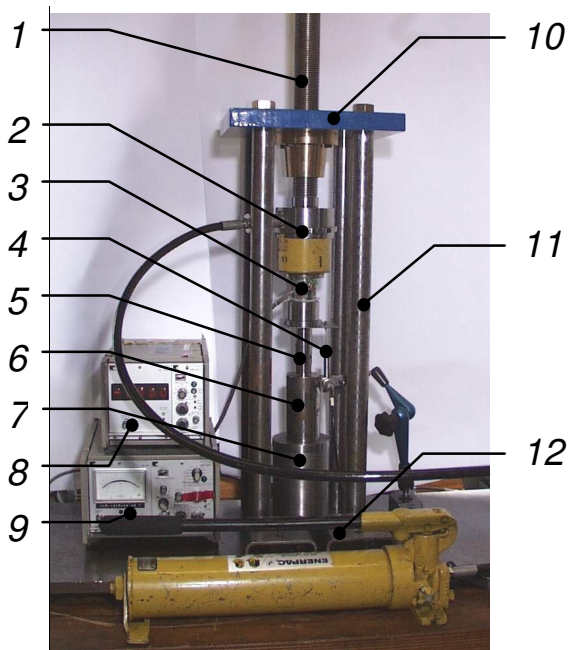


Bild 4.24: Füge- und Abpressvorrichtung **Bild 4.25:** Messeinrichtung

1 Spindel, 2 Hydraulikzylinder, 3 Kraftmesshülse, 4 Wegaufnehmer, 5 Welle, 6 Nabe, 7 Probenaufnahme, 8 Kraftmessverstärker, 9 Wegmessverstärker, 10 Deckplatte mit Spindelmutter, 11 Zugstreben, 12 Grundplatte

Die zum Fügen bzw. Abpressen notwendige Kraft kann wahlweise über eine Spindel 1 oder über einen Hydraulikzylinder 2 erzeugt werden. Die Kraftmesshülse 3 überträgt und misst über den Kraftmessverstärker 8 die Kraft auf die Welle 5, während der Wegaufnehmer 4 mit Hilfe des Wegmessverstärkers 9 den zurückgelegten Weg erfasst. Die Nabe 6 des Pressverbandes stützt sich dabei über die Probenaufnahme 7 an der Grundplatte 12 ab. Die vier Zugstreben 11 schließen den Kraftfluss zwischen Grundplatte und Deckplatte mit der Spindelmutter 10.

Die mechanischen Komponenten der Fügevorrichtung sind auf eine Grenzbelastung von 800 kN ausgelegt. Zum Auspressen der Proben wurde der vorhandene Hydraulikzylinder mit einer Maximalkraft von ca. 400 kN verwendet.

Die Probenaufnahme ist nur in die Grundplatte gesteckt und kann leicht gegen eine andere Aufnahme getauscht werden. Dies wurde z. B. für die Umsetzung der Abpressvorrichtung in Umfangsrichtung im Rahmen der Arbeit von [GLÖGGLER02] genutzt.

Zur Vermeidung des Verkantens beim Fügen ist die koaxiale Ausrichtung von Welle und Nabe über Kugel-Pfanne-Zwischenelemente möglich, die eine gewisse Zentrierung ermöglichen und bei fortgeschrittenem Fügevorgang eine Verspannung aufgrund Doppelführung vermeiden. Die Spindel dient neben der Möglichkeit zur Krafterzeugung auch der schnellen Anpassung an verschiedene Probenlängen und zur einfachen Montage des Prüflings. Sollte der Weg des Hydraulikzylinders für den Fügeweg nicht ausreichen, kann über das Zustellen der Spindel der Fügeweg nahezu beliebig verlängert werden.

Die Messung der Kraft auf den Prüfling erfolgt über eine mit insgesamt 4 temperaturkompensierten DMS-Vollbrücken bestückte Kraftmesshülse. Ein induktiver Wegaufnehmer erfasst die Verschiebungen beim Ein- bzw. Auspressen des Pressverbandes.

Bild 4.26 und Bild 4.27 zeigen Kraft-Weg-Diagramme beim Abpressen einer Probe mit Biegevorlast zur Beurteilung des Löseverhaltens und des globalen Reibwertes.

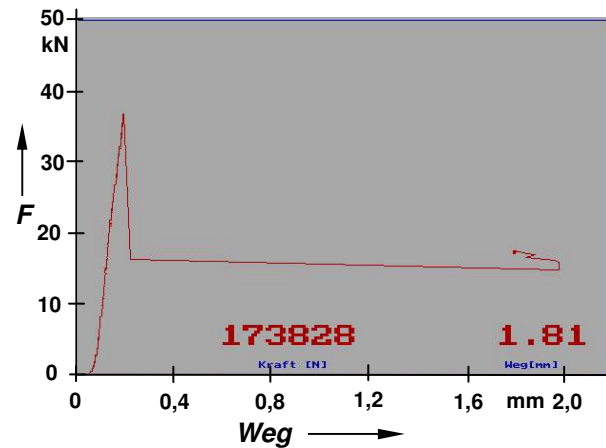
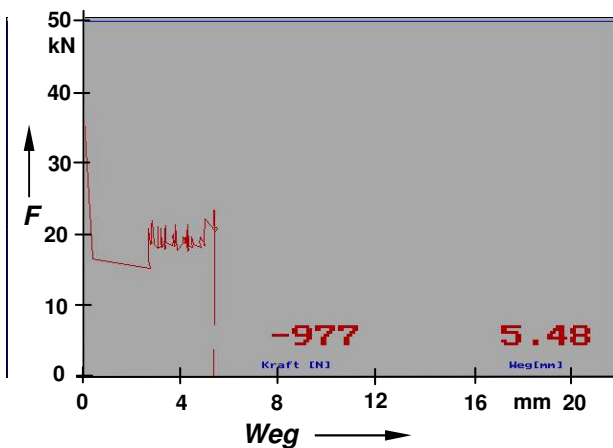


Bild 4.26: Kraft-Weg-Diagramm beim Abpressen einer Probe mit Biegevorlast unter mehreren Entspannungsvorgängen

Bild 4.27: Kraft-Weg-Diagramm beim Abpressen einer Probe mit Auflösung des ersten Lösen einer Probe mit Biegevorlast

Der Pressverband löst sich erst bei einer sehr hohen Kraft zum ersten Mal. Die folgenden Entspannungsvorgänge sind schwächer ausgeprägt und finden auf deutlich niedrigerem Niveau statt. Je nach Einstellung des Messverstärkers können bei Bedarf Bewegungen im Bereich von wenigen μm aufgelöst und damit, wie in Bild 4.27 dargestellt, auch Teilbereiche des Füge- oder Lösevorganges untersucht werden.

4.6 Untersuchung der Fügefläche hinsichtlich RDB

Die Schädigung der Kontaktflächen nach dynamischer Beanspruchung des Pressverbandes kann als Maß für die aufgetretene RDB dienen. Wird daraus die unter Last auftretende Schlupftiefe abgeleitet, ist in Verbindung mit FE-Berechnungen die Bestimmung der Reibwerte im Pressverband möglich.

4.6.1 Trennen der Proben

Das Abpressen der Proben oder das Lösen der Verbindung über Einpressen von Öl in die Fügefläche kann Schäden an den Kontaktflächen nicht ausschließen und ist damit zur nachfolgenden Untersuchung der RDB ungeeignet.

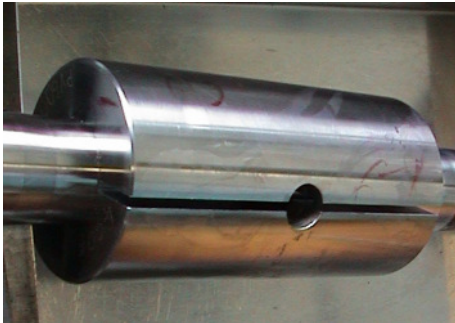


Bild 4.28: Eingesägte Nabe

Beim Trennen der Proben wird daher, wie in Bild 4.28 dargestellt, die Nabe beidseitig bis nahe an die Wellenoberfläche eingesägt.

Über gleichzeitig in beide Sägespalte eingetriebene Keile wird die Nabe dann gesprengt. Dabei kann auch kontrolliert werden, ob sich aufgrund der Biegedauerlast dauerhafte Mikroverschweißungen zwischen Welle und Nabe gebildet haben, da diese beim Entfernen der Nabhälften gewaltsam getrennt werden müssen.

4.6.2 Möglichkeiten zur Oberflächenanalyse

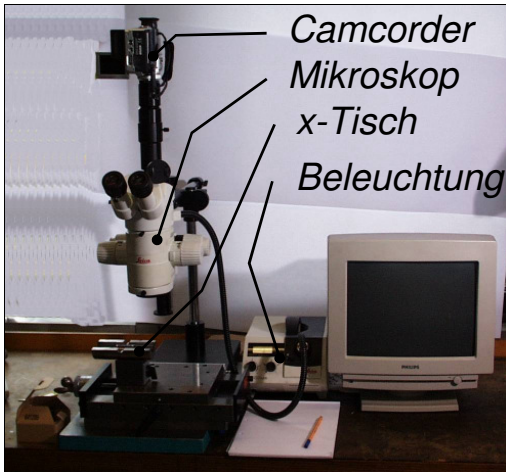
Eine Übersicht über mögliche Oberflächenmess- und Analysetechniken zur Untersuchung reibdauerbelasteter Flächen gibt [ROMANOS91]. Dort werden teilweise aufwändige Verfahren wie Rasterelektronenmikroskopie (REM), energiedispersiver Röntgenmikroanalyse (EDAX) und Augerelektronenspektroskopie (AES) beschrieben und angewandt, um Änderungen in den Kontaktflächen der Bauteile nachzuweisen.

Auch die Vermessung der Rauheit stellt eine Möglichkeit dar, Oberflächenstellen mit RDB zu detektieren. Eigene Untersuchungen bestätigen die Einschätzungen von [ROMANOS91], dass die dabei ermittelten Messwerte bei reibdauerbeanspruchten Oberflächen quantitativ schwierig auszuwerten sind, speziell bei drehend hergestellten Proben.

Eine einfache und universell anwendbare Methode zur Untersuchung der Proben nach dynamischer Belastung ist hingegen das optische Analysieren der Fügeflächen.

4.6.3 Mikroskop zur optischen Untersuchung

Zur optischen Auswertung der Proben kam das Stereomikroskop (Bild 4.29) zum Einsatz, das auch zur Einstellung der Tasterabstände bei der Schlupfmessvorrichtung verwendet (Kapitel 4.4.2).



Ein an das Mikroskop adaptierter Camcorder ermöglicht über Video- und Fotoaufnahmen die Durchführung und Dokumentation der Oberflächenanalyse. Eine Beleuchtungseinrichtung dient zur Ausleuchtung der Proben, wobei speziell für Aufnahmen in sehr hohen Vergrößerungsbereichen bis 1:1000 die Möglichkeit besteht, das Licht in den Strahlengang des Mikroskops einzuspeisen und den Prüfling direkt von oben zu beleuchten. Auch Anrisse in der Bauteiloberfläche sind damit erkennbar.

Bild 4.29: Mikroskop zur optischen Auswertung der Fügeflächen

Um die Schlupftiefen zu ermitteln wird die in einem Prisma aufgenommene Probe unter dem Mikroskop mittels eines x-Tisches mit einer Auflösung von 1/100 mm bewegt.

4.6.4 Definition von Schlupfzonen

Die Schlupftiefe sinkt aufgrund des schnell ansteigenden und sich dann stabilisierenden Reibwerts unter Biegung schnell ab. Der Bereich maximaler Schlupftiefe unter Last im noch untrainierten Zustand wird daher nur kurzzeitig reibdauerbeansprucht, an Proben mit hoher Oberflächenqualität können diese Bewegungen jedoch schon optisch auswertbare Spuren hinterlassen.

Schließt man über vergleichende FE-Berechnungen aus dieser optisch erfassbaren Grenzschlupftiefe auf den herrschenden Reibwert im Pressverband, ist damit nur der Zustand kurz nach Beginn der dynamischen Erprobung abgebildet. Damit weist das Verhalten einen typischen Schleppzeigereffekt auf und ist zur Ermittlung des stabilisierten Reibwertes der Dauerbeanspruchung nicht geeignet.

Derzeit ist eine Aussage, bei welcher Höhe eine Relativbewegung bei gegebener Pressung und Wiederholungen zu einer beobachteten Schädigung der Oberfläche führt, nicht möglich. Der Abgleich von FE-Rechnungen über optische Schlupftiefenauswertungen ist daher mit einer zusätzlichen Unschärfe behaftet.

In Verbindung mit den Schlupfmessungen ist jedoch die Validierung der FE-Simulation des Schlupfverhaltens möglich. Damit können die optischen Auswertungen der

Schlupfbereiche einen Beitrag dazu leisten, bei welchem Schlupf im Pressverband mit entsprechender Schädigung zu rechnen ist. Der optisch erkennbare Bereich mit Relativbewegung wurde nach Grad der Schädigung und der optisch erkennbaren Verteilung der Verschleiß- und Korrosionsprodukte nach [HEYDT02] in drei Schlupfzonen unterteilt. Diese Einteilung verwendet auch [GLÖGGLER02]. Vor allem der primär geschädigte Bereich ist bei allen Proben deutlich zu erkennen.

- Primärer Schlupf: Oberfläche ist deutlich verfärbt bzw. korrodiert. Sie hat statt der gold-silbrigen metallischen Oberfläche eine dunkelbraune bis schwarze Farbe. Deutlich zu erkennen sind Passungsrost bzw. gewaltsam getrennte Mikroverschweißungen.
- Sekundärer Schlupf: Deutlich Passungsrost erkennbar. Drehriefen meist noch deutlich erkennbar und im Gegensatz zum primären Schlupf nicht komplett über den Umfang korrodiert.
- Tertiärer Schlupf: Leichte Verfärbungen gegenüber einer vermutlich schlupffreien Region des Pressverbandes. Vereinzelt Auftreten von Korrosion auf den Oberflächen der Fügepartner.

Bild 4.30 zeigt die optische Analyse von der Welle der Probe T60036 (siehe auch Kapitel 5.9.2). In Bild 4.31 ist der primäre Schlupfbereich vergrößert dargestellt.

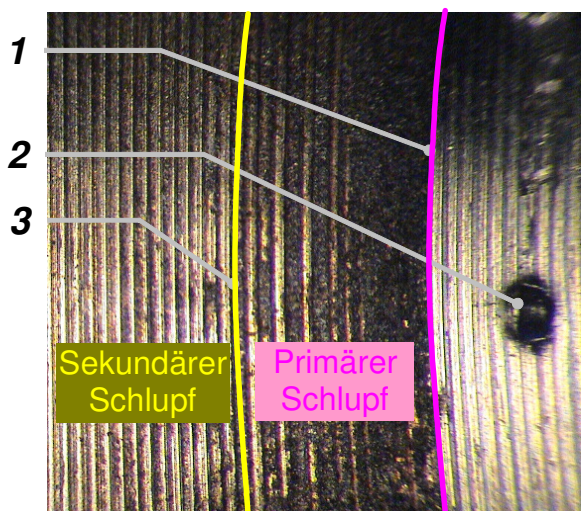


Bild 4.30: Schlupfauswertung bei Welle der Probe T60048: 1 Nabekante, 2 Eindruck Wende-schneidplatte des Schlupf-messgerät, 3 Übergang primärer zu sekundärer Schlupf

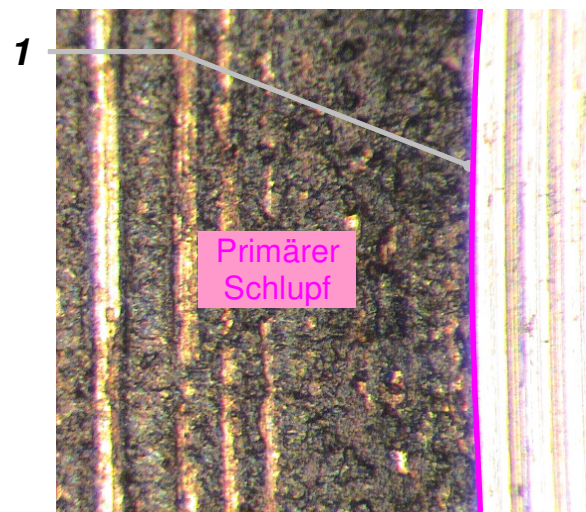


Bild 4.31: Detailbild der primären Schlupfzone bei Welle der Probe T60048: 1 Nabekante

Die gebogenen Trennlinien liegen an der notwendigen Schiefstellung der Welle bei der Aufnahme, um Rückreflexionen des zur Ausleuchtung in den Strahlengang des Mikro-

skops eingeleiten Lichts der Beleuchtungseinrichtung in die Kamera zu vermeiden. Bild 4.32 und Bild 4.33 zeigen die Übergänge in den sekundären und tertiären Schlupf.

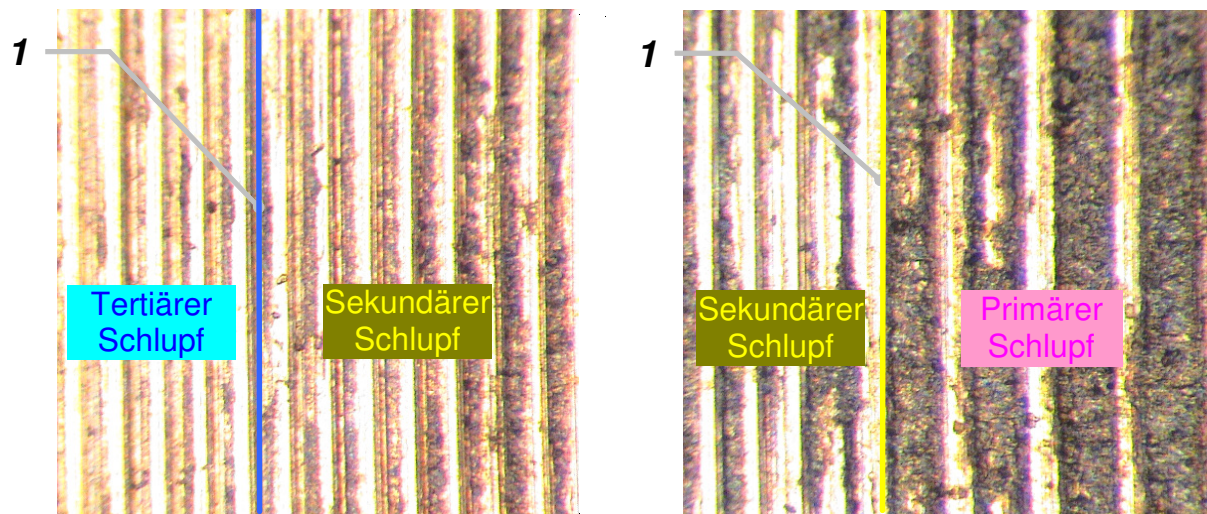


Bild 4.32: Schlupfauswertung bei Welle der Probe T60048: 1 Übergang sekundärer zu tertiärer Schlupf

Bild 4.33: Schlupfauswertung bei Welle der Probe T60048: 1 Übergang primärer zu sekundärer Schlupf

Bei den mikroskopischen Untersuchungen zeigt sich, dass wie erwartet die optische Beurteilung der Oberflächen zur Detektion von Schädigungen der Oberflächen geeigneter ist als diejenige mit Hilfe einer Rauheitsmessmaschine.

Um die verschiedenen Schlupftiefen anhand der Rauheiten nachzuweisen, werden sowohl die Naben als auch die Wellen nach der Belastung auf einer Rauheitsmessmaschine der Firma Hommelwerke des Typs TURBO RAUHEIT V 6.10 untersucht. In den Messschrieben sind zwar deutliche Unterschiede zu denen der jungfräulichen Pressverbindung erkennbar, es ist jedoch nur der primäre Schlupf deutlich abzugrenzen. Beim sekundären Schlupf lässt sich nur noch erahnen, wo dieser begonnen hat. Tertiärer Schlupf ist mit dieser Methode nicht zu belegen. Zum Vergleich ist bei den getrennten Proben der primäre und sekundäre Schlupf schon relativ gut mit dem bloßen Auge zu erkennen.

5 Anwendung auf biegebelastete Pressverbände

Im Folgenden werden die Ergebnisse in der Anwendung der Untersuchungsmethodik auf Pressverbindungen dargestellt. Dabei liegt der Schwerpunkt auf dem Vergleich zwischen fugendruckhomogenisierten und konventionellen Ausführungen.

Die übliche Gliederung nach der Art der Erkenntnisse in simulative und experimentelle Daten wird vermieden, stattdessen werden die jeweils zur Klärung des Sachverhaltes geeigneten Methoden im Rahmen der Untersuchungsmethodik eingesetzt und deren Ergebnisse zusammengestellt. Die Verzahnung von Experiment und Simulation ermöglicht weitergehende Erkenntnisse als bei getrennter Darstellung der Ergebnisse.

5.1 Untersuchte Probenformen und Lasten

Auf Grundlage der generell entwickelten Nomenklatur zur Beschreibung der Modelle und Probe (Kapitel 2.5) sind mit Hilfe der Tabelle 5.1 die Haupteigenschaften der Proben aus der Probenbezeichnung zu entschlüsseln. Die Kennzeichnung am Ende der Tabelle gibt an, ob derartige Modelle mittels der FE-Simulation (FE) bzw. experimentell (Ex) untersucht wurden. Teilweise müssen Feinheiten wie geometrische Unterschiede aufgrund der geänderten Aufnahme im Prüfstand zur Differenzierung der Proben im Rahmen der praktischen Arbeit unterschieden werden. Wenn diese jedoch in dieser Arbeit ohne Belang sind, werden die betroffenen Schlüssel gemeinsam aufgeführt. Die geometrischen Angaben beziehen sich auf [DIN7190_01]:

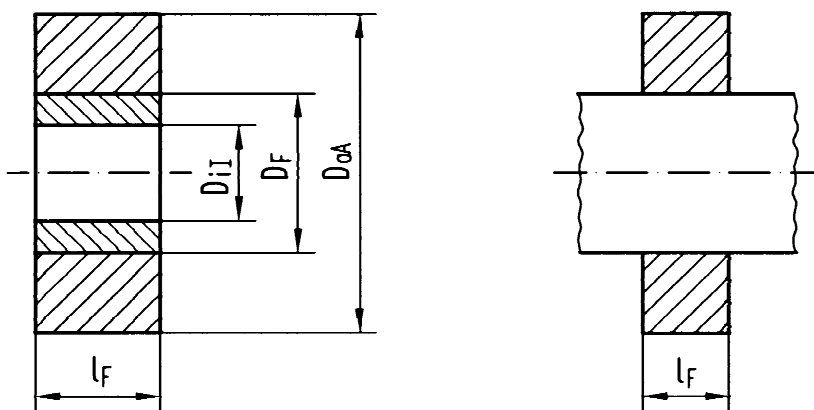


Bild 5.1: Hauptmaße bei Pressverbindungen nach [DIN7190_01]

Die entwickelte Nomenklatur **AMgfmhLIITttttVvv** wird praktisch angewendet mit:

Key	Beschreibung	Grafik	FE	Ex
A	Art des Objektes <i>hier nur System Pressverband</i>			
P	<i>Pressverband</i>		X	X
M	Modellbeschreibung über 4 Eigenschaftsschlüssel gfmh			
Schlüssel 1 (g): Grobgeometrie, relevant für Pressungsberechnung				
<i>a</i>	$D_{il} = 0$ mm (Vollwelle), $D_F = 30$ mm, $l_F = 42$ mm, $D_{aA} = 65$ mm		X	X
<i>b</i>	$D_{il} = 0$ mm (Vollwelle), $D_F = 30$ mm, $l_F = 15$ mm, $D_{aA} = 65$ mm		X	X
<i>c</i>	$D_{il} = 0$ mm (Vollwelle), $D_F = 30$ mm, $l_F = 42$ mm, $D_{aA} = 40$ mm		X	
<i>d</i>	$D_{il} = 0$ mm (Vollwelle), $D_F = 30$ mm, $l_F = 42$ mm, $D_{aA} = 50$ mm		X	
<i>e</i>	$D_{il} = 0$ mm (Vollwelle), $D_F = 30$ mm, $l_F = 15$ mm, $D_{aA} = 50$ mm		X	
Schlüssel 2 (f): Feingeometrie, kann Pressungsverteilung bzw. Schlupfverhalten beeinflussen				
<i>a,b</i>	<i>Einfachprobe IKTD, Nabe ohne Fasen, Welle überstehend</i>		X	
<i>s</i>	<i>Probe mit Flanschnabe Modell Chemnitz, Welle überstehend</i>		X	X
<i>v,e,k</i>	<i>Doppelprobe IKTD, Nabe ohne Fasen, Welle überstehend, Variation in v, e, k nur zur Aufnahme der Welle in Belastungsmaschine (unerheblich für PV)</i>			X
Schlüssel 3 (m): Material, relevant für Pressungsberechnung und Experiment				
<i>a</i>	<i>Welle 31CrMoV9, Nabe 42CrMo4V, vergütet, gedreht (IKTD)</i>		-	X
<i>b</i>	<i>Welle und Nabe 42CrMo4V, vergütet, gedreht (IKTD)</i>		-	X
<i>c</i>	<i>Welle und Nabe 16MnCr5, gehärtet, geschliffen (Chemnitz)</i>		-	X
Schlüssel 4 (h): Übermaßgruppe, ausschlaggebend für Pressungsberechnung				
<i>4(5)</i>	<i>Nennübermaß 40 µm (50 µm ...), konventionell</i>		X	X
<i>a,b</i>	<i>Nennübermaß 40 µm, Übermaßverlauf für konstante Pressung</i>		X	X
<i>c</i>	<i>Nennübermaß 50 µm, Übermaßverlauf für konstante Pressung</i>		X	X
<i>m</i>	<i>Massivproben, Dummy-Pressverband für Schlupfmessungen</i>			X
L	Lastbeschreibung (jeweils Belastung an Nabenkante)			
--	<i>Ohne Vorlast</i>		-	X
<i>ba</i>	<i>Biegemoment 150 Nm</i>		X	X
<i>bb</i>	<i>Biegemoment 300 Nm</i>		X	X
<i>bc</i>	<i>Biegemoment 600 Nm</i>		X	X
<i>bk</i>	<i>Biegemoment 100% der Klafflast nach Smetana</i>		X	X
<i>bl</i>	<i>Biegemoment 75% der Klafflast nach Smetana</i>		X	X
<i>bm</i>	<i>Biegemoment 50% der Klafflast nach Smetana</i>		X	X
<i>bn</i>	<i>Biegemoment 25% der Klafflast nach Smetana</i>		X	X
<i>bs</i>	<i>Biegemoment 55% der Klafflast nach Smetana</i>			X
<i>bt</i>	<i>Biegemoment 60% der Klafflast nach Smetana</i>		X	X
<i>bu</i>	<i>Biegemoment 65% der Klafflast nach Smetana</i>		X	X
<i>bv</i>	<i>Biegemoment 70% der Klafflast nach Smetana</i>			X

Tabelle 5.1: Nomenklatur der betrachteten Proben und Modelle.

Die Grafik in Spalte drei der Tabelle 5.1 wird zur Verdeutlichung der Proben- bzw. Modelleigenschaften auch in den folgenden Ergebnisgrafiken und Bildern verwendet.

Die Angabe der Last bezieht sich bei experimentellen Proben immer auf die im Dauerlaufprüfstand eingestellte Belastung, gemessen bei 300 1/min. Die tatsächliche maximale Biegebeanspruchung liegt aufgrund der Fliehkräfte geringfügig darüber und kann bei Bedarf über den Korrekturfaktor nach Bild 5.2 abhängig von der jeweiligen Biegelast und der Belastungsfrequenz ermittelt werden.

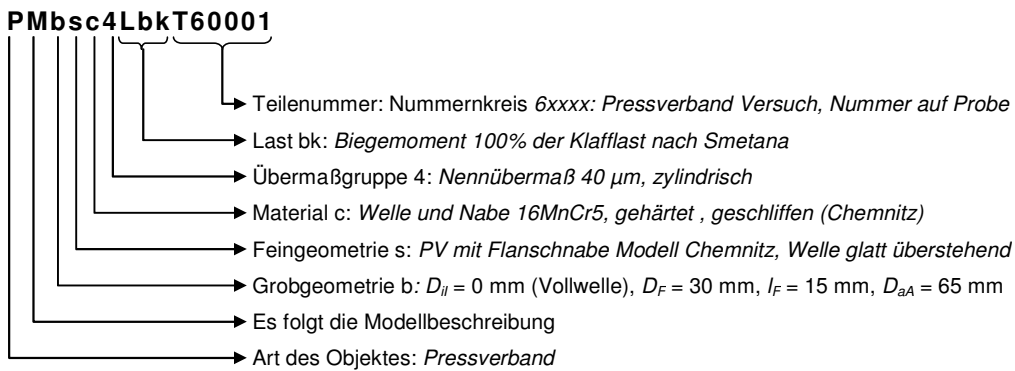
Die Schlupfmessungen wurden unter variabler Last durchgeführt. Die Lastbezeichnung bei den FE-Modellen beschreibt die Last bei der Simulation. Die Simulation von Vorlast ist bei FE-Berechnungen nicht sinnvoll, da Reibwertveränderungen hier nicht auftreten.

Das Klaffbiegemoment kennzeichnet die Beanspruchbarkeit der Verbindung bezüglich Biegelast besser als das übertragbare Drehmoment (siehe auch Kapitel 2.2.2.5). Eine Angabe der Biegemomentbelastung bezogen auf die Klafflast der Verbindung nach [SMETANA01] ist daher empfehlenswert. So gewinnt man einerseits einen Eindruck über die Höhe der „Auslastung“ der jeweiligen Probe aufgrund der Biegelast und schafft andererseits die Grundlage für vergleichende Untersuchungen an unterschiedlichen Probengeometrien. Die Übermaßverteilung im relevanten Bereich der Nabenkante und damit auch die Last, die zu lokalem Klaffen führt, ist jedoch bei den experimentellen Proben vor allem nach Vorlast aufgrund eventueller Verschleißvorgänge trotz Probenvermessung unsicher. Die Klafflast nach Smetana als Referenz für die bezogene Lastangabe wird daher mit einem für die jeweils untersuchten Proben charakteristischen Übermaß berechnet. Diese nominelle Klafflast ist in einer Probengruppe bzw. Versuchsreihe konstant und die prozentuale Angabe der Probenlast kann aufgrund der jeweils dokumentierten Referenzklafflast einfach in ein absolutes Biegemoment umgerechnet werden.

Alle Pressverbindungen wurden auf ein, auch unter massiven Setzvorgängen und anderen ungünstigen Bedingungen noch vorhandenes, mittleres Übermaß von mindestens 40 µm gefertigt bzw. gepaart gefügt (siehe auch Tabelle 5.2). Aufgrund des langen Hebelarms (0,4 m) zur Erzeugung des Biegemoments im Dauerlaufprüfstand hat die Querkraft geringen Einfluss auf das Klaffverhalten. Das berechnete Klaffmoment nach [SMETANA01] unter Beachtung der Querkraft ist nur 5% kleiner als das unter reiner Biegung. Da das Klaffmoment hier nur eine Bezugsgröße ist, wird im Sinne der Parameterreduzierung das Referenzklaffmoment unter reiner Biegung ohne Querkrafteinfluss für ein Übermaß von 40 µm nach [SMETANA01] entsprechend Gleichung (2-13) bestimmt.

Die experimentellen Proben werden durch eine fortlaufende Teilenummer in der Form Txxxxx gekennzeichnet. Nicht durch diese Nomenklatur abgedeckte Objekteigenschaften, wie die angenommenen Reibwertkombination aus Gleit- und Haftbeiwert bei FE-Modellen sowie das genaue Übermaß bei experimentellen Proben, werden bei Bedarf an die Probenbezeichnung angehängt und im Kontext bzw. den Bildern erläutert.

Zur Verdeutlichung der Nomenklatur hier das Beispiel der Probe PMbsc4LbkT60001:



5.2 Überblick über experimentelle Proben

Tabelle 5.2 zeigt die wichtigsten Eigenschaften und Verwendung der Proben:

Probenname	U [µm]	R _{z,w} [µm]	R _{z,N} [µm]	Nennlast [Nm] bei 300 1/min	Lastspiele	Bruch	Freq. [Hz]	Schlupf gemessen	Abgepresst
PMbsc4LbnT60000	-48,4	4,0	4,0	132	10000000	N	43		
PMbsc4LbkT60001	-46,5	4,0	4,0	516	20000000	N	50		
PMbsc4LbmT60002	-47,4	4,0	4,0	240	10000000	N	50		
PMbsc4LbkT60003	-49,2	4,0	4,0	516	20000000	N	50		
PMasc4L--T60010	-48,6	4,0	4,0	-	0	N	0	J*	
PMasc4LbcT60011	-51,5	4,0	4,0	600	653000	N	42	J,V	
PMasc4LbmT60012	-49,1	4,0	4,0	384	10855000	N	50	V	
PMasc4LbcT60013	-52,9	4,0	4,0	600	653000	N	42	J,V	
PMasc4LbmT60014	-45,7	4,0	4,0	384	10855000	N	50	V	
PMaea4LbcT60019	-49,8	5,0	10,6	600	2600000	N	33		
PMaea4LbcT60020	-42,7	5,4	15,8	600	2600000	J	33		
PMaea4Lbut60023	-42,1	5,3	2,8	499	1360000	N	17		
PMaea4Lbut60024	-58,2	5,2	7,8	499	1360000	J	17		
PMaea4Lbt60029	-58,8	4,5	5,2	576	1600000	J	42		
PMaea4Lbt60030	-45,9	3,9	5,0	576	1600000	N	42		
PMaea4LbvT60031	-44,4	4,0	4,9	537	7200000	N	42		
PMaea4LbvT60032	-48,5	4,3	5,1	537	7200000	J	42		
PMaea4Lbt60033	-53,0	4,4	5,7	461	17000000	N	42		V
PMaea4Lbt60034	-52,1	4,4	3,9	461	17000000	N	42		
PMaea4Lbt60035	-58,0	4,4	4,8	461	20000000	N	50	V	
PMaea4Lbt60036	-62,7	4,4	4,3	461	20000000	N	50	V	V
PMaea4LbsT60037	-51,2	4,4	4,6	422	20000000	N	42	V	
PMaea4LbsT60038	-66,4	4,4	5,9	422	20000000	N	42	V	
PMavabLbt60043	-50,9	4,2	5,3	461	20000000	N	42	V	
PMavabLbt60044	-51,9	4,7	5,3	461	20000000	N	42	V	V
PMavabLbuT60045	-57,7	3,5	5,5	499	2702600	J	42		
PMavabLbuT60046	-52,3	4,2	6,8	499	2706000	N	42	V	V
PMavabLbt60047	-55,2	3,9	5,6	461	16075000	N	42		V
PMavabLbt60048	-59,6	4,1	5,6	461	16075000	N	42	V	
PMavabLbt60049	-56,0	3,6	5,5	461	2084300	N	50	J,V	V
PMavabLbt60050	-55,0	4,6	5,5	461	2084300	J	50	J	
PMava4Lbt60059	-41,9	4,1	5,3	461	3176700	N	17		V
PMava4Lbt60060	-49,6	3,9	4,6	461	3176700	J	17		
PMava4LbsT60061	-43,2	4,1	4,2	422	17211600	N	33	J,V	V
PMava4LbsT60062	-51,8	2,1	5,4	422	17211600	N	33	J,V	
PMaka4L—T60065	-44,4	4,9	4,7	-	0	N	0		J
PMaka4L—T60066	-44,3	7,0	4,5	-	0	N	0		J

Tabelle 5.2: Eigenschaften und Verwendung der experimentellen Proben

Die Anmerkungen bei der Schlupfmessung und bei den Abpressversuchen beziehen sich auf den Zustand der Probe (J = Jungfräulich, J* = Sonderfall, V = mit Vorlast im Dauerlaufprüfstand). Alle Proben mit Vorlast werden bei der Auswertung zur Dauerfestigkeit (Kapitel 5.13) berücksichtigt.

5.3 Einfluss der Belastungsfrequenz auf die Last

Beim Dauerlaufprüfstand können aufgrund der ausgelenkten Bauteile auftretende Fliehkräfte das Biegemoment auf die Probe beeinflussen. Bild 5.2 zeigt die bei den verwendeten Proben bzw. Taumelwellen auftretende Belastungserhöhung mit steigender Belastungsfrequenz.

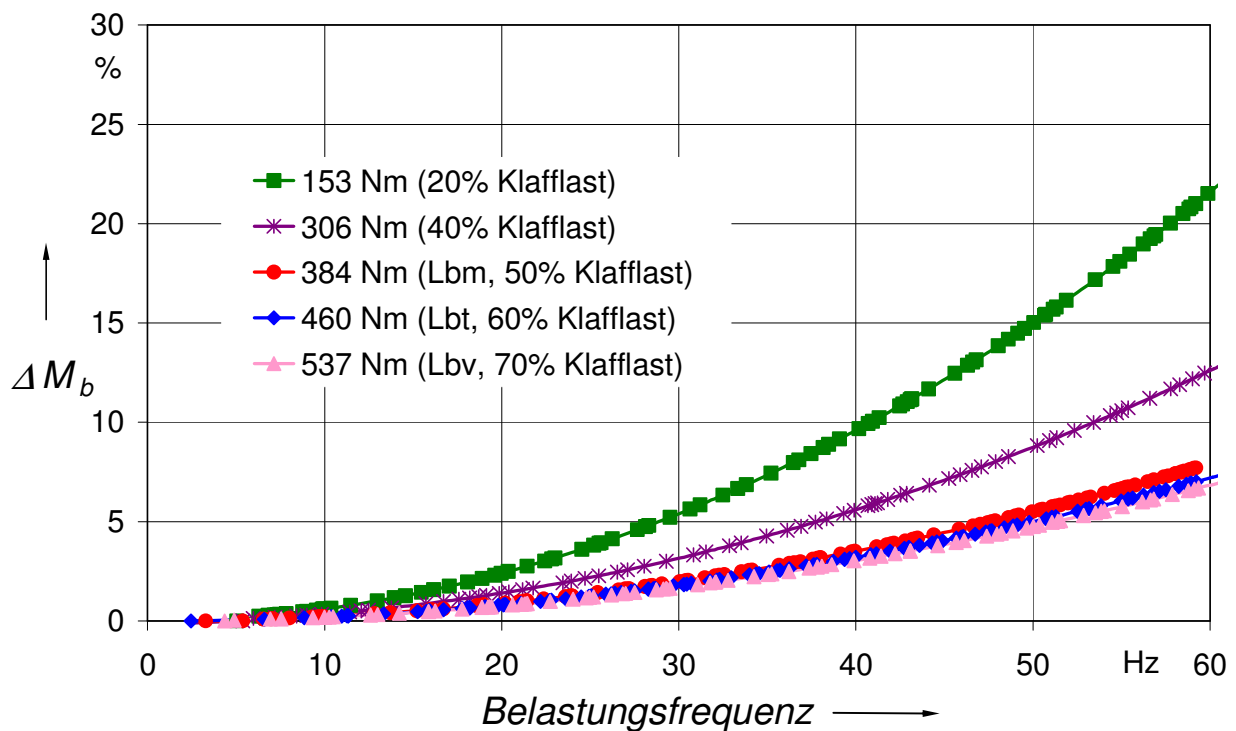


Bild 5.2: Einfluss der Belastungsfrequenz auf die Biegelast im Dauerlaufprüfstand

Die Biegemomente wurden mittels auf der Probenwelle applizierten DMS direkt an der Nabenkante ermittelt. Bei den relevanten Belastungen über 50% Klafflast sind die Drehzahleinflüsse aufgrund der hohen Vorspannung des Systems generell gering. Sie betragen bei der in dieser Arbeit verwendeten Belastungsfrequenzen von 16 bis 50 Hz ca. 1 – 5 % bezogen auf die bei Referenzdrehzahl von 300 1/min (5 Hz) eingestellte und über die prüfstandsseitigen Messsysteme erfasste Biegelast.

In der Beurteilung des Schlupfverhaltens stellt diese geringe Überlast sicher, dass die bei der Schlupfmessung statisch aufgebrachte Last in Höhe der Vorlast im Dauerlaufprüfstand (bei 300 1/min) immer geringfügig kleiner ist als die dynamisch vom Prüfling

ertragene Biegelast. Damit treten bei den Schlupfmessungen der Proben mit Vorlast bis zur nominellen Dauerlast nur Schlupfbewegungen in Kontaktbereichen auf, die sicher unter Dauerschlupf im Dauerlaufprüfstand standen.

Bei der Auswertung der Proben bezüglich Dauerhaltbarkeit (Kapitel 5.13) wird die tatsächlich ertragene Biegebelastung incl. des Anteils aufgrund der Fliehkräfte angegeben.

5.4 Prinzipielles Schlupfverhalten homogenisierter Pressverbände

Aufgrund des verringerten Fugendruckes im Bereich der Nabenkante ist zunächst zu vermuten, dass die Schlupfwege bei fugendruckhomogenisierten Proben steigen. Daher wurde mit Hilfe der FEM das Schlupfverhalten von fugendruckhomogenisierten im Vergleich zu konventionellen Proben untersucht. Über diese Methode können auch kleine Unterschiede im Schlupfverhalten dargestellt werden (Bild 5.3).

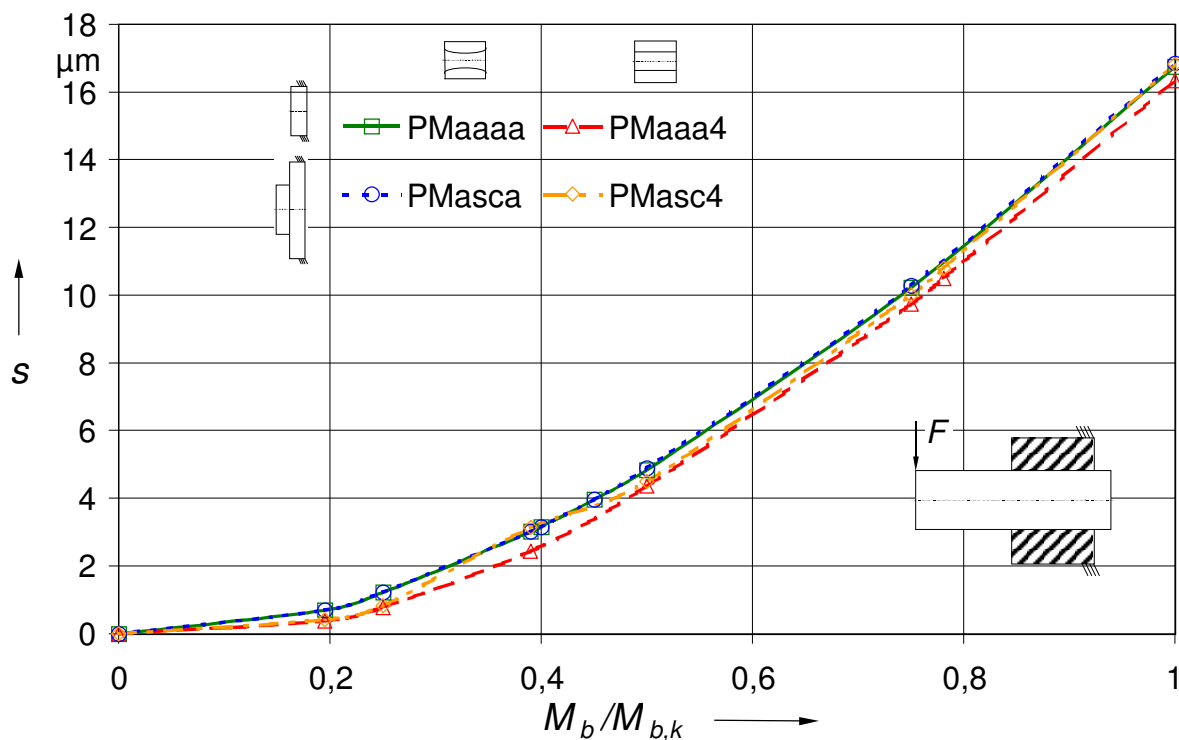
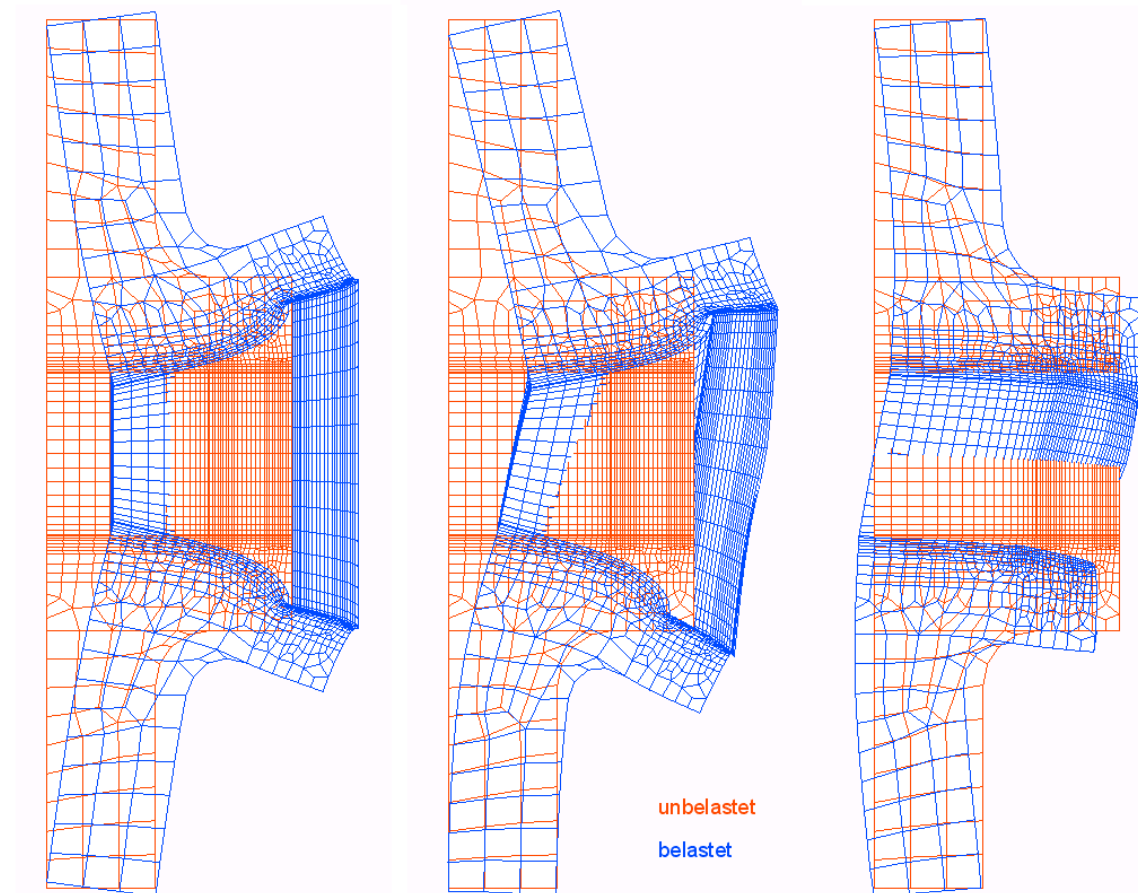


Bild 5.3: Vergleich der mittels FEM berechneten Schlupfamplituden von fugendruckhomogenisierten und konventionellen Pressverbänden bei Reibwerten von $\mu_H = 0,2$ und $\mu_G = 0,195$ unter Einfachbiegung.

Exemplarisch ausgewertet wurde das IKTD-Modell mit glattem Nabenaußendurchmesser sowie das entsprechende Modell mit Flanschnabe (Probe der TU Chemnitz), jeweils in fugendruckhomogenisierter und konventioneller Ausführung.

Die fugendruckhomogenisierten Versionen weisen einen geringfügig höheren Schlupf auf als die konventionellen Ausführungen. Der maximale Unterschied von $0,7\ \mu\text{m}$ zwischen konventionellen und fugendruckhomogenisierten Proben tritt bei der IKTD-Einfachprobe auf. Die Unterschiede beim Pressverband mit Flanschnabe sind dagegen vor allem bei hohen Lasten kaum erkennbar. Grund dafür ist die Pressungsverteilung nach dem Fügen bei dieser Bauform. Bild 5.4 zeigt das mittels FEM berechnete Verformungsverhalten des Modells PMasc4. Die Nabe wurde dabei wie beim Modell mit der IKTD-Nabe an der hinteren Kante des Außendurchmessers gelagert.



Gesamtverformung im gefügten Zustand

Gesamtverformung im gefügten Zustand mit Biegebelastung

Nur Zusatzverformung aufgrund Biegebelast

Bild 5.4: Stark überhöht dargestelltes Verformungsverhalten der Probe mit Flanschnabe nach dem Fügen und unter Biegebelast im Vergleich zum unbelasteten Ausgangszustand der Bauteile

Es ist deutlich zu erkennen, dass die Nabe sich beim Fügen aufgrund der starken Stützwirkung des Flansches inhomogen verformt. Die für den Schlupf relevante Pressung an der Nabenkante auf der Seite der Lasteinleitung ist dadurch geringer als beim Pressverband mit symmetrischer IKTD-Nabe. Die sehr hohe Pressung an der hinteren

Nabenkante aufgrund der Stützwirkung des Flansches kann das offensichtlich nur bei sehr kleinen Lasten kompensieren. Die Pressungsbeeinflussung durch den Nabenflansch ist wahrscheinlich auch die Ursache für das Verhalten der Probe PMasc4 bei ca. 40 % Klafflast. Hier zeigt die Probe erhöhten Schlupf auf dem Niveau der fugendruckhomogenisierten Ausführung PMasca. Dieser Effekt verschwindet jedoch bei höheren Lasten wieder.

Nach Bild 5.3 zeigen die fugendruckhomogenisierten Ausführungen, unabhängig von der Nabenform, das exakt gleiche Schlupfverhalten. Die entsprechende Übermaßverteilung erzielt sowohl bei der Flanschnabe als auch bei der IKTD-Probe homogene Pressung, trotz der unterschiedlichen Struktursteifigkeiten. Die Pressungsverteilung ist ausschlaggebend für das Schlupfverhalten, so dass die Unterschiede im Verformungsverhalten zwischen glatter und Flanschnabe bezüglich des Schlupfs unerheblich sind.

Bei den hier nicht dargestellten FE-Berechnungen der Probenformen mit Grobgeometrie b, c, d und e (siehe Tabelle 5.1) ist der Unterschied im Schlupfverhalten zwischen fugendruckhomogenisierter und konventioneller Nabe noch geringer als bei der in Bild 5.4 vorgestellten Ausführung der Grobgeometrie a.

Zusammenfassend lässt sich für das Schlupfverhalten fugendruckhomogenisierter und konventioneller Pressverbindungen unter Einfachbiegung und geringen Reibwerten folgendes Fazit ziehen:

Der Unterschied im Schlupfverhalten eines fugendruckhomogenisierten Pressverbandes unter Biegelast im Vergleich zur konventionellen Ausführung ist nach der Berechnung mit der FEM bei Annahme gleicher Randbedingungen im jungfräulichen Zustand vernachlässigbar klein.

5.5 Scheinschlupf am Dummy-Pressverband

Bei den Schlupfmessungen werden zunächst die Dummy- Pressverbände erfasst. Diese scheinbaren Schlupfwege werden später von den gemessenen Schlupfwegen der realen Proben abgezogen, um den tatsächlichen Schlupf zu ermitteln.

Bild 5.5 zeigt die aufgenommenen Scheinschlupfkurven bei mehrfacher Biegewechsellast. Auch der Dummy wird, wie die Proben, mehrere Male vermessen, um typische Fehler einer Einzelmessung zu vermeiden.

Bei den Messungen des Dummys tritt kein wahrer Schlupf auf. Erkennbare Ungenauigkeiten und schlechte Wiederholgenauigkeit sind dabei ausschließlich im Messverfahren und der Kopplung zum Prüfling begründet. Über die Auswertung dieser Ergebnisse kann damit gleichzeitig die Eignung des Messverfahrens zur Erfassung des Biegeschlupfes festgestellt werden.

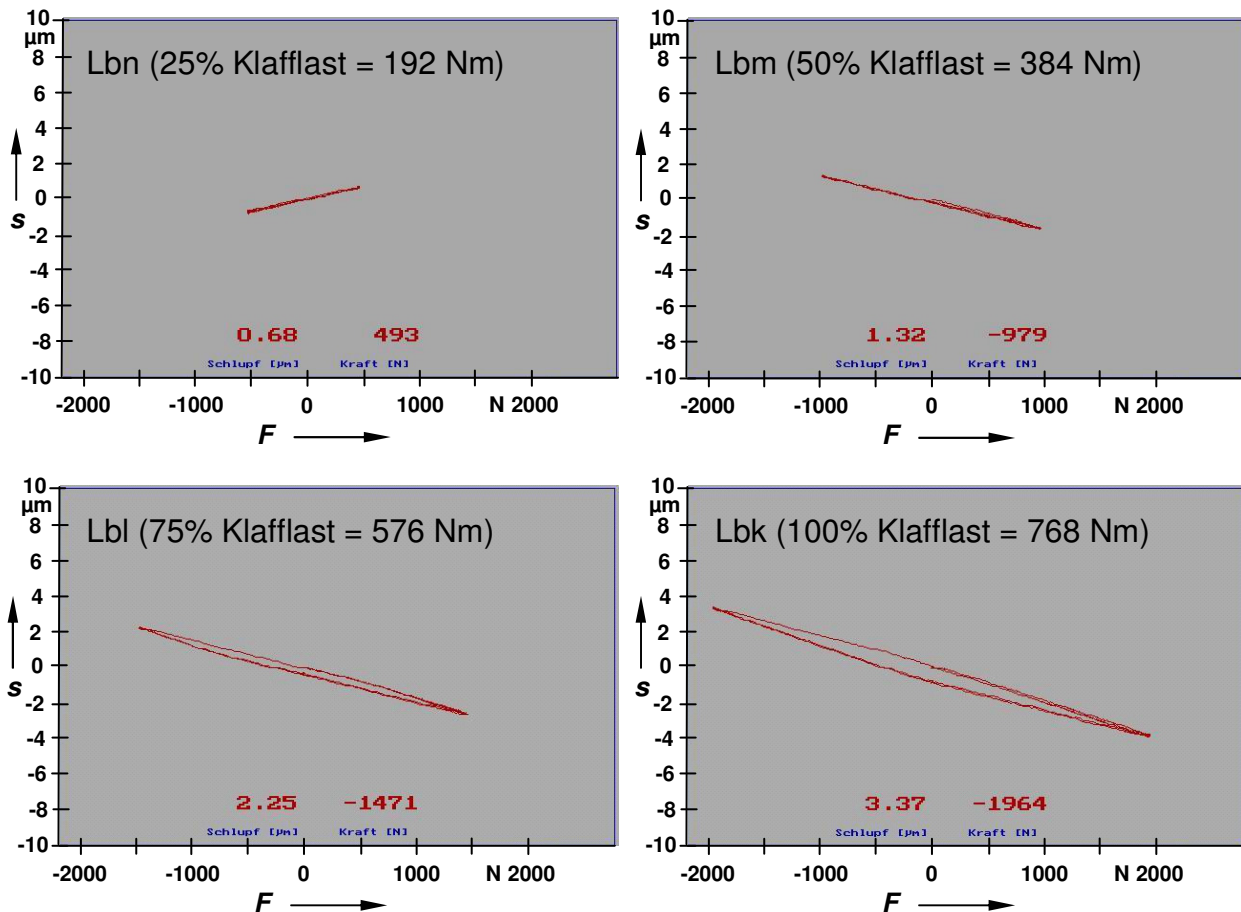


Bild 5.5: Scheinschlupfmessung am Dummy-Pressverband der Grobgeometrie a unter Lbn bis Lbk (25 % bis 100 % der Klafflast berechnet für einen Pressverband mit Nennübermaß $U = 40 \mu\text{m}$).

Um außer der optischen Überprüfung der Kurven eine weitere Kontrolle über die Qualität der Messung zu bekommen, werden sowohl die beiden aufeinander folgenden Messungen eines Tasters miteinander verglichen als auch die beiden Taster untereinander. Für die Wiederholgenauigkeit der Messungen pro Taster gelten folgende Definitionen zur Berechnung der Fehler:

$$\text{Fehler } T_{\text{Relativ},1} = \frac{\text{Schlupfwert 1} - \text{Schlupfwert 2}}{\text{Schlupfwert 1}} \quad (5-1)$$

bzw. für den absoluten Fehler bei wiederholter Messung am identischen Taster:

$$\text{Fehler } T_{\text{Absolut}} = |\text{Schlupfwert 1} - \text{Schlupfwert 2}| \quad (5-2)$$

Nach oben stehenden Formeln ergibt sich für den als Referenz für die realen Pressverbände vermessenen Dummy über sämtliche Belastungen folgende Tabelle.

Last	Schlupfwert 1 [µm]	Schlupfwert 2 [µm]	Fehler T _{Relativ}	Fehler T _{Absolut} [µm]
Lbn	0,73	0,68	6,84 %	0,05
Lbm	1,46	1,51	3,42 %	0,05
Lbt	1,51	1,56	3,31 %	0,05
Lbl	2,05	2,05	0 %	0
Lbk	3,47	3,17	8,82 %	0,3

Tabelle 5.3: Exemplarische Fehlerberechnung bei mehrfacher Messung mit einem Messtaster bei der Erfassung der Scheinschlupfwerte am Dummy-Pressverband

Für den relativen Fehler zwischen den beiden Tastern A und B gilt

$$\text{Fehler } S_{\text{Relativ}} = \frac{\text{Schlupf A} - \text{Schlupf B}}{\text{Schlupf A}} \quad (5-3)$$

bzw. für den absoluten Fehler

$$\text{Fehler } S_{\text{Absolut}} = |\text{Schlupf A} - \text{Schlupf B}| \quad (5-4)$$

Mit den gemessenen Werten ergibt sich folgende Fehlertabelle:

Last	Schlupf A [µm]	Schlupf B [µm]	Fehler S _{Relativ}	Fehler S _{Absolut} [µm]
Lbn	1,22	1,12	8,19 %	0,1
Lbm	2,76	2,39	13,4 %	0,37
Lbt	3,12	2,73	12,5 %	0,39
Lbl	4,32	3,88	9,9 %	0,44
Lbk	5,96	5,47	8,2 %	0,49

Tabelle 5.4 Fehlerberechnung aus der Betrachtung der beiden Messtaster bei der Erfassung der Scheinschlupfwerte am Dummy-Pressverband

Im Hinblick auf die Wiederholgenauigkeit der Messung nach Tabelle 5.3 bewegt man sich bei niedriger bis mittlerer Last mit wenigen hundertstel µm im Bereich der Wiederholgenauigkeit des Messsystems. Die dabei auftretende Hysterese der Scheinschlupfkurve (Bild 5.5) ist vernachlässigbar klein. Auch die absoluten Abweichungen zwischen den beiden Tastern (Tabelle 5.4) ist mit einigen Zehntel µm sehr gering. Hier kommen auch die unvermeidlichen Ungenauigkeiten bei den Justagen der Taster zum Tragen (siehe Kapitel 4.4.2).

Bei sehr hoher Last ab 75 % Klafflast zeigen auch die Scheinschlupfkurven des Dummys eine gewisse Hysterese. Dies ist in der Regel ein Zeichen für Gleitvorgänge im System. Folgerichtig verschlechtert sich auch die Wiederholgenauigkeit bei der Betrachtung eines Tasters. Die Abweichungen zwischen den Messtastern bleiben mit $0,5 \mu\text{m}$ jedoch im Hinblick auf die hohe Belastung des Systems und der Koppelstellen zur Probenwelle auf einem sehr niedrigen Niveau. Betriebslasten im Dauerlaufprüfstand von mehr als 70 % Klaffmoment sind bei den verwendeten Proben aufgrund des zu erwartenden Wellenbruchs im Rahmen von RDB Untersuchungen nicht empfehlenswert bzw. zweckmäßig. Schlupfmessungen mit größeren Belastungen als im Dauerlaufprüfstand besitzen keine hohe Relevanz, die erhöhte Hysterese bei der Schlupfmessung mit sehr hoher Last ist daher unerheblich.

Die Untersuchungen der Scheinschlupfwerte am Dummy- Pressverband bestätigen die prinzipielle Tauglichkeit des Messsystems für die Erfassung des Schlupfes in Pressverbänden unter Biegelast. Die Auflösung und die Wiederholbarkeit sind für die zu erwartenden Schlupfwege als ausreichend einzuschätzen. Mittels Auswertung der Schlupfhysteresen und des Vergleich der Ergebnisse der zwei unabhängigen Messtaster ist zudem eine Qualitätskontrolle schon bei der Messung möglich.

5.6 Reibwertverhältnis in der FE-Simulation

In Voruntersuchungen zur Festlegung der Reibwerte in der FE-Simulation (Kapitel 3.3) wurde ein Verhältnis von Gleit- zu Haftbeiwert von ca. 1 festgelegt. Ob damit das Verhalten von Pressverbindungen mit Mikroschlupf unter Biegung ausreichend genau abgebildet werden kann, ist über den Vergleich der simulierten Schlupfwege mit dem experimentell ermittelten Schlupfverhalten zu untersuchen.

In Bild 5.6 sind Ergebnisse der Schlupfmessungen an zwei jungfräulichen, konventionellen Proben im Vergleich zu FE-Simulationen mit variablem Verhältnis von Haft- und Gleitbeiwert dargestellt. Gleichzeitig sind die analytisch berechneten Schlupfwege nach Smetana (Gleichung (2-2)) für 40 bzw. 50 μm Übermaß bei einem Reibwert von $\mu = 0,2$ abgebildet. Die Biegemomentbelastung ist absolut aufgetragen, da diese auch bei den dargestellten Modellen mit unterschiedlichem Übermaß als gemeinsames Maß dienen kann. Das Klaffmoment nach Smetana hängt vom jeweils herrschenden Übermaß ab, so dass ein Beziehen der Belastungswerte auf einen Referenzwert hier nicht empfehlenswert ist.

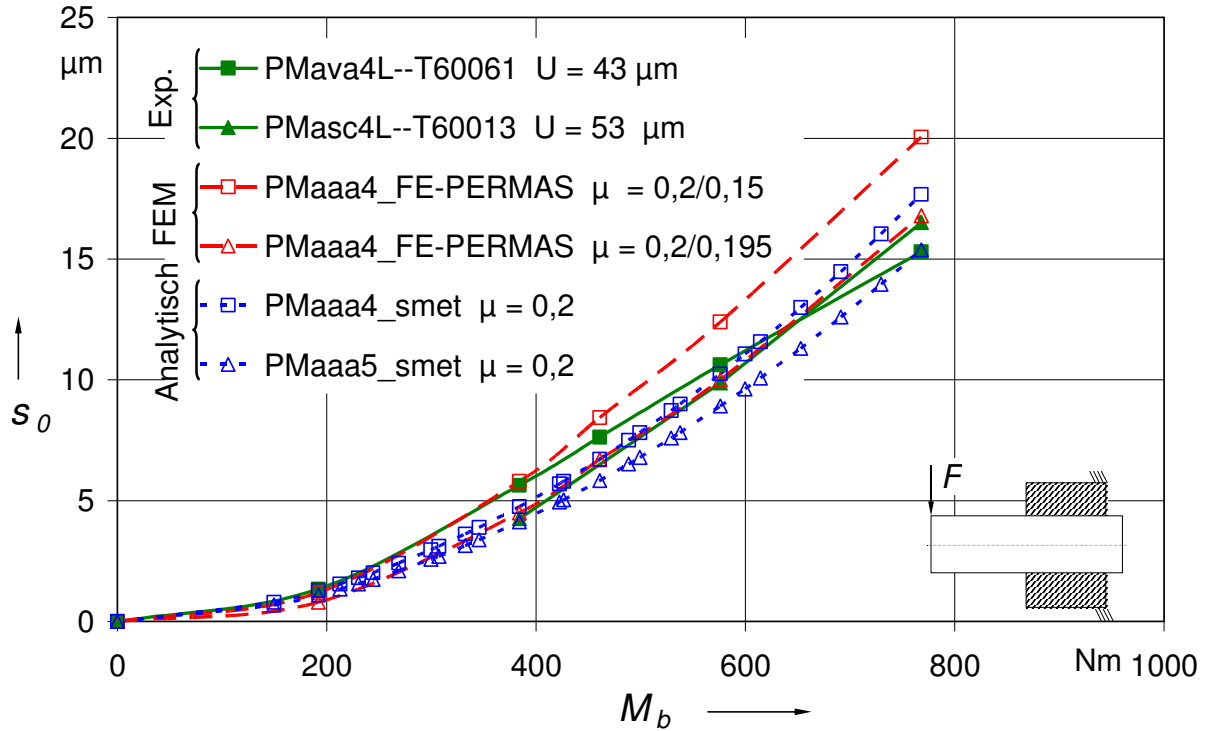


Bild 5.6: Experimentell ermittelte Schlupfamplituden an der Nabenkante bei jungfräulichen, konventionellen Pressverbänden im Vergleich zur FE-Simulation und analytischer Berechnung

[DIN7190_01] empfiehlt zur Ermittlung des wirksamen Übermaßes aufgrund Einebnens der Oberflächen einen Abzug von bis zu $0,8 \cdot (R_{zA} + R_{zI})$. Nach Erkenntnissen von [SME-TANA01] bzw. [GROPP96A] ist unabhängig von den Rauheiten mit einem Einebnen von ca. $8 \mu\text{m}$ zu rechnen, jedoch begründet sich diese Aussage auf die größten von Gropp ermittelten Übermaßverluste bei Proben mit stark unterschiedlichen Rauheiten und dienen bevorzugt der konservativen Berechnung der Sicherheit gegen Rutschen der Verbindung. Dieser Übermaßverlust entspricht bei den gedrehten Proben den Empfehlungen der [DIN7190_01] unter Beachtung der Rauheiten. Bei den geschliffenen Proben ist das deutlich mehr, als die [DIN7190_01] empfiehlt. Das gewählte Fügeverfahren (Kapitel 4.2) ist jedoch sehr schonend, so dass ein derartig hoher Übermaßverlust direkt nach dem Fügen unwahrscheinlich ist. Um diesen zusätzlichen Parameter aus den Betrachtungen zu eliminieren, wird in dieser Arbeit immer vom Ist-Übermaß ausgegangen. Die Rauheitswerte der Proben sind im Überblick der experimentellen Proben (Kapitel 5.2) enthalten und können bei Bedarf in Betracht gezogen werden.

Das Schlupfverhalten der beiden Proben T60013 und T60061 kann nach Bild 5.6 mit dem analytischen Modell von Smetana gut abgebildet werden. Die Schlupfwege aus der Messung der gehärteten und geschliffenen Probe PMasc4L--T60013 sind nahezu identisch mit denen aus der FE-Simulation mit PERMAS unter Annahme der Reibwerte von $\mu_H/\mu_G = 0,2/0,195$. Bei Reibwerten von $\mu_H/\mu_G = 0,2/0,15$ und geringer Last bildet die FE-

Simulation das Schlupfverhalten der gedrehten Probe PMava4--T60061 noch gut ab. Bei hohen Lasten werden jedoch deutlich zu hohe Schlupfamplituden berechnet.

Die schon in den Voruntersuchungen (Kapitel 3.3) empfohlene Reibwertkombination $\mu_H/\mu_G = 0,2/0,195$ in der FE-Simulation mit PERMAS bewährt sich also auch im Vergleich zur experimentellen Schlupfmessung und wird somit durchgängig angewendet.

5.7 Gemessene Schlupfwege ohne Vorlast

Die Schlupfmessungen an jungfräulichen Proben sind in mehrfacher Hinsicht relevant für die Untersuchungen. Aufgrund der über die Fügefläche hinweg noch relativ gut vorhersagbaren Reibwerte kann an ihnen der letztlich entscheidende Abgleich mit der FE-Simulation unter Annahme homogener Reibwerte stattfinden. Hier muss sich zeigen, ob das reale Schlupfverhalten mit dem FE-System tatsächlich ausreichend genau abgebildet wird.

Mittels der abgeglichenen FE-Simulation sind dann eventuelle Unterschiede im Schlupfverhalten von homogenisierten und konventionellen Pressverbindungen noch mit einer gewissen Aussageschärfe festzustellen. Bei rein experimentellen Messungen ist dies aufgrund der unvermeidlichen Einflussfaktoren wie lokalen geometrischen Abweichungen und Reibwertunterschieden eventuell nicht möglich.

Die Schlupfmessungen an den jungfräulichen Proben können schließlich als Referenz für die Untersuchung der Proben mit Biegevorlast und zum Vergleich mit anderen Forschungsstellen dienen.

Bei den experimentellen Schlupfmessung wird der Schlupf generell erst bei einer Biegelast in Höhe von mindestens 25 % Klafflast ermittelt, da darunter kaum Schlupf auftritt. Obwohl der Pressverband bei einer noch geringeren Last eventuell keinen Schlupf mehr aufweist, wird analog zur analytischen Berechnung nach [SMETANA01] bei der Generierung der Schlupfkurven aus der experimentellen Schlupfmessung der Ursprung und damit Schlupf Null bei Kraft Null als zusätzlicher Punkt der Kurve angenommen. Die dadurch in den Diagrammen ablesbaren Werte zwischen dem kleinsten experimentell ermittelten Schlupf und dem Ursprung sind daher mit einer gewissen Unschärfe behaftet und entsprechend zu interpretieren

5.7.1 Homogenisierter und konventioneller Pressverband

Die Schlupfmessungen wurden an Proben mit der Grobgeometrie a vorgenommen. Dabei wurden Prüflinge vom IKTD in der neuen Probenform in fugendruckhomogenisierter (PMavab) und konventioneller (PMava4) Ausführung vermessen. Zum Vergleich wurden auch der Schlupf von gehärteten und geschliffenen Proben der TU Chemnitz (PMasc4) unter Biegelast ermittelt.

Nach den Ergebnissen der begleitenden FE-Berechnungen (Bild 5.3) sind die Unterschiede im Schlupfverhalten von konventionellen und fugendruckhomogenisierten Pressverbänden vernachlässigbar. Auch der Vergleich der experimentell ermittelten Schlupfwege in Bild 5.7 bestätigt diese Einschätzung.

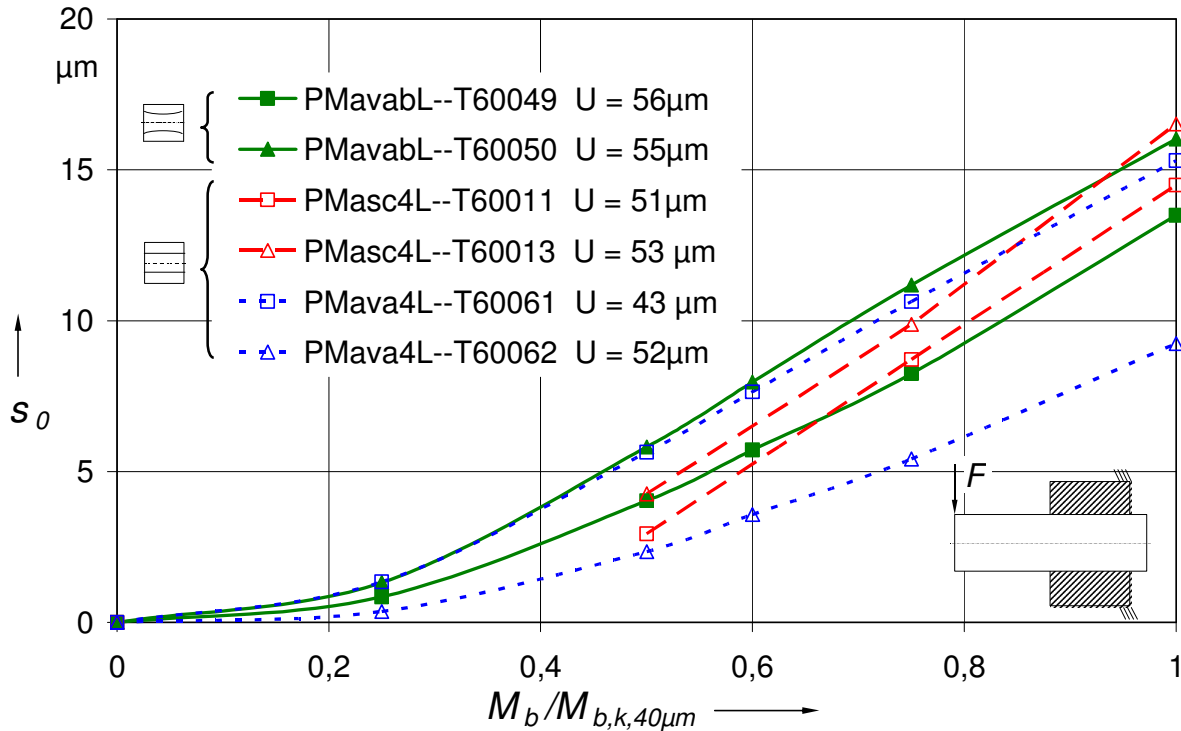


Bild 5.7: Experimentelle Schlupfmessungen an fugendruckhomogenisierten und konventionellen Pressverbänden ohne Biegevorlast (jungfräulich)

Die Schlupfwege an den Proben T60011 und T60013 wurden erst ab 50 % Klafflast ermittelt. Die üblicherweise Extrapolation der Schlupfwege zum Ursprung (siehe Kapitel 5.7) ist hier nicht zulässig, daher beginnen diese Schlupfkurven erst bei dem ersten gemessenen Schlupfwert.

Die experimentell ermittelten Schlupfwege auch von Proben mit vergleichbaren Eigenschaften haben eine erhebliche Streubreite. Die mittels der FE-Simulation zu erwartenden kleinen Unterschiede im Schlupf aufgrund der Pressungshomogenisierung in einer Höhe von wenigen Zehntel µm sind hier nicht relevant bzw. auflösbar. Vielmehr scheinen Unterschiede z. B. im Reibwert oder noch vorhandene Fügeverspannungen bei den Proben dominierenden Einfluss zu haben.

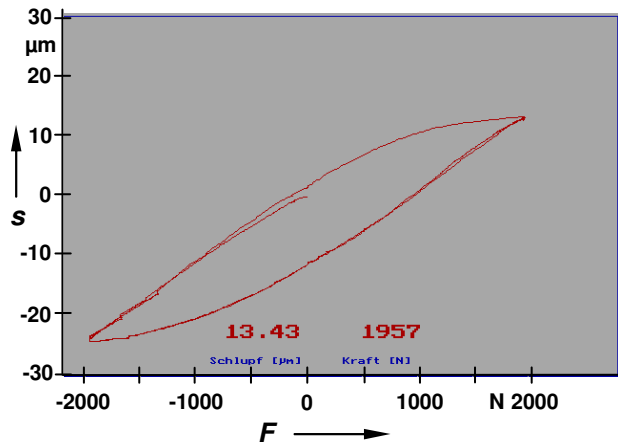


Bild 5.8: Schlupfverhalten der fugendruckhomogenisierten Probe PMavabL--T60050 unter Klafflast Lbk

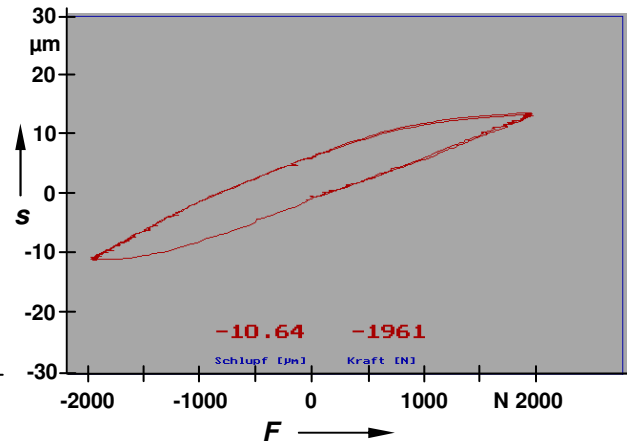


Bild 5.9: Schlupfverhalten der konventionellen Probe PMava4L--T60062 unter Klafflast Lbk

Um die Art des Schlupfverhaltens genauer zu untersuchen, sind in Bild 5.8 und Bild 5.9 die mit der Schlupfmessvorrichtung (Kapitel 4.4) ermittelten Grenzschlupfkurven unter 100 % Klafflast von Proben mit extremem Schlupfverhalten dargestellt. Ausgewertet sind die beiden Proben mit maximalen und minimalen Schlupfwerten aller gemessenen jungfräulichen Proben (siehe Bild 5.7).

Die Hysterese ist bei der fugendruckhomogenisierten Probe PMavabL--T60050 deutlich ausgeprägter. Dies ist bei Proben mit mehr Schlupf zwangsläufig und bestätigt das Auftreten von großen Relativbewegungen in dieser Probe. Würde die Schlupfkurve der Probe PMavabL--T60050 eine ähnlich kleine Hysterese aufweisen wie die der Probe PMava4L--T60062, wäre dies ein Indiz dafür, dass ein unzulässig hoher Anteil an scheinbarem Schlupf aus elastischer Verformung enthalten wäre. Dies wäre z. B. der Fall, wenn die Messvorrichtung in einem zu großen Abstand zur Nabenkante auf die Welle geklemmt wäre. Dabei würde der dort auftretende Biegewinkel der Welle die Messvorrichtung verkippen und dadurch ein zusätzlicher scheinbarer Schlupf aufgezeichnet. Dieser wäre dann größer als bei den Vergleichsmessungen mit dem Dummy-Pressverband und würde daher das Messergebnis verfälschen.

Insgesamt sind bei beiden Messungen jedoch keine Auffälligkeiten festzustellen, die klemmende Messtaster, Wandern der Messvorrichtung oder ähnliches vermuten lassen.

Die Kurve der fugendruckhomogenisierten Probe ist jedoch glatter, so dass bei der konventionellen Probe PMava4L--T60062 Verzahnungs- bzw. Klemmeffekte an der Nabenkante zu vermuten sind. Diese treten bei den fugendruckhomogenisierten Proben aufgrund der dort vorgenommenen Übermaßkorrektur und damit lokal verminderter Pressung nicht auf. Dies ist wahrscheinlich auch die Ursache für die deutlichen Unterschiede in den auftretenden Schlupfwegen.

Es ist damit als Fazit festzuhalten:

Das Schlupfverhalten von jungfräulichen fugendruckhomogenisierten und konventionellen Proben unterscheidet sich auch in der experimentellen Schlupfmessung nicht wesentlich. Vermutete Klemm- und Verzahnungseffekte können vor allem bei konventionellen Proben mit scharfkantigen Naben zu deutlich kleineren Schlupfwegen führen.

Die gehärteten und geschliffenen Proben der TU Chemnitz sind bezüglich ihres Schlupfverhaltens homogener als die vergleichbaren konventionellen Proben des IKTD. Auch dies ist wahrscheinlich darauf zurückzuführen, dass infolge des Fertigungsverfahrens und der Oberflächenbeschaffenheit der harten Proben Verzahnungseffekte an der Nabenkante nicht oder nur abgeschwächt bzw. reproduzierbarer auftreten.

5.7.2 Reibwerte in der Fügefläche

Ein Vergleich der gemessenen Schlupfwege mit denen aus der FE-Simulation bzw. den analytischen Werten nach [SMETANA01] ermöglicht die Festlegung des Reibwerts im Pressverband. Dies wurde schon exemplarisch für repräsentative Schlupfkurven jungfräulicher, konventioneller Pressverbände im Rahmen des Abgleichs des Verhältnisses von Gleit- zu Haftbeiwert in der FE-Simulation mit PERMAS in Kapitel 3.3 dargestellt. Hier soll zur Einschätzung der Bandbreite der möglichen Reibwerte nach dem Fügen der Vergleich für die fugendruckhomogenisierten Pressverbände vollzogen werden, deren Schlupfkurven nach Bild 5.7 quasi die Einhüllenden für die Schlupfwege der Mehrzahl der Proben darstellen. Das Ergebnis der Probe PMava4L--T60062 wird aufgrund des untypischen, stark abweichenden Schlupfverhaltens ausgeklammert, da hier Klemmeffekte vermutet werden, die über die FE-Simulation nicht abbildbar sind.

Aufgrund der Unschärfe des tatsächlich an der Nabenkante vorhandenen Übermaßes sind in Bild 5.10 die nach [SMETANA01] berechneten Schlupfwege für ein Übermaß von 40, 50 und 60 μm abgebildet. Das gemessene Schlupfverhalten der Proben lässt sich mit dem dabei angenommenen Reibwert von 0,2 gut abbilden.

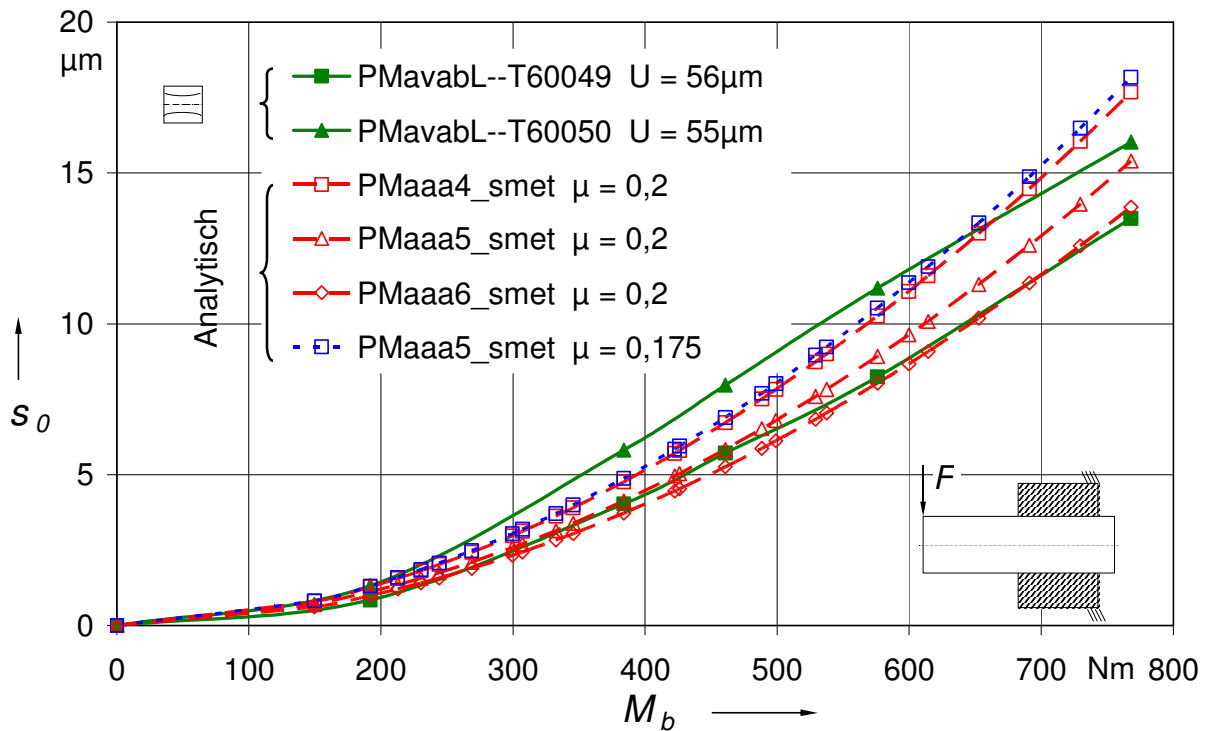


Bild 5.10: Schlupfverhalten jungfräulicher Pressverbindungen

Um den Einfluss des Reibwertes und des Übermaßes auf die Schlupfwege darzustellen, ist alternativ noch die analytisch berechnete Schlupfkurve für ein Übermaß von $50\ \mu\text{m}$ und einem Reibwert von $0,175$ eingetragen. Trotz des um $25\ \%$ größeren Übermaßes und entsprechend hohem Fugendruck gegenüber dem Modell mit $40\ \mu\text{m}$ Übermaß führt der Abfall im Reibwert um $12,5\ \%$ zu höheren Schlupfwegen als bei $40\ \mu\text{m}$ Übermaß und einem Reibwert von $0,2$.

Die augenscheinliche Unschärfe in den Messungen der Schlupfwege von jungfräulichen Pressverbänden relativiert sich unter dieser Erkenntnis. Der Reibwert im Pressverband kann nach Bild 5.10 ausreichend genau mit $\mu = 0,2$ festgelegt werden. Hier wirkt sich die starke Abhängigkeit des Schlupfverhaltens vom Reibwert positiv aus. Umgekehrt führen kleine Abweichungen im Reibwert zu deutlich anderen Schlupfwegen und damit offensichtlich zu den gemessenen Unterschieden in den Schlupfkurven der Proben.

Die Dominanz des Reibwertes beim Schlupfverhalten rechtfertigt das Beziehen der Belastung auf das Klaffmoment bei einem Nennübermaß von $40\ \mu\text{m}$ auch bei den realen Proben. Auf diese Konvention ist, wie schon erläutert, auch die Lastbezeichnung bei den Proben abgestimmt, um das Belastungsniveau anschaulich darzustellen und den Vergleich zwischen verschiedenen Probenformen zu erlauben.

Über die Kombination der FE-Simulation mit der experimentellen Schlupfmessung im Abgleich mit analytischer Berechnung nach [SMETANA01] kann damit als Fazit festgestellt werden:

Die Reibwerte in den unter Biegelast sich ausbildenden Schlupfbereichen jungfräulicher Pressverbindungen betragen bei den betrachteten, ungeschmierten Stahl/Stahl Pressverbänden ca. $\mu = 0,2$. Die Fertigung (gedreht, gehärtet) sowie die Topografie (konventionell, fugendruckhomogenisiert) ist dabei unerheblich.

Mehr Übermaß und damit mehr Pressung führen bei Biegung unter den geringen Reibwerten jungfräulicher Pressverbände zu keiner signifikanten Verringerung des Schlupfes. Dominierend ist hier der Reibwert.

Hohe RDB durch hohen Schlupf bei Pressverbänden unter Biegung aus Betriebslast direkt nach dem Fügen ist über entsprechende Maßnahmen (Einlaufen, hochtrainieren) zu vermeiden. Sofort nach dem Fügen wirksame, reibungserhöhende Maßnahmen können hier Abhilfe schaffen. Um die Nachhaltigkeit zu sichern, müssen diese Maßnahmen, wie z. B. Beschichtungen ([PEEKEN81], [ROMANOS86], [ROMANOS91], [WATERHOUSE94], [GROPP96A]) etc.), jedoch in der Lage sein, die dennoch auftretende RDB dauerhaft zu ertragen.

5.8 Gemessene Schlupfwege nach Vorlast

Das Schlupfverhalten realer Pressverbände nach Vorlast ist aufgrund der vielfältigen Einflüsse unschärfer als die unter idealen Randbedingungen durchgeführten FE-Simulationen. Zudem tragen im Vergleich zu den jungfräulichen Pressverbindungen zusätzliche Parameter zum Systemverhalten unter Last bei.

So treten bei Last Verschleiß- bzw. Korrosionsvorgänge auf, die das Übermaß und damit die Pressung zusätzlich verändern. Der Hauptgrund für das zunächst unbekanntes Schlupfverhalten ist jedoch vor allem der Reibwert, der stark von den Oberflächenreaktionen in der Fügefläche aufgrund RDB und damit von der Belastungsgeschichte des Verbandes abhängt.

Die Reibwerterhöhung („Hochtrainieren“ des Reibwertes) im Schlupfbereich ist qualitativ z. B. von [LEIDICH98] postuliert. Erste Ansätze mit quantitativen Aussagen und damit zur effektiven Anwendung in FE-Simulationen werden derzeit entwickelt [HEYDT07].

In der Regel werden die FE-Simulationen über die an realen Proben ermittelten Schlupftiefen kalibriert. Dies ist aufgrund des Schleppzeigereffektes der Schädigung der Fügeflächen als kritisch einzustufen (Kapitel 4.6.4). Wird ein Pressverband kurz nach dem Fügen mit hoher Last beansprucht, treten aufgrund der noch nicht trainierten Reibwerte hohe Schlupfwege und damit verbunden große Schlupftiefen auf. Diese werden mit zunehmender Einarbeitung der Fügeflächen reduziert, bis sich ein quasistationärer Zustand einstellt. Ob die erkennbare Oberflächenveränderung in den Proben tatsächlich aus dem Schlupfverhalten der Verbindung nach Stabilisierung des Reibwertes oder noch aus der Hochtrainierphase stammt, ist nicht eindeutig festlegbar. Um diese in der Praxis jedoch pragmatisch anwendbare Methode dennoch einzusetzen, wird auf

Grundlage der allgemeinen Methode (Kapitel 4.6) in Kapitel 5.9 eine praktische Einstufung der Oberflächenschädigung bei Pressverbänden unter Biegelast vorgestellt. In Verbindung mit Schlupftiefenauswertungen aus FE-Simulationen sind damit in Grenzen Rückschlüsse von der optisch erkennbaren Oberflächenveränderung auf die im Pressverband herrschenden Reibwerte möglich.

Die direkte und deutlich exaktere Methode, das Betriebsverhalten von biegebelasteten Pressverbindungen realistisch einschätzen zu können, stellt hier jedoch die Schlupfmessung von Proben nach Biegevorlast dar.

5.8.1 Prinzipielles Schlupfverhalten nach Vorlast

Zunächst ist es für die Einschätzung der Kontakt- und Reibverhältnisse im Pressverband nach Vorlast entscheidend, welches prinzipielle Schlupfverhalten die Verbindung unter Last im Vergleich zum jungfräulichen Zustand zeigt.

Bild 5.11 zeigt die experimentell unter variabler Biegelast im Schlupfprüfstand ermittelten Schlupfhysteresen der Probe T60061 nach dynamischer Vorlast im Dauerlaufprüfstand (55 % Klafflast) im Vergleich zum jungfräulichen Verhalten.

Es ist dabei zu beachten, dass aufgrund der deutlich größeren Schlupfwege beim jungfräulichen Pressverband die Skalierung der y-Achse um Faktor drei erhöht ist gegenüber der Messung nach Vorlast.

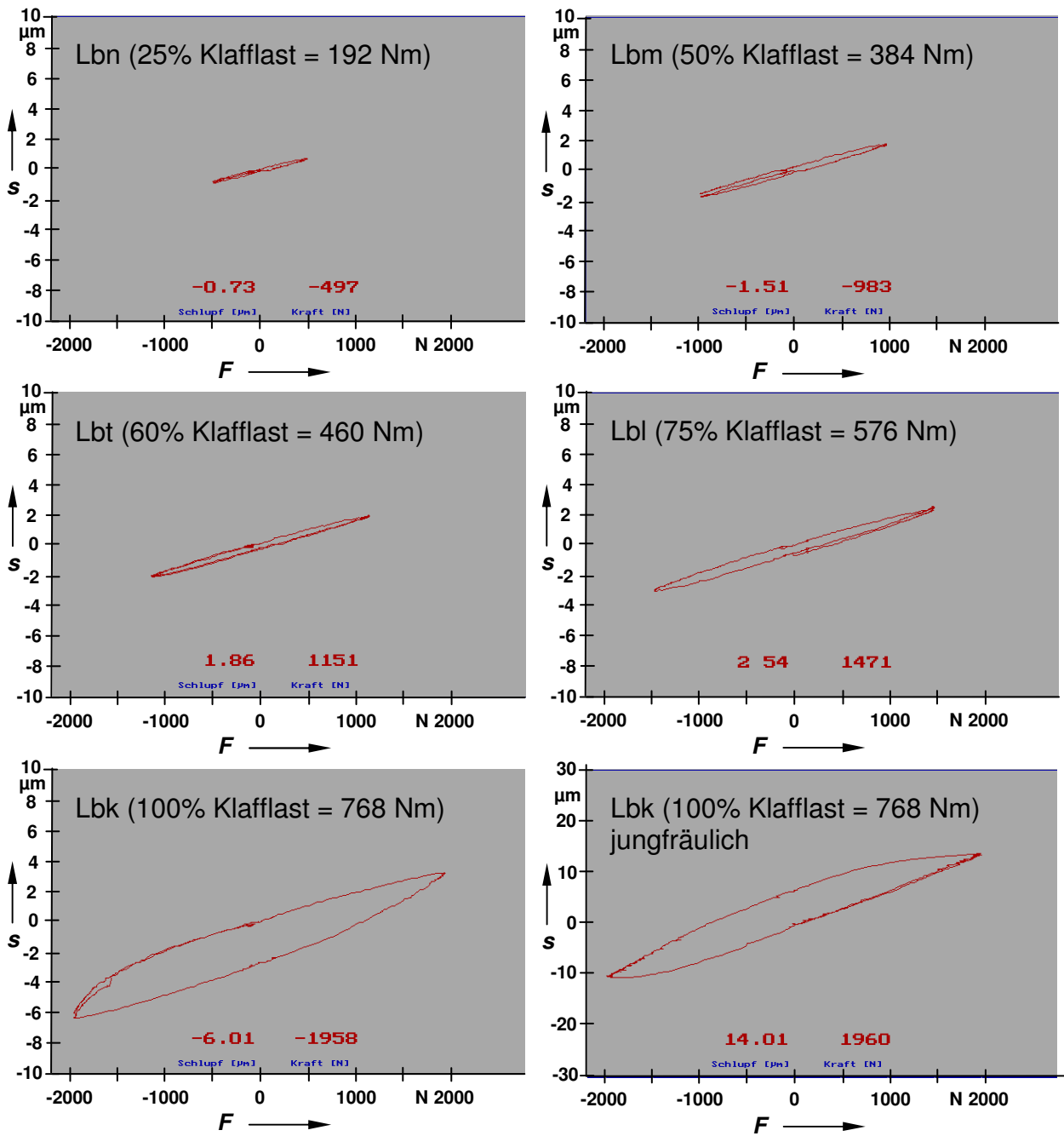


Bild 5.11: Schlupfverhalten der Probe PMava4LbsT60061 nach Biegevorlast (Lbs = 55 % der Klafflast berechnet für einen Pressverband mit Nennübermaß $U = 40 \mu\text{m}$) ermittelt im Schlupfprüfstand unter Lbn bis Lbk (25 % bis 100 % der Klafflast) im Vergleich zum jungfräulichen Schlupfverhalten unter Klafflast.

Vergleicht man die Ergebnisse der Messung unter Klafflast nach dynamischer Beanspruchung mit der nach dem Fügen, ist zunächst eine deutliche Verringerung der Schlupfwege festzustellen.

Über die Ermittlung des Schlupfweges hinaus kann aus der Form der Schlupfkurven geschlossen werden, ob im Pressverband nach Vorlast noch normaler Reibkontakt mit erhöhten Reibwerten vorherrscht oder die Last zwischen Welle und Nabe z. B. über lokale Verschweißungen aufgrund der RDB übertragen werden. Existieren Schweißbrü-

cken, können diese bis zu einer gewissen Last die Relativbewegungen komplett unterdrücken. Der Pressverband müsste sich wie ein massiver Körper verhalten und damit wie der Messdummy.

Betrachtet man die Form der Messkurven, ist festzustellen, dass bei geringen Lasten die aufgezeichneten Schlupfkurven, ähnlich wie der Messdummy, kaum Hysterese aufweisen. Dies ist ein Indiz für hohe Anteile elastischer Verformungen und damit kleine oder nicht vorhandene Relativbewegungen in der Verbindung.

Treten bei Steigerung der Last im Schlupfmessprüfstand jedoch deutlich messbare Schlupfwege auf, wie sie unter Klafflast auch in der dynamisch vorbelasteten Verbindung auftreten, müssten eventuelle Schweißbrücken irreversibel zerstört werden und der gemessene Schlupf sich schlagartig erhöhen. Dies wäre in der Schlupfkurve deutlich erkennbar. Das Lastübertragungsverhalten würde sich nach Zerstörung dieser Schweißverbindungen massiv ändern und bei den immer mehrfach auch hintereinander durchgeführten Messungen vor allem bei geringer Last zu erkennen sein.

Beide Effekte konnten in keiner Messung festgestellt werden.

Im Gegenteil waren alle gemessenen Schlupfkurven, unabhängig vom Geometrie oder Werkstoffeigenschaften der Probe, ähnlich der exemplarisch in Bild 5.11 dargestellten Schlupfkurven der Probe PMava4LbsT60061. Eine Steigerung der Last im Schlupfprüfstand führt immer zu einer gleichmäßigen, stetigen Steigerung der gemessenen Schlupfwege und einer entsprechenden Zunahme der Hysterese in der Messkurve. Die Messungen konnten beliebig oft mit einer sehr hohen Wiederholgenauigkeit durchgeführt werden.

Die Lastübertragung zwischen Welle und Nabe muss daher überwiegend oder rein reibschlüssig erfolgen. Dies deckt sich mit den Aussagen von [HEYDT07], dass bei nicht versagten Pressverbindungen nach gewisser Zeit keine Reibwerterhöhungen mehr stattfinden. Diese Verbindungen schlupfen also in gewissen Grenzen und nutzen damit größere Bereiche der Fügefläche zur Übertragung der Biegelast. Im Gegenzug versagen nach [HEYDT07] Verbindungen, deren „Trainingsphase“ nicht nach gewisser Zeit endet. Da dabei zwangsläufig immer kleinere Bereiche der Fügefläche die Biegelast übertragen müssen und damit die spezifische Reibarbeit bzw. -Leistung steigt, sind Anrisse der Welle aufgrund massiver RDB oder gar lokale Verschweißungen und damit Fressen der Oberflächen wahrscheinlich. In Folge ist ein Wellenbruch unter der hohen Biegelast zu erwarten. Da jedoch nur Proben mit nicht gebrochenen Wellen schlupfvermessen werden können, konnten diese sich in der Schlupfmessung nachweisbaren Effekte nicht festgestellt werden.

Will man die Reibwerterhöhung auch quantitativ bewerten und in Verbindung mit den FE-Berechnungen den effektiven Reibwert feststellen, ist als nächster Schritt die Auswertung der Schlupfmessungen hinsichtlich tatsächlichem Schlupf notwendig.

Zieht man von dem ermittelten scheinbaren Schlupf die „Schlupfwege“ des Messdummys ab, ergeben sich die tatsächlich im Pressverband auftretenden Relativbewegungen. Analog zum Vorgehen wie bei den Messungen nach dem Fügen können so unter Verwendung einer Messreihe mittels Auftragen der Schlupfamplitude über der Belastung die tatsächlichen Schlupfwege unter Last dargestellt werden. In Bild 5.12 sind die Schlupfwege an Proben dargestellt, die sowohl vor als auch nach der entsprechenden Vorlast gemessen wurden. Damit ist die Veränderung im Schlupfverhalten aufgrund der Biegevorlast direkt erkennbar.

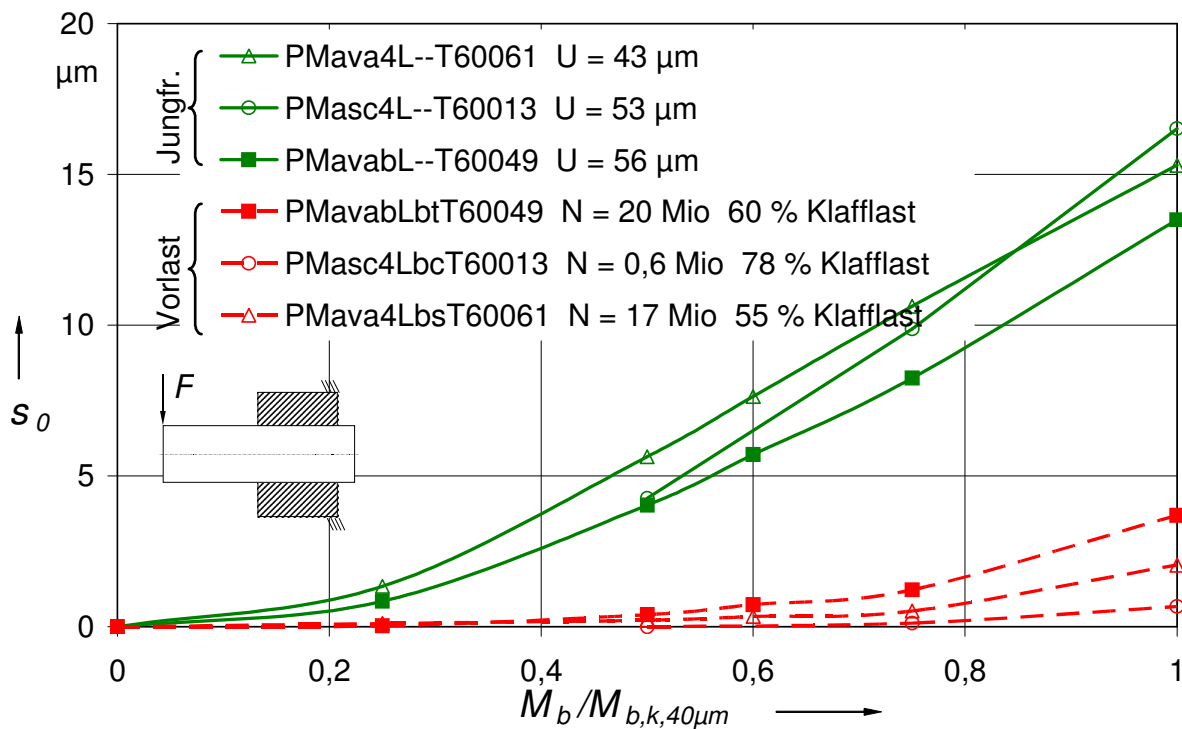


Bild 5.12: Veränderung des Schlupfverhaltens nach Biegevorlast

In Bild 5.12 sind auch die Auswertungen der in Bild 5.11 dargestellten Schlupfmesskurven der Probe T60061 enthalten.

Die Veränderung des Schlupfverhaltens nach Vorlast im Vergleich zum Verhalten nach dem Fügen führt, wie schon qualitativ anhand der Schlupfmesskurven vermutet, zu einer deutlichen Verringerung der Schlupfwege im Pressverband. Die Darstellung des tatsächlichen Schlupfes in Bild 5.12 zeigt den extremen Einfluss der dynamischen Vorlast auf das Schlupfverhalten noch deutlicher als die Schlupfmesskurven in Bild 5.11.

Zusätzlich zur Verringerung der Schlupfwege ist nach dynamischer Vorlast auch deren Verlauf beim Ansteigen der Last stark verändert. Bis zu einer Last in Höhe der Vorlast im Dauerlaufprüfstand treten bei der Schlupfmessung nur sehr kleine Relativbewegungen im Pressverband auf. Bei höherer Biegebelastung steigt der Schlupf an, jedoch ist die

Zunahme des Schlupfes bei steigender Last geringer als bei der Messung direkt nach dem Fügen.

Über die Schlupfmessung an Proben mit Vorlast kann auch die Qualität der Schlupfmessung selber kontrolliert werden. Treten offensichtlich keine oder nur sehr geringe Bewegungen im Prüfling auf, muss das Scheinschlupfverhalten, also die gemessenen Schlupfwerte ohne Abzug der Schlupfwerte des Dummies, nahezu dem Dummy-Pressverband entsprechen. Nach dem Abzug der Scheinschlupfwege des jeweiligen Dummy-Pressverbands müssen die tatsächlichen Schlupfwerte der Proben bei Lasten bis zur Vorlast im Dauerlaufprüfstand sehr klein, jedoch nicht negativ sein. Die Abweichungen der Schlupfkurven von Null ins Negative in diesem Lastbereich sind bei den IKTD Proben mit maximal $-0,09 \mu\text{m}$ (Probe T60048) äußerst gering. Auch bei den gehärteten Proben mit Flanschnabe ist die maximale Abweichung mit $-0,25 \mu\text{m}$ (Probe T60013) sehr klein und bewegen sich im Rahmen der bei der Vermessung des Dummy ermittelten Wiederholgenauigkeit der Schlupfmessung (Kapitel 5.5).

Die nur sehr kleinen Abweichungen im Bereich von Zehntel μm sind bemerkenswert und unterstreichen die Qualität der Schlupfmessung, da die Messungen an den Dummy-Pressverband und den Proben zwangsläufig völlig unabhängig voneinander durchgeführt wurden, mit einer Vielzahl von möglichen Fehlern aufgrund Temperatur, Verschmutzung oder Justage. Damit die aus Messungenauigkeiten stammenden, tatsächlich im Pressverband nicht auftretenden, negativen Schlupfwege die Darstellung der Schlupfkurven nicht verfälschen, werden diese zu 0 gesetzt.

Die Veränderung des Schlupfverhaltens ist in Bild 5.12 bei der fugendruckhomogenisierten Probe T60049 am geringsten. Hier tritt auch bei einem Biegemoment auf Höhe der Vorlast im Pressverband bei 60 % Klafflast bzw. 460 Nm mit ca. $0,75 \mu\text{m}$ eine nennenswerte Schlupfamplitude auf. Damit kann der Eindruck entstehen, dass mit der Rücknahme der Pressung an der Nabenkante tatsächlich erhöhter Schlupf und damit die Gefahr der RDB verbunden ist. Dieser Sachverhalt wird über den direkten Vergleich der Schlupfmessungen fugendruckhomogenisierter und konventioneller Pressverbindungen im nächsten Kapitel analysiert.

5.8.2 Homogenisierter und konventioneller Pressverband

Bild 5.13 zeigt die Schlupfkurven weiterer Proben, deren Schlupfverhalten nach Biegevorlast ermittelt wurde. Als Referenz ist die Probe T60013 aus Bild 5.12 mit abgebildet. Da nur Schlupfmessungen nach Vorlast mit entsprechend kleinen Relativbewegungen abgebildet sind, kann gegenüber Bild 5.12 das Schlupfverhalten über Anpassung der Ordinate deutlich besser aufgelöst werden.

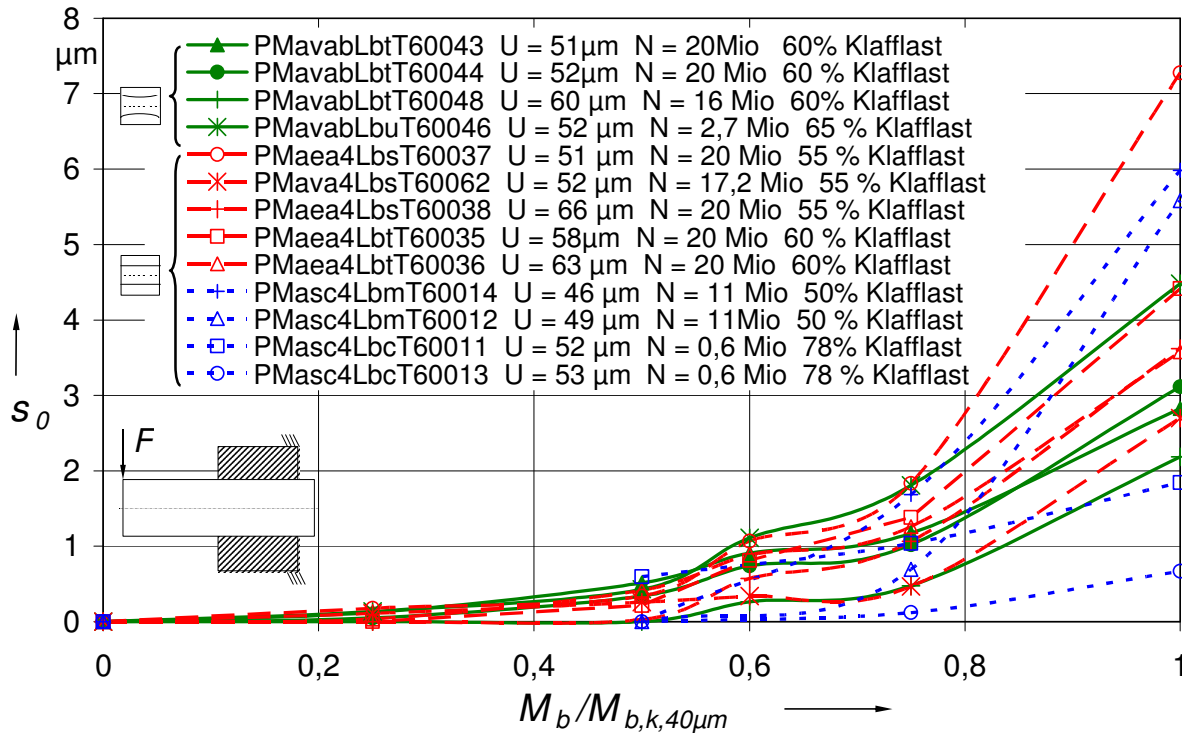


Bild 5.13: Experimentell ermitteltes Schlupfverhalten fugendruckhomogenisierter und konventioneller Pressverbände nach Biegevorlast

Nach Auswertung der gemessenen Proben kann die Vermutung erhöhten Schlupfes bei fugendruckhomogenisierten Proben nicht bestätigt werden.

Das Schlupfverhalten von fugendruckhomogenisierten und konventionellen Proben unterscheidet sich nicht grundsätzlich voneinander. Im Bereich kleiner Last weisen jedoch drei fugendruckhomogenisierte Proben die höchsten Schlupfwege aller Messungen auf. Die fugendruckhomogenisierte Probe PMavaLbtT60048 hingegen zeigt insgesamt sehr geringe Schlupfwege und markiert die untere Einhüllende der Schlupfkurven der IKTD Proben.

Zieht man die gemessenen Übermaße mit in Betracht, ist eine Erklärung für das unterschiedliche Verhalten möglich. Die Proben mit geringem Übermaß weisen tendenziell mehr Schlupf auf. Die fugendruckhomogenisierte Probe PMavaLbtT60048 hat deutlich mehr Übermaß und damit mehr Pressung als die mit vergleichsweise geringem mittlerem Übermaß ausgeführten restlichen fugendruckhomogenisierten Proben.

Aufgrund der besseren Auflösung in Bild 5.13 kann auch das Verhalten der Proben im Bereich der Vorlast genauer untersucht werden. Alle Schlupfkurven weisen unabhängig von Übermaß, Bauform oder Übermaßverteilung des jeweiligen Prüflings ein auffälliges Verhalten im Bereich um 60 % der Klafflast auf. Wertet man das Verhalten der einzelnen Proben in Anbetracht ihrer Vorgeschichte aus, bestätigt sich die Einschätzung aus Bild 5.12, dass sich bei der Schlupfmessung bis zu einem Biegemoment in Höhe der im

Dauerlaufprüfstand aufgebrachten Vorlast nur sehr geringe Relativbewegungen ergeben. Bei Biegemomenten, die höher als die Vorlast sind, nimmt der gemessene Schlupf teilweise sprunghaft zu. Die Kurvenverläufe in Bild 5.13 müssen jedoch immer in Verbindung mit der hohen Auflösung der Schlupfwege betrachtet werden. Im Vergleich mit dem Schlupfverhalten der jungfräulichen Pressverbände ist sowohl der Gradient der Zunahme als auch das absolute Niveau der Relativbewegungen nach Vorlast in allen Lastbereichen deutlich geringer.

Die Schlupfwege der Probe PMasc4LbcT60011 wurden mit einer Vorversion des Schlupfmessgerätes ermittelt, die noch aus Rundmaterial hergestellte und über Klemmsitze befestigte Schneiden besaß. Dieses System war labiler und sehr schwierig zu justieren, wobei auch der Scheinschlupf bei den Dummy-Pressverband Messungen ca. 1,5 bis 2-mal so hoch war wie bei der Lösung mit den stabilen Wendeschneidplatten. Die Messung der Probe PMasc4LbcT60011 kann damit über den Ansatz, dass bei kleinen Lasten der Schlupf zwangsläufig Null sein muss, um ca. 0,5 μm nach unten korrigiert werden. Die Probe PMasc4LbcT60011 weist damit bei Klafflast einen sehr kleinen Schlupf von ca. 1,3 μm auf, obwohl sie bezüglich dem Übermaß eher im Mittelfeld liegt.

Damit korrespondiert diese Messung auch deutlich besser mit der Messung der Probe PMasc4LbcT60013, bei der unter Klaffmoment ein Schlupf von unter 1 μm und damit der geringste Schlupfweg aller gemessenen Proben ermittelt wurde.

Beide Proben konnten aufgrund der gehärteten Welle im Dauerlaufprüfstand mit einem sehr hohen Biegemoment von 600 Nm (entspricht ca. 78 % der Nennklafflast bzw. Lastfall Lbc und einer Biegenennspannung von 226 MPa) beaufschlagt werden. Zur sicheren Vermeidung eines Bruches wurde die Last jedoch nur über eine deutlich verringerte Lastspielzahl von 600 000 Lastwechsel aufgebracht.

Die hohe Vorlast führt offensichtlich zu einer starken Veränderung der Reibwerte in der Fügefläche. Gleichzeitig sind aufgrund der mit der hohen Last verbundenen Schlupftiefe auch große Bereiche der Fügefläche von diesem Effekt betroffen. Die kurze Belastungszeit ist einerseits offensichtlich ausreichend zum Hochtrainieren des Reibwerts und andererseits sind dadurch Verschleiß oder ähnliche, das Übertragungsverhalten negativ beeinflussende Vorgänge, im Verband unwahrscheinlicher als bei hohen Lastspielzahlen im Bereich von 20 Mio.

Zusammengefasst lässt sich aus den experimentellen Schlupfmessungen nach Biegevorlast im Dauerlaufprüfstand folgendes Fazit ableiten:

Das Schlupfverhalten von fugendruckhomogenisierten und konventionellen Proben ist bei gleicher Vorlast und mittlerem Übermaß vergleichbar.

Die gemessenen Schlupfwege der Proben mit Vorlast sind im Vergleich zu den Messungen nach dem Fügen (jungfräulich) sehr gering. Eine Abhängigkeit von der

Höhe der Vorlast ist gegeben, wobei eine hohe Vorlast geringere Schlupfwege verursacht.

Die Schlupfwege steigen bei Belastungen über dem Niveau der vorausgegangenen Vorlast stark an.

Proben mit erhöhtem Übermaß weisen tendenziell weniger Relativbewegung auf, jedoch sind hohe bzw. optimal hochtrainierte Reibwerte entscheidend.

5.8.3 Reibwerte in der Fügefläche

Nachdem zu Anfang der Belastung die Reibwerte in der Fügefläche noch geringe Werte aufweisen, ist auch hier zunächst von einem näherungsweise verspannungsfreien Kontakt mit entsprechendem Schlupfverhalten (siehe Bild 3.7) auszugehen. Ausgangspunkt der Simulationen ist daher, wie bei den Simulationen ohne Vorlast, der Zustand nach reibungsfreiem Ausgleiten der Verbindung. Um herauszufinden, welche Belastungshistorie und damit Komplexität der Simulation ergänzend zu den grundlegenden Ausführungen in Kapitel 3.4 notwendig ist, um die Veränderung der Reibverhältnisse und damit das Schlupfverhalten korrekt abzubilden, werden verschiedene Arten der FE-Simulationen vorgestellt und die Ergebnisse mit den Messungen verglichen.

5.8.3.1 FE-Simulation unter Einfachbiegung

Der Vergleich der gemessenen Schlupfwege mit denen aus der FE-Simulation unter Einfachbiegung sowie den analytischen Werten nach Smetana ist der erste Schritt zur Festlegung des Reibwertes im Pressverband nach Biegevorlast. Gleichzeitig ist damit der Vergleich mit anderen Forschungsstellen möglich, da dieses Vorgehen in der Simulation generell üblich ist. Für diese Auswertung werden wieder Proben betrachtet, deren gemessene Schlupfkurven charakteristisch für das Schlupfverhalten nach Biegevorlast sind.

In Bild 5.14 sind neben gemessenen Schlupfamplituden und analytisch nach [SMETANA01] berechneten Schlupfwegen auch Ergebnisse von FE-Simulationen mit PERMAS dargestellt. Dabei wird das Modell nach Fügen und Ausgleiten in einem Lastschritt mit dem Biegemoment belastet und die dabei auftretenden Relativbewegungen ausgewertet. Diese Belastungsart wird als Einfachbiegung mit dem Nachsatz EB gekennzeichnet. Der Reibwert muss in den Simulationen mit 1,0 angenommen werden, um Schlupfwege in der Größenordnung wie bei den Messungen zu erzielen. Ein Reibwert in dieser Höhe ist als grenzwertig im Rahmen der Coulomb'schen Reibung zu sehen.

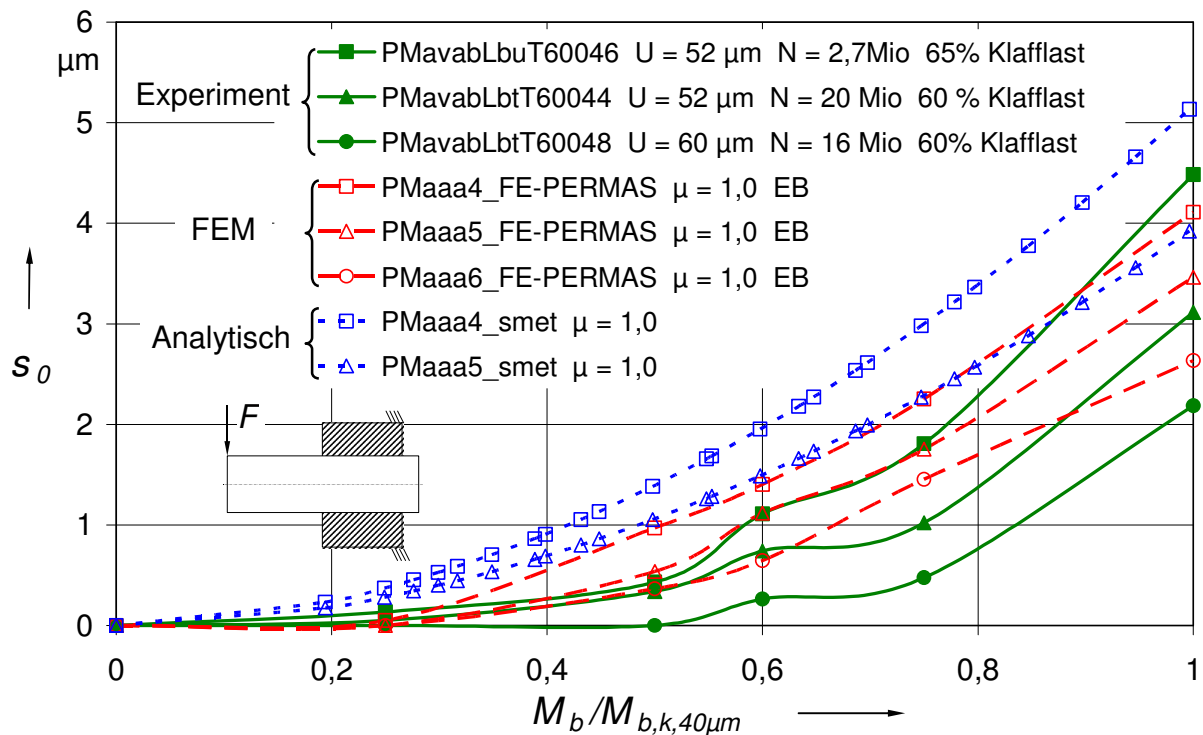


Bild 5.14: Vergleich von experimentellen Schlupfmessungen mit der FE-Simulation unter einfacher Biegebelastung (EB) und der analytischen Berechnung zur Ermittlung der Reibwerte in der Fügefläche

Die Simulationen wurden zusätzlich mit verschiedenen Übermaßen durchgeführt, um einen Eindruck über den Einfluss dieses Parameters zu gewinnen. Der Übermaßbereich der experimentellen Proben wird dabei auch unter Annahme von starker Einebnung und Abweichungen im Bereich der Nabenkante sicher abgedeckt.

Der geringe Unterschwinger der Probe T60048 bei der Schlupfmessung beträgt $-0,1 \mu\text{m}$ bei 50 % Klafflast und bestätigt auch hier die sehr gute Auflösung und Wiederholbarkeit der Schlupfmessung.

Im Gegensatz zu den Untersuchungen im jungfräulichen Zustand unterscheiden sich beim angenommenen Reibwert von $\mu = 1,0$ die analytisch ermittelten Werte von denen aus der FE-Berechnung mit PERMAS.

Analytisch nach [SMETANA01] ergeben sich auch bei kleinen Belastungen Relativbewegungen, die progressiv über der Last ansteigen. Das experimentell ermittelte Schlupfverhalten der Proben lässt sich damit auch unter Annahme von erhöhtem Übermaß nicht korrekt abbilden. Allerdings kann die analytisch berechnete Schlupfkurve für $50 \mu\text{m}$ Übermaß bei einem Reibwert von $1,0$ (PMaaa5_smet $\mu = 1,0$) als Grenzkurve für die Mehrzahl der gemessenen Proben nach Biegevorlast dienen.

Besser als mit der analytischen Lösung lässt sich das Schlupfverhalten schon unter einfacher Biegelast mit der PERMAS Berechnung abbilden. Das Haften der Verbindung bei kleinen Biegemomenten lässt sich mit PERMAS gut abbilden. Unter Annahme eines im belasteten Bereich noch effektiv vorhandenen Übermaßes von 50 μm und Reibwerten von 1,0/0,975 entsprechen die Schlupfwege nach PERMAS sowohl qualitativ als auch quantitativ denen aus dem Experiment. Die Abweichungen bei Lasten bis 60 % Klafflast sind bezüglich der Proben, die hier tatsächlich noch Schlupf aufweisen, mit maximal 0,2 μm sehr gering.

Auch bei den FE-Berechnungen ist, wie bei den experimentellen Ergebnissen, bei Biegemomenten auf dem Niveau der Vorlast eine deutliche Erhöhung der Schlupfwege festzustellen. Die Ursache kann hier jedoch nicht in einer Reibwerterhöhung liegen, da die Reibwerte in der FE-Rechnung konstant sind. Offensichtlich ist der Übergang vom Haften ins Gleiten auch bei geringen Unterschieden zwischen Haft und Gleitbeiwert mit einem Losbrechen gekoppelt. Das Verhalten der Proben um 60 % Klafflast ist also nicht alleine auf die Vorlast in dieser Höhe zurückzuführen, sondern auch im Systemverhalten unter Annahme von Coulomb'scher Reibung bei hohen Reibwerten begründet.

Bei hohen Lasten über 60 % Klaffbiegemoment zeigen in Bild 5.14 die Proben bei der experimentellen Schlupfmessung in der Regel eine Zunahme der Schlupfwege, die deutlich höher ist als bei der FE-Simulation. Unter der Annahme, dass die Simulation das Systemverhalten korrekt abbildet, können diese hohen Reibwerte in der Verbindung nur aufrecht gehalten werden, wenn die unter Biegevorlast aufeinander eingearbeiteten Fügebereiche im Reibkontakt bleiben. Werden die Proben im Schlupfmessprüfstand mit höherer Last beaufschlagt als im Dauerlaufprüfstand, treten andere, noch nicht aufeinander eingearbeitete Oberflächenbereiche in Gleitkontakt, womit offensichtlich eine deutliche Reduzierung des Reibwertes verbunden ist. Dies ist auch verständlich, da diese Kontaktbereiche noch nicht optimal aufeinander eingearbeitet sind.

Auch unter Annahme von sehr hoher Überdeckung und damit der Vernachlässigung von üblicherweise anzunehmenden Einebnungen sind damit sehr hohe Reibwerte in der FE-Simulation über Einfachbiegung notwendig, um das experimentell ermittelte Schlupfverhalten näherungsweise und hinsichtlich schädigenden Schlupfweg konservativ abzubilden (Bild 5.14). Dennoch gelingt es dabei nicht, die teilweise sehr geringen Schlupfwege aus den experimentellen Messungen nachzubilden.

Dass hier auch die Annahme von extrem hohen und unrealistischen Reibwerten keine Abhilfe schafft zeigt Bild 5.15, in dem ergänzend zu Bild 5.14 Schlupfwege aus FE-Simulationen unter Annahme von Reibwerten von $\mu = 2$ bzw. 3 abgebildet sind.

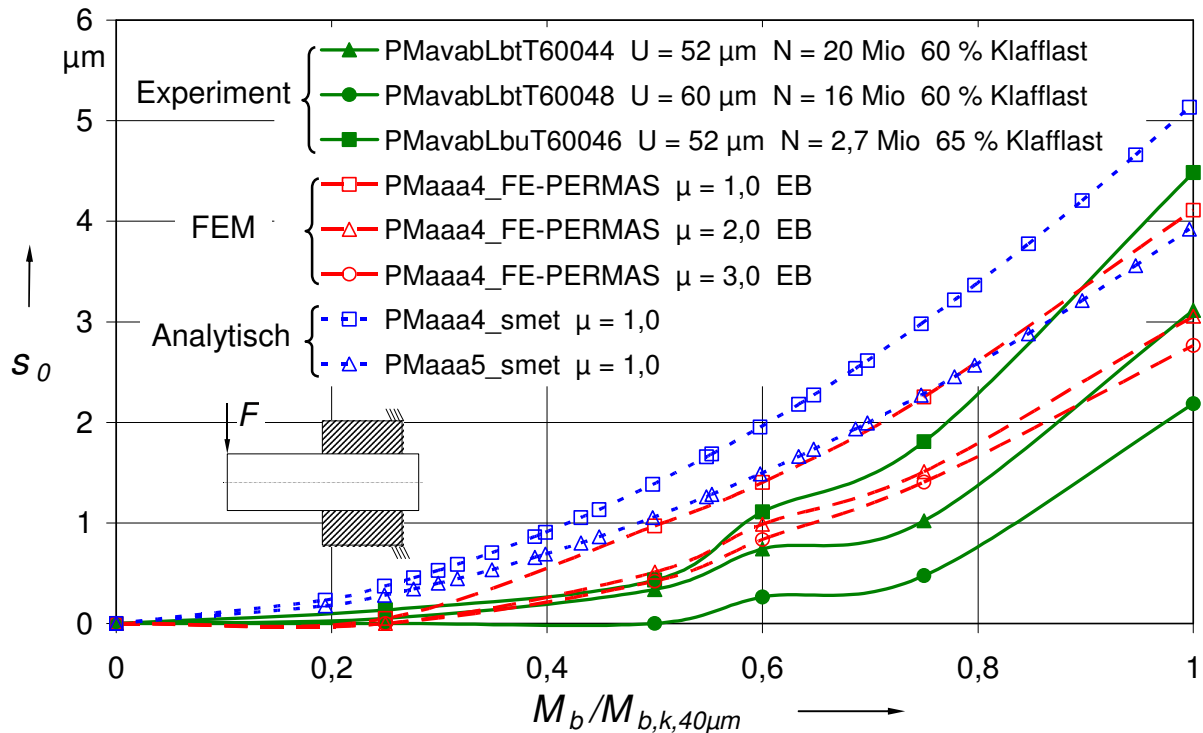


Bild 5.15: Einfluss hoher Reibwerte in der FE-Simulation über Einfachbiegung (EB)

Zusammengefasst kann über den Vergleich der unterschiedlich ermittelten Schlupfbewegungen hinsichtlich der FE-Simulation des Systemverhaltens mittels Einfachbiegung in PERMAS festgehalten werden:

Die über FEM und Einfachbiegung ermittelten Schlupfwege unterscheiden sich im Gegensatz zu den Ergebnissen bei jungfräulichen Reibwerten von den analytisch nach [SMETANA01] ermittelten Werten erheblich. Das experimentell ermittelte Verhalten wird über FEM und Einfachbiegung besser abgebildet als über die analytische Lösung.

Um das experimentelle Schlupfverhalten mittels FEM und Einfachbiegung quantitativ näherungsweise abzubilden, sind sehr hohe Reibwerte anzunehmen, die nicht praxisgerecht erscheinen. Der sehr geringe Schlupf der Verbindungen unter kleiner Biegebelastung kann jedoch auch unter Annahme beliebig hoher Reibwerte mittels FEM und Einfachbiegung nicht nachgebildet werden.

Das Schlupfverhalten von Pressverbindungen nach Biegevorlast kann mittels Einfachbiegung in PERMAS damit nur näherungsweise dargestellt werden.

5.8.3.2 FE-Simulation unter Umlaufbiegung

Grundsätzlich unberücksichtigt bleiben bei der FE-Simulation der Einfachbiegung mögliche Verspannungen, die aufgrund der hohen Reibwerte und hoher übertragbarer Schubspannungen bei Proben mit Vorlast wesentlich stärkeren Einfluss auf das Schlupfverhalten haben können als bei jungfräulichen Proben.

Wie im Folgenden vorgestellte FE-Simulationen zeigen, ändert sich unter Umlaufbiegung aufgrund der auftretenden Verspannungen nicht nur der Betrag der Relativbewegung, sondern auch die Art des Schlupfverhaltens.

Speziell bei hohen Reibwerten sind die übertragbaren Reibschubspannungen im Druckbereich aufgrund der zusätzlichen Pressung derart hoch, dass ein hoher Teil der Schlupfbewegung aus dem Zugbereich nicht mehr zurück gleitet. Die Folge ist eine hohe und dauerhafte Verspannung des Pressverbandes im Bereich der Nabenkante mit Auswirkung auf das Schlupfverhalten.

Zur Visualisierung dieses Verhaltens über den Umlauf der Last sind in Bild 5.16 die Schlupfbewegungen der Nabenkante zweier um 180° versetzter Kontaktpunkte an der Nabenkante bei einem Reibwert von 0,5 dargestellt.

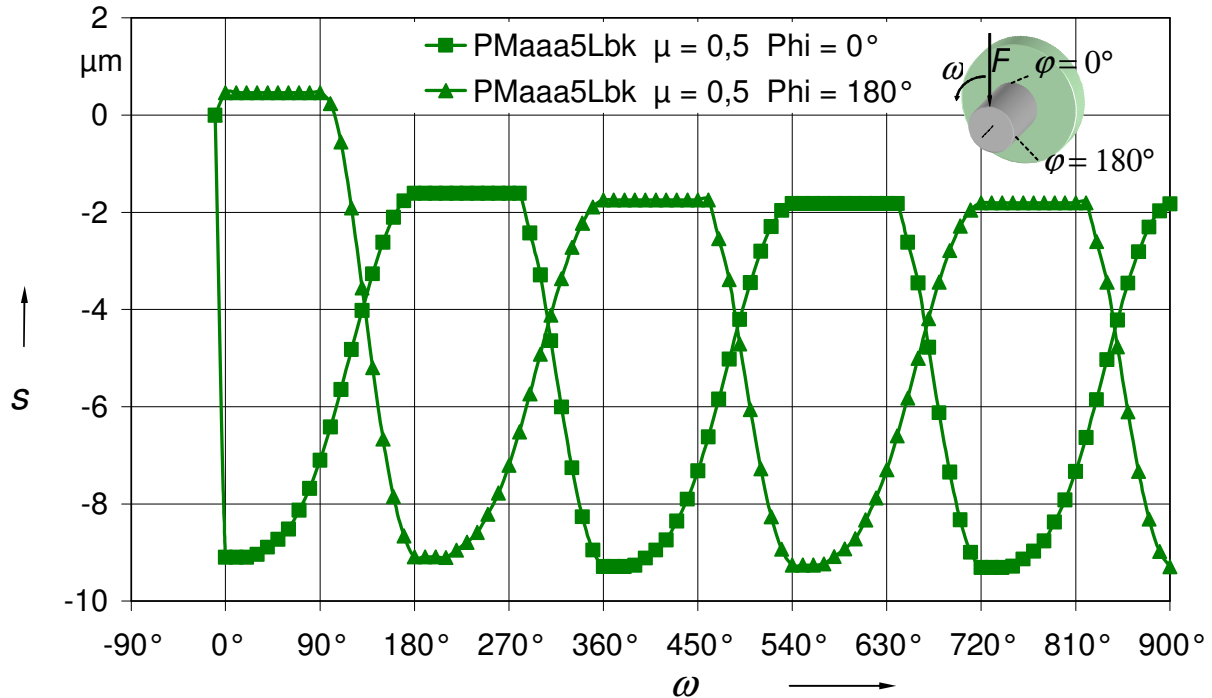


Bild 5.16: Schlupfverhalten in der FE-Simulationen unter Umlaufbiegung bei einem Reibwert von 0,5 und hoher Last (Lbk = Klafflast)

Der Verlauf Bild 5.16 unterscheidet sich deutlich vom Schlupfverhalten unter Umlaufbiegung bei jungfräulichen Pressverbänden bzw. geringen Reibwerten (siehe Bild 3.7).

Das bei kleinen Reibwerten um 0,2 nur schwach ausgeprägte Herausarbeiten der Welle aus der Nabe (Kapitel 3.4 bzw. Bild 3.7 und Bild 3.8) tritt bei hohen Reibwerten (Bild 5.16) wesentlich stärker auf.

Die Welle stützt sich bei Last aus dem Zustand nach Ausgleiten (Belastungsrichtung $\omega = 0^\circ$ bis 90°) nahezu schlupffrei auf der Fügefläche auf der Druckseite der Biegebelastung ab und wird aufgrund der Schlupfbewegung auf der Zugseite (Stelle $\varphi = 0^\circ$) einseitig einige μm aus der Nabe gezogen und dabei axial elastisch vorgespannt. Der Schlupf im Druckbereich (Stelle $\varphi = 180^\circ$) ist dabei im Gegensatz zum Verhalten bei geringen Reibwerten fast Null.

Läuft die Last weiter um (Belastungsrichtung $\omega = 90^\circ$ - 270°), kommt der zunächst im Zugbereich der Biegung liegende Abschnitt (Stelle $\varphi = 0^\circ$) unter Drucklast. Anders als bei geringen Reibwerten tritt hier kein Schlupf über die Ausgangslage in den positiven Bereich auf. Aufgrund der hohen übertragbaren Reibschubspannungen gleiten die aus dem Zugbereich stammenden Relativbewegungen nicht völlig zurück. Dieser Effekt stabilisiert sich spätestens nach einer Umdrehung und führt zu einer starken Veränderung der korrespondierenden Kontaktflächen. Im Bild 5.16 ist dies anhand der Verschiebung der Mittellage der Schlupfbewegung von ursprünglich 0 auf nahezu $-5 \mu\text{m}$ zu erkennen. Da weiter innen liegende Kontaktflächen nicht vom Schlupf betroffen sind, kommt es im Bereich der Nabenkante zu einer Verspannung der Kontaktpartner in axialer Richtung, wobei die Welle unter Zug und die Nabe unter Druck gerät.

Dieser Verspannungseffekt muss bei kleineren Lasten als bei dem in Bild 5.16 dargestellten Klafflastfall noch stärkere Auswirkungen haben. Zudem wird der Effekt sich besonders bei hohen Reibwerten ausprägen.

In Bild 5.17 ist dies auch deutlich zu erkennen. Hier ist das über FEM ermittelte Schlupfverhalten des Modells wie in Bild 5.16 jedoch unter geringerer Last ($L_{\text{bm}} = 50\%$ Klafflast) sowie bei einem erhöht angenommenen Reibwert von $\mu = 0,6$ dargestellt.

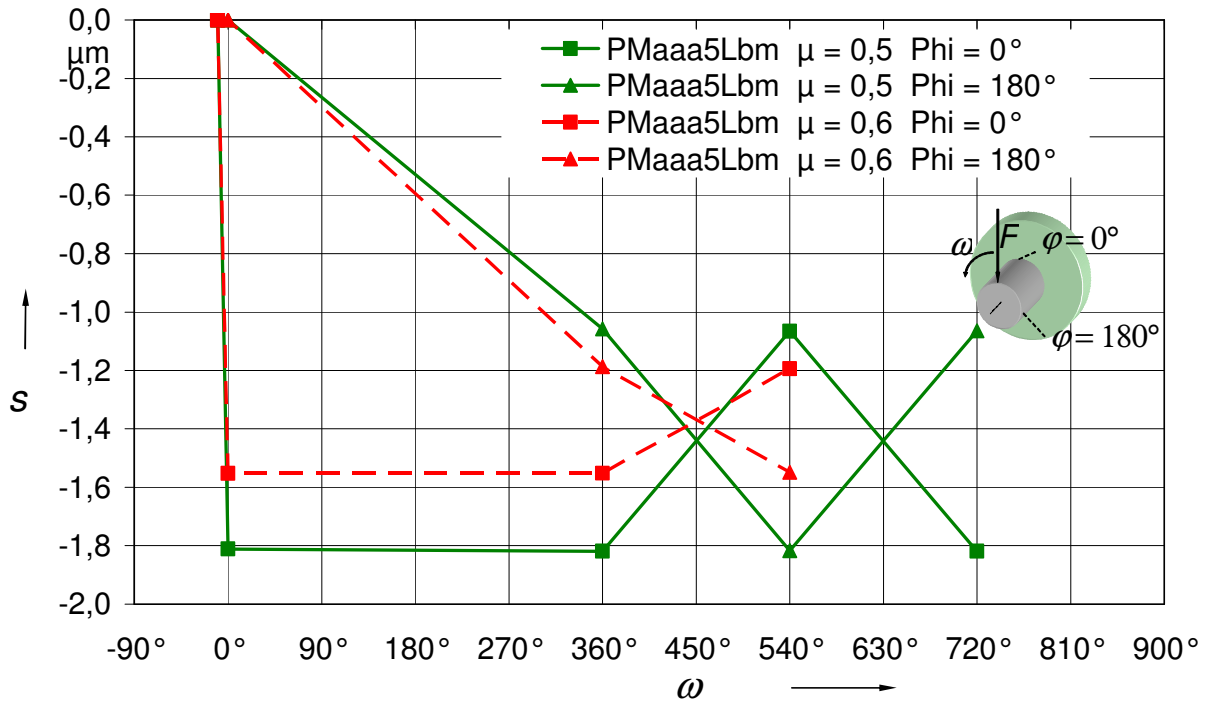


Bild 5.17: Schlupfverhalten unter Umlaufbiegung bei Reibwerten von 0,5 und 0,6 und mittlerer Last (Lbm = 50 % Klafflast)

Die Berechnung wurde wie bei allen Modellen mit Umlaufbiegung in 10° Schritten durchgeführt. Die Auswertung beschränkt sich in Bild 5.17 jedoch auf die relevanten Ergebnisse bei den Lastschritten $\omega = 0^\circ$; 360° und 540° . Der im Modell auftretende dynamische Schlupf bei den einzelnen Lastfällen ist in diesen ausgewählten Lastschritten im Diagramm direkt erkennbar als halbe Differenz der Schlupfbewegung zwischen den Kontaktstellen an der Nabenkante bei $\varphi = 0^\circ$ und 180° und damit als halber Abstand zwischen den entsprechenden Kurven.

Vergleicht man die Relativbewegung beim Modell PMaaa5 unter 50 % Klafflast und einem Reibwert von 0,5 beim Lastschritt 0° und damit unter denselben Verhältnissen wie bei Einfachbiegung (ergibt ca. $1,8 \mu\text{m} / 2 = 0,9 \mu\text{m}$) mit dem beim Lastschritt 360° ($0,75 \mu\text{m} / 2 = 0,375 \mu\text{m}$), beträgt der mit Umlaufbiegung ermittelte Schlupf nur noch ca. 40 % von dem bei Einfachbiegung.

Wertet man den Unterschied beim Modell mit einem Reibwert von 0,6 unter 50 % Klafflast aus, ergibt sich eine Verringerung der Schlupfbewegung unter Umlaufbiegung auf ca. 25 % des Schlupfs bei Einfachbiegung.

Um den effektiven Schlupf unter dynamischer Umlaufbiegung mittels FEM zu ermitteln, werden mit der neuen Simulationemethode die nach einem Umlauf (360°) noch im Pressverband auftretenden Relativbewegungen ausgewertet. Der Pressverband wird danach noch über eine Umdrehung weiter in 10° Schritten belastet. Das Schlupfverhal-

ten wird bei 560° und 720° ausgewertet und über den Vergleich mit den Werten bei 360° sichergestellt, dass nach einer Umdrehung schon ein stabilisiertes Schlupfverhalten vorherrscht. Von Stabilisierung kann man sprechen, wenn sich die Schlupfwege nach einer weiteren Umdrehung unter gleicher Last nicht wesentlich ändern. Für die untersuchten Fälle ist das gegeben, wie auch Bild 5.16 und Bild 5.17 zeigen.

Führt man diese Berechnung für jede Belastungsstufe getrennt unter dem angenommenen Reibwert durch, lässt sich analog zur Einfachbiegung die Schlupfamplitude über der Belastung unter Umlaufbiegung darstellen. Bild 5.18 zeigt eine durch FE-Simulation der Umlaufbiegung (Kürzel UB) ermittelte Schlupfcurve für einen Reibwert von 0,5 im Vergleich zu den experimentellen Untersuchungen. Gleichzeitig sind die analytischen Ergebnisse nach [SMETANA01] unter Annahme eines Reibwertes von 0,5 und 1,0 sowie die Schlupfwege aus der PERMAS Simulation unter Einfachbiegung bei einem Reibwert von 1,0 dargestellt. Sowohl die analytischen als auch die mittels FEM ermittelten Schlupfberechnungen wurden mit einem Übermaß von 50 µm durchgeführt.

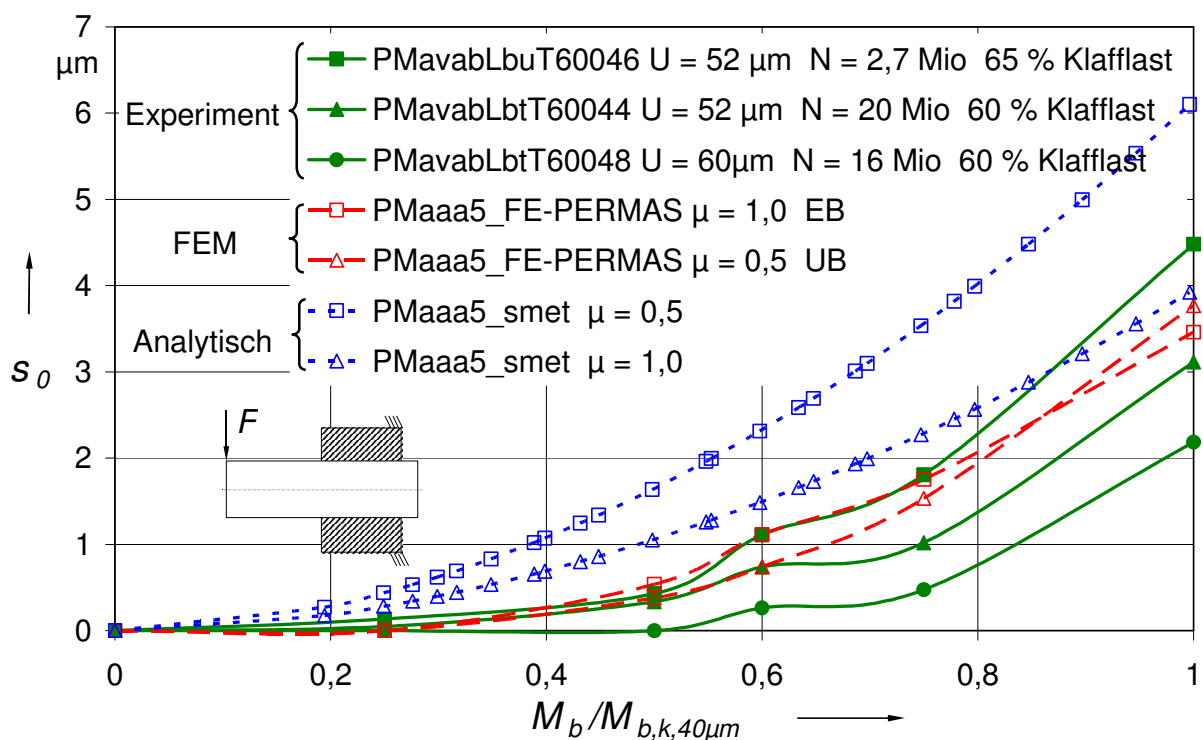


Bild 5.18: Vergleich von experimentellen Schlupfmessungen mit der FE-Simulation unter einfacher Biegebelastung (EB) und Umlaufbiegung (UB) sowie analytischen Berechnung zur Ermittlung der Reibwerte in der Fügefläche

Die Simulation unter Umlaufbiegung mit einem Reibwert von 0,5 ergibt deutlich geringere Schlupfwege als beim analytischen Ansatz. Auch bei Annahme eines Reibwerts von 1,0 werden analytisch nach [SMETANA01] durchgängig höhere Relativbewegungen ermittelt als nach der neuen Simulationsmethode mit einem Reibwert von 0,5.

Entscheidend ist hier jedoch der Vergleich der Simulationsergebnisse unter Umlauf- und Einfachbiegung. Zu beachten ist, dass auch hier die mit der Umlaufbiegung und einem Reibwert von 0,5 simulierten Schlupfwege in den entscheidenden Lastbereichen unter denen bei Einfachbiegung liegen, selbst wenn der Reibwert in der Simulation der Einfachbiegung bis auf 1,0 angehoben wird.

Löst man sich von den offensichtlich das reale Schlupfverhalten bei hohen Reibwerten nicht korrekt abbildenden Ergebnissen der analytischen Lösung und Simulationen unter Einfachbiegung, kann das Schlupfverhalten der realen Proben über die FE-Simulation unter Umlaufbiegung mit Variation des Reibwertes näher untersucht werden.

Bild 5.19 zeigt die Grenzkurven der experimentellen Schlupfmessungen im Vergleich zu FE-Simulationen mittels PERMAS nach der neuen Methode.

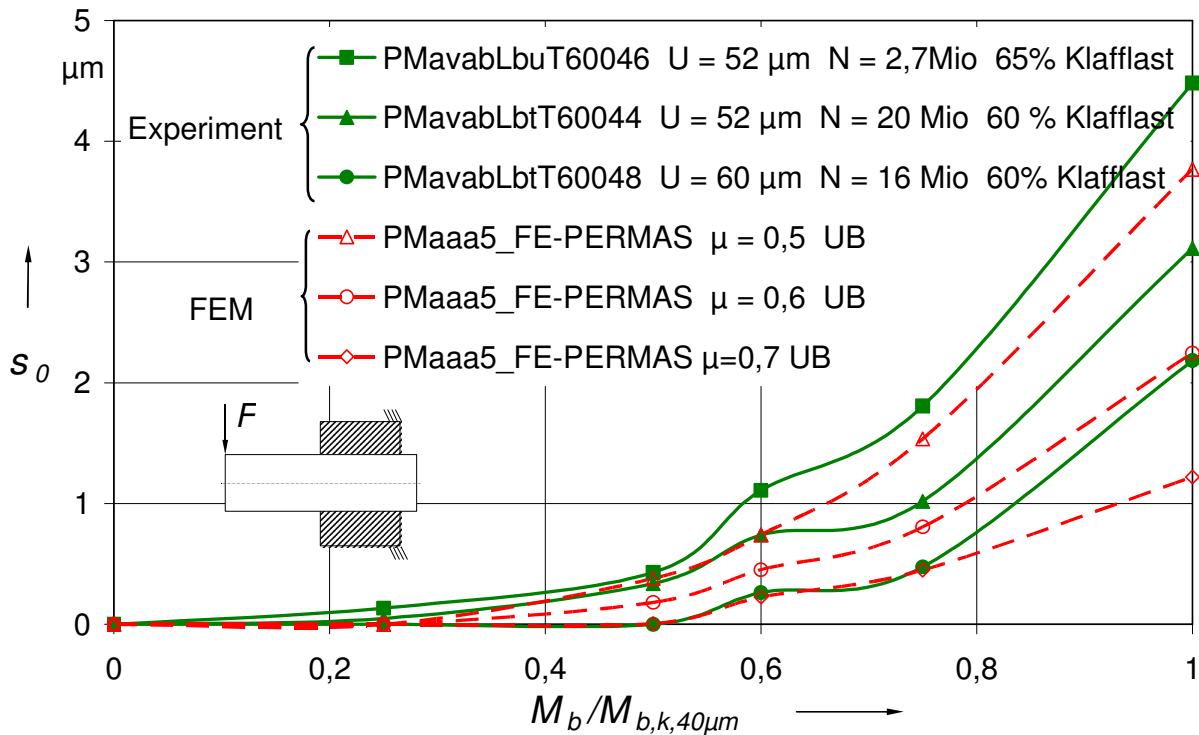


Bild 5.19: Vergleich von experimentellen Schlupfmessungen mit der FE-Simulation unter Umlaufbiegung (UB) zur Ermittlung der Reibwerte in der Fügefläche

Die FE-Simulationen unter Umlaufbiegung und Reibwerten von 0,5 bis 0,7 decken dabei den Streubereich der experimentellen Schlupfmessungen sowohl qualitativ als auch quantitativ gut ab.

Damit kann zunächst ein Reibwert für die Schlupfbereiche in dieser Größenordnung angenommen werden. Für eine genauere Festlegung müssen die experimentellen Proben hinsichtlich ihrer spezifischen Unterschiede wie tatsächliches Übermaß und Ober-

flächenbeschaffenheit klassifiziert und damit der Streubereich über zusätzliche Parameter eingeschränkt werden.

Zusammengefasst kann bezüglich der FE-Simulation des Schlupfverhaltens mittels Umlaufbiegung in PERMAS als Fazit festgehalten werden:

Das experimentell ermittelte Schlupfverhalten von Pressverbindungen nach Vorlast kann mittels Umlaufbiegung in PERMAS gut nachgebildet werden.

Die mit der FEM ermittelten Schlupfwege unter Umlaufbiegung und hohen Reibwerten unterscheiden sich von den analytisch nach [SMETANA01] oder über FE-Simulation unter Einfachbiegung ermittelten Werten im Gegensatz zu den Ergebnissen bei jungfräulichen Reibwerten stark. Das experimentell ermittelte Verhalten wird mittels FEM unter Umlaufbiegung dagegen sowohl bei niedrigen als auch bei hohen Reibwerten gut abgebildet.

Um das experimentell ermittelte Schlupfverhalten mittels FEM unter Umlaufbiegung quantitativ abzubilden, sind Reibwerte im Bereich zwischen 0,5 und 0,7 notwendig.

FE-Simulationen unter Umlaufbiegung erscheinen geeignet, die Reibwerte in den dynamisch belasteten Schlupfbereichen zu bestimmen. Ein Abgleich mit den Abpressversuchen und damit einfachen experimentellen Verfahren erscheint möglich. Zudem ist damit der Vergleich mit allgemeinen Untersuchungen im Gebiet der RDB wie [KREITNER76D] möglich.

Der Berechnungs- und Auswerteaufwand für die Simulation unter Umlaufbiegung ist sehr hoch. Reihenuntersuchungen zur Umsetzung der Erkenntnisse in anwendbare analytische Ansätze und damit die Nutzung in der Praxis sind damit nur eingeschränkt möglich. Eine Reduktion des Aufwandes zur FE-Simulation des Schlupfverhaltens von Pressverbänden unter Biegung ist erstrebenswert.

5.8.3.3 FE-Simulation unter Wechselbiegung

Um den Berechnungsaufwand für die simulative Nachbildung des Schlupfverhaltens biegebelasteter Pressverbindungen mittels FEM zu reduzieren, wird untersucht, ob das Schlupfverhalten schon unter Wechselbiegung ausreichend genau abgebildet wird. Bild 5.20 zeigt die Schlupfwege aus der Simulation unter Wechselbiegung im Vergleich mit den Ergebnissen der Umlaufbiegung und den experimentellen Grenzschlupfkurven.

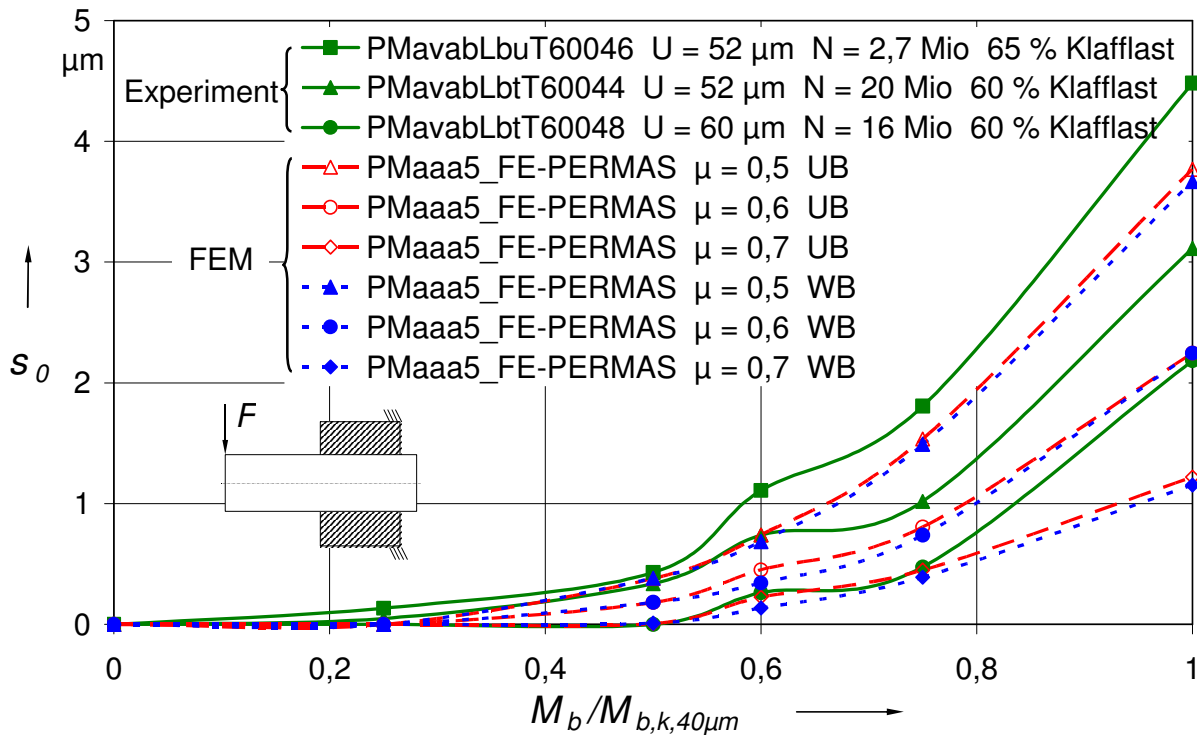


Bild 5.20: Schlupfwege aus FE-Simulationen mit Wechselbiegung (WB) im Vergleich zu Simulationen mit umlaufender Biegelast (UB) und experimentellen Messungen

Dabei werden analog zu den Auswertungen unter Umlaufbiegelast die Schlupfwege bei der Lastrichtung nach einem kompletten Lastzyklus (360 °) ausgewertet. Über den Vergleich mit den Werten bei 540° wird auch hier sichergestellt, dass nach einer Wechselbiegung schon ein stabilisiertes Schlupfverhalten vorherrscht. Bei den untersuchten Fällen ist das auch hier gegeben.

Die Verspannungen in den Schlupfbereichen im Bereich hoher Reibwerte werden mit PERMAS offensichtlich schon unter Biegewechsellast ausreichend genau abgebildet. Die Abweichungen im Vergleich zur Umlaufbiegesimulation sind generell gering. Einzig die Nachbildung des Schlupfverhaltens in Höhe der Biegevorlast (ca. 60% Klafflast) ist bei der Umlaufbiegung in Anbetracht der experimentellen Messungen offensichtlich besser als bei der Wechselbiegung. Hier spielen die fehlenden Verspannungen im Bereich der biegeneutralen Faser unter Wechselbiegung eine Rolle, die bei der Simulation unter Umlaufbiegung vorhanden sind.

Bei derart kleinen Schlupfbewegungen wirkt sich auch der Einfluss der verringerten Pressung an der Nabenkante auf das Betriebsverhalten aus.

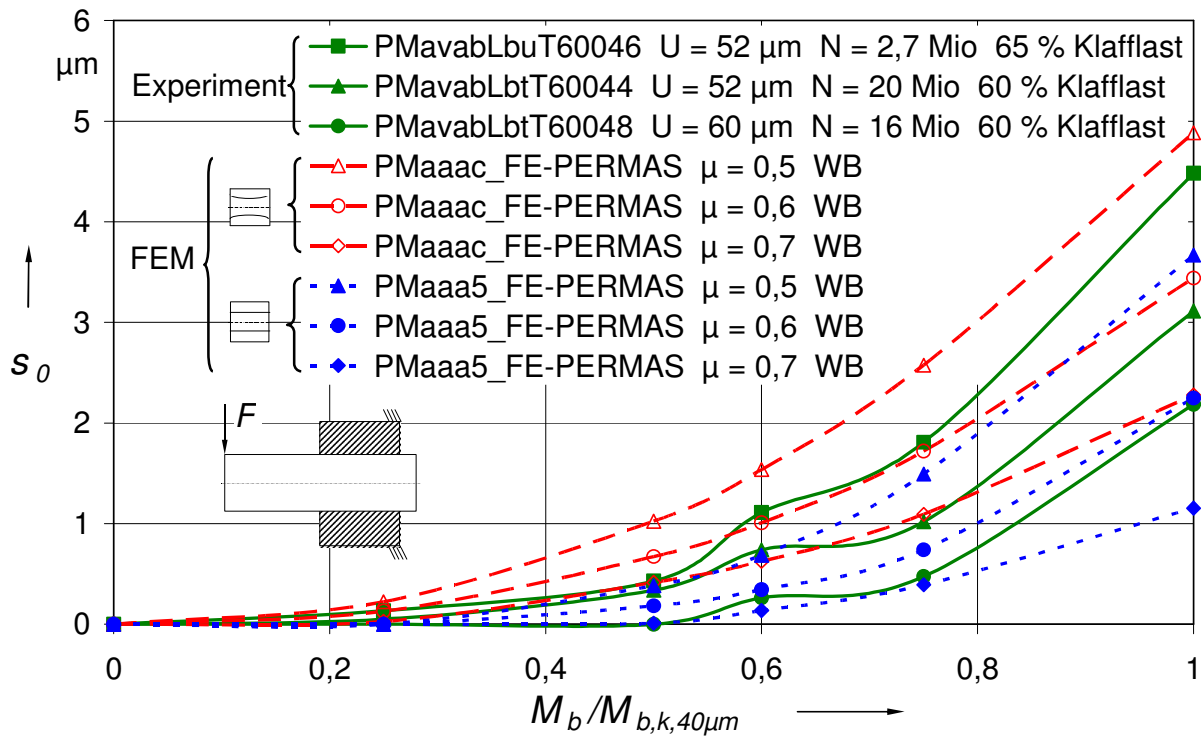


Bild 5.21: Schlupfwege aus FE-Simulationen mit Wechselbiegung von konventionellen und fugendruckhomogenisierten Modellen im Vergleich zu experimentellen Messungen.

Bild 5.21 zeigt die Simulationsergebnisse der fugendruckhomogenisierten Modelle im Vergleich zu denen der konventionellen Modelle und der Grenzkurven der experimentellen Messungen.

Generell liegen hier die Schlupfwege der fugendruckhomogenisierten Modelle über denen der konventionellen Ausführungen.

Wenn die Biegebelastung so gering ist, dass sich der Schlupf im Verband im trainierten Kontaktbereich bewegt, ist bei den konventionellen Proben zur Darstellung des Schlupfverhaltens im Schlupfbereich maximal ein Reibwert von 0,7 notwendig, in der Regel ist ein Reibwert von 0,6 ausreichend.

Bei den fugendruckhomogenisierten Proben scheint bei geringer Last aufgrund der reduzierten Pressung an der Nabenkante in der FE-Simulation im Extremfall ein höherer Reibwert als 0,7 notwendig, um die Schlupfbewegungen aus den experimentellen Messungen der realen Proben abzubilden. Dieses extreme Verhalten mit minimalem Schlupf tritt bei der Probe T60048 auf. Das mittlere Übermaß bei dieser Probe ist mit $60 \mu\text{m}$ sehr hoch. Die Korrektur an der Nabenkante war jedoch nur für ein Übermaß von $40 \mu\text{m}$ ausgelegt. Die Pressung an der Nabenkante muss bei dieser Probe daher erheblich höher liegen als die Pressung in der FE-Simulation mit homogener Pressungsverteilung. Die Probe T60048 ist daher bezüglich der Schlupfwege nicht repräsentativ für fu-

gendruckhomogenisierte Verbindungen. Bei den fugendruckhomogenisierten Proben mit üblichem mittlerem Übermaß lässt sich das gemessene Schlupfverhalten wie bei den konventionellen Modellen unter Annahme eines Reibwertes von 0,6 bis 0,7 in der Simulation abbilden.

Wenn die Last bei der Schlupfmessung höher als die Vorlast im Dauerlaufprüfstand ist, kann das Schlupfverhalten unabhängig von der Probenform ausreichend genau unter Annahme eines verringerten Reibwertes von 0,5 bis 0,6 in der FE-Simulation der Wechselbiegung mit PERMAS nachgestellt werden. Die Veränderung des Reibwertes nach Vorlast deckt sich mit den Ergebnissen von [HATTORI81].

Zusammengefasst kann bezüglich der FE-Simulation des Schlupfverhaltens mittels Wechselbiegung als Fazit festgehalten werden:

Das Schlupfverhalten von Pressverbindungen nach Vorlast kann auch mittels Wechselbiegung in PERMAS ausreichend genau dargestellt werden.

Der Berechnungsaufwand für Reihenuntersuchungen lässt sich dadurch erheblich verringern, wobei zur Qualitätssicherung der Aussage je nach Modell zusätzliche Lastschritte bzw. exemplarisch die Absicherung über vollständige Simulation der Umlaufbiegung empfehlenswert ist.

Die Zulässigkeit der experimentellen Ermittlung der Schlupfwege unter Wechsellast (Kapitel 4.4) und die Vergleichbarkeit mit denen unter Umlaufbiegebelastung zu erwartenden Relativbewegungen ist dadurch bestätigt.

Die Reibwerte in der FE-Simulation zur Nachbildung der Schlupfmessung bewegen sich bei Biegelasten unter der dynamischer Vorlast im Bereich von 0,6 bis 0,7. Bei Simulation des Schlupfverhaltens bei Lasten über der dynamischen Vorlast sind Reibwerte von 0,5 bis 0,6 ausreichend.

5.9 Schlupftiefen und Schädigungszonen

Über die experimentelle Schlupfmessung und den ergänzend durchgeführten FE-Simulationen konnte der Reibwert in den Schlupfbereichen der Verbindung sowohl im jungfräulichen Zustand als auch nach Biegevorlast ermittelt werden.

Aus den entsprechenden kalibrierten FE-Berechnungen lassen sich wiederum die Schlupftiefe bzw. die Schlupfwege über die Fügefläche hinweg ermitteln, die bei den jeweiligen Reibwerten unter Biegelast auftreten.

In Verbindung mit der optischen Untersuchung der Fügefläche der Proben mit Biegedauerlast kann ein erster Abgleich vorgenommen werden, welcher Schlupfweg zu welcher Schädigung der Fügefläche führt. Dieses Vorgehen ist die Grundlage zur Festlegung von Grenzschlupfwegen in Pressverbänden unter Biegelast.

5.9.1 Schlupftiefen bei Variation des Reibwertes

Über die Betrachtung der lokalen Schlupfwege in der FE-Simulation auf den Mantellinien der Zug- und Druckseite des Pressverbandes lässt sich prinzipiell das Schlupfverhalten darstellen.

Bild 5.22 zeigt exemplarisch diese Auswertung für Reibwerte entsprechend einem jungfräulichen Pressverband mit 50 μm Übermaß unter verschiedenen Lasten. Die Schlupftiefe ist dabei auf der Zugseite aufgrund der verringerten Pressung typischerweise größer als auf der Druckseite. Die angezeigten Werte entsprechen jeweils dem Betrag der Schlupfbewegung. Die relevante Schlupfamplitude lässt sich über die Ausgleichskurve zwischen den beiden Kurven einer Laststufe ermitteln.

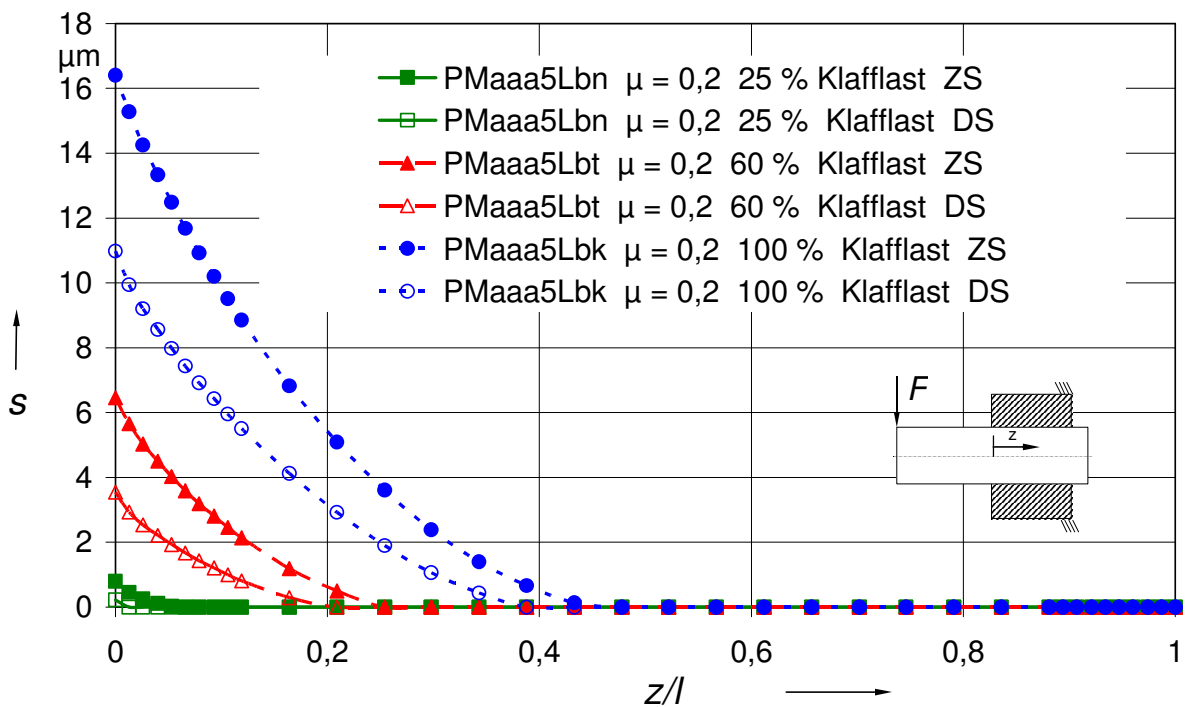


Bild 5.22: Mit der FEM berechnete Schlupfwege auf der Zugseite (ZS) und Druckseite (DS) eines Pressverbandes unter Biegelast bei Reibwerten von $\mu = 0,2$

Nachdem das Schlupfverhalten unter hohen Reibwerten nach den Erkenntnissen dieser Arbeit mit Simulation der Einfachbiegung nicht korrekt dargestellt werden kann, ist die Auswertung von Simulationen unter Umlauf- oder Wechselbiegung notwendig. Dabei sind die Schlupfwege auf der Zug- und Druckseite nicht mehr getrennt aufzulösen, da die Nulllage der Schlupfbewegung nicht mehr der Ausgangslage nach dem Fügen entspricht (siehe Bild 5.16) und damit unbekannt ist. Hier kann alternativ die Auswertung der effektiven Schlupfamplitude erfolgen.

Bild 5.23 zeigt diese Auswertung für denselben Pressverband wie in Bild 5.22 jedoch bei Reibwerten 0,6, wie sie typischerweise nach Biegevorlast zu erwarten sind.

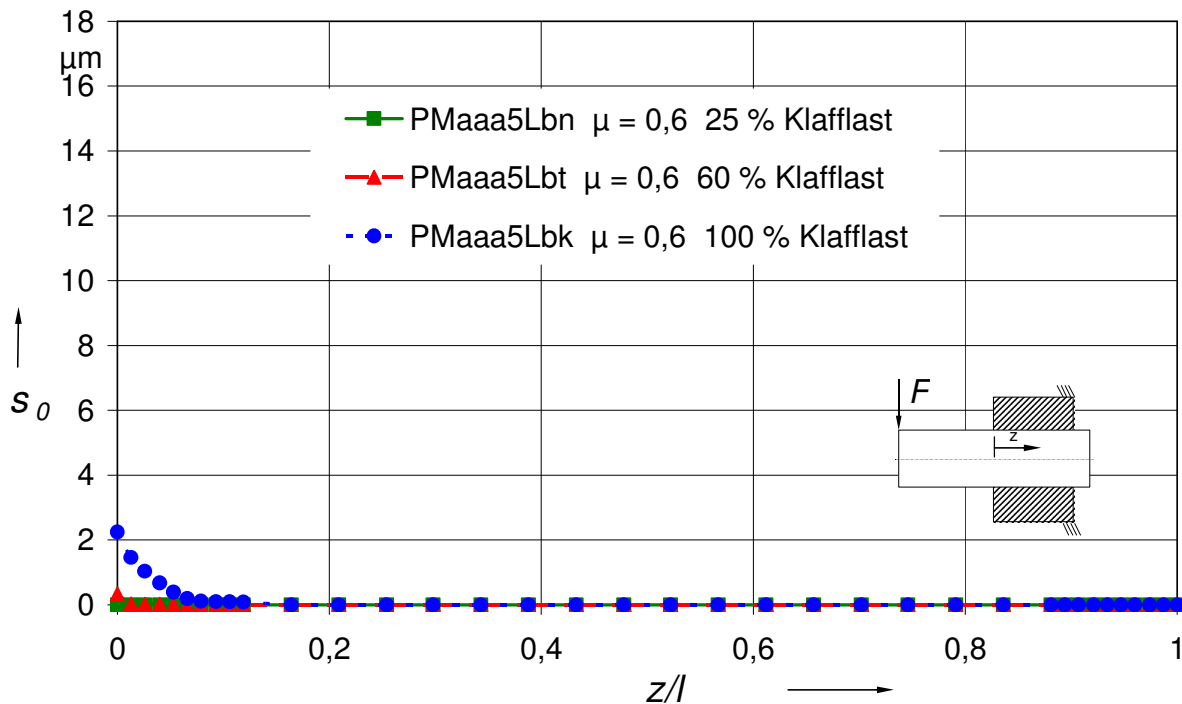


Bild 5.23: Mit der FEM ermittelte Schlupfwegamplituden auf der Mantellinie des Pressverbandes unter verschiedenen Biegebelastungen und einem Reibwert von $\mu = 0,6$

Um den direkten Vergleich des Verhaltens bei erhöhten Reibwerten mit dem Verhalten direkt nach dem Fügen zu ermöglichen, ist die Achseinteilung in Bild 5.23 entsprechend der Auswertung in Bild 5.22 gewählt. Die Auswirkung der Reibwertveränderung von 0,2 auf 0,6 auf die Schlupftiefe bei der erweiterten Simulationsmethode ist ähnlich dramatisch wie der Effekt auf die noch auftretenden Schlupfwege. Bis zu der aufgrund der Wellenbeanspruchbarkeit noch möglichen Biegedauerlast von ca. 60 % Klafflast ist die Schlupftiefe sehr gering und steigt erst bei höheren Lasten nennenswert an.

Damit bestätigen sich die in Kapitel 4.6.4 prinzipiell geäußerten Vorbehalte gegenüber der Kalibrierung von FE-Simulationen über die Schlupftiefenauswertung auch in der praktischen Anwendung der Untersuchungsmethodik. Ein Pressverband unter dynamischer Biegung erfährt aufgrund sich erst über der Belastungsdauer stetig verändernder Reibverhältnisse alle Schlupfwege bzw. Schlupftiefen entsprechend Bild 5.22 und Bild 5.23.

5.9.2 Schädigungszonen

Ein Grundproblem beim Vergleich der über FEM ermittelten Schlupftiefe und der geschädigten Fügefläche ist die Festlegung der Höhe der Relativbewegung, die zu der optisch erkennbaren RDB führt. Über die neue, mit den experimentellen Messungen abgegliche FE-Simulationsmethode, kann das Schlupfverhalten an beliebigen Stellen der Kontaktfläche ausreichend genau abgebildet werden. Die Auflösung des Schlupfes liegt in Höhe der numerischen Genauigkeit in PERMAS und damit deutlich besser als $1/10000 \mu\text{m}$. Damit können die Relativbewegungen, die zu optisch festgestellten Veränderungen der Fügeflächen führen, bestimmt werden.

Wahrscheinlich ist aus physikalischen Gründen erst ein Schlupf ab ca. $1 \mu\text{m}$ unter Dauerlast mit hohen Schädigungen aufgrund RDB verbunden (siehe auch [LEIDICH83]). Um eine hinsichtlich Schädigung verwertbare Auswertung der FE-Berechnungen über die Lastfälle hinweg zu erhalten, werden zwei Schlupftiefen mit einem Grenzschlupf von $1/10000 \mu\text{m}$ (und damit nahezu Null) und $1 \mu\text{m}$ definiert. Der Abgleich der FE-Rechnung mit den Ergebnissen aus der optischen Untersuchung ist somit einfacher, da damit eine Zuordnung von Schlupf zu sichtbaren Schäden an der Fügefläche möglich wird.

Bild 5.24 zeigt die grafische Auswertung der experimentellen Proben nach diesem Ansatz mit Sortierung der Proben nach steigender Last im Dauerlaufprüfstand.

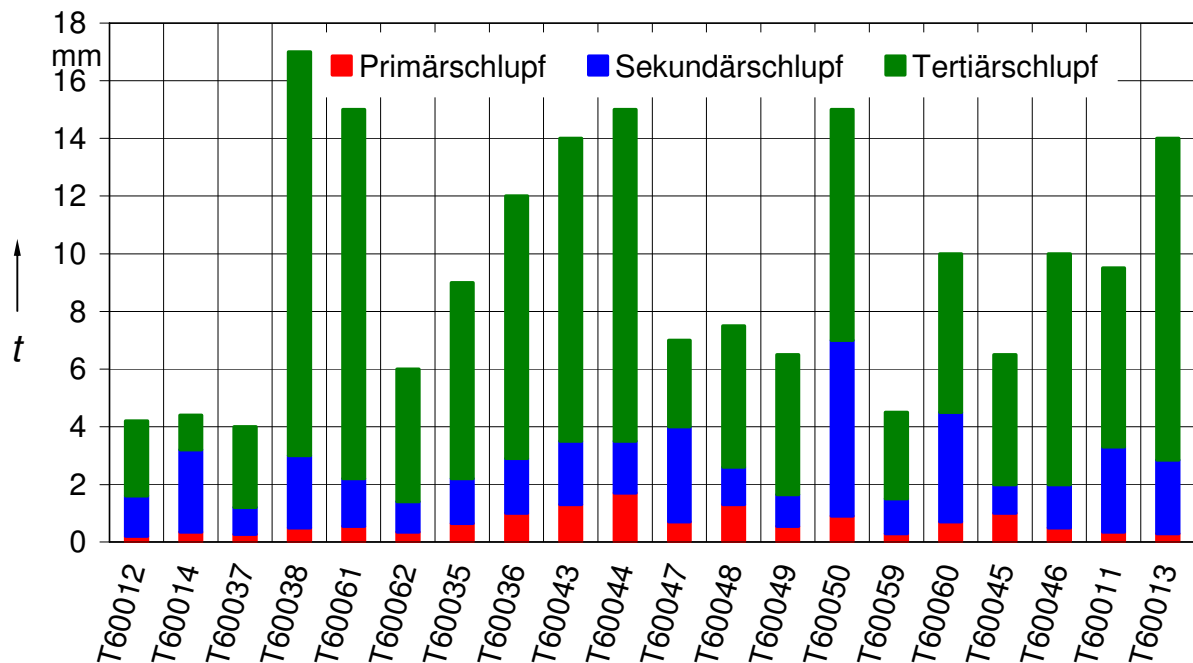


Bild 5.24: Schädigungszonen der Fügefläche nach optischer Auswertung

Die optisch erkennbaren Oberflächenveränderungen werden in die in Kapitel 4.6.4 definierten drei Schädigungszonen eingeteilt, um schließlich aus den optisch detektierten Schlupftiefen verschiedener Schädigungsstufen auf die dazu gehörenden Reibwerte im

Pressverband zu schließen. Tabelle 5.5 enthält dazu die wichtigsten Probeneigenschaften und die jeweils ermittelte Schlupftiefe, bis zu der sich der Schädigungsbereich erstreckt.

Probe Nr.	Probeneigenschaften	P-Slip [mm]	S-Slip [mm]	T-Slip [mm]
T60012	PMasc4LbmT60012 U=49µm N=10Mio 50% Klafflast	0,2	1,6	4,2
T60014	PMasc4LbmT60014 U=45µm N=10Mio 50% Klafflast	0,35	3,2	4,4
T60037	PMaea4LbsT60037 U=51µm N=20Mio 55% Klafflast	0,27	1,2	4
T60038	PMaea4LbsT60038 U=66µm N=20Mio 55% Klafflast	0,5	3	17
T60061	PMava4LbsT60061 U=43µm N=17Mio 55% Klafflast	0,55	2,2	15
T60062	PMava4LbsT60062 U=51µm N=17Mio 55% Klafflast	0,35	1,4	6
T60035	PMaea4LbtT60035 U=58µm N=20Mio 60% Klafflast	0,65	2,2	9
T60036	PMaea4LbtT60036 U=62µm N=20Mio 60% Klafflast	1	2,9	12
T60043	PMavabLbtT60043 U=50µm N=20Mio 60% Klafflast	1,3	3,5	14
T60044	PMavabLbtT60044 U=51µm N=20Mio 60% Klafflast	1,7	3,5	15
T60047	PMavabLbtT60047 U=55µm N=16Mio 60% Klafflast	0,7	4	7
T60048	PMavabLbtT60048 U=59µm N=16Mio 60% Klafflast	1,3	2,6	7,5
T60049	PMavabLbtT60049 U=56µm N=2Mio 60% Klafflast	0,55	1,65	6,5
T60050	PMavabLbtT60050 U=55µm N=2Mio 60% Klafflast	0,9	7	15
T60059	PMava4LbtT60059 U=41µm N=3,1Mio 60% Klafflast	0,3	1,5	4,5
T60060	PMava4LbtT60060 U=49µm N=3,1Mio 60% Klafflast	0,7	4,5	10
T60045	PMavabLbuT60045 U=57µm N=2,7Mio 65% Klafflast	1	2	6,5
T60046	PMavabLbuT60046 U=52µm N=2,7Mio 65% Klafflast	0,5	2	10
T60011	PMasc4LbcT60011 U=51µm N=0,6Mio 600 Nm	0,35	3,3	9,5
T60013	PMasc4LbcT60013 U=52µm N=0,6Mio 600 Nm	0,3	2,85	14

Tabelle 5.5 Schlupftiefenauswertung (in mm) der experimentellen Proben mit Zuordnung zu Schädigungszonen (P-Slip: Primärschlupf, S-Slip: Sekundärschlupf; T-Slip: Tertiärschlupf) nach Kapitel 4.6.4

Da alle Proben die Grobgeometrie a aufweisen, sind sie in diesem Zusammenhang direkt miteinander vergleichbar.

Die Auswertung der optischen Untersuchungen ergibt auf den ersten Blick, vor allem beim tertiären Schlupf, ein uneinheitliches Bild. Dies ist symptomatisch für die Schlupftiefenauswertung, da die Schlupftiefe, wie gezeigt, extrem stark vom Reibwert abhängt und dieser sich abhängig von den lokalen Kontaktverhältnissen z. B. aufgrund Restverschmutzung oder Feingeometrie mehr oder weniger schnell erhöht. Es ist daher unsi-

cher, ob bei einer schnellen Reibwerterhöhung die Dauer der geringen Relativbewegung am Ende der tertiären Schlupfzone ausreicht, um eine optisch erkennbare Veränderung der Oberflächen zu erzeugen.

Die Auswertung der FE-Simulation dieser Probenform bei einem angenommenen mittleren Übermaß von $50\ \mu\text{m}$ unter verschiedenen Lasten und Reibwerten ist in Bild 5.25 enthalten. Dabei werden auch kleinste Relativbewegungen zur Bestimmung der Schlupftiefe ausgewertet.

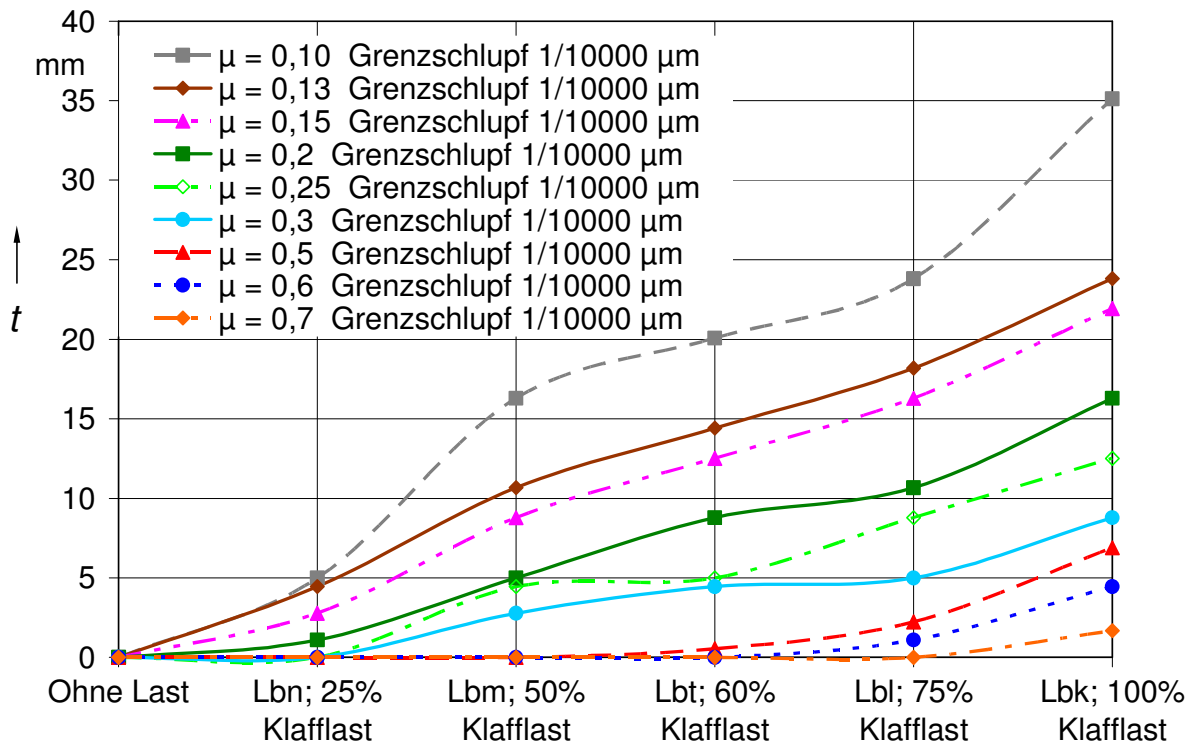


Bild 5.25: Über FEM ermittelte Schlupftiefe (Grenzschlupf von $1/10000\ \mu\text{m}$) am Modell PMaaa5 unter verschiedenen Reibwerten

Die Schlupftiefen in Bild 5.25 sind aufgrund der Auflösung auch kleinster Bewegungen ($> 1/10000\ \mu\text{m}$) sehr konservativ. Die Kurven weisen Plateaubereiche auf, da auch kleinste Losbrechbewegungen aufgelöst werden, die erst bei deutlicher Steigerung der Last wieder übertroffen werden.

Der Verlauf der Kurven wird nach Ausblenden dieser kleinen Relativbewegungen deutlich glatter, wie Bild 5.26 zeigt. Hier ist die Schlupftiefe ausgewertet worden, bei der in der FE-Simulation noch mindestens $1\ \mu\text{m}$ Schlupf unter der jeweiligen Biegelast auftrat.

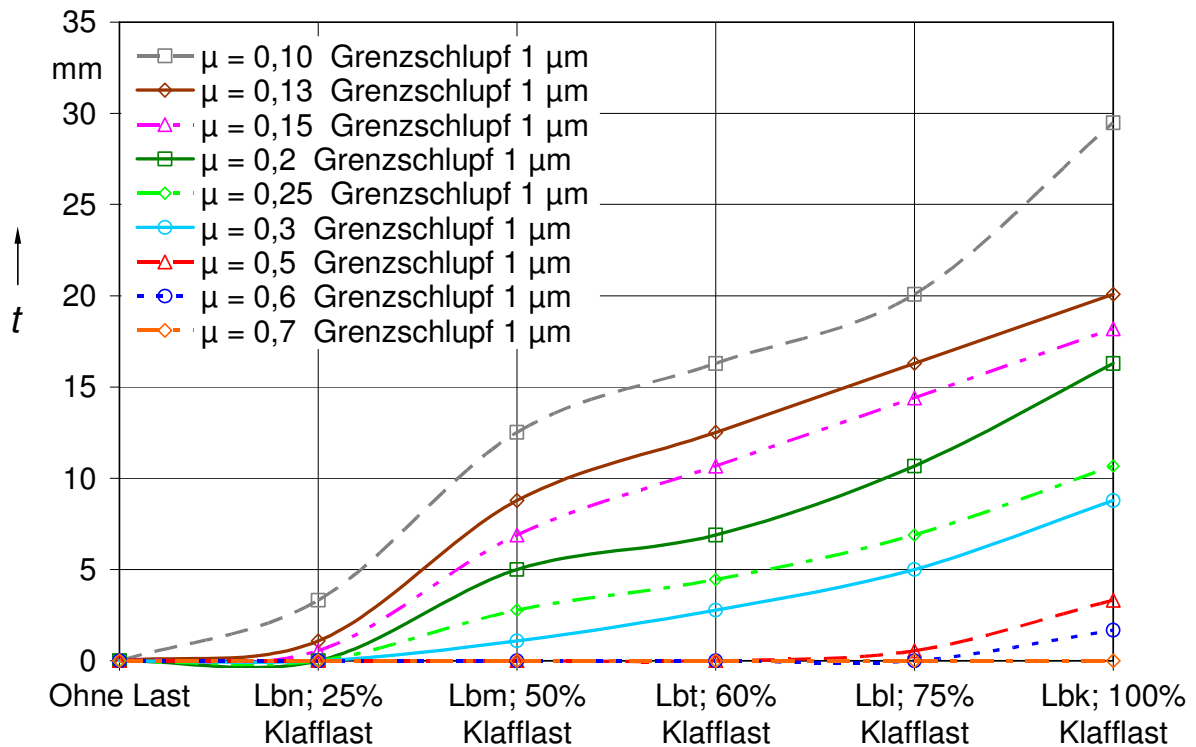


Bild 5.26: Über FEM ermittelte Schlupftiefe (Grenzschlupf von $1 \mu\text{m}$) am Modell PMAa5 unter verschiedenen Reibwerten

Bei den Proben mit maximal ausgeprägtem Tertiärschlupfbereich (z. B. Probe T60061 oder T60038) mit Schlupftiefen $t = 14$ bis 17 mm kann über den Vergleich der optisch ermittelten Schlupftiefen mit den Ergebnissen der FE-Simulation auf einen Anfangsreibwert von $0,1$ bis $0,13$ geschlossen werden.

Die FE-Ergebnisse erklären auch, warum nur wenige Proben derart hohe, optisch noch erkennbare Schlupftiefen aufweisen. Die Schlupftiefe steigt bei kleinen Reibwerten in der Größenordnung von $\mu = 0,1$ sehr stark an. Derart geringe Reibwerte sind jedoch nur bei wenigen Proben aufgrund der lokalen Reibverhältnisse kurz nach dem Fügen zu erwarten.

Bei der Mehrzahl der Proben wurde eine maximale Schlupftiefe von 6 bis 10 mm festgestellt, vergleichbar mit den Ergebnissen der FE-Simulation bei einem Reibwert von $0,2$ und einem Grenzschlupf von $1 \mu\text{m}$. Diese Schlupftiefe ergibt sich aber auch bei Simulationen mit Reibwerten von $0,25$ unter Beachtung auch kleiner Relativbewegungen (Bild 5.25). Die Schädigung im Tertiärschlupfbereich aufgrund kleiner Relativbewegungen erscheint in Anbetracht der Interpretation der Proben mit sehr hohen Schlupftiefen wahrscheinlicher, da in dieser Schlupftiefe Schlupfwege von $1 \mu\text{m}$ (Bild 5.26) unter üblichen Reibwerten bei Dauerbeanspruchung nicht auftreten. Gestützt wird diese Einschätzung durch eine Schlupfmessung an der als jungfräulich eingestuft Probe PMasc4L--T60010. Diese Probe stand nie unter dynamischer Last im Dauerlaufprüfstand.

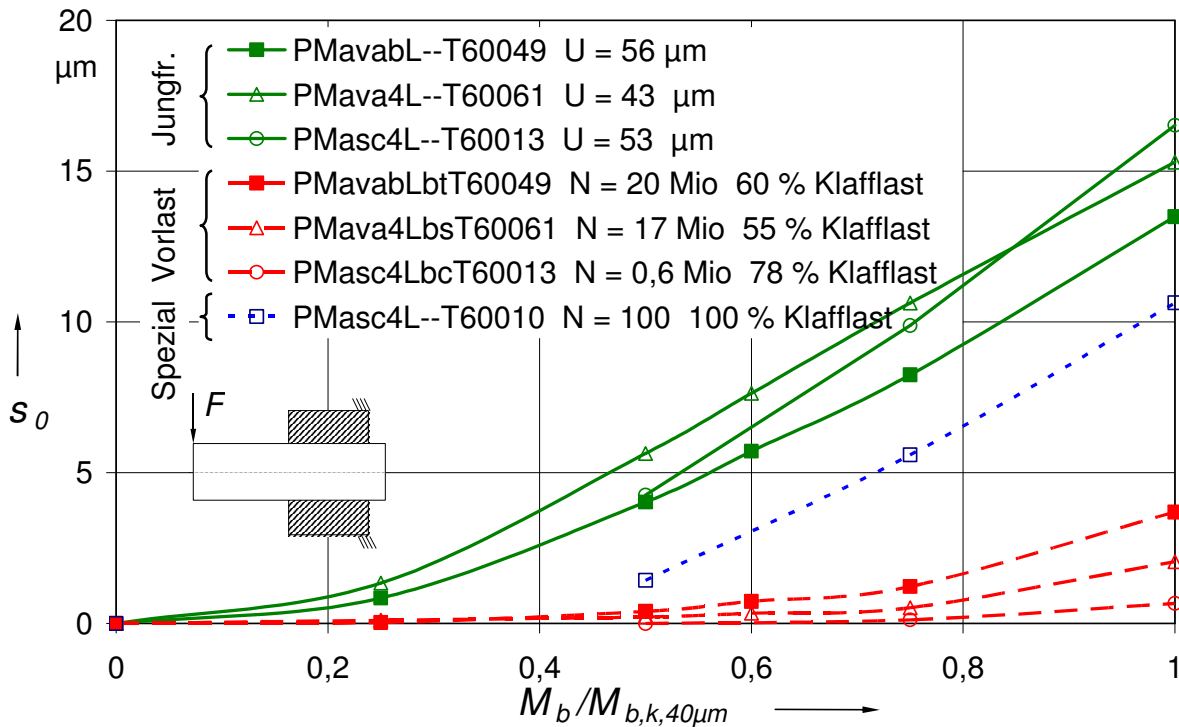


Bild 5.27: Sonderfall Probe PMasc4L--T60010 bei Schlupfmessungen

Bild 5.27 zeigt die Schlupfmessung der Probe T60010 im Vergleich zu denen jungfräulicher Proben und solcher mit dynamischer Vorlast im Dauerlaufprüfstand. Diese Messung zeigte als einzige aller gemessenen Proben ein Verhalten zwischen denen der jungfräulichen Proben und denen mit Vorlast.

An dieser Probe T60010 wurden Reihenversuche zum Abgleich der Schlupfmessvorrichtung im Rahmen der Entwicklung dieser Apparatur vorgenommen. Diese Probe ertrug vor der Messung in Bild 5.27 schon ca. hundert quasistatische Wechselbiegebelastungen in Höhe der Klafflast. In Verbindung mit den geschliffenen und gehärteten Kontaktflächen und den sehr geringen Rauheitswerten dieser Probe reichte diese „Vorlast“ offensichtlich dazu aus, den Reibwert erheblich ansteigen zu lassen.

Im Rückschluss auf die Schädigungszonen muss bei den Proben im Dauerlaufprüfstand mit einer schnellen Erhöhung des Reibwertes gerechnet werden. Es ist wahrscheinlich, dass dies auch bei Proben in Bild 5.24 der Fall ist, speziell bei denen mit sehr geringen Anfangsreibwerten. Die Auswertung der Schlupftiefen aus den FE-Rechnungen bei entsprechenden Reibwerten lässt darauf schließen, dass die teilweise sehr geringen Oberflächenveränderungen am Ende der Tertiärschlupfzone durch einen Schlupf von deutlich unter 1 μm entstehen können.

Überspringt man zunächst die sekundären Schädigungszonen und versucht, diese Theorie an den klar abgrenzbaren primären Schädigungszonen zu verifizieren, wird dieser Ansatz bestätigt.

Zunächst betrachtet man die Proben (Bild 5.24 bzw. Tabelle 5.5) mit einer Vorlast größer als 60% Klafflast unter hohen Lastspielzahlen, da sich bei diesen Proben mit Sicherheit schon stabile Kontaktverhältnisse eingestellt haben. Die hier feststellbaren primären Schlupftiefen von ca. 0,7 bis 1,7 mm decken sich mit denen der FE-Simulationen unter einem Reibwert von 0,5 und der Betrachtung auch kleinster Bewegungen (Bild 5.25). Die Auswertung der Kurven in Bild 5.26 bei einem Grenzschlupfwert von $1 \mu\text{m}$ ergibt dagegen keine Schlupftiefe mehr, da die auftretenden Relativbewegungen an der Nabenkante unterhalb $1 \mu\text{m}$ liegen.

Auch die FE-Modelle mit einem Reibwert von 0,6 und 0,7 haben bei 60% Klafflast noch Relativbewegungen an der Nabenkante, diese fallen jedoch bis zum nächsten Kontaktknoten unter die Grenze von $1/10000 \mu\text{m}$. Die Darstellung in Bild 5.26 stößt daher hier an die Auflösungsgenauigkeit dieser Auswertemethode, die an die Diskretisierung des Modells gekoppelt ist. Abhilfe würde eine feinere Diskretisierung oder die Interpolation der Schlupfbewegung zwischen den Knoten bringen. Dies bringt im Rahmen dieser Grundsatzuntersuchungen und aufgrund der unscharfen Reibwertverhältnisse jedoch keine weiteren Erkenntnisse.

Die bei den experimentellen Proben detektierten sekundären Schlupfzonen erstrecken sich über Schlupftiefen von 1 bis 6 mm. Dies entspricht den Schlupftiefen des FE-Modells bei Reibwerten von ca. 0,25 bis 0,5. Mit dem Ansatz der sichtbaren Schädigung auch kleinster Relativbewegungen muss die Schädigung in der sekundären Schlupfzone wie im tertiären Bereich ausschließlich in den Zeitabschnitten entstanden sein, in denen sich die Reibwerte vom jungfräulichen Zustand zum Endzustand entwickelten.

5.9.3 Schlupfverhalten

Neben den experimentellen Schlupfmessungen können auch die Auswertungen der Schädigungszonen dazu dienen, das reale Schlupfverhalten der Pressverbindungen nachzuweisen und damit die Definition eines zulässigen Schlupfes zu ermöglichen.

Tritt an der Nabenkante entsprechender Schlupf auf, wird erst in einer erheblichen Tiefe die Relativbewegungen ganz abklingen. Setzt man beim Modell PMaaa5 einen dynamischen Schlupf von ca. $5 \mu\text{m}$ als zulässig an, kann aus Bild 5.22 eine bezogene Schlupftiefe von $z/l = 0,2$ und damit eine Schlupftiefe von ca. 9 mm ermittelt werden. Von der Nabenkante bis zur Stelle maximaler Schlupftiefe fällt der dynamisch zu ertragende Schlupf entsprechend einem Verlauf wie in Bild 5.22 stetig ab.

Es wäre dabei nicht erklärbar, warum bei jeder Probe eine klar erkennbare Abgrenzung zwischen dem primären und sekundären Schlupfbereich existiert (siehe z.B. Bild 4.30

und Bild 4.31). Unter Annahme eines Schlupfes von 5 μm an der Nabenkante herrscht an dieser Stelle noch rund 4 μm Schlupf. Es müsste zur Erklärung der optisch klar erkennbaren Grenze sich daher das Schädigungsverhalten bei einem Schlupf von dieser Größenordnung schlagartig ändern. Dies ist in Anbetracht des Schädigungsmechanismus nicht wahrscheinlich. Gleichzeitig wären die tertiären Schädigungszonen nicht existent, wenn ein Schlupf von etwas weniger als 4 μm kaum Schäden hinterlassen würde.

Der aus den FE-Simulationen unter Umlauf- und Wechselbiegung und den experimentellen Schlupfmessungen und Auswertungen der Schädigungszonen entwickelte Ansatz, dass die schädigenden Relativbewegungen sehr klein sind, erklärt dagegen diese scharfe Abgrenzung speziell zwischen primärem und sekundärem Schlupfbereich.

Es ist nach einigen hunderttausend Lastspielen von konstanten Reibverhältnissen im Schlupfbereich des Pressverbandes auszugehen. Nachdem die meisten experimentellen Proben deutlich mehr Lastspiele bei gleicher Last ertragen müssen, ist es beim Ansatz der Schädigung aufgrund kleinster Relativbewegungen damit zwingend notwendig, dass am Ende der Schlupfzone bei stabilen Reibwerten eine deutliche Abgrenzung gegenüber dem Bereich existiert, der nur während der Hochtrainier-Phase temporär Schlupf ertragen musste. Dies ist bei allen Proben erkennbar.

Dieses Kriterium ist demnach ein Kennzeichen dafür, ob dieser Ansatz sich auf andere Bereiche der RDB (Zahnwellenprofile, Polygonprofile etc.) übertragen lässt und eine Kontrolle, ob die dortigen Simulationsmethoden die Realität korrekt abbilden.

Zusammengefasst lässt sich nach der optischen Auswertung der Fügeflächen in Verbindung mit der FE-Simulation als Fazit festhalten:

Zur optischen Auswertung der Fügeflächen von Pressverbänden unter Biegung können drei Schädigungszonen definiert werden (Kapitel 5.6.4).

Die experimentell festgestellten Schädigungszonen bei dynamisch vorbelasteten Proben können über FE-Simulationen in PERMAS mittels Umlauf- und Wechselbieglast nachvollzogen werden.

Die über die FE-Simulation der Belastung im Dauerlaufprüfstand unter Beachtung von Relativbewegungen $> 1/10000 \mu\text{m}$ ermittelte Schlupftiefe entsprechen der optisch festgestellten, primären Schlupfzone. Eine Schädigung aufgrund kleiner Relativbewegungen von unter 1 μm ist damit bei den untersuchten Proben wahrscheinlich.

Die in der FE-Simulation zur Darstellung von minimalem Schlupf ($> 1/10000 \mu\text{m}$) im primären Schlupfbereich anzusetzenden Reibwerte betragen ca. $\mu = 0,5$ bis $0,7$. Diese Werte decken sich mit den Ergebnissen aus dem Abgleich der experimentellen Schlupfmessungen und der FE-Simulation

5.10 Abpressversuche

Über die experimentellen Abpressversuche lässt sich ergänzend zu den Schlupfmessungen experimentell ein zusätzlicher Reibwert bestimmen.

Misst man die maximale axiale Kraft, die zum Rutschen der Verbindung führt, kann mit dem aus dem Übermaß berechneten Fugendruck der integrale, in der Verbindung herrschende Haftreibwert berechnet werden. Dieser für die Verbindung einfach zu bestimmende Grenzreibwert kann als Vergleichsgröße zu den in den Schlupfbereichen ermittelten Reibwerten dienen.

Zudem ist es möglich einzuschätzen, inwieweit der Reibwertverlauf über die Fügefläche hinweg tatsächlich variiert, wie z. B. von [LEIDICH98] angenommen wird. Bild 5.28 zeigt das Verhalten beim Abpressen verschiedener Pressverbindungen mit der in Kapitel 4.5 vorgestellten Abpressvorrichtung. Die Proben mit Vorlast sind dabei nach steigendem Übermaß geordnet.

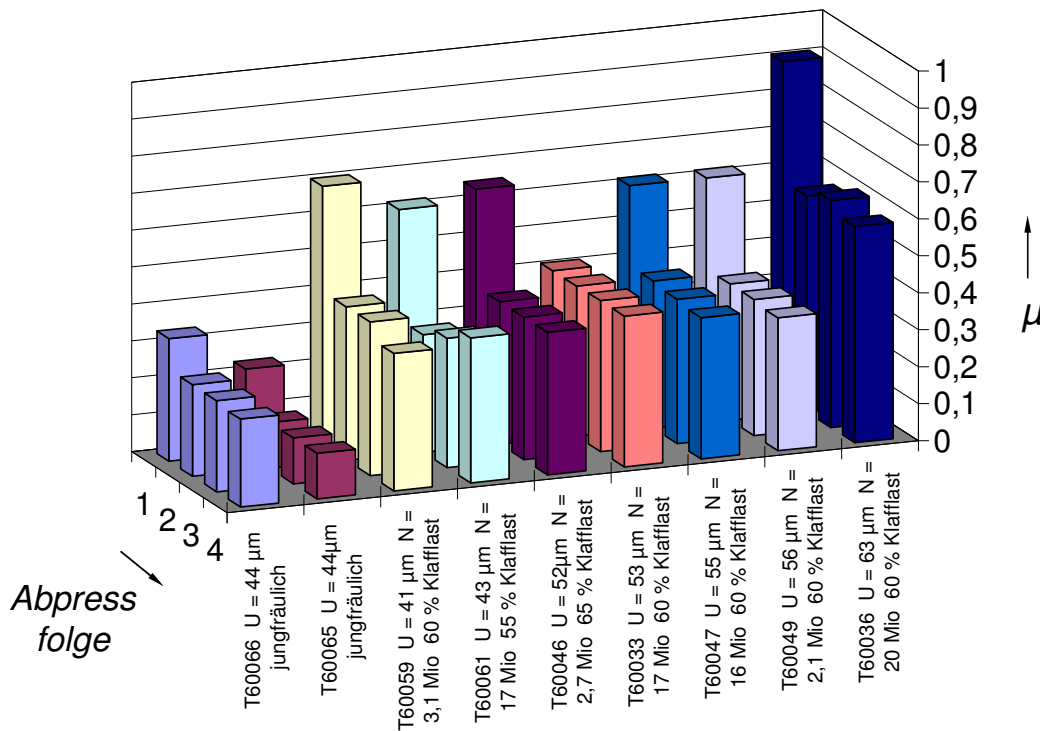


Bild 5.28: Veränderung der Reibwerte über wiederholte Abpressversuche

In der Abpressfolge wurde die Kraft jeweils erhöht bis eine deutliche Entspannung aufgrund Rutschen des Verbandes eintrat. Die Auspresskraft bricht zusammen, da der Druckaufbau im Hydraulikzylinder beim Anzeichen des Durchrutschens sofort beendet wurde. Die ermittelten Kräfte entsprechen damit der aus dem jeweiligen Zustand des Haftens maximal übertragbaren Reibkraft der Verbindung.

Die Verbindungen wurden nach diesem Verfahren in Stufen abgepresst, um die Veränderung der Abpresskraft und damit des Reibwertes zu untersuchen, wenn die aufeinander eingearbeiteten Fügeflächen der Bauteile nicht mehr aufeinander liegen. Die Kontaktfläche ist über diese vier ausgewerteten Abpressungen noch voll ausgebildet, d. h. der Wellenüberstand ist noch nicht aus der Nabe gedrückt. Die korrespondierenden Oberflächen von Welle und Nabe ändern sich dabei jedoch ständig, im Gegensatz zu den Schlupfmessungen bei wechselnder oder umlaufender Biegelast.

Die daraus berechneten Reibwerte, bevorzugt die des ersten Abpressens, entsprechen damit statischen Lösebeiwerten nach [GALLE82]. In Tabelle 5.6 ist die quantitative Auswertung der ersten drei Abpressfolgen dieser Versuche dargestellt, da in der Regel ab der zweiten, spätestens aber ab der dritten Abpressfolge die Abpresskraft sich nicht mehr wesentlich ändert.

Pressverband Nummer	Gesamtübermaß [μm]	Abpresskraft 1 [kN]	Abpresskraft 2 [N]	Abpresskraft 3 [N]	Lamédruk [MPa]	Reibwert 1	Reibwert 2	Reibwert 3	Lastwechsel [Mio.]
T60036	62,7	620	400	420	173	0,907	0,600	0,612	20
T60046	52,3	370	220	220	144	0,649	0,386	0,386	2,7
T60047	55,2	380	240	235	152	0,615	0,399	0,390	16
T60049	56,0	360	225	225	154	0,614	0,369	0,369	2,1
T60059	41,9	330	190	190	115	0,700	0,416	0,416	3,1
T60061	43,2	290	150	165	119	0,616	0,318	0,350	17,2
T60065	44,4	110	60	60	122	0,227	0,124	0,124	0
T60066	44,3	160	120	119	122	0,331	0,248	0,246	0

Tabelle 5.6 Reibwerte aus den Abpressversuchen

Zur Berechnung des Reibwertes aus der gemessenen Kraft wurde die Pressung (Lamédruk) unter Verwendung des messtechnisch erfassten, tatsächlichen Übermaßes ohne Einebnung nach [DIN7190_01] berechnet.

Als Referenz sind in Bild 5.28 vorne zunächst die ermittelten Reibwerte zweier jungfräulicher Proben dargestellt, welche nach dem Fügen mehrere Tage ausgelagert wurden. Charakteristisch ist auch bei diesen Proben ohne Vorlast ein hoher Reibwert beim ersten Abpressen, der bei den nachfolgenden Abpressversuchen deutlich abfällt. Bemerkenswert ist die starke Variation im Reibwert dieser zwei nominell identischen Proben. Probe T60066 erreicht einen Reibwert von ca. 0,33, der bei den nachfolgenden Abpressversuchen auf ca. 0,24 abfällt. Probe T60065 weist zunächst einen Reibwert von 0,23 auf, der sich dann auf einen stabilen Wert von ca. 0,13 ändert.

Da die Proben vor dem Fügen (siehe Kapitel 4.2) nicht entfettet wurden, könnten Verunreinigungen bzw. Reste von Schmiermittel aus der Fertigung oder Montage für die kleinen Reibwerte bei der Probe T60065 verantwortlich sein. Darauf deuten auch die sehr stabilen Reibwerte beim 2. bis 4. Abpressen hin. Zusätzlich ist noch die erhöhte Rauheit der Welle bei der Probe T60066 (Tabelle 5.2) zu nennen, die bei diesen Abpressversuchen zu Verzahnungseffekten speziell bei drehend hergestellten Bauteilen führen kann.

Es ist jedoch festzuhalten, dass die Reibwerte sich dennoch in einem Bereich bewegen, der auch von [GALLE82] bei jungfräulichen Pressverbänden ermittelt wurden. Es ist also hier grundsätzlich mit einem erheblichen Streubereich zu rechnen. Eine gute Kurzübersicht experimentell ermittelter Reibwerte über Löseversuche gibt auch [KOLLMANN84].

Wertet man die Proben mit Vorlast aus, ist ein ähnliches Verhalten wie bei den jungfräulichen Versionen festzustellen, jedoch bei deutlich höheren Reibwerten. Beim ersten Lösen erreichen die meisten Proben Reibwerte von ca. 0,6 und darüber. In den anschließenden Abpressfolgen fallen diese Reibwerte auf ca. 0,4 ab. Auch diese Reibwerte decken sich mit denen nach [GALLE82] bei entsprechenden Proben.

Die Probe T60033 ist hier als Ausreißer nach unten zu erkennen. Wertet man die Historie der Probe aus, ist sie die einzige der abgepressten Proben, die im Dauerlaufprüfstand gebrochen ist. Bei ihr fehlt demnach der Wellenüberstand im Schlupfbereich der Verbindung. Die Pressung in diesen Bereichen ist demnach erheblich niedriger als bei den anderen Proben. Zudem können hier im Laufe des Bruches erhebliche Relativbewegungen mit entsprechender Verschlechterung des Reibkontaktes stattgefunden haben. Bei der Probe T60036 waren hingegen nahezu doppelt so hohe Abpresskräfte wie bei den anderen Proben notwendig. Auch nach Einbeziehung des sehr hohen Übermaßes dieser Verbindung ist hier ein Reibwert von ca. 0,9 festzuhalten. Bei dieser Probe stellte sich offensichtlich aufgrund der Kombination von sehr hoher Pressung und hoher dynamischer Vorlast über viele Lastspiele eine innige Verbindung von Welle und Nabe ein. Dass der Reibwert nach einem Abfall beim 2. Abpressen auf ca. 0,6 beim 3. Abpressen wieder steigt, bestätigt die Vermutung, dass diese Verbindung aufgrund ihrer Eigenschaften fressempfindlich ist und Schweißbrücken zu vermuten sind. Die Reibwerte enthalten damit stoffschlüssige Anteile und sind daher nicht repräsentativ.

Zusammengefasst lässt sich als Fazit nach den Abpressversuchen festhalten

Die mittels Abpressversuchen ermittelten mittleren Haftreibwerte der betrachteten Pressverbindungen decken sich mit den Ergebnissen anderer Forschungsstellen.

Es sind im Rahmen der üblichen Streuung beim ermittelten Haftreibwert keine Unterschiede zwischen fugendruckhomogenisierten und konventionellen Proben festzustellen.

Es tritt unabhängig von der Probenart auch beim mittleren Haftreibwert eine deutliche Erhöhung nach dynamischer Vorlast ein.

5.11 Klaffverhalten homogenisierter und konventioneller Pressverbände

[SMETANA01] hat als neue Bezugsgröße bei der Berechnung biegebelasteter Pressverbände das Klaffmoment eingeführt. Er hat in dynamischen Versuchen unter Öl auch Schäden bei klaffenden Pressverbänden festgestellt. Aufgrund der geringeren Pressung an der Nabenkante sind hier beim fugendruckhomogenisierten Pressverband Nachteile zu erwarten. Die Abnahme der Pressung auf der Zugseite der Biegelast ist in Bild 5.29 dargestellt. Hier werden drei stark unterschiedliche Pressverbände der Grobgeometrie a, b und c in jeweils homogenisierter und konventioneller Form mittels der FEM berechnet und miteinander verglichen.

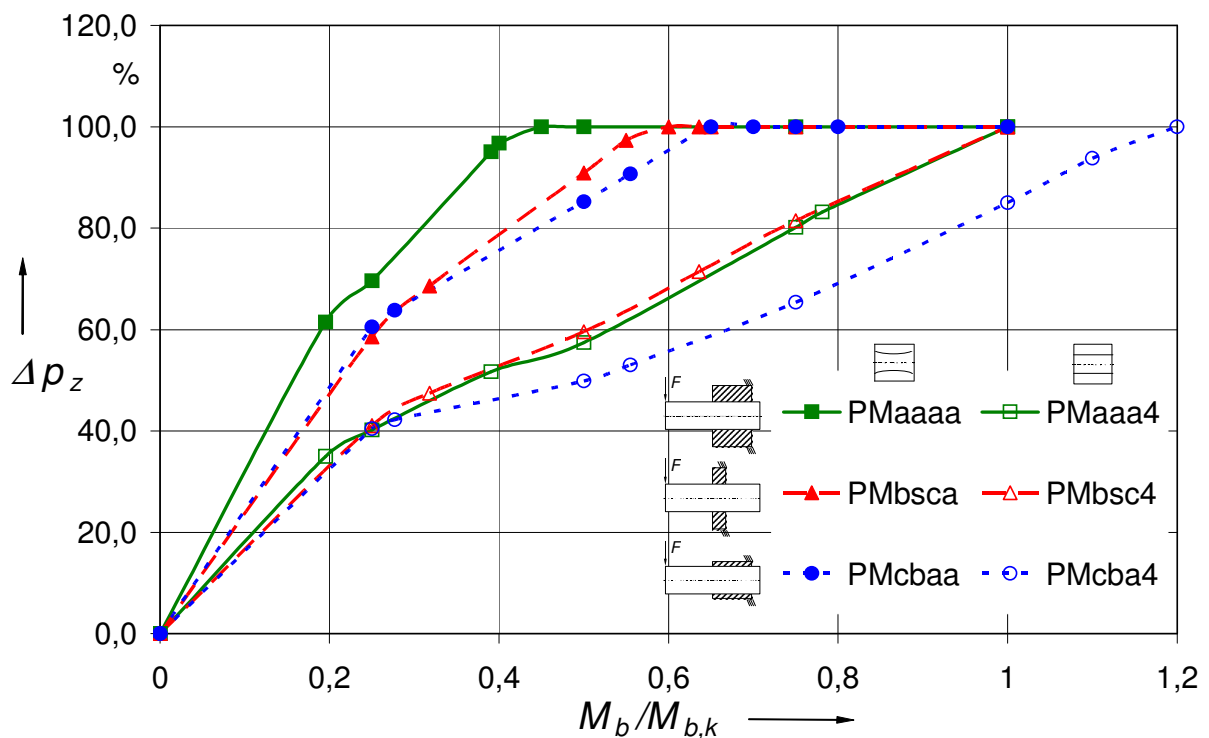


Bild 5.29: Mit der FEM berechnete Pressungsveränderung auf der Zugseite unter Biegelast bei fugendruckhomogenisierten und konventionellen Pressverbänden verschiedener Hauptgeometrien unter Biegelast und Reibwerten von $\mu_H = 0,2$ und $\mu_G = 0,195$

Die Veränderung des Fugendrucks ist bezogen auf die jeweils ohne Biegelast herrschende radiale Spannung an der Nabenkante dargestellt. Die Diskretisierung der Modelle ist so gewählt, dass eine Verfeinerung keine Veränderung im Klaffverhalten mit sich bringt.

Es ist durchgängig bei den fugendruckhomogenisierten Modellen ein deutlich früheres Klaffen bei ca. 50 % der Klafflast der konventionellen Modelle festzustellen.

Bei den konventionellen Modellen mit Grobgeometrie a und b bestätigen die FE-Berechnungen das Klaffbiegemoment nach [SMETANA01] sehr gut. Die Pressung an der Nabenkante wird bei dem analytisch bestimmten Klaffbiegemoment Null. Die Nabe des Pressverbandes mit der Grobgeometrie c ist aufgrund ihrer kleinen Wandstärke und ihrer im Verhältnis dazu großen Länge sehr flexibel und klafft erst bei einem um 20 % höheren Biegemoment als das Klaffmoment nach Gleichung (2-13).

Das Schlupfverhalten ist jedoch, wie experimentelle und simulative Untersuchungen zeigen, auch über den Zeitpunkt des Klaffens hinweg gleichmäßig. So ist in Bild 5.3 bei den fugendruckhomogenisierten Proben trotz des hier schon bei ca. 50 % des nominalen Klaffmomentes auftretenden Klaffens kein Einfluss auf die Schlupfkurve festzustellen.

Hinsichtlich des auf Schlupf basierenden Schädigungsmechanismus der RDB erscheint das Verhalten bei Last über der Klaffgrenze unkritisch. Dies räumt auch [SMETANA01] ein. Auch das Schließen des Klaffspaltes geschieht aufgrund der umlaufenden Biegelast wie das Öffnen weich, so dass ein „Hämmern“ der Nabe auf der Welle unwahrscheinlich ist.

[SMETANA01] führt hohe Adhäsionskräfte als Ursache für die Schäden bei Klafflast an. Tatsächlich besteht beim Klaffen unter Flüssigkeit aufgrund der Druckverhältnisse die Gefahr von Kavitationsschäden.

Unabhängig von einer eventuellen Schädigung der Verbindung durch Klaffen sind Kenntnisse über die starke Veränderung der lokalen Pressung an der Nabenkante unter Umlaufbiegung entscheidend zum Verständnis und zur Einschätzung von berechneten Schädigungsparametern. Diese hängen direkt von dieser Pressung ab, so dass bei starken Veränderungen dieses Hauptparameters oder im Extremfall des Klaffens entsprechende Auswirkungen feststellbar sein müssen.

Bezüglich des Klaffverhaltens lässt sich als Fazit zusammenfassen:

Die fugendruckhomogenisierten Versionen klaffen deutlich früher als die konventionellen Modelle.

Das Schlupfverhalten ist auch über die Klaffgrenze hinweg stetig.

5.12 Auswertung von Schädigungsparametern

Über die Definition von Schädigungsparametern und den Abgleich mit entsprechenden Versuchsreihen ist es möglich, die Ergebnisse der Arbeit in der Praxis anzuwenden.

5.12.1 Spezifische Reibarbeit

Die spezifische Reibarbeit ist, wie schon im allgemeinen Teil dieser Arbeit in Kapitel 2.2.2.3 erläutert, aufgrund der gleichzeitigen Betrachtung der zwei Hauptparameter Schlupf und Pressung nach Gleichung (2-8) grundsätzlich geeignet als Maß für die Schädigung der Kontaktflächen von Pressverbänden unter Relativbewegung.

In der Anwendung bei biegebelasteten Pressverbänden treten jedoch zusätzliche Einflussfaktoren auf, die eine exakte Definition dieses Schädigungsparameters notwendig machen.

Zunächst verändert sich die Pressung in den schlupfbehaffeten Zonen des Pressverbandes bei Umlaufbiegung über einem Lastwechsel stark. Gleichzeitig muss bei der Berechnung der sich erst aus der Reibpaarung und den Versuchsbedingungen ergebende Hauptparameter Reibwert festgelegt werden.

5.12.1.1 Definition der Reibarbeit bei biegebelastetem Pressverband

Zur Klärung, ob im Rahmen der Erprobungsmethodik eine Bestimmung der Reibarbeit aus einfachen FE-Berechnungen möglich ist, wurden zunächst Referenz-Simulationen mit Umlaufbiegung über mehrere Umdrehungen in 10°-Schritten ausgewertet.

Aufgrund der in der Kontaktrechnung in PERMAS diskret vorliegenden Kontaktkräfte und den über die Auswertemethodik berechenbaren Relativbewegungen kann die Gleichung (2-8) zu Gleichung (5-5) umformuliert und damit die in jedem Lastschritt geleistete spezifische Reibarbeit ohne Beschränkung der Allgemeingültigkeit an einem Kontaktknoten berechnet werden. Es gilt dabei:

$$\Delta W_{R\text{spez}} = \frac{F_R \cdot \Delta s}{A} = \tau_R \cdot \Delta s = \sigma_{rr} \cdot \mu_G \cdot \Delta s \quad (5-5)$$

Die Relativbewegung Δs ist dabei definiert als Schlupf seit dem letzten Lastschritt.

Die Reibarbeit ist direkt gekoppelt mit dem Relativschlupf in der Verbindung. Damit gilt die Aussage des quasistationären Zustandes ab einem Lastwinkel von $\Omega = 360^\circ$ auch hier. Die Auswertung eines Lastumlaufs zwischen 360° und 720° beschreibt damit die Verhältnisse im Dauerbetrieb. Erweiterte Simulationen mit noch mehr Lastschritten bestätigen diese Aussage.

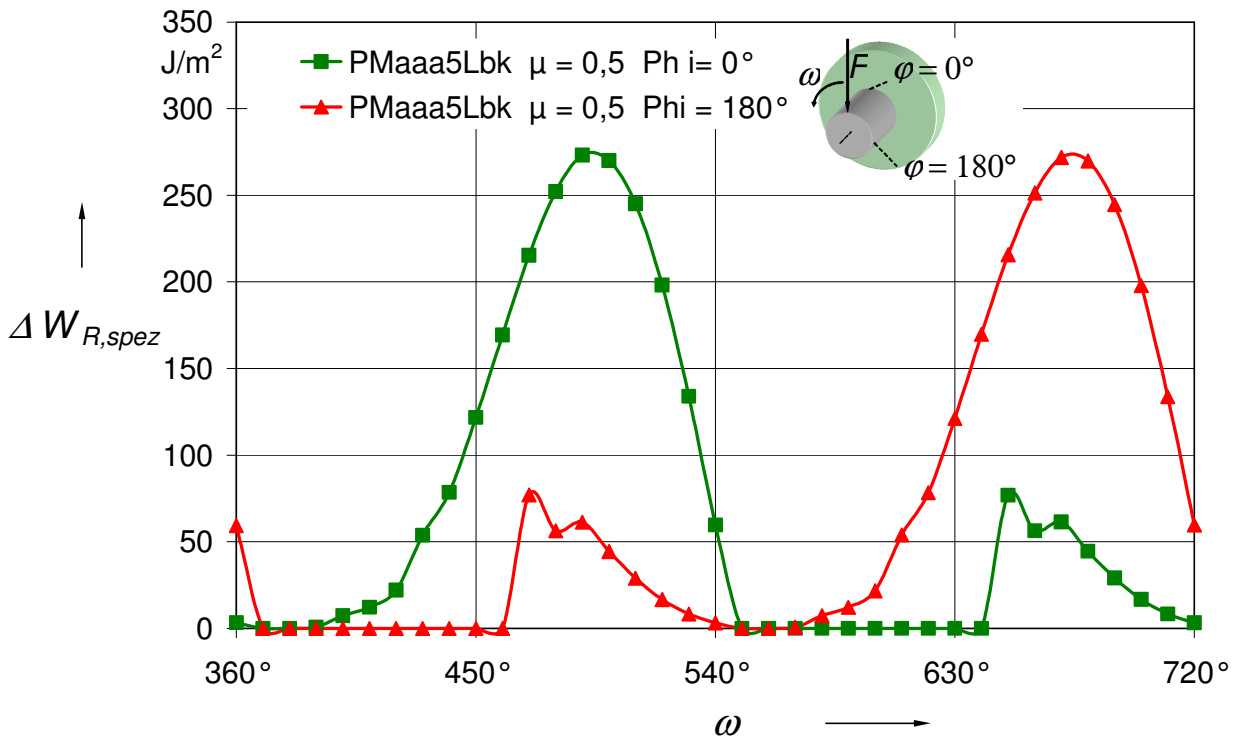


Bild 5.30: Mit der FEM über Kontaktkräfte berechnete spezifische Reibarbeit an zwei Knotenpunkten der Nabenkante des Modells PMaaa5 unter umlaufender Klaffbiegebelastung bei einem Reibwert von 0,5

Bild 5.30 zeigt beispielhaft die Auswertung der in den einzelnen Lastschritten erzeugten spezifischen Reibarbeit an zwei ausgezeichneten Knotenpunkten der Nabenkante des Modells PMaaa5Lbk. Der Knotenpunkt bei $\varphi = 0^\circ$ befindet sich bei einem Lastwinkel von $\omega = 360^\circ, 720^\circ$ etc. auf der Zugseite und der Punkt mit $\varphi = 180^\circ$ auf der Druckseite der Pressverbindung.

Die über einem Umlauf der Last an den ausgewählten Messpunkten geleistete spezifischen Reibarbeit kann über Aufsummieren der mittels Gleichung (5-5) ermittelten Reibarbeiten in den einzelnen Lastschritten zwischen 360° und 720° berechnet werden. Im betrachteten Modell ergibt sich an den jeweiligen Messknoten eine Summe von $W_{R,spez} = 2450 \text{ J/m}^2$ für einen Umlauf.

Mit der aus den Knotenkräften berechenbaren, lokalen Pressung an den Knotenpunkten nach dem Fügen und Ausgleiten, dem effektiv im eingeschwungenen Zustand über einem Umlauf zurückgelegten Schlupfweg (entspricht an der Nabenkante vierfache Schlupfamplitude s_0) und dem angenommenen Gleitbeiwert μ_G lässt sich vereinfacht eine mittlere spezifische Reibarbeit von $W_{R,spez,m} = 2106 \text{ J/m}^2$ für einen Umlauf berechnen. Diese Abweichung von ca. 15 % ist in Anbetracht der deutlichen Vereinfachung bei der Berechnung dieses Schädigungsparameters und der Übertragbarkeit auf andere Arbeiten akzeptabel.

Damit wird die mittlere spezifische Reibarbeit $W_{R, \text{spez}, m}$ an den Knotenpunkten als Referenzparameter unter Berücksichtigung der örtlichen Pressung ohne Last (nach dem Fügen), dem angenommenen Gleitbeiwert μ_G und der Schlupfamplitude s unter Last wie folgt definiert:

$$W_{R, \text{spez}, m} = \sigma_{rr, F} \cdot \mu_G \cdot 4 \cdot s = \frac{F_{n, F} \cdot \mu_G \cdot 4 \cdot s}{A} \quad (5-6)$$

Dieser Parameter ist prinzipiell bei allen FE-Kontaktberechnungen im gesamten Schlupfbereich ermittelbar. Die Ergebnisse an ausgezeichneten Punkten wie der Nahtkante sind geeignet, bei korrekter Ermittlung der lokalen Pressung bzw. identischer Diskretisierung des Modells die Schädigung der Kontaktflächen aufgrund RDB zwischen unterschiedlichen Modellarten miteinander zu vergleichen.

Zur praktischen Erfassung der mittleren Reibarbeit aus FE-Berechnungen kann, wie in Kapitel 3.6 beschrieben, die lokale Normalspannung über die diskrete Normalkraft F_n in Verbindung mit der zum betrachteten Knoten assoziierten Elementoberfläche berechnet werden.

Die Auswertung der Verteilung oder Summation dieser Reibarbeit über den Schlupfbereich lässt den Vergleich zwischen Modellen zu, die z. B. anders wie Pressverbände unter Biegelast zunächst keine eindeutigen Punkte höchster Beanspruchung aufweisen. Zu erwähnen sind hier z. B. Polygonwellen-, Passfeder- oder Zahnwellenverbindungen.

5.12.1.2 Verteilung der Reibarbeit in der Fügefläche

Unter der Annahme, dass das Schlupfverhalten unter Umlaufbiegung mit der Simulation unter Wechselbiegung korrekt dargestellt wird, lässt sich mit der Auswertung eines Lastschrittes der Wechselbiegung die Verteilung der Reibarbeit in der Fügefläche darstellen, da die gesamte Schlupfbewegung und damit die Reibarbeit im Gegensatz zur Umlaufbiegung in zwei Lastschritten erbracht wird.

Die Differenzbetrachtung zwischen den Ergebnissen dieser Lastschritte bzw. den Ergebnissen zweier sich gegenüberliegender Kontaktpunkte in einem Lastschritt erlaubt bei Pressverbindungen die Darstellung der Reibarbeit in der Fügefläche.

Bild 5.31 zeigt die nach Gleichung (5-6) aus den FE-Ergebnissen des Modells PMaaa5 berechnete spezifische mittlere Reibarbeit unter einem Wechselmoment von 768 Nm (Lastfall Lbk bzgl. 40 μm Übermaß). Die Schlupfwege wurden dabei jeweils aus der Differenz der Relativbewegung eines Kontaktknotens zu seinem um $\varphi = 180^\circ$ versetzten Gegenknotens im Lastfall $\omega = 360^\circ$ berechnet.

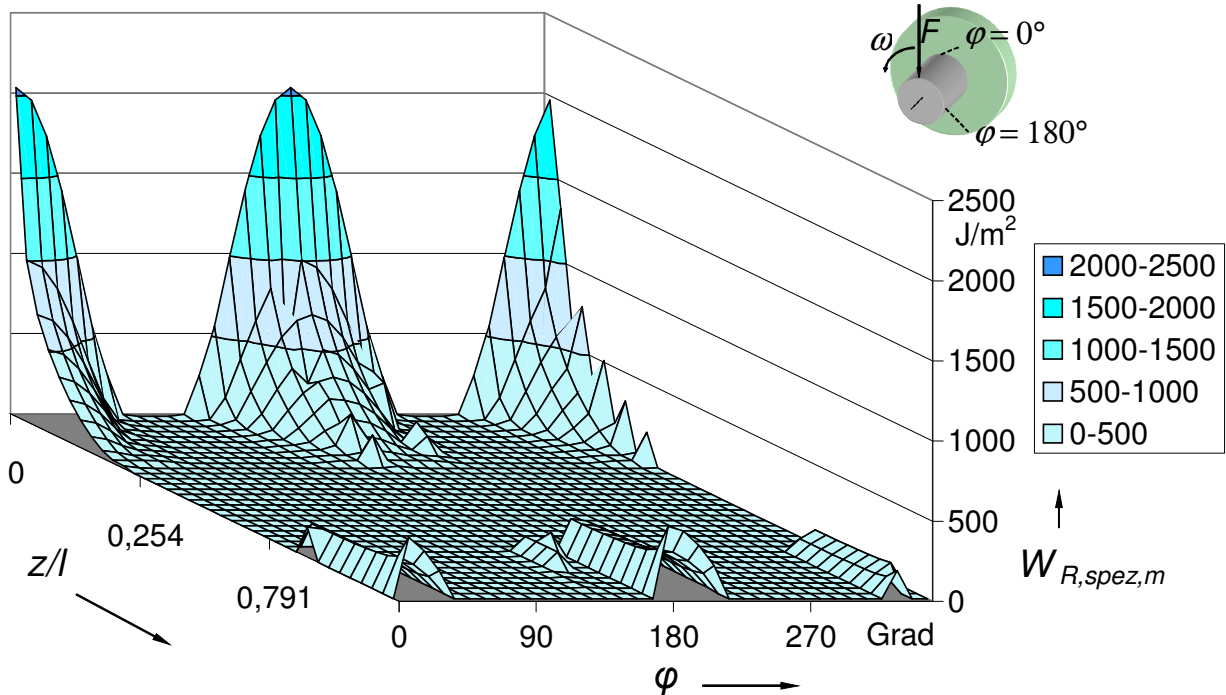


Bild 5.31: Spezifische, mittlere Reibarbeit in der Fügefläche des Modells PMaaa5Lbk nach einer Wechsellast ($\omega = 360^\circ$) unter hoher Wechselbiegebelast (Last Lbk, Klafflast bezogen auf $40 \mu\text{m}$ Übermaß) und einem Reibwert von 0,5

Gut zu erkennen ist die für Wechselbiegung zu erwartende hohe Reibarbeit in den Mantellinien der Zug-Druckfaser. Die hier berechnete mittlere Reibleistung an der Nabenkante beträgt 2049 J/m^2 . Der Unterschied zu der an dieser Stelle über Umlaufbiegung (Kapitel 5.12.1.1) ermittelten mittleren Reibarbeit (2106 J/m^2) beträgt 3 %. Dies bestätigt die Einschätzung, dass bei dieser Probenart die Simulation unter Wechselbiegung die Verhältnisse ausreichend gut abbildet.

Bemerkenswert sind die im Bereich der Zug- und Druckfaser auftretende Reibarbeit (Bild 5.31) infolge Schlupfbewegung an der lastfernen Nabenkante. Obwohl sich diese Bewegungen vor allem unter Umlaufbiegung meist nach kurzer Zeit beruhigen, zeigen sie dennoch, dass bei hoher Biegelast die ganze Fügefläche belastet ist und auch Bereiche der Kontaktfläche fern der Lasteinleitung Relativbewegungen aufweisen können.

Wertet man im Vergleich zum unkorrigierten Pressverband die fugendruckhomogenisierte Version aus, ergibt sich die Verteilung der Reibarbeit über der Fügefläche wie in Bild 5.32. Die mittlere spezifische Reibarbeit nach Gleichung (5-6) ist mit maximal 1322 J/m^2 an der Nabenkante der Zug-Druckfaser deutlich geringer als beim entsprechenden konventionellen Modell.

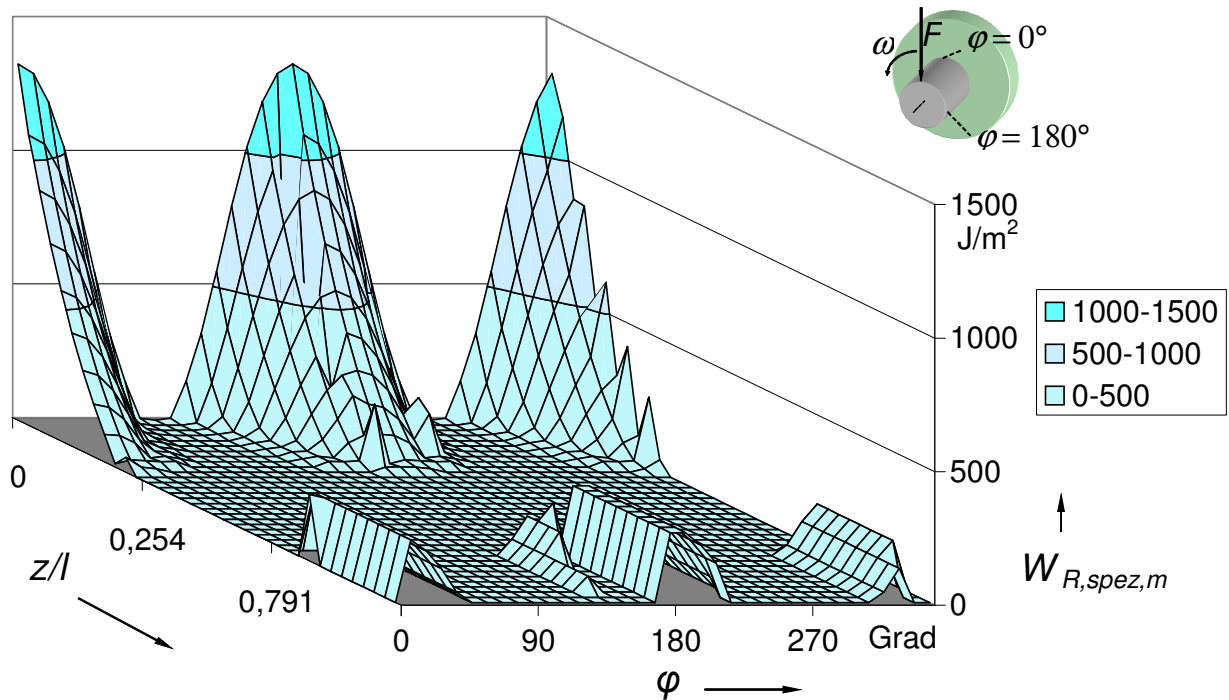


Bild 5.32: Reibarbeit des Modells PMaacLbk (fugendruckhomogenisiertes Modell mit mittlerem Übermaß 50 μm) nach einer Wechsellast ($\omega = 360^\circ$) unter hoher Wechselbiegebelast (Last Lbk, Klafflast bezogen auf 40 μm Übermaß) und einem Reibwert von 0,5

Pressverbindungen unter Biegebelast besitzen damit grundsätzlich Punkte höchster Reibbelastung. Reduziert man die Betrachtung auf diese exponierten Stellen an der Nabenkante, sind vergleichende Betrachtungen fugendruckhomogenisierter und konventioneller Pressverbindungen unter verschiedenen Reibwerten und Lasten möglich.

5.12.1.3 Einfluss der Fugendruckhomogenisierung auf die Reibarbeit

Den direkten Vergleich einer Auswahl von konventionellen und fugendruckhomogenisierten Modellen mit verschiedenen Übermaßen und Reibwerten bezüglich der spezifischen mittleren Reibarbeit zeigt Bild 5.33.

Dabei werden die Proben nicht nach fugendruckoptimiert und konventionell gruppiert dargestellt, sondern es werden die Modelle jeweils mit konventionellem und korrigiertem Übermaß untereinander und farblich gruppiert dargestellt. Zur einfachen Unterscheidung wird diese Eigenschaft der Modelle in der Legende gekennzeichnet.

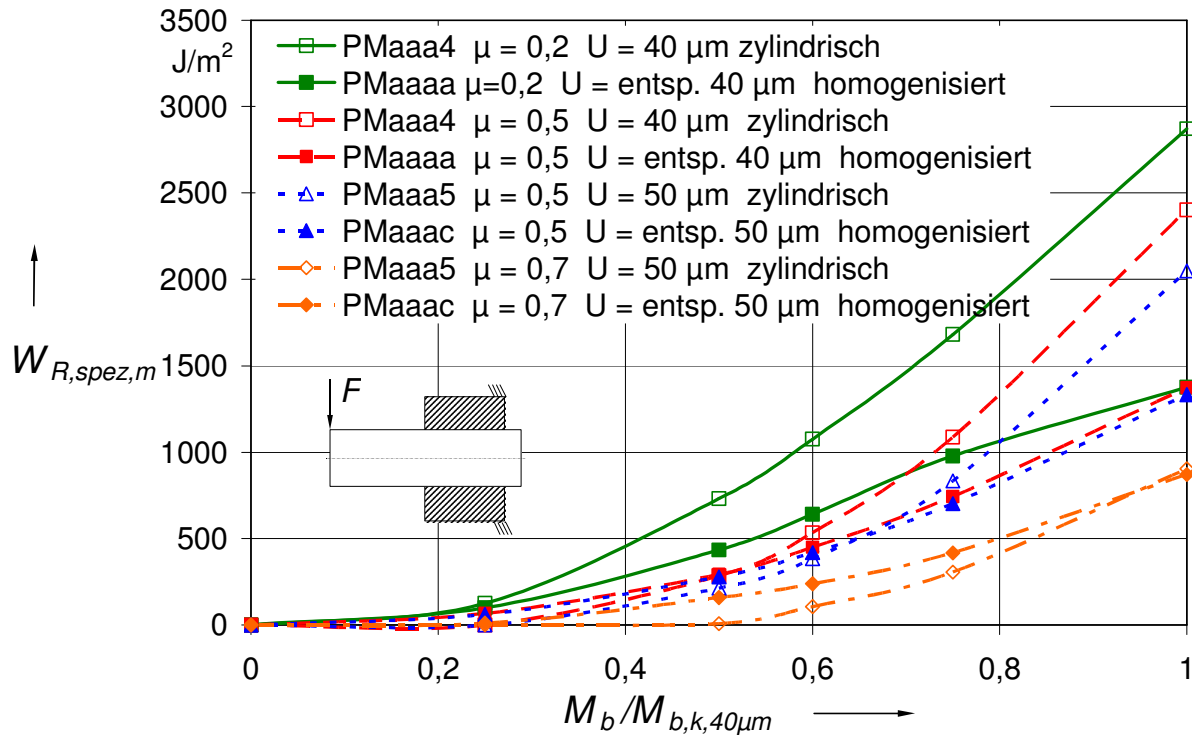


Bild 5.33: Spezifische, mittlere Reibarbeit an der Nabenkante unter umlaufender Biegelast bei konventionellen und fugendruckhomogenisierten Modellen

Bei kleinen Biegelasten weisen die fugendruckhomogenisierten Modelle vor allem bei hohen Reibwerten ein deutlich früheres Losbrechen auf, da durch die verringerte Pressung die guten Reibverhältnisse nicht ausgenutzt werden.

Nach dem Losbrechen der Kontaktbereiche an der Nabenkante kann der Kontaktbereich im Innern des Pressverbandes zur Lastübertragung beitragen. Da die Schlupfwege zwischen fugendruckhomogenisierten und konventionellen Modellen sich dann kaum unterscheiden, liegt die spezifische Reibarbeit an der Nabenkante bei den fugendruckhomogenisierten Modellen unter hohen Biegelasten und mittleren Reibwerten aufgrund der geringeren Pressung unter denen der konventionellen Versionen.

Bei hohen Reibwerten wird durch diesen Effekt der Unterschied in der Reibarbeit zwischen fugendruckhomogenisierten und konventionellen Modellen bei hoher Last vermindert. Der strukturelle Nachteil der geringeren Pressung und damit der verringerten reibschlüssigen Übertragungsfähigkeit kann jedoch nicht gänzlich kompensiert werden.

Es lässt sich nach Betrachtung der spezifischen Reibarbeit als Fazit zusammenfassen:

Bei entsprechender Belastung des Pressverbandes und moderaten Reibwerten ergibt sich bezüglich der spezifischen Reibarbeit kein Nachteil durch die Spannungsoptimierung sondern teilweise ein Vorteil. Die geringfügig höhere Schlupfbewegung

bei den fugendruckhomogenisierten Ausführungen wird durch die deutlich kleinere Pressung überkompensiert.

Treten im Schlupfbereich optimal trainierter Pressverbindungen sehr hohe Reibwerte auf, können diese bei den fugendruckhomogenisierten Modellen nicht ausgenutzt werden. Der gegenüber konventionellen Modellen früher auftretende Schlupf führt dabei zu einer höheren Reibbelastung. Das Niveau der Reibarbeit ist bei hohen Reibwerten aufgrund der kleinen Schlupfbewegungen jedoch gering.

Die Verringerung des Schlupfs bei hohen Reibwerten auf sehr kleine Werte bzw. Null ist bei fugendruckhomogenisierten Modellen unter üblicher Biegelast nicht gegeben. Sind diese optimalen Reibverhältnisse bei konventionellen Verbindungen auf Dauer gegeben und ist damit der Pressverband schlupffrei, ist die Reibarbeit in der Verbindung gleich Null mit möglicherweise günstiger Auswirkung auf die Betriebsfestigkeit. Da bei gleicher Last und gleichem Reibwert die fugendruckhomogenisierten Modelle Schlupf aufweisen können, ist die Reibarbeit und damit die RDB nicht Null. Dies kann sich negativ auf die Betriebsfestigkeit auswirken. Die sehr hohen Reibschubspannungen bei sehr hohen Reibwerten und damit „übertrainierten“ Pressverbindungen können jedoch auch zum Versagen der Welle führen, wie die Untersuchungen von [Heydt07] zeigen. Die Fugendruckhomogenisierung kann sich daher auch positiv auswirken, wenn der kleine Restschlupf in der Verbindung dauerhaft zu ertragen ist.

Ohne verbindliche, zulässige Grenzwerte für die spezifische Reibarbeit ist die Einschätzung, ob die Reibbelastung im Schlupfbereich für die Betriebsfestigkeit kritisch ist, nur experimentell abzusichern.

5.12.2 FFDP-Ruiz Kriterium

Das FFDP Kriterium stellt nominell eine Verknüpfung der spezifischen Reibarbeit mit der im Bauteil unter Last herrschenden Normalspannung in Schlupfrichtung dar. Ausgangspunkt für die effektive Anwendung des FFDP-Kriteriums auf biegebelastete Pressverbände ist in dieser Arbeit demnach die mittlere spezifische Reibarbeit an den Knotenpunkten. Es ist jedoch genau zu definieren, welche Anteile der axialen Normalspannung im Bauteil auszuwerten sind.

5.12.2.1 Definition des FFDP bei biegebelastetem Pressverband

Bei der Ermittlung der Hauptspannung in Schlupfrichtung wird üblicherweise die im Bauteil unter Last herrschende Oberspannung betrachtet. Mit der Erweiterung zum Ruiz-Kriterium (RK) nach [GÖTTLICHER94] beschränkt man den Parameter auf Bereiche, bei denen diese Hauptspannung positiv und damit rissfortschrittsfördernd ist. Somit wird

in dieser Arbeit das mittlere statische Ruiz-Kriterium bei biegebelasteten Pressverbänden unter Beachtung der Oberspannung in Schlupfrichtung definiert als:

$$RK_{m,stat} = W_{R,spez,m} \cdot \sigma_{zz,o} \cdot \delta = \sigma_{rr,F} \cdot \mu_G \cdot 4 \cdot s \cdot \sigma_{zz,o} \cdot \delta \quad (5-7)$$

mit

$$\delta = 0 \text{ bei } \sigma_{zz,o} \leq 0 \text{ (Druckspannung)}$$

$$\delta = 1 \text{ bei } \sigma_{zz,o} > 0 \text{ (Zugspannung)}$$

In der Regel sind dabei die Spannungen in der Welle zu beachten, da diese aufgrund der Biegelast primär bruchgefährdet ist.

Die Betrachtung der Oberspannung ist jedoch nicht unbedingt geeignet zur Erkennung von Bereichen, in denen sich mögliche Anrisse aus RDB aufgrund der globalen Spannungsverhältnisse zum Reibdauerbruch weiterentwickeln können. Statisch zugbeanspruchte Bauteile werden trotz RDB nicht versagen. Es muss vielmehr gleichzeitig eine entsprechend hohe Ausschlagspannung in den reibdauerbeanspruchten Bereichen vorliegen. Daher wird in dieser Arbeit zur universellen Betrachtung das mittlere, dynamische Ruiz-Kriterium unter Beachtung der Ausschlagspannung definiert zu

$$RK_{m,dyn} = W_{R,spez,m} \cdot \sigma_{zz,a} \cdot \delta = \sigma_{rr,F} \cdot \mu_G \cdot 4 \cdot s \cdot \sigma_{zz,a} \cdot \delta \quad (5-8)$$

Die Definition des Parameters δ bleibt jedoch an die Betrachtung der während eines Lastwechsels auftretenden maximalen Oberspannung gekoppelt, da diese entscheidend für die Öffnung eines RDB-induzierten Anrisses ist.

5.12.2.2 Verteilung des FFDP in der Fügefläche

Als Beispiel ist in Bild 5.34 das statische Ruiz-Kriterium in der Fügefläche des konventionellen Modells PMaaa5 unter hoher Biegelast ausgewertet. An der Nabenkante lässt sich hier ein mittleres statisches Ruiz-Kriterium von $749.986 \text{ N}^2/\text{m}^3$ berechnen.

Aufgrund der Bewertung der axialen Spannungsverhältnisse ist das Ruiz-Kriterium nur im Bereich der Zugfaser ($\varphi = 0^\circ$) größer als Null. Auch die kleinen Entspannungsbewegungen an der lastfernen Nabenkante werden durch diese Bewertung nicht beachtet.

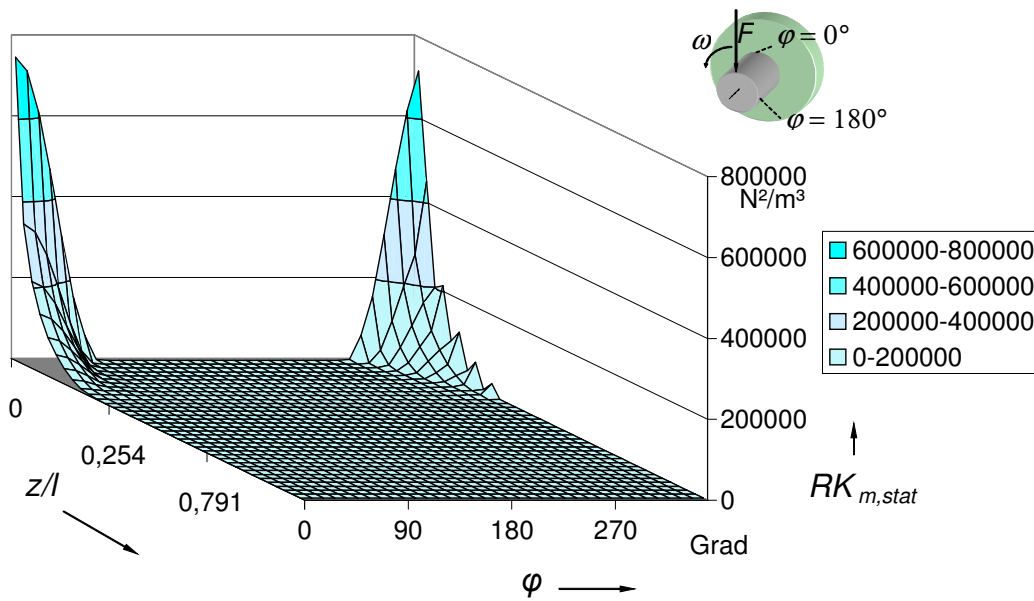


Bild 5.34: Mittleres statisches Ruiz-Kriterium bei PMaaa5Lbk und $\mu = 0,5$

Das statische Ruiz-Kriterium beim fugendruckhomogenisierten Modell zeigt Bild 5.35 mit einem Maximalwert an der Nabenkante von mit $468.834 N^2/m^3$ und damit eine Reduktion von 38 % im Vergleich zur konventionellen Ausführung.

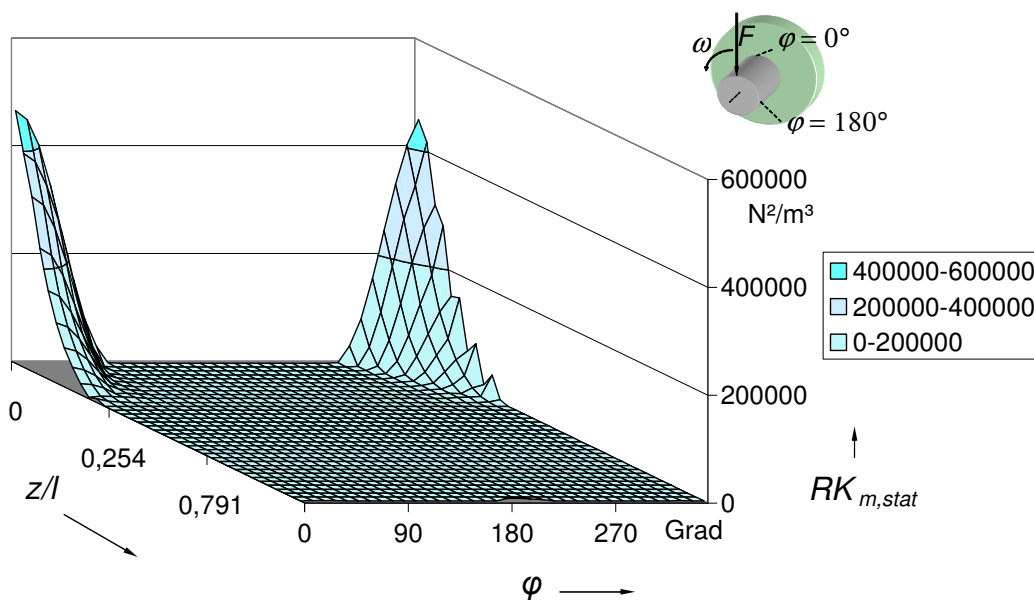


Bild 5.35: Mittleres statisches Ruiz-Kriterium bei PMaaacLbk und $\mu = 0,5$

Bild 5.36 zeigt entsprechend das dynamische Ruiz-Kriteriums im Modell PMaaa5 und Bild 5.37 die Ergebnisse für das fugendruckhomogenisierte Modell PMaaacLbk.

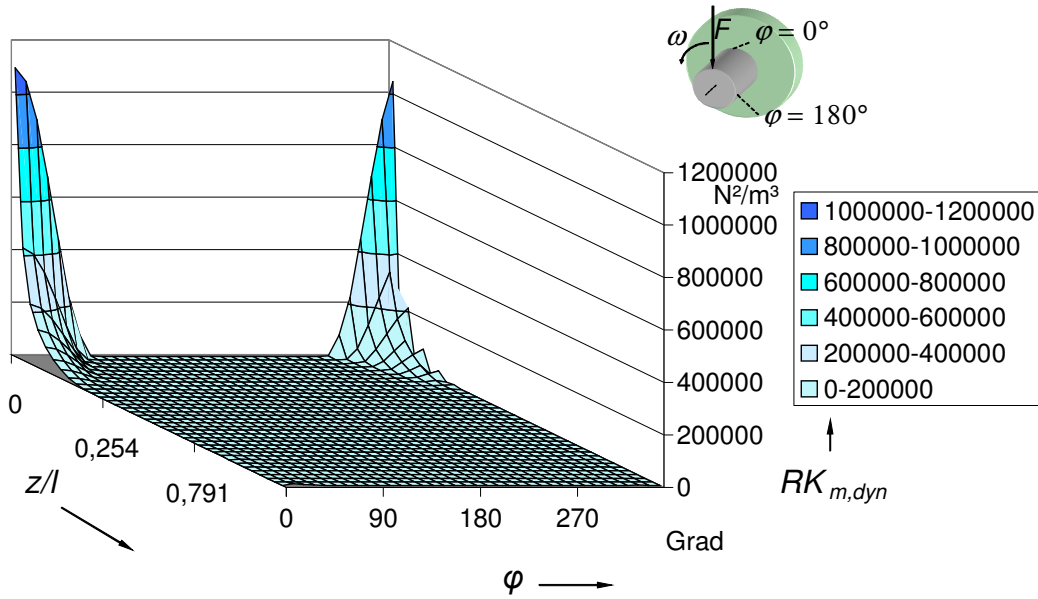


Bild 5.36: Mittleres dynamisches Ruiz-Kriterium bei PMAaa5Lbk und $\mu = 0,5$

Ähnlich wie beim statischen Ruiz-Kriterium ist der maßgebliche Unterschied die Verringerung des Maximalwerts um 40 % bei der fugendruckhomogenisierten Ausführung.

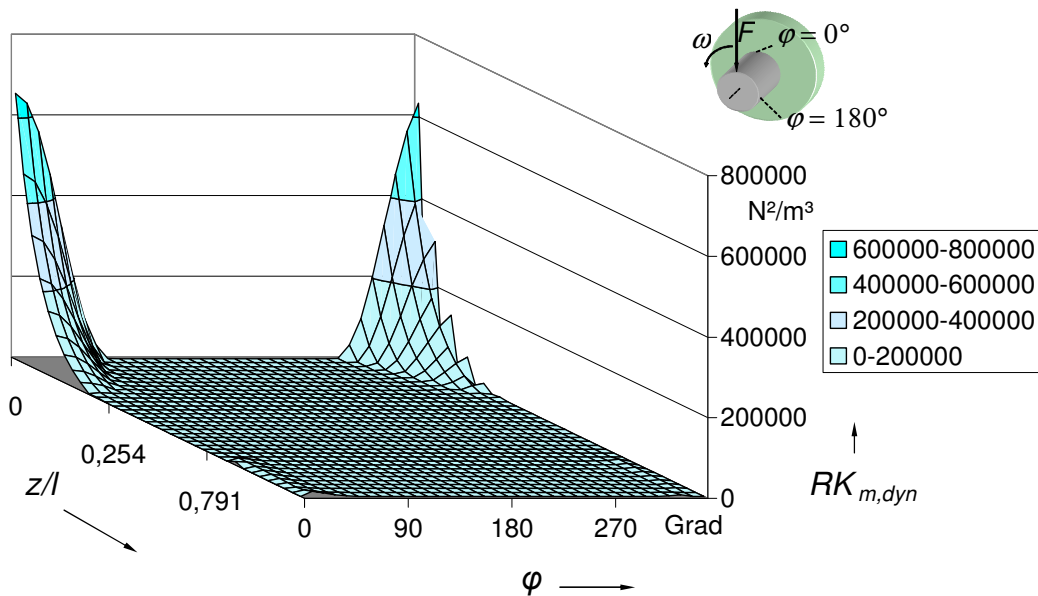


Bild 5.37: Mittleres dynamisches Ruiz-Kriterium bei PMAaacLbk und $\mu = 0,5$

Da bei biegebelasteten Pressverbindungen auch bezüglich des Ruiz-Kriteriums an der Nabenkante ein Punkt maximaler Beanspruchung existiert, ist die vergleichende Be-

trachtung zwischen fugendruckhomogenisierten und konventionellen Modellen unter verschiedenen Reibwerten und Lasten möglich.

5.12.2.3 Einfluss der Homogenisierung auf den FFDP an der Nabenkante

Bild 5.38 zeigt die Auswertung des statischen Ruiz-Kriteriums verschiedener Modelle der Referenzverbindung an der Nabenkante.

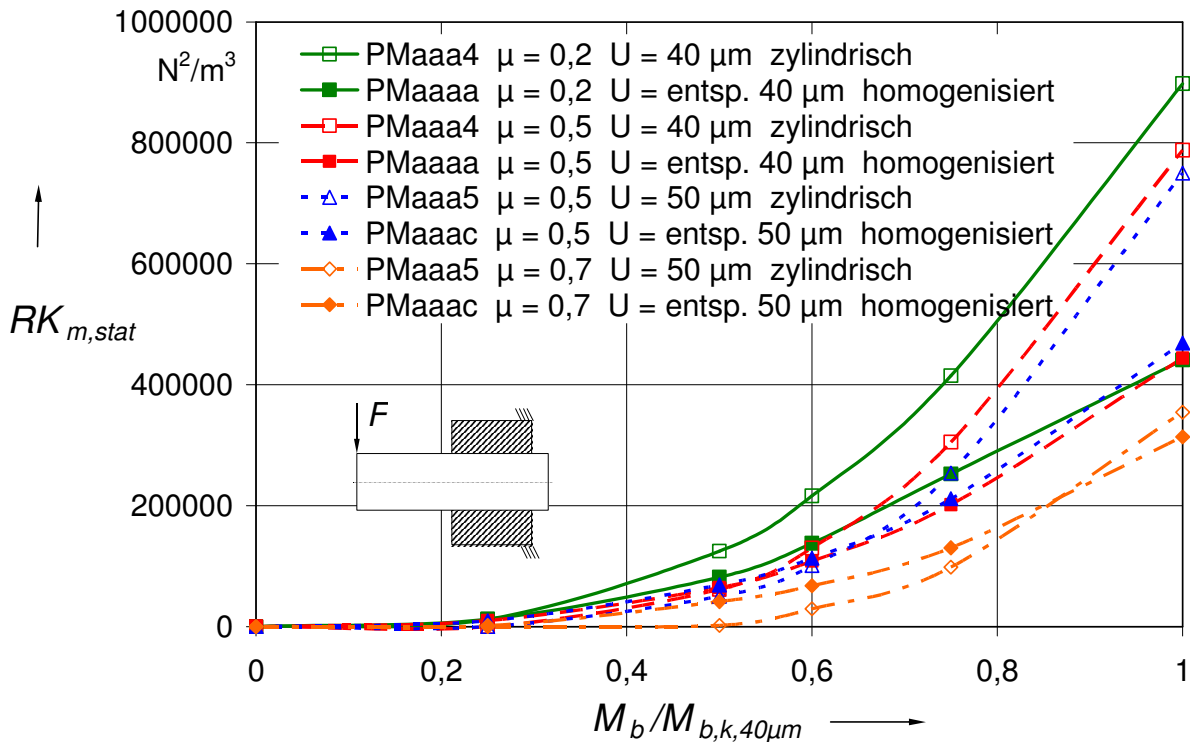


Bild 5.38: Mittleres statisches Ruiz-Kriterium an der Nabenkante unter umlaufender Biegelast bei konventionellen und fugendruckhomogenisierten Modellen.

Auch hier lässt sich feststellen, dass außer bei sehr hohen Reibwerten die Fugendruckhomogenisierung eher vorteilhaft ist bezüglich dem statischen Ruizkriterium.

Bild 5.39 zeigt die Auswertung der Referenzmodelle hinsichtlich des dynamischen Ruiz-Kriteriums. Da die auftretenden Oberspannungen an der Nabenkante unter Wechsel- und Umlaufbiegung direkt mit den herrschenden Ausschlagsspannungen zusammenhängen, sind die Aussagen zum statischen Ruiz-Kriterium auch hier gültig.

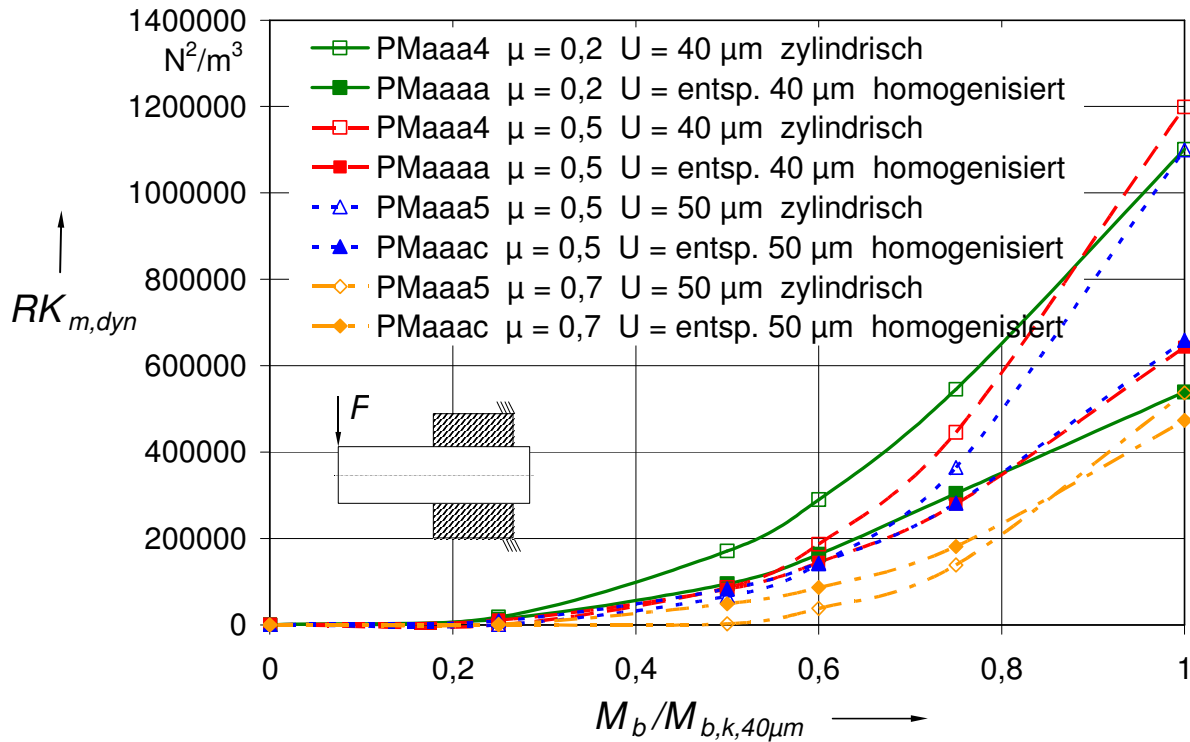


Bild 5.39: Mittleres dynamisches Ruiz-Kriterium an der Nabenkante unter umlaufender Biegelast bei konventionellen und fugendruckhomogenisierten Modellen.

Es lässt sich nach Betrachtung des Ruiz-Kriteriums bei der Referenzverbindung unter dynamischer Biegung als Fazit zusammenfassen:

Die Spannungen in der Welle in axialer Richtung bei konventionellen und fugendruckhomogenisierten Modellen hängen in erster Linie von der Wechsel- und Umlaufbiegung ab und sind damit vergleichbar. Das Ruiz-Kriterium wird daher durch die spezifische Reibarbeit bestimmt.

Die Auswertung des statischen und dynamischen Ruiz-Kriteriums ergibt, analog zur Betrachtung der spezifischen Reibarbeit bei der betrachteten Referenzverbindung, bis zu Reibwerten von ca. 0,5 und entsprechender Biegelast Vorteile durch die Fugendruckhomogenisierung.

Treten im Schlupfbereich optimal trainierter Pressverbindungen sehr hohe Reibwerte über $\mu = 0,5$ auf und sind diese dauerhaft stabil, lassen sich bei fugendruckhomogenisierten Modellen unter üblichen Biegelasten höhere Ruiz-Werte feststellen.

Zur Sicherstellung der Betriebsfestigkeit realer Pressverbindungen und vergleichbaren Strukturen mit hoher Kontaktflächenbelastung liegen bezüglich der Ruiz-Kriterien keine geeigneten Grenzwerte vor.

5.13 Einfluss der Pressungshomogenisierung auf die Dauerhaltbarkeit

In Tabelle 5.2 sind neben den wesentlichen Eigenschaften der experimentellen Proben auch die Biegebelastung und die Lastspielzahlen im Dauerlastprüfstand aufgeführt. Dabei wurden der Einfluss der Belastungsfrequenz auf die Biegebelastung beachtet (Kapitel 5.3).

Trägt man die Eigenschaften der Proben in ein Wöhlerdiagramm ein, lässt sich die Dauerfestigkeit der Verbindung aufzeigen.

5.13.1 Vergleich IKTD-Proben konventionell und homogenisiert

Bild 5.40 zeigt die erreichten Lastspielzahlen bei verschiedenen Biegebelastungen für die Referenzproben der Grobgeometrie a in konventioneller und fugendruckhomogenisierter Ausführung.

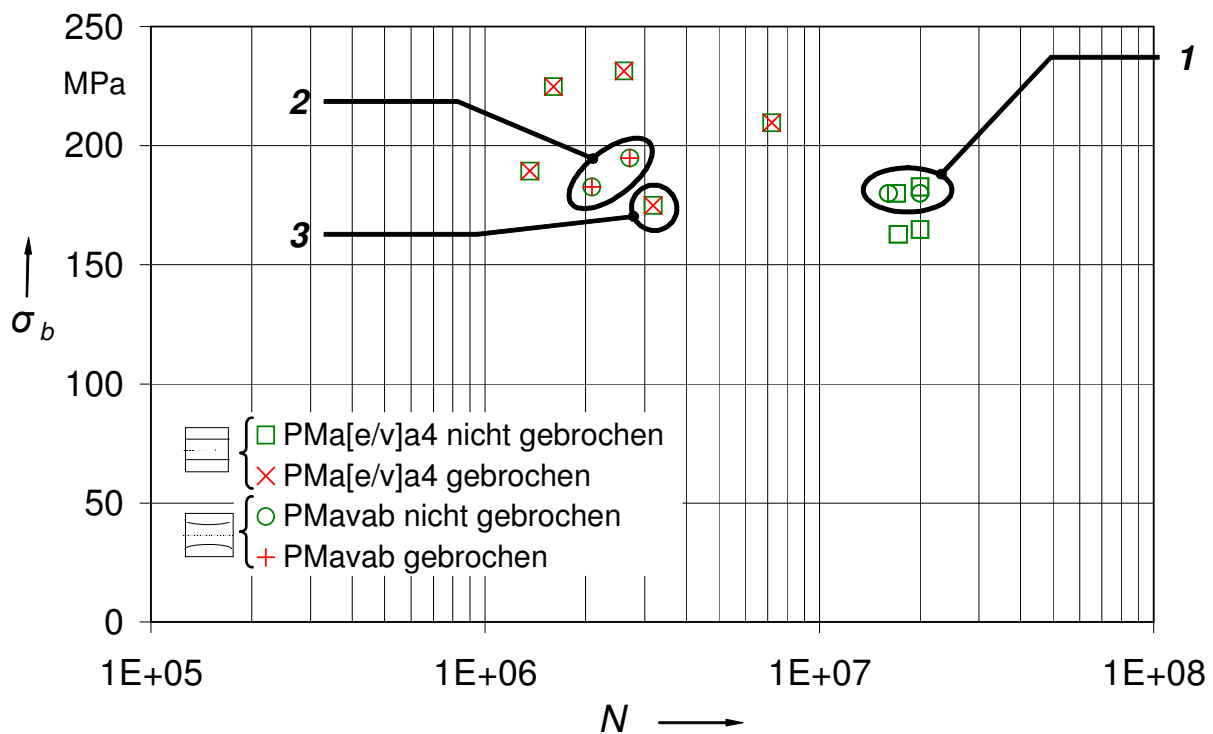


Bild 5.40: Wöhlerdiagramm mit Lastspielzahl und Belastung von Proben der Form PMava4 (konventionell) und PMavab (fugendruckhomogenisiert); 1 Durchläufer mit hohen Lastspielzahlen, 2 erste Brüche bei fugendruckhomogenisierten Proben, 3 erste Brüche bei konventionellen Proben,

Es ist zu beachten, dass mehrere Versuche aufgrund identischer Last durch ein Symbol dargestellt werden können (siehe Tabelle 5.2). Die kursiven Zahlen im Text beziehen sich auf die gekennzeichneten Bereiche in Bild 5.40. Durchläufer mit sehr hohen Lastspielzahlen im Bereich 20 Mio. Lastwechsel (Bereich 1) gibt es ohne wesentliche Unter-

schiede sowohl bei fugendruckhomogenisierten als auch konventioneller Proben. Es ist festzustellen, dass im Bereich 1 zwei homogenisierte Proben mit Lastspielzahlen von $N = 20$ Mio. und zwei homogenisierte Proben mit $N = 16$ Mio. Lastwechsel unter hohen Biegespannungen von 180 MPa belastet wurden ohne zu versagen. Erst über diesem Lastniveau sind fugendruckhomogenisierte Proben bei 183 bzw. 195 MPa gebrochen (Bereich 2). Konventionelle Proben versagten auch schon bei einer niedrigeren Last von 175 MPa (Bereich 3).

Aufgrund der Ausführung als IKTD-Doppelprobe (siehe Kapitel 2.4) existiert zu jeder gebrochenen Probe eine entsprechende ungebrochene Probe gleicher Last wie in Bild 5.40 sichtbar. Diese können zu Schlupfmessung und Abpressversuchen verwendet werden.

Aus Bild 5.40 kann ohne statistische Absicherung die Dauerfestigkeit nur abgeschätzt werden. Es kann damit von einer Dauerfestigkeit von ca. 170 MPa ausgegangen werden. Die Wellen wurden aus 31CrMoV9 mit 3.1.b Zeugnis gefertigt. Mit der nominell sehr hohen Biegewechselfestigkeit der glatten Probe dieses vergüteten Werkstoffes von ca. 480 MPa lässt sich daraus eine Kerbwirkungszahl von $480 \text{ MPa} / 170 \text{ MPa} = 2,82$ berechnen, unabhängig von der Kontakttopografie.

Nach [KOLLMANN84] ist bei der Zugfestigkeit des Werkstoffes von ca. 1100 MPa mit einer Kerbwirkungszahl von ca. 2,8 bei der vorliegenden Pressverbandsform zu rechnen. Diese Angabe deckt sich mit dem experimentell ermittelten Wert.

5.13.2 Gehärtete Proben mit konventionellen Flanschnaben

Zur Untersuchung von alternativen Werkstoffen wurden neben den gedrehten Proben aus Vergütungsstahl auch einsatzgehärtete und geschliffene Wellen und Naben der TU Chemnitz vermessen und gefügt. Damit ist der direkte Vergleich mit den umfangreichen experimentellen Versuchen der TU Chemnitz möglich.

Im Rahmen der Vorlast zu Schlupfmessungen wurden diese Proben im Dauerlastprüfstand teilweise mit sehr hoher Last belastet. Bild 5.41 zeigt die Belastungen und Lastspielzahlen von Proben der TU Chemnitz. Die Proben sind in der Grobgeometrie a und der Grobgeometrie b ($D_F = 30 \text{ mm}$, $l_A = 15 \text{ mm}$, $D_{aA} = 65 \text{ mm}$) ausgeführt.

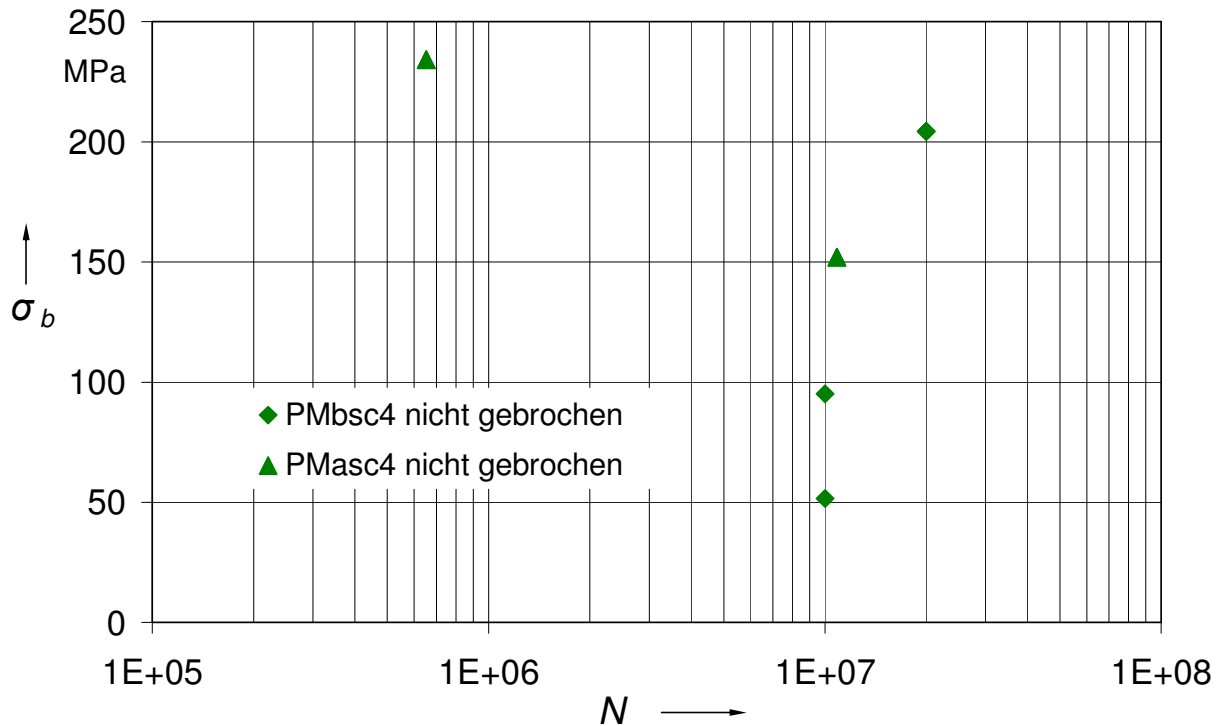


Bild 5.41: Wöhlerdiagramm von Proben der Universität Chemnitz

Trotz der sehr hohen Last und entsprechender Lastspielzahlen ist aufgrund der Materialeigenschaften der Welle (einsatzgehärtet) keine Welle gebrochen. Diese belasteten Proben stehen für Folgearbeiten zur Verfügung.

Nach Auswertung der Ergebnisse aus der Dauerläuferprobung hinsichtlich Dauerfestigkeit lässt sich zusammenfassen:

Die Betriebsfestigkeit der fugendruckhomogenisierten Proben aus Stahl unterscheidet sich nicht wesentlich von denen der konventionellen Ausführungen. Es ist die Tendenz zu erkennen, dass fugendruckhomogenisierte Proben geringfügig höhere Biegebelastungen ertragen können als in konventioneller Ausführung.

Fugendruckhomogenisierung zur Vermeidung von Spannungsspitzen an der Nabenkante bzw. Methode zur Verwendung spröder Nabenmaterialien hat damit keinen negativen Einfluss auf die Dauerhaltbarkeit der Pressverbindung unter Biegung.

Die ermittelte Kerbwirkungszahl gegen Biegedauerbruch deckt sich mit den Literaturwerten unabhängig von der Kontakttopografie.

Da die Fugendruckhomogenisierung die Verwendung von keramischen Naben ermöglicht, kann neben den technologischen Vorteilen von Keramiknaben in speziellen Anwendungen (siehe Kapitel 1.1) auch der hohe Reibwert in der Fügefläche zwischen keramischer Nabe und Stahlwelle ausgenutzt werden. In Verbindung mit der geringen Fressneigung zwischen diesen Werkstoffen lässt sich erhebliches Potential

in der Dauerfestigkeit von derartigen fugendruckhomogenisierten Pressverbindungen auch unter Biegelast vermuten, analog zur Belastung unter Torsion [Blacha09].

5.14 Reibwertverteilung in der Pressfuge nach Vorlast

Über verschiedene experimentelle Verfahren in Verbindung mit entsprechenden FE-Simulationen wurden die im Pressverband herrschenden Schlupfverhältnisse und Reibwerte in den unterschiedlichen Kontaktbereichen ermittelt.

Fasst man die einzelnen Ergebnisse zusammen, lassen sie sich zu Schlüsselaussagen zum Verlauf der Reibwerte in der Fügefläche verdichten.

Eine Kernaussage der aktuellen Forschung ist die Proklamation eines stark variablen Reibwertes in der Fügefläche. Zwei Ansätze sollen zeigen, ob das beobachtete Schlupfverhalten der Pressverbindungen stark variable Reibwerte in der Fügefläche bedingen bzw. zulassen.

5.14.1.1 Simulativer Ansatz

Zunächst soll theoretisch angenommen werden, dass der Reibwert in der Verbindung, wie z. B. von [LEIDICH98] postuliert, über die Fügefläche hinweg nicht konstant ist, sondern sich bevorzugt in den Schlupfbereichen aufgrund RDB stark erhöht.

Da die Reibwerterhöhung demnach nur in Bereichen mit Relativbewegung auftritt, wurden FE-Simulationen mit Anpassung des Reibwertes in Abhängigkeit von den Schlupfbewegungen bei niedrigerem Reibwert durchgeführt. Die notwendige Festlegung des Schlupfbetrages, der zu einer Reibwerterhöhung führt, bringt zunächst einen zusätzlichen Parameter und damit Unschärfe in die FE-Simulation. Bei Vergleichsrechnungen mit einer Grenze von 1 μm Vor-Schlupf zur Erzielung von partiell hohen Reibwerten ergaben sich jedoch keine relevanten Veränderungen im Schlupfverhalten im Vergleich zu den Berechnungen mit konstantem Reibwert in der Fügefläche.

Dieses Verhalten ist auch einfach erklärbar, wenn man den Prozess der Reibwerterhöhung betrachtet. Wird der jungfräuliche Pressverband mit der Betriebslast beansprucht, ist die Schlupftiefe aufgrund der noch geringen Reibwerten zunächst hoch und entsprechend große Fügebereiche gleiten aufeinander. Steigt die reibschlüssig übertragbare Last entsprechend der Reibwerterhöhung an, sinkt die Schlupftiefe und die Reibbelastung der tieferen Bereiche der Fügefläche nimmt ab, obwohl hier aufgrund der Reibwerterhöhung eine höhere Reibschubspannung übertragbar wäre. Der Schlupf in diesen Bereiche kommt damit zum Erliegen und die Bereiche haften.

Dieser Prozess hat zur Folge, dass der gesamte, über die Historie für das Schlupfverhalten relevante Bereich der Fügefläche entsprechend hohe Reibwerte aufweist.

Auch wenn Verschleißvorgänge an der Nabenkante und damit erneute Erhöhung der Schlupftiefe auftreten, führen die Relativbewegungen zu einer Erhöhung des Reibwertes in den betroffenen Bereichen und damit zu einem Schlupfverhalten wie unter Annahme eines gleichmäßig hohen Reibwertes in der Fügefläche. Dieser Ansatz ist nur gültig, wenn die Relativbewegungen keine dauerhafte Verschleißvorgänge verursachen, die in Folge zum Übermaßverlust führen und damit zum Versagen.

Das aufwändige und mit unsicheren Annahmen behaftete Anpassen der Reibwerte in Abhängigkeit des Schlupfverhaltens ist also in der FE-Simulation der Pressverbindungen unter Biegelast nicht erforderlich.

5.14.1.2 Praktischer Ansatz

Nimmt man an, dass im Pressverband generell geringe Reibwerte herrschen und nur im Schlupfbereich der Reibwert deutlich steigt, ist die Bestimmung der Schlupftiefe zunächst entscheidend. Diese lassen sich auch ohne Simulation über die optisch erkennbaren Schädigungszonen ermitteln.

Die im Kapitel 5.9.2 analysierten Proben besitzen eine durchschnittliche tertiäre Schlupftiefe z von ca. 10 mm. Dies entspricht 24 % der Fügelänge von 42 mm. Mit dem Ansatz der proportional vom Schlupf abhängigen Reibwerterhöhung kann über die Definition eines maximal erreichbaren Grenzreibwertes und den Schlupfwegen des entsprechenden Simulationsmodells unter der mittleren Probenlast von 60 % Klafflast ein möglicher Reibwertverlauf berechnet werden. In Bild 5.42 ist dieser Ansatz für einen exemplarisch angenommenen Grenzreibwert von 1,0 bei einem Grundreibwert von 0,2 dargestellt. Alternativ dazu ist die Grenzkurve unter Annahme maximaler Reibwerterhöhung über den gesamten Schlupfbereich eingetragen. Zwischen diesen beiden Reibwertverläufen scheint jeder Verlauf möglich.

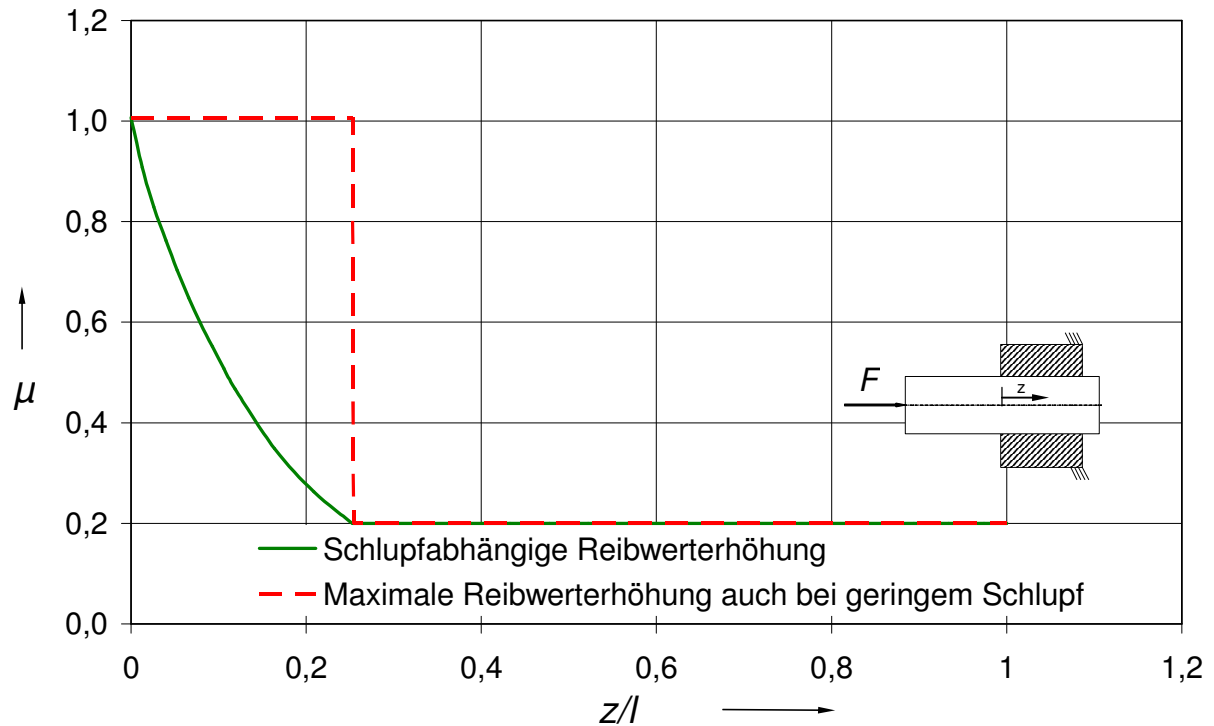


Bild 5.42: Möglicher Reibwertverlauf beim Modell PMaa5Lbt (60 % Klafflast)

Sowohl unter Annahme der schlupfabhängigen als auch der idealen Reibwerterhöhung kann unter Betrachtung der Flächenverhältnisse die jeweils notwendige Höhe des Grenzreibwertes in der Schlupfzone abgeschätzt werden, um die Lösekräfte in den Abpressversuchen zu erzielen.

Bezogen auf ein ideales mittleres Übermaß von $50 \mu\text{m}$ und eine durchschnittliche Abpresskraft von 35 kN bei den Proben lassen sich dann je nach Ansatz die in Bild 5.43 abgebildeten Reibwertverläufe berechnen.

Zusätzlich ist in Bild 5.43 der mittlere Reibwert zur Erzielung der Abpresskraft angegeben.

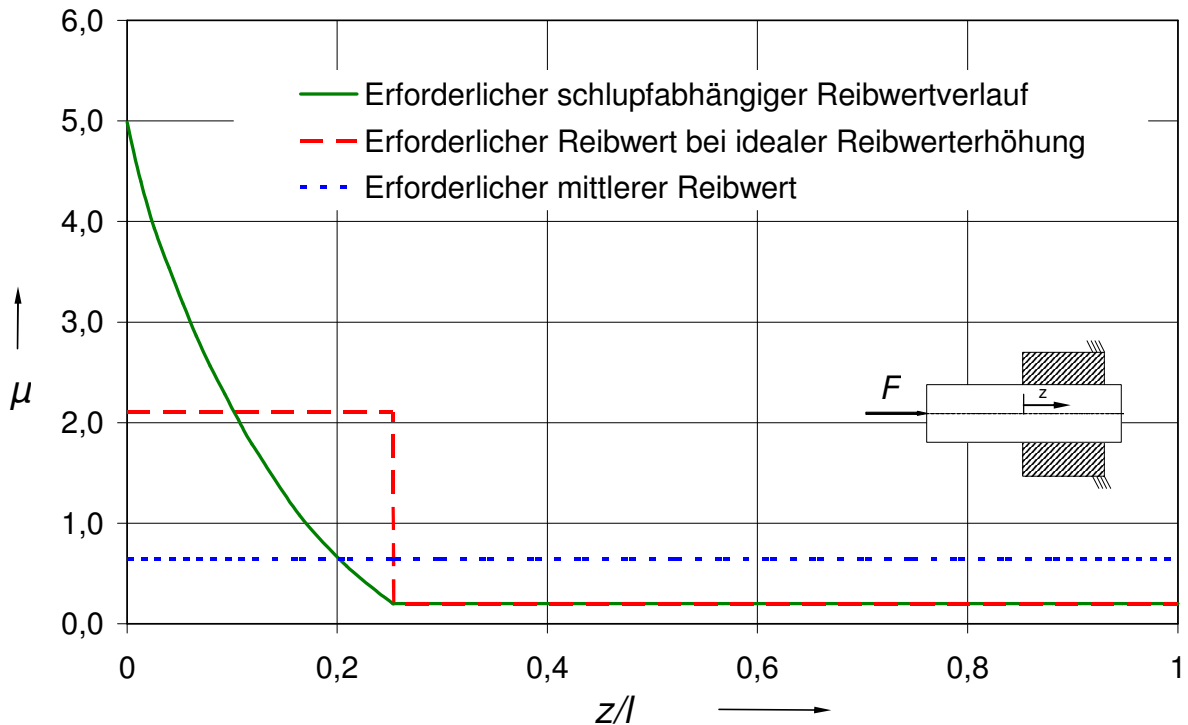


Bild 5.43: Notwendiger Reibwertverlauf beim Modell PMaa5Lbt (60 % Klafflast) zur Erzielung der gemessenen Abpresskräfte (Lösekraft)

Es ist festzustellen, dass unter Annahme der Reibwerterhöhung ausschließlich in den Schlupfbereichen extrem hohe Reibwerte anzunehmen sind, um die gemessenen Abpresskräfte darzustellen. Dabei ist zu beachten, dass die in Bild 5.43 angesetzte Schlupfzone über die maximale (tertiäre) Schlupftiefe festgelegt wurde. Dass die Reibwerterhöhung über die nur sehr kurze Einarbeitungszeit schon sehr hohe Werte annimmt, ist jedoch unwahrscheinlich. Setzt man hohe Reibwerte nur in den Bereichen mit Sekundär-Schlupf an, erhöht sich der erforderliche Reibwert noch erheblich.

In Kapitel 5.8.3 wurde über die FE-Simulation der experimentellen Schlupfmessung in der letztlich noch aktiven, nabennahen Schlupfzone Reibwerte zwischen 0,5 und 0,7 ermittelt. Dies deckt sich nicht mit den Reibwertkurven in Bild 5.43, die einen wesentlichen Zusammenhang zwischen Schlupf und Reibwerterhöhung voraussetzen.

Der mittlere Reibwert in der Fügefläche zur Erzielung der Abpresskraft hingegen liegt mit ca. 0,64 im Bereich, der über die Schlupfmessungen ermittelt wurden.

Speziell bei hoher Biegevorlast ist damit auch außerhalb der Schlupfbereiche eine erhebliche Reibwerterhöhung wahrscheinlich.

Grundsätzlich erscheint dieses Verhalten möglich, da auch lastfreies Auslagern der Pressverbindung nach dem Fügen nach [DIN7190_01] und eigenen Erfahrungen zu Reibwerterhöhungen führt. Die Ausbildung hoher adhäsiver Kräfte zwischen den Kon-

taktflächen bedingt zunächst also Zeit. Ist aufgrund hoher Betriebslast gleichzeitig Bewegung in der Verbindung, kann dieser Effekt verstärkt werden.

Zusammengefasst lässt sich hinsichtlich Reibwert und Reibwertverlauf als Fazit festhalten

Über vergleichende Auswertungen verschiedener Versuche und Simulationen herrschen bei den betrachteten Proben nach erheblicher Biegevorlast in der Fügefläche Reibwerte zwischen 0,5 und 0,7.

Es ist anzunehmen, dass die Reibwerte aufgrund der Betriebslast generell ein sehr hohes Niveau aufweisen. Im Schlupfbereich unter Biegelast ist von nur geringfügig höheren Reibwerten auszugehen.

Zur Bestätigung dieser Aussage wären Schlupfmessungen nach Biegevorlast an der unbelasteten Probenseite bei Einfachproben empfehlenswert. Damit könnte aufgrund der hohen Aussageschärfe der entwickelten Schlupfmessung die Reibwerterhöhung auch an dieser maximal von der Lastseite entfernten Stelle festgestellt werden. Abpressversuche an Proben mit geringer Biegevorlast und damit geringen Flächenanteilen unter Schlupf können weitere Erkenntnisse bringen.

5.15 Analytische Berechnung des Schlupfs unter Biegung

Es ist mit dem in Kapitel 5.8.3.2 und 5.8.3.3 beschriebenen Verfahren möglich, die Schlupfbewegungen in Pressverbindungen unter Biegelast mittels FE-Simulation sowohl für niedrige (jungfräuliche Verbindung) als auch hohe Reibwerte (trainierter Pressverband) zu ermitteln. Um den erheblichen Aufwand für die FE-Simulation in der täglichen Praxis zu vermeiden, sind zur Beurteilung des Schlupfverhaltens von Pressverbindungen unter Betriebslast jedoch analytische Berechnungsansätze notwendig.

In Kapitel 3.3 (Bild 3.6) sowie Kapitel 5.7.2 (Bild 5.10) wurde festgestellt, dass bei niedrigen Reibwerten bzw. jungfräulichen Pressverbindungen der analytische Ansatz nach [SMETANA01] die experimentell ermittelten Schlupfbewegungen gut abbildet. Dies ist nach Kapitel 5.8.3.2 (Bild 5.18) bei Proben mit hohen Reibwerten nicht mehr gegeben.

Zur Klärung, welcher Ansatz für die Schlupfberechnung der betrachteten Proben geeignet ist, sind in Bild 5.44 die Ergebnisse verschiedener analytischer Berechnungsansätze den experimentellen Schlupfmessungen gegenübergestellt.

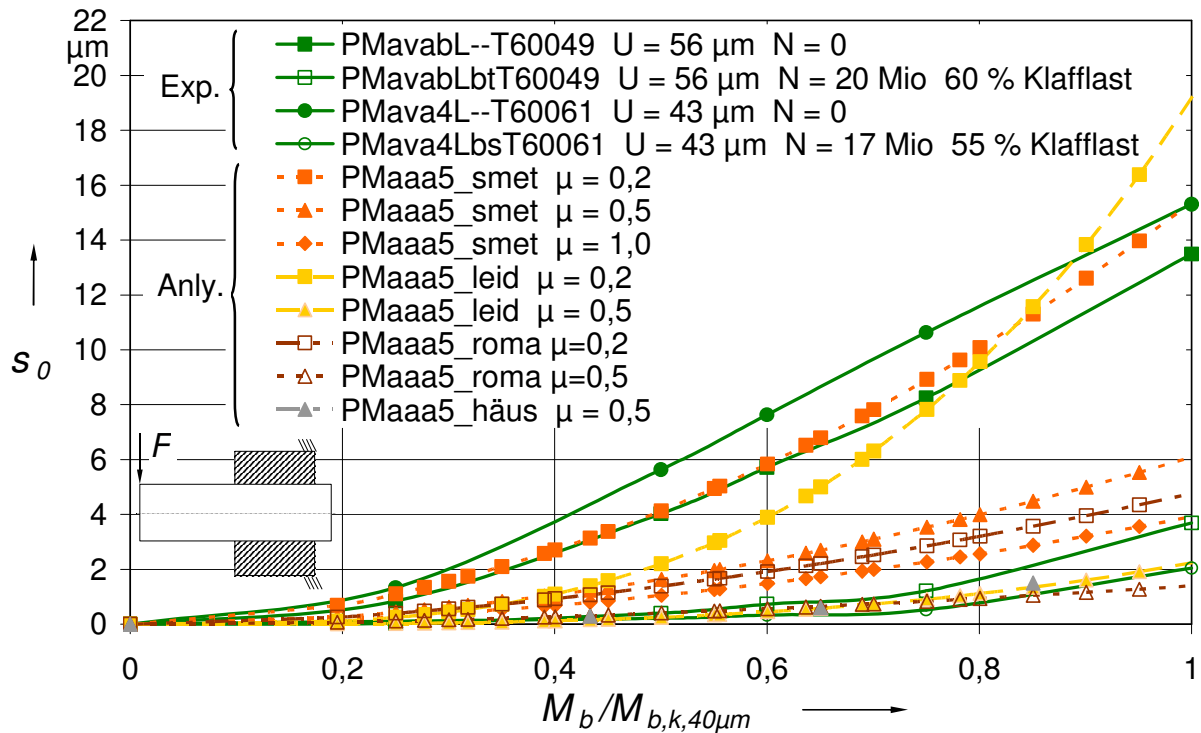


Bild 5.44: Schlupf an der Nabenkante nach Experiment und analytischen Ansätzen

In Bild 5.44 sind als Referenz die experimentell unter Biegung ermittelten Schlupfkurven der Proben T60049 und T60061 sowohl direkt nach dem Fügen als auch nach erheblicher Vorlast im Dauerlaufprüfstand dargestellt.

Vergleichend dazu sind die analytisch nach [SMETANA01], [LEIDICH83] sowie [ROMANOS91] berechneten Schlupfwege eines Pressverbandes mit $50 \mu\text{m}$ Übermaß bei Reibwerten von jeweils 0,2 und 0,5 abgebildet. Als alternative Methode ist der nach Diagrammen in [KOLLMANN84] ermittelte Schlupf bei einem Reibwert von 0,5 dargestellt. Dieses einfach in der Praxis anzuwendende Verfahren geht auf die Arbeit von [HÄUSSLER76] zurück und ist im Bild 5.44 entsprechend gekennzeichnet.

Zunächst wird die Aussage bestätigt, dass zur analytischen Schlupfberechnung bei kleinen Reibwerten der Ansatz nach [SMETANA01] geeignet ist. Smetana simulierte als Grundlage für seine Berechnungsformel die Modelle unter Einfachbiegung. Dies ist bei geringen Reibwerten nach Kapitel 3.4 zulässig und führt zu guten Ergebnissen. Die Schlupfberechnung nach [LEIDICH83] ergibt bei kleinen Reibwerten unter geringer Biegelast zu niedrige und bei sehr hoher Biegelast zu hohe Schlupfwege im Vergleich zu den experimentellen Messungen. Der Ansatz nach [ROMANOS91] ergibt dabei generell deutlich zu kleine Schlupfwege.

Bei trainierten Pressverbindungen mit hohen Reibwerten ist nach Bild 5.44 das experimentell ermittelte Schlupfverhalten mit den Ansätzen nach [LEIDICH83], [ROMANOS91]

sowie [HÄUSSLER76] unter Annahme von Reibwerten um 0,5 deutlich besser abzubilden als nach [SMETANA01].

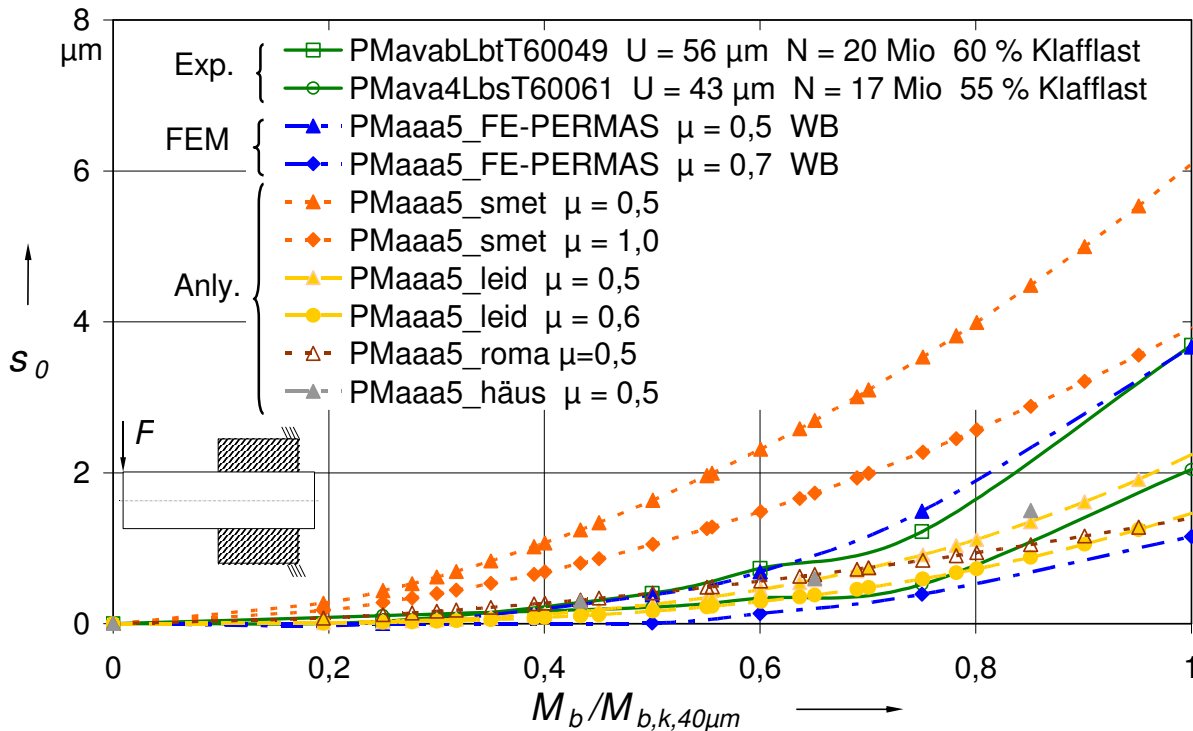


Bild 5.45: Schlupf an der Nabenkante bei hohen Reibwerten

In Bild 5.45 sind zur besseren Auflösung des für die Betriebsfestigkeit relevanten Bereichs trainierter Stahl/Stahl Pressverbindungen nur noch Kurven mit hohen Reibwerten enthalten. Als Referenz sind zusätzlich Ergebnisse der Simulation mit PERMAS unter Wechselbiegung dargestellt als praktisch einfach umsetzbare FE-Simulation.

Das gemessene Schlupfverhalten der trainierten Proben lässt sich demnach sehr gut analytisch nach [LEIDICH83] mit einem Reibwert von 0,5 berechnen. Ähnlich gut ist die Schlupfbestimmung nach [HÄUSSLER76]. Dies ist auch in der Tatsache begründet, dass die FE-Simulationen bei [LEIDICH83] mittels STATAN erfolgten, einem speziell für dieses Problem entwickelter bzw. angepasster FE-Solver auf Grundlage der Forschungen und Ergebnisse von [MÜLLER61] und [HÄUSSLER76]. Da STATAN mit experimentellen Schlupfmessungen auch trainierter Pressverbindungen abgeglichen bzw. auf deren Grundlage entwickelt wurde, sind in diesen FE-Berechnungen die Verspannungen aufgrund Biegevorlast offensichtlich implizit enthalten, ohne dass der Benutzer diese Verspannungen mittels entsprechender Lastgeschichte in der FE-Berechnung abbilden muss (vergleiche Kapitel 5.8 ff).

Auch die Berechnung nach [ROMANOS91] ergibt bei trainierten Verbindungen im Bereich mittlerer Biegebelastung gute Ergebnisse. Die Berechnung nach [ROMANOS91] ist eine modifizierte Berechnung nach [LEIDICH83] mit dem Ziel, die experimentell ermittelten Schlupf-

wege bei [ROMANOS91] besser abzubilden. Dabei wird das stark progressive Verhalten der Schlupfwege nach [LEIDICH83] bei steigender Biegelast gemildert und in Folge bei niedrigeren Lasten höhere Schlupfwege und bei höheren Lasten niedrigere Schlupfwege als nach [LEIDICH83] berechnet. Diese Modifikation ist nach Vergleich mit den experimentell ermittelten Schlupfwegen in Bild 5.45 jedoch nicht empfehlenswert.

Es ist abschließend zu klären, bis zu welchen Reibwerten die Berechnung des Schlupfs nach [LEIDICH83] bei trainierten Stahl/Stahl Pressverbindungen empfehlenswert ist.

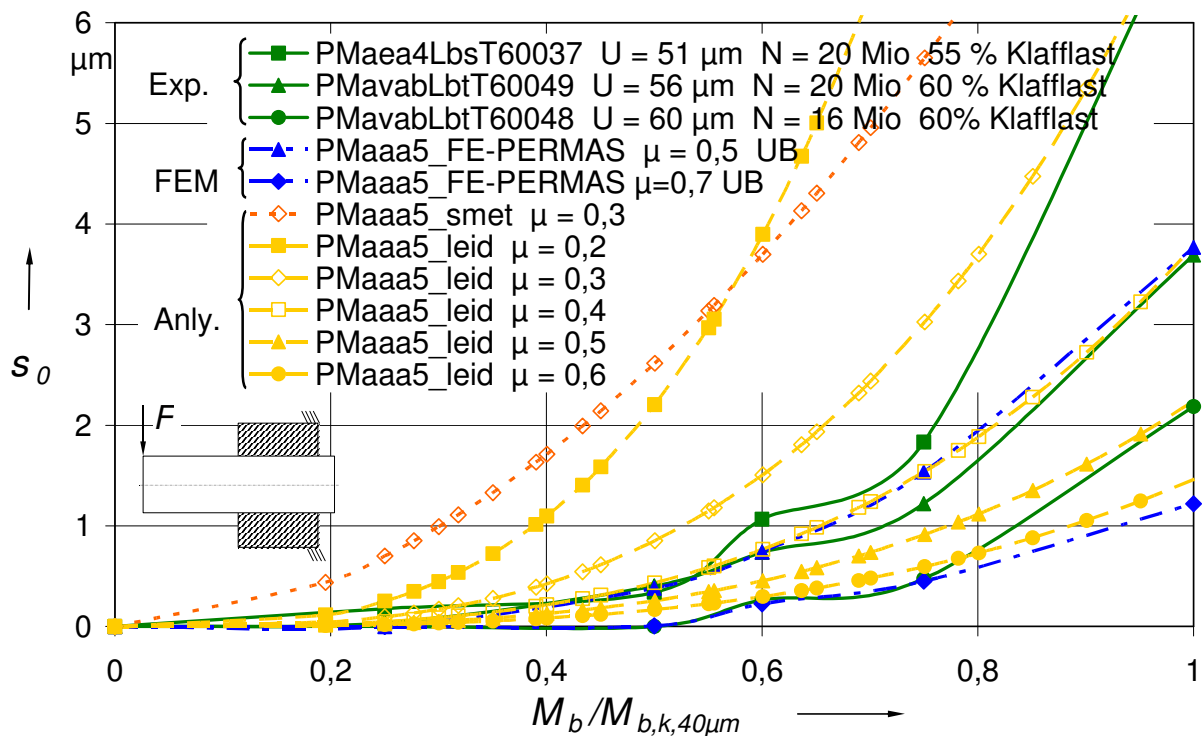


Bild 5.46: Grenzreibwert für analytische Schlupfberechnung nach Leidich

Dazu ist in Bild 5.46 das nach verschiedenen Verfahren ermittelte Schlupfverhalten trainierter Verbindungen nochmals feiner aufgelöst dargestellt.

Als Grenzkurven für die experimentell ermittelten Schlupfwege sind Messungen der Proben T60037 und T60048 und als mittlere Referenz die Schlupfwerte der Probe T60049 enthalten (vergleiche Bild 5.13). Als Referenz für FE-Simulation mit Standard-solver sind die FE-Berechnungen mit PERMAS unter Umlaufbiegung bei Reibwerten von $\mu = 0,5$ bzw. $0,7$ dargestellt.

Nach Bild 5.46 ist für trainierte Versionen der betrachteten Proben die analytische Berechnung des Schlupfes nach [LEIDICH83] bis zu einem Grenzreibwert von $\mu = 0,3$ sinnvoll. Die experimentell ermittelten Schlupfwege der meisten Proben können mit diesem Ansatz und ausreichender Genauigkeit unter Annahme von Reibwerten von $\mu = 0,4$ bis $0,6$ berechnet werden, wobei sich ein Reibwert von $0,5$ als mittlerer Wert empfiehlt.

Es lässt sich nach Vergleich der Ergebnisse der experimentellen Schlupfmessung mit verschiedenen analytischen Berechnungsansätzen unter Biegelast als Fazit zusammenfassen:

Die Schlupfwege an der Nabenkante von jungfräulichen Versionen der betrachteten Pressverbindungen unter Biegelast lassen sich nach dem Ansatz von [SMETANA01] und Reibwerten von 0,2 analytisch bestimmen.

Die Relativbewegungen bei trainierten Verbindungen unter Biegelast sind nach [LEIDICH83] unter Annahme eines Reibwerts von 0,4 bis 0,6 zu berechnen. Der Grenzwert zur Anwendung des analytischen Ansatzes von [LEIDICH83] beträgt ca. $\mu = 0,3$.

Alternativ kann die Bestimmung des Schlupfes in trainierten Pressverbindungen nach den Diagrammen in [KOLLMANN84] auf Grundlage der Arbeit von [HÄUSSLER76] erfolgen.

6 Anwendung in der Praxis

Die Anpassung der Kontaktopografie wesentlicher Funktionsflächen als Methode zur Optimierung von Systemen wurde in Zusammenarbeit mit Industriepartnern in verschiedenen Projekten umgesetzt. So wurde die Methode z. B. erfolgreich auf gebaute Planetenträger angewendet [KÖRNER01].

Das Vorgehen zum Einsatz von Walzenmühlen aus Hartguss wird aufgrund der Anwendung der entwickelten Methode auf Pressverbindungen in der Praxis im Folgenden beschrieben. Dieses Beispiel zeigt, dass auch die Kontaktoptimierung mit dem Ziel Teilhomogenisierung der Pressung unter Beachtung der praktischen Randbedingungen hinsichtlich Prozesssicherheit und Kosten zum Erfolg führen kann.

Ziel der hier vorgestellten Untersuchungen ist es, die in einer Kegelpressverbindung auftretenden Spannungen zu ermitteln und eine Gestaltung der Fügefläche zu erarbeiten, um die Verwendung eines harten und spröden Nabenmaterials zu ermöglichen.

Der Pressverband dient dabei zur kraftschlüssigen Verbindung eines Walzenmantels (Nabe) mit einer Welle. Diese Art der Verbindung wird in Mahlwerken eingesetzt, in denen zwischen zwei in geringem Abstand gegenläufig rotierenden Walzen Mahlgut zerkleinert oder bei entsprechend gestalteten Walzenoberflächen brikettiert wird. Der Kegelpresssitz erlaubt Wechseln der Walzen bei Verschleiß oder Prozessumstellungen.

In der Regel besteht der Walzenkörper aus einem duktilen Stahlwerkstoff. Beim Zermahlen von Gestein kann die hohe Beanspruchung an der Oberfläche der Walzen nur durch aufwändige Zusatzbehandlung der Walzenoberflächen wie z. B. Panzern über Auftragsschweißen ertragen werden. Ist die je nach Technologie nur in begrenzter Dicke herstellbare Panzerung verschlissen, müssen die Walzen getauscht werden.

Erste Versuche des Herstellers schlugen fehl, die Walze aus hartem Werkstoff mit geringer Duktilität herzustellen, da die Nabe die Spannungsspitzen nicht ertrug und beim Fügen zerbrach.

Die Optimierung der Kontaktopografie macht es jedoch möglich, die spröde Nabe prozesssicher zu fügen und damit die technologischen und wirtschaftlichen Vorteile von Walzen aus naturhartem Material zu nutzen.

Bild 6.1 zeigt das Geometriemodell der Verbindung als 10°-Ausschnitt, um die innere Kontur zu verdeutlichen. Die Lasten aus dem Mahlprozess sowie die Lagerung sind angedeutet.

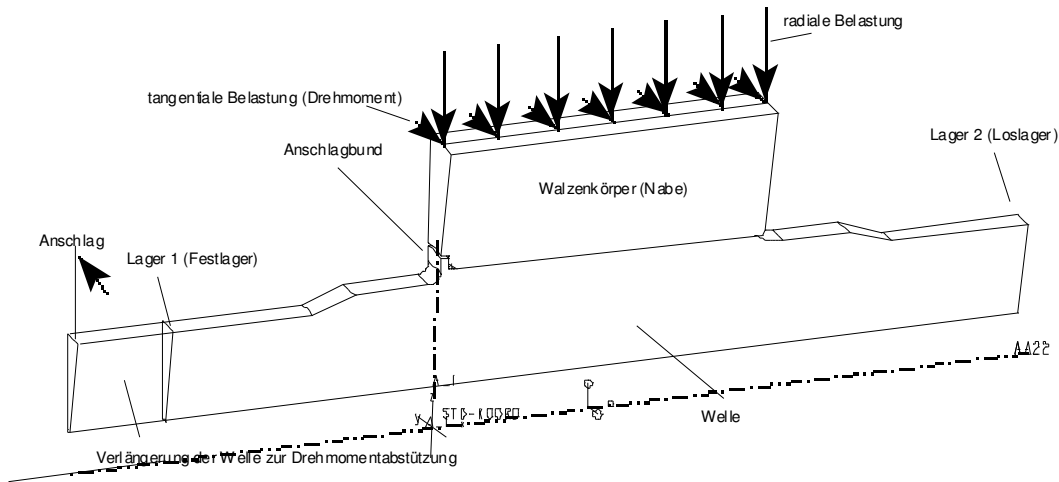


Bild 6.1: 10° Segment der Pressverbindung

Aufgrund der Hauptabmessungen der Bauteile (Außendurchmesser Nabe ca. 2 m) sind die möglichen Technologien zur Fertigung der Bauteile und Montage der Pressverbindung ein wichtiger Parameter für die Untersuchung und Umsetzung der Methode.

Bild 6.2 zeigt die radialen Spannungen und damit die Pressungen in der Fügefläche nach dem Fügen bei unkorrigiertem Übermaß.

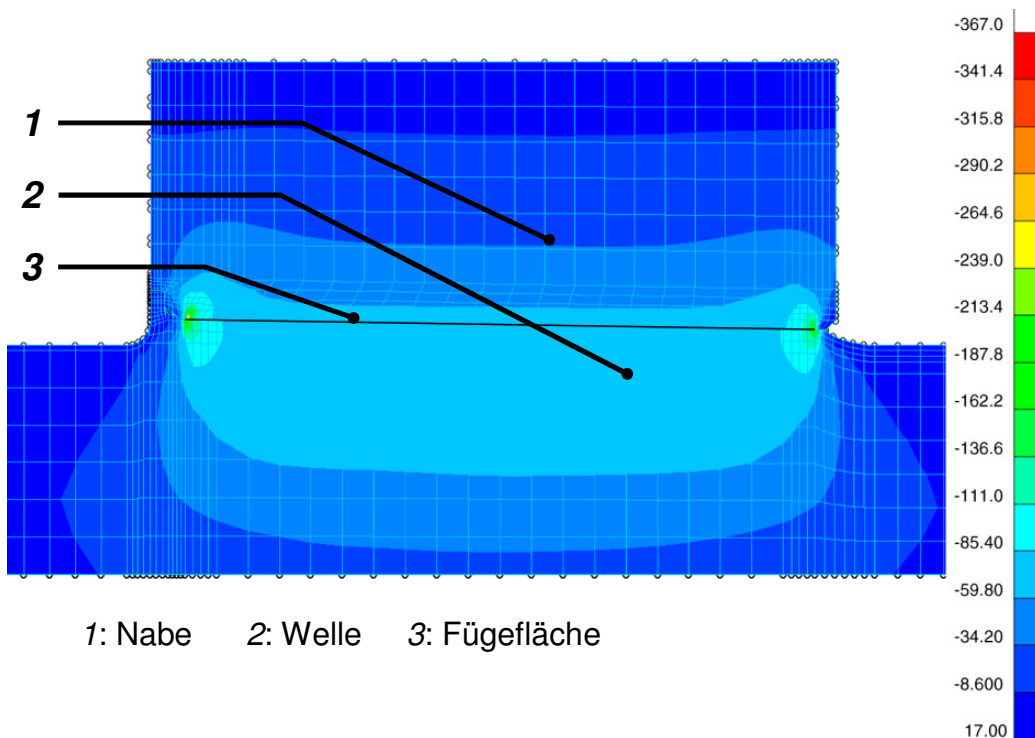


Bild 6.2: Radiale Spannungen im Pressverband nach dem Fügen

Zur Verdeutlichung der extremen Überhänge der Nabe über die Fügefläche hinaus wurde die effektive Kontaktlänge zwischen Welle und Nabe schwarz gekennzeichnet. Es treten sehr hohe Spannungsspitzen vor allem an der linken Nabenkante infolge der

starken Stützwirkung des Überhangs auf. Der spröde Walzenwerkstoff kann diese lokale Überlastung nicht ertragen und die Nabe zerbricht schon beim Fügen.

In Bild 6.3 ist die ermittelte radiale Übermaßkorrektur zur Fugendruckhomogenisierung dargestellt.

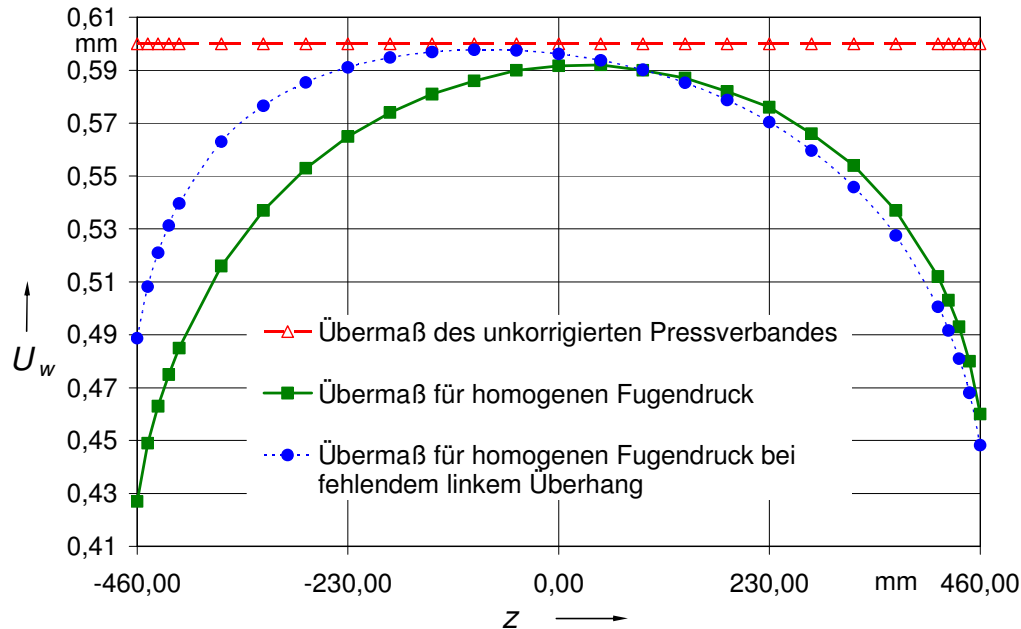


Bild 6.3: Radiale Übermaßverteilungen für homogenen Fugendruck

Bei Naben mit derart ausgeprägten Überhängen muss dazu die gesamte Fugenlänge korrigiert werden. Zur Darstellung des massiven Einflusses der Überhänge wurde für ein Modell ohne linken Überhang die Übermaßverteilung zur Erzielung homogener Pressung zusätzlich ermittelt und in Bild 6.3 dargestellt. Die Überhänge sind aus prozesstechnischen Gründen im Mahlprozess jedoch unverzichtbar.

Die Fertigung der optimalen Übermaßverteilung kann Schwierigkeiten bereiten, da z. B. die messtechnische Erfassung der Ist-Übermaßverteilung der großen Nabe zur Qualitätskontrolle und Sicherstellung der berechneten Pressungen schwierig ist. Zudem ist bei der Korrektur für homogene Pressung kein kegeliger Anteil der Fügefläche mehr vorhanden und die zwingend notwendige Kontrolle des mittleren Kegelwinkels vor dem Fügen der Verbindung über einfache Messmittel nicht mehr möglich.

Berechnet man zunächst die Verbindung mit der Übermaßverteilung für homogenen Fugendruck, ergibt sich nach dem Fügen eine ideale Pressungsverteilung (Bild 6.4). Der Lamé-Druck für die Verbindung beträgt 73 MPa. Zur Prozessoptimierung wird im Weiteren versucht, im Mittelbereich der Fuge den konventionellen Presssitz zu erhalten und die Spannungsspitzen über lokale Korrekturen zu mildern

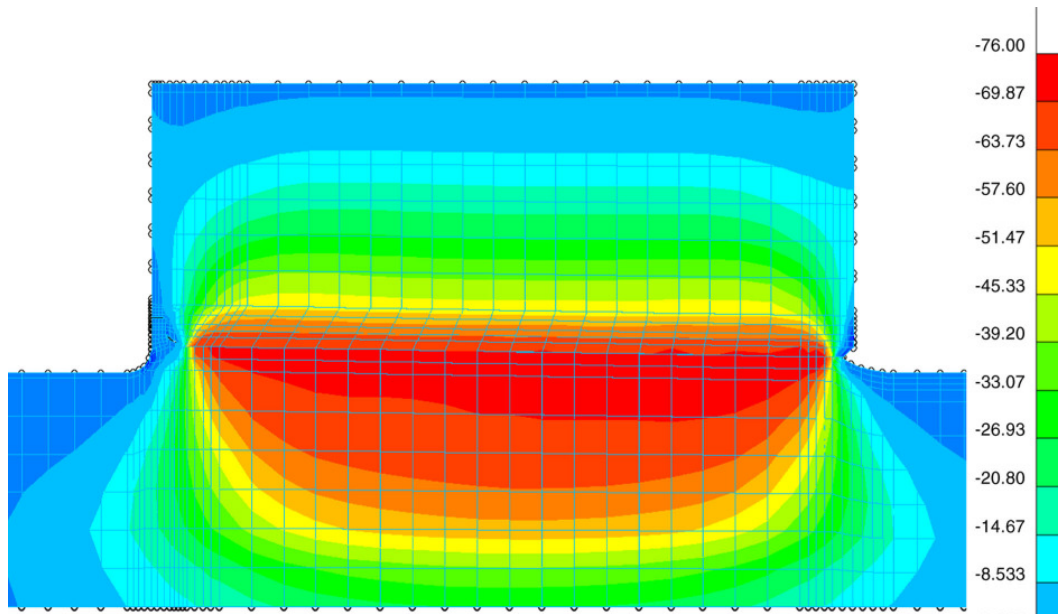


Bild 6.4: Radiale Spannungen nach dem Fügen bei korrigiertem Übermaß

Bild 6.5 zeigt die Übermaßverteilung von Radienkorrekturen über einen bestimmten Teil der Presssitzlänge (PL) im Vergleich zum Übermaß für homogenen Fugendruck.

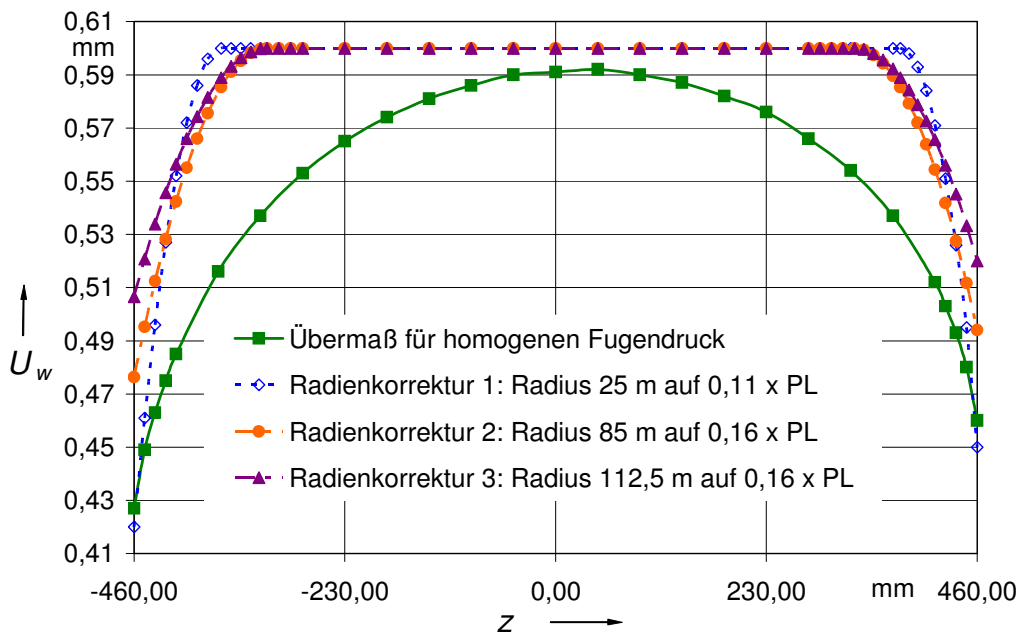


Bild 6.5: Verschiedene Übermaßkorrekturen (Radien)

Die Simulation der Pressverbindung mit diesen Radienkorrekturen ergibt radiale Spannungen in der Fügefläche wie in Bild 6.6 dargestellt.

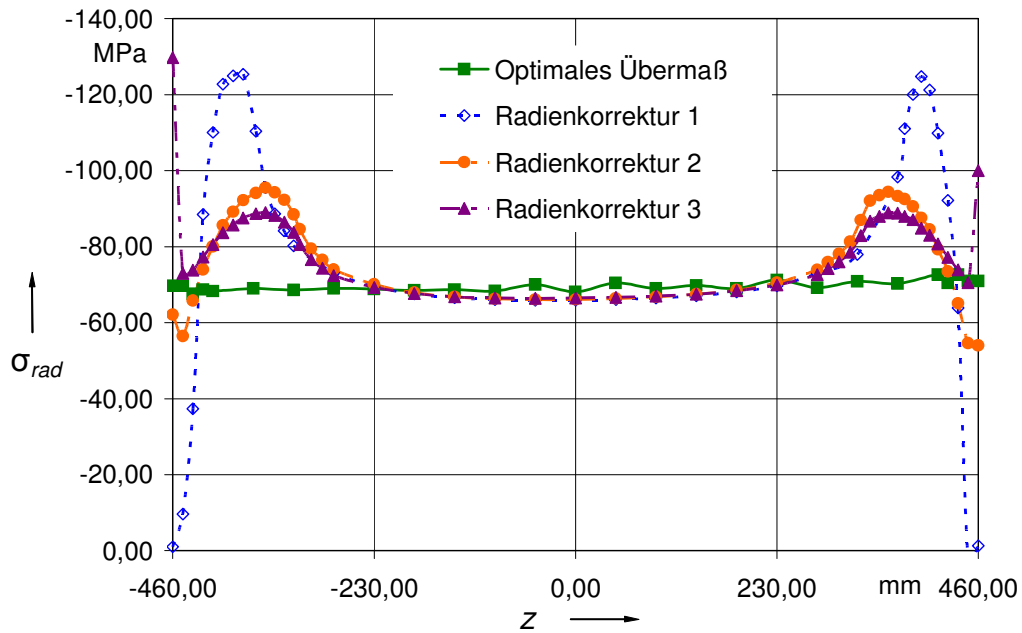


Bild 6.6: Fugendruck bei verschiedenen Übermaßkorrekturen über Radien

Allen Radienkorrekturen ist die Spannungserhöhung am Übergang der Radien in den unkorrigierten Bereich der Verbindung gemein. Ausgehend von den günstigen Ergebnissen der Radienkorrektur 2 wurde schließlich noch eine weitere, einfach zu fertigende und zu messende Radien-Fasen-Korrektur entwickelt (Bild 6.7).

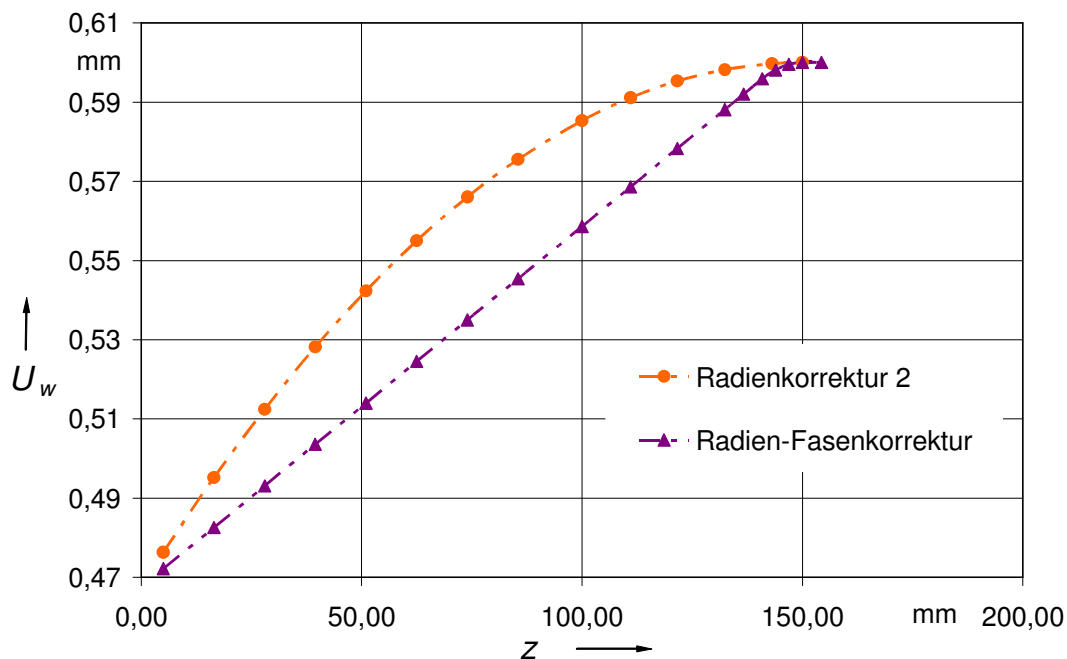


Bild 6.7: Radien-Fasenkorrektur und Radienkorrektur 2

Dabei werden Fasen an den Nabenkanten angebracht. Diese Fasen gehen mit einem Radius (10 m) in den kegeligen Teil der Verbindung über und weisen an den Nabenkanten das gleiche Übermaß wie die Radienkorrektur 2 auf.

Die berechneten Pressungen bei der Radien-Fasenkorrektur ohne äußere Last zeigt Bild 6.8 im Vergleich zu den Pressungen bei alternativen Kontakttopologien.

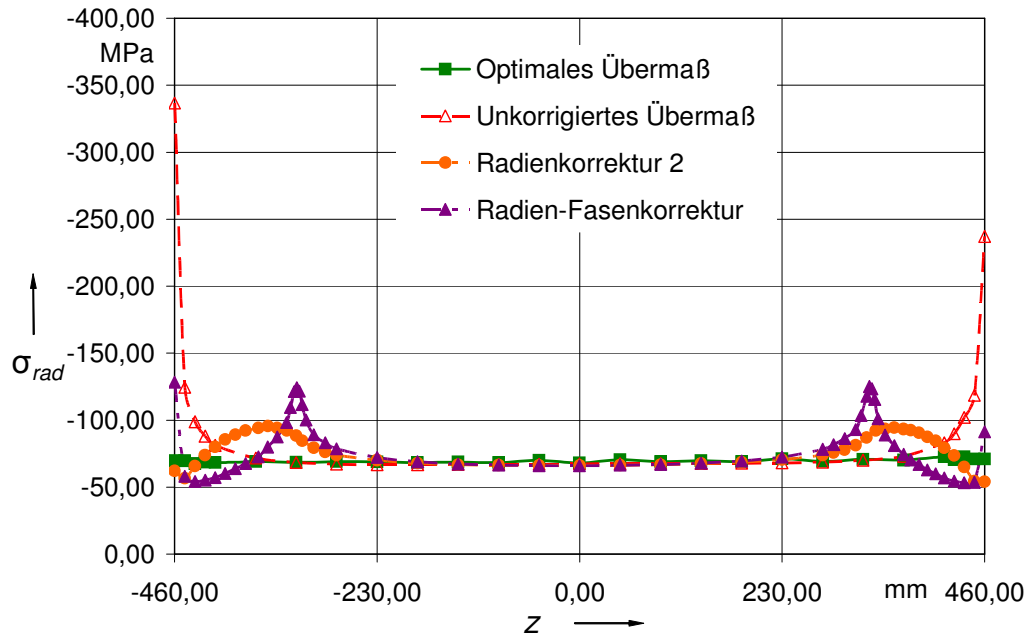


Bild 6.8: Fugendruckverteilung bei verschiedenen Übermaßkorrekturen

Die Spannungsüberhöhungen der Radien-Fasenkorrektur gegenüber der optimalen Korrektur bzw. Radienkorrektur 2 (85 m) sind im kleinen Übergangsradius zum unkorrigierten Teil der Verbindung begründet. Die Verbesserung gegenüber dem unkorrigierten Übermaß (konventionell) ist jedoch deutlich.

Die Walzen wurden mit der auf diesen speziellen Fall und dessen Prozesse angepassten Radien-Fasenkorrektur gefertigt. Dies ermöglichte ein problemloses Fügen und den sicheren Betrieb auch unter Betriebslast.

Die Korrektur kann prozesssicher mit einfachen Mitteln gefertigt und kontrolliert werden und sichert seit vielen Jahren dem Hersteller die technologischen und wirtschaftlichen Vorteile durch den Einsatz von harten Walzen in Zementmühlen.

Eine ausführliche Betrachtung bietet [SCHWÄMMLE97] inklusive der Betrachtung der Verbindung unter den zusätzlichen Lasten aus dem Mahlprozess.

7 Zusammenfassung

Ziel der durchgeführten Untersuchungen ist der Einsatz der Kontaktoptimierung bei biegebelasteten Pressverbindungen. Über Entwicklung und Anwendung experimenteller und simulativer Methoden wird das Betriebsverhalten derartiger Verbindungen im Vergleich zu konventionellen Pressverbänden unter Beachtung der Reibdauerbeanspruchung analysiert sowie der Einfluss der Pressungshomogenisierung auf die Haltbarkeit untersucht.

Die Methodik wurde erfolgreich auf Pressverbindungen unter Biegung angewandt und in der Praxis umgesetzt.

Über die im Rahmen der Methodik entwickelte FE-Simulation können die Schlupfbewegungen und Pressungen im Kontakt von Maschinenbauteilen unter Last ermittelt und optimiert werden unter Beachtung spezifischer Reibarbeit und dem FFDP-Parameter.

Zur dynamischen Belastung von Pressverbindungen wurde ein neuartiger Prüfstand entwickelt und realisiert. Das Prüfstandskonzept erlaubt die effiziente Erprobung von Pressverbindungen unter beliebiger Kombination von Biege- und Torsionsbelastung und beinhaltet die Entwicklung und Verwendung von kostenoptimierten Doppelproben.

Zur Analyse des Schlupfs in Pressverbindungen unter Biegelast wurde ein experimentelles Verfahren zur direkten Messung der Relativbewegung zwischen Welle und Nabe entwickelt. Damit wurde der Schlupf in konventionellen und fugendruckhomogenisierten Pressverbindungen unter Biegung sowohl nach dem Fügen als auch nach dynamischer Biegelast mit hoher Genauigkeit gemessen.

Parallel wurde eine FE-Simulationsmethode entwickelt, die das experimentell ermittelte Schlupfverhalten nachvollziehbar abbildet. Im Zusammenspiel von experimenteller und simulativer Analyse des Schlupfverhaltens und den Abpressversuchen sowie optischer Analyse der Schlupfbereiche sind sowohl Aussagen für das Betriebsverhalten biegebelasteter Pressverbindungen im Allgemeinen als auch relative Betrachtungen bzgl. des Einflusses der Pressungshomogenisierung möglich. Die Kernaussagen sind:

- Das Schlupfverhalten von fugendruckhomogenisierten und konventionellen Pressverbänden unter Biegelast ist generell vergleichbar.
- Die nach gewisser Betriebsdauer tatsächlich nur noch sehr geringen Schlupfwege unter Biegelast wurden über Experiment und FE-Simulation sowohl qualitativ als auch quantitativ nachgewiesen. Aktuelle Forschungsergebnisse auf dem Gebiet der Mikroreibung sind damit bei der Beurteilung, Auslegung und Verbesserung von Pressverbindungen und ähnlichen Kontaktproblemen nutzbar mit dem Ziel, verbindliche zulässige Schlupfwege im Kontakt unter Last zu definieren.

- Die bei den Proben gemessenen und nach der entwickelten Simulationsmethode berechneten Schlupfwege unter realistischen Reibwerten korrelieren mit dem optisch erfassten Verschleißverhalten. Dazu wurde eine Klassifizierung der optisch erkennbaren Schädigungszonen durchgeführt. Es lässt sich eine Oberflächenschädigung bei Relativbewegungen kleiner als 1 μm proklamieren. Ein typischer RDB Anriss mit den typisch hohen Kerbwirkungszahlen ist schon bei Schlupf von ca. 0,5 bis 1 μm möglich.
- Über den kombinierten Einsatz von Experiment, FEM und analytischen Berechnungsverfahren ist auch eine quantitative Aussage zu den Reibwerten in den Schlupfbereichen möglich. Die bei den betrachteten Proben ermittelten Reibwerte betragen ca. 0,2 im jungfräulichen Zustand. Nach Vorlast bewegen sie sich in einem Bereich von 0,5 bis maximal 0,7.
- Die durch Abpressversuche ermittelten integralen Haftbeiwerte bewegen sich auf demselben Niveau wie die ermittelten Gleitbeiwerte in der Schlupfzone unter Biegelast. Unter Ansatz von annähernd gleichen Haft- und Gleitbeiwerten in den Schlupfbereichen konnten über vergleichende Betrachtungen keine deutlich erhöhten Reibbeiwerte gegenüber dem Rest der Fügefläche festgestellt werden.
- Bezüglich Schädigung durch RDB und Anrisswahrscheinlichkeit sind nach Auswertung von Schädigungsparametern bei Reibwerten bis ca. 0,5 Vorteile durch die Fugendruckhomogenisierung festzustellen. Bei höheren Reibwerten ergeben sich nominell Vorteile bei den konventionellen Proben. Ob die Oberflächen der Bauteile diese sehr hohen Reibschubspannungen aufgrund der hohen Reibwerte in Verbindung mit hoher Pressung schadensfrei ertragen können, ist jedoch fraglich. Da die Pressungshomogenisierung die Reibschubspannungen an der Nabenkante senkt, kann dies für die Dauerhaltbarkeit trotz des geringfügig höheren Schlupfes auch von Vorteil sein.
- Die Dauerversuche fugendruckhomogenisierter Pressverbindungen ergaben keine Nachteile in der Haltbarkeit im Vergleich zu den konventionellen Ausführungen, sondern die Tendenz zu leicht erhöhter Haltbarkeit homogenisierter Proben.
- Über Vergleich von bekannten analytischen Ansätzen zur Schlupfberechnung unter Biegung mit den experimentellen und simulativen Ergebnissen dieser Arbeit wird ein Vorgehen zur Berechnung des Schlupfes in Pressverbindungen unter Biegung vorgeschlagen zur Analyse von Verbindungen in der Praxis.

Der Einsatz der Fugendruckhomogenisierung und damit die Verwendung von Naben aus hartem und sprödem Werkstoff bei Pressverbindungen unter Biegelast sind damit möglich.

8 Ausblick

Aus den Zusammenfassungen der einzelnen Kapitel lassen sich Handlungsfelder für weitere Arbeiten im Bereich der Kontaktoptimierung und Reibdauerbeanspruchung ableiten. Die aus jetziger Sicht wichtigsten Themengebiete sind:

- Die Allgemeingültigkeit der Aussagen bezüglich fugendruckhomogenisierter Pressverbände ist über die Untersuchung von anderen Probenformen und Materialkombinationen zu überprüfen und experimentell abzusichern. Dazu gehört die Betriebsfestigkeit derartiger Verbindungen, die über Versuchsreihen statistisch abzusichern sind. Die festgestellte Tendenz zur erhöhten Dauerfestigkeit von fugendruckhomogenisierten Verbindungen ist zu klären.
- Der Frequenzeinfluss (Reibdauerleistung) auf die RDB von Pressverbänden ist zu untersuchen.
- Der Einfluss von Umgebungsmedien (z. B. Öl bei Klafflast) auf die Betriebsfestigkeit von Pressverbänden ist zu untersuchen.
- Die Schlupfmessung ist aufgrund der Absolutmessung des Weges auf andere Kontaktprobleme bzw. Welle-Nabe-Verbindungen anwendbar.
- Die Anwendung der Methode der Kontaktoptimierung auf Dichtflächen erscheint viel versprechend.
- Kontaktoptimierung bedeutet die Optimierung der Pressung auf den jeweiligen Einsatz der Verbindung. Eine lokale Erhöhung der Pressung an der Nabenkante im Vergleich zur nicht korrigierten Pressverbindung erscheint z. B. bei Zahnradbandagen geeignet, um die Relativbewegung an der Nabenkante bzw. die Bewegung der Bandage (Mikrowandern, siehe z. B. [HOFSCHEIDER87]) unter Last zu minimieren, wenn die Erhöhung des Gesamtübermaßes z. B. aufgrund der Zahnfußbeanspruchung nicht möglich ist.
- Die Schadenskriterien zur Beurteilung von RDB wurden in der Arbeit mittels der FE-Analyse nachgeschalteter Tools berechnet. Diese könnten in geeigneten FE-Solvern wie PERMAS direkt im Rahmen der Simulation berechnet und als FE-Ergebnis zur grafischen Darstellung im Rahmen des Postprocessing zur Verfügung gestellt werden. Zur Anwendung in der Praxis wäre diese standardisierte und benutzerfreundliche Ausgabe sinnvoll.

Literatur

- AST98 Ast, M.; Schenk, R.; Rösle, H.:
FEM-Analyse reibschlüssiger Welle-Nabe-Verbindungen.
Firmenschrift INTES GmbH, 1998
- BARTEL63 Bartel, A.:
Passungsrost bzw. Reiboxydation - besondere Verschleißprobleme.
Der Maschinenschaden 36 (1963), Heft 7/8, S. 105 - 119
- BLACHA09 Blacha, M.:
Grundlagen zur Berechnung und Gestaltung von Querpressverbänden mit Naben aus monolithischer Keramik.
Dissertation Universität Stuttgart, IKTD 2009
- CORDTS88 Cordts, D.:
Berechnung der beim thermischen Fügen von Preßverbände entstehenden Eigenspannungen unter Berücksichtigung nichtlinearer Effekte.
Dissertation TH Darmstadt 1988
- DAAMS98 Daams, J.:
Montagezustand eines elastisch/plastisch ausgelegten Querpreßverbands.
Antriebstechnik 37 (1998), Heft 6, S. 69 – 73
- DIN7190_01 DIN 7190 1:
Pressverbände.
Beuth Verlag GmbH, Berlin, Köln November 2001
- DIN743_00 DIN 743:
Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen.
Beuth Verlag GmbH, Berlin, Köln Oktober 2000
- FUNK68 Funk, Wolfram:
Der Einfluß der Reibkorrosion auf die Dauerhaltbarkeit zusammengesetzter Maschinenelemente.
Dissertation TH Darmstadt 1968
- GALLE79 Galle, G.:
Fügen von Querpreßverbänden.
Konstruktion 31 (1979), Heft 8, S. 325 – 328
- GALLE82 Galle, G; Beitz, W.:
Tragfähigkeit von Querpreßverbänden bei statischer und dynamischer Belastung.
Konstruktion 34 (1982), Heft 11, S. 429 – 435
- GERVE00 Gerve, A.:
Mikro- und Nanotribologie, eine neue Sicht der Tribologie.
Tribologie und Schmierungstechnik Jahrgang 47, 2/2000
- GLÖGGLER02 Glögger, C.:
Untersuchungen an topologieveränderten Fugenflächen von zylindrischen Pressverbindungen unter Torsion.
Dissertation Universität Stuttgart, IMK 2002
- GÖTTLICHER94 Göttlicher, C.:
Entwicklung einer verbesserten Festigkeitsberechnung für

- P3G-Polygon-Welle-Nabe-Verbindungen bei Torsions- und kombinierter Biege- und Torsionsbeanspruchung.*
VDI-Berichte Reihe 18, Nr. 166
- GROPP81 Gropp, H.:
Der Einfluß des örtlichen Gleitens in der Paßfuge auf die Übertragungsfähigkeit von Längs- und Querpreßverbindungen bei dynamischer Belastung durch wechselnde Drehmomente.
Wissenschaftliche Zeitschrift der TH Karl-Marx-Stadt 13 (1981), Heft 1, S. 37 – 55
- GROPP96A Gropp H.:
Das Übertragungsverhalten dynamisch belasteter Preßverbindungen und die Entwicklung einer neuen Generation von Preßverbindungen.
Habilitationsschrift Universität Chemnitz 1996
- GSCHWENDNER95 Gschwendner, P; Dillenkofer, H; Langenbeck, K.:
Preßverbindungen mit optimiertem Wellenprofil.
Konstruktion 47 (1995), S339-343
- HAHNE69 Hahne, H.:
Der Einfluß der Oberflächenrauheit auf das gegenseitige Haften von Werkstücken aus Stahl.
Dissertation TU Carolo-Wilhelmina Braunschweig 1969
- HARTWIG98 Hartwig, H.; Junghans, R.; Neukirchner, J.:
Schmierstoffprüfung für die Massivumformung.
Tribologie und Schmierungstechnik 45 (1998), Heft 1, S. 21 – 24
- HATTORI81 Hattori, T.; Kawai, S; Okamoto, N; Sonobe, T.:
Torsional Fatigue Strength of a Shrink Fitted Shaft.
Bulletin of JSME Vol. 29, No.257 , Nov. 1986, S. 1893
- HÄUSLER76 Häusler, N.:
Zum Mechanismus der Biegemomentübertragung in Schrumpfverbindungen.
Konstruktion 28 (1976), S.103-108
- HEYDT07 Heydt, J.; H. Binz:
Untersuchungen zum dynamischen Verhalten von spannungshomogenisierten und zylindrischen Pressverbänden bei Umlaufbiegebelastung.
VDI-Tagung "Welle-Nabe-Verbindungen" 2007, VDI-Berichte 2004 S. 317 – 333
- HOFSCHEIDER87 Hofschneider, M.:
Schrumpffußfestigkeit FVA Bericht 86/1 Abschlußbericht.
FVA Heft 248 1987
- JULIUS72 Julius, A.:
Reibkorrosion; Zum Mechanismus des Reibdauerbruchs.
FKM-Forschungsheft 18 (1972)
- JUNGHANS97 Junghans, R.; Neukirchner, J.:
Reibungserhöhung bei der Gleitpaarung nutzen.
Tribologie und Schmierungstechnik 44 (1997), Heft 5, S. 225 - 230

- KOLLMANN84 Kollmann, F.:
Welle-Nabe-Verbindungen.
Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York 1983
- KÖRNER01 Körner, T.; Langenbeck, K.; Schwämmle, T.; Glöggler, G.:
Profiliertes Übertragungselement.
Deutsches Patentamt G 05789, AKpm000443
- KREITNER76 Kreitner, L.; Müller, H. W.:
Die Auswirkung von Reibkorrosion und von Reibdauerbeanspruchung auf die Dauerhaltbarkeit zusammengesetzter Maschinenteile.
Konstruktion 28 (1976), Heft 6, S. 209-216
- KREITNER76D Kreitner, Ludwig:
Die Auswirkung von Reibkorrosion und von Reibdauerbeanspruchung auf die Dauerhaltbarkeit zusammengesetzter Maschinenteile.
Dissertation TH Darmstadt 25.06.76
- LEIDICH83 Leidich, E.:
Beanspruchung von Preßverbindungen im elastischen Bereich und Auslegung gegen Dauerbruch.
Dissertation TH Darmstadt 1983
- LEIDICH84 Leidich, E.:
Beanspruchung von Preßverbindungen im elastischen Bereich und Auslegung gegen Dauerbruch.
FVA-Arbeitsblatt zum Forschungsvorhaben 62/1, August
- LEIDICH88 Leidich, E.:
Mikroschlupf und Dauerfestigkeit bei Preßverbänden.
Antriebstechnik 27 (1988), Heft 3, S. 53 - 58
- LEIDICH98 Leidich, E.:
Neue Aspekte bei der Auslegung dynamisch beanspruchter Preßverbindungen.
VDI-Bericht 1384 Düsseldorf: VDI-Verlag (1998)
- LIPOTH99 Lipoth, I; Tersch, H; Füssel, U; Müller, G:
Verbindungs- und Schädigungsmechanismus als Voraussetzung für die Vorhersage des Festigkeitsverhaltens von Preß-Preßlöt-Verbindungen.
FVA-Forschungsreport 1999
- LUNDBERG58 Lundberg, G.:
Spannungen in Pressverbänden bei Belastung.
Die Kugellager Zeitschrift SKF 33 (1958), S. 55-63
- MADER00 Mader, W.:
Minderung von Reibkorrosionsverschleiß.
Tribologie und Schmierungstechnik 47 (2000) Heft 1, S. 25
- MERZ95 Merz, M.:
Experimentelle Untersuchung des Fügevorgangs von Querpreßverbindungen.
Konstruktion 47 (1995), S. 125 - 131
- MICHLIGK99 Michligk, Th.; Gerber, H. W.; Mertens, H.:
Wellen-Flanschkupplungen mit Reib und Formschluß.
Konstruktion 51 (1999), Heft 1/2, S. 25 - 31

- MÜLLER61 Müller, W.:
Der Mechanismus der Drehmomentübertragung in Pressverbindungen.
Dissertation TH Darmstadt 1961
- MÜLLERHW62 Müller, H. W.:
Drehmomentübertragung in Preßverbindungen.
Konstruktion 14 (1962), Heft 2, S. 47 - 57 u. 112 - 115
- MÜLLERK75 Müller, K.:
Vorgänge im Kontaktbereich von reibschlüssigen Verbindungen.
Konstruktion 27 (1975), S. 132-136
- NISHIOKA68 Nishioka, K.; Hirakwa, K.:
Fundamental Investigations of Fretting Fatigue, Part 1.
Bulletin of JSME 11 (1968), S. 437-445
- NISHIOKA69A Nishioka, K.; Hirakwa, K.:
Fundamental Investigations of Fretting Fatigue, Part 2.
Bulletin of JSME 12 (1969), S. 180-187
- NISHIOKA69B Nishioka, K.; Hirakwa, K.:
Fundamental Investigations of Fretting Fatigue, Part 3.
Bulletin of JSME 12 (1969), S. 397-407
- NISHIOKA69C Nishioka, K.; Hirakwa, K.:
Fundamental Investigations of Fretting Fatigue, Part 5.
Bulletin of JSME 12 (1969) S. 692-697
- OLDENDORF99 Oldendorf, Ulrich:
Lastübertragungsmechanismus und Dauerhaltbarkeit von Paßfederverbindungen.
Dissertation TH Darmstadt 1999
- PEEKEN81 Peeken, H.; Lukschandel, J.; Paulick, G.:
Oberflächenschichten für kraftschlüssige Antriebstechnik
Antriebstechnik 20 (1981), Heft 1/2, S. 38 - 43
- POLL00 Poll, G.; Gatzert, H.-H.; Wiendl, S.; Spreckels, M.; Gronitzki,
Korrelation mikrotribologischer Eigenschaften mit dem makroskopischen Reibungsverhalten am Beispiel von Synchronisierungen.
Tribologie und Schmierungstechnik Jahrgang 47, 2/2000
- REINHOLZ94 Beitz, W., Reinholz, R.:
Tragfähigkeit von P3G-Welle-Nabe-Verbindungen.
Konstruktion 46 (1994), S. 215 - 220
- ROMANOS86 Romanos, G.; Beitz, W.; Becker, S.; Hantsche, H.:
Verhalten von Welle-Nabe-Querpreßverbindungen mit reibungsverbessernder Beschichtung bei Umlaufbiegebelastung.
Konstruktion 38 (1986), Heft 9, S. 333 - 339
- ROMANOS91 Romanos, Georges:
Reibschluß- und Tragfähigkeitsverhalten umlaufbiegebelasteter Querpreßverbände.
Dissertation TU Berlin 1991
- RÖSLE99 Rösle, H.:
FEM-Analyse von Verbindungen mit Reibschluss.

- RUIZ86 Antriebstechnik 39 (1999), Heft 2
Ruiz, C; Chen, K.C.:
Life assessment of dovetail joints between blades and discs in aero-engines.
Department of Engineering Science, Oxford University
C241/86 (1986), S.187-194
- SCHNEIDER74 Schneider, R.:
Molybdändisulfid - Eigenschaften und Anwendungsmöglichkeiten.
Schmierungstechnik 5 (1974) S.183-185
- SCHWÄMMLE02 Schwämmle, T; Binz, H:
Einsatz der FEM bei der Kontaktoptimierung.
Permas Users' Conference, Heidelberg 11-12 April 2002
- SCHWÄMMLE97 Schwämmle, T.:
Pressverbindungen ohne Spannungsspitzen.
XXIV. FEM-Kongress in Baden-Baden. 17./18.11.1997
Tagungsband 97, Hrsg. A. Streckhardt, Kongreßorganisation
- SEEFLUTH70 Seefluth, R.:
Dauerfestigkeitsuntersuchungen an Wellen-Naben-Verbindungen.
Dissertation TU Berlin 1970
- SMETANA99 Smetena, T.; Leidich, E.:
Untersuchungen zur Gestaltung und Beanspruchung von selbsthemmenden Kegelpreßverbindungen bei nichtaxialsymmetrischer Einzelkrafteinleitung.
FVA-Forschungsreport 1999, Vorhaben Nr. 312
- SMETANA01 Smetena, T.:
Untersuchungen zum Übertragungsverhalten biegebelasteter Kegel- und Zylinderpreßverbindungen.
Dissertation TU Chemnitz 2001
- WATERHOUSE92 Waterhouse; R. B.:
Fretting Fatigue.
International Material Reviews 37 (1992), S. 77-97
- WATERHOUSE94 Waterhouse, R. B.; Lindley, T. C.:
Fretting Fatigue.
Mechanical Engineering Publication Limited, ESIS
Publication 18 (1994)
- WELTZ89 Klamka, H.; Weltz, R:
Ein neues Prüfmaschinenkonzept für Umlaufbiegebelastung.
Konstruktion 41(1989), S. 131-135
- ZIAEI03 Ziaei, M.:
Analytische Untersuchungen unrunder Profilmfamilien und Numerische Optimierung genormter Polygonprofile für Welle-Nabe-Verbindungen
Habilitationsschrift TU-Chemnitz, 2003
- ZIAEI05 Ziaei, M.; Gropp, H.; Wächter, K.:
Voraussage des Anrisses in Welle-Nabe-Verbindungen
Antriebstechnik 9/2005, S. 48-52

Studien- und Diplomarbeiten unter Anleitung des Verfassers:

- PÖHLER02 Pöhler, A.:
Numerische Untersuchungen von topografisch veränderten Preßverbindungen unter Biegebelastung.
Unveröffentlichte Studienarbeit, Uni Stuttgart, IMK 2002
- HEYDT02 Heydt, J.:
Experimentelle und theoretische Schlupfmessungen zur Reibwertbestimmung an umlaufbiegebelasteten Pressverbindungen.
Unveröffentlichte Studienarbeit, Uni Stuttgart, IMK 2002
- MALCHER01 Malcher, D.:
Konzeption und Inbetriebnahme einer Fügevorrichtung und numerische Simulation des Fügevorgangs.
Unveröffentlichte Studienarbeit, Uni Stuttgart, IMK 2001
- SCHATZ00 Schatz, M.:
Aufbau und Inbetriebnahme eines neuartigen Prüfstands zur Untersuchung von Reibdauerbeanspruchung.
Unveröffentlichte Studienarbeit, Uni Stuttgart, IMK 2000
- ZIEGELE02 Ziegele, J-P.:
Konzeption und Inbetriebnahme der Messtechnik für den IMK RDB-Prüfstand.
Unveröffentlichte Studienarbeit, Uni Stuttgart, IMK 2002

Lebenslauf

Timm Schwämmle

geboren am 06. Juli 1968 in Bräunlingen

1974 bis 1978	Grundschule in Affalterbach
1978 bis 1983	Gymnasium in Marbach
1983 bis 1986	Technisches Gymnasium in Bietigheim Abschluss: Allgemeine Hochschulreife
1986 bis 1988	Grundwehrdienst
1988 bis 1989	Studium an der Universität Stuttgart Studiengang Physik
1989 bis 1995	Studium an der Universität Stuttgart Studiengang Maschinenwesen Hauptfächer: Konstruktionstechnik Kraftfahrzeugtechnik Abschluss: Diplom-Ingenieur
1996 bis 2001	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenkonstruktion und Getriebbau der Universität Stuttgart
2001 bis 2004	DaimlerChrysler AG, Versuchsingenieur Triebstrangentwicklung
2004 bis 2005	DaimlerChrysler AG, Leiter Engineering Triebstrangversuch
Seit 2005	Daimler AG, Leiter Engineering und Prüffelder Triebstrangversuch

ISBN 978-3-922823-75-9