

Christian Glögger

Untersuchungen an spannungshomogenisierten und zylindrischen Pressverbindungen unter Torsionsbelastung

Untersuchungen an spannungshomogenisierten und zylindrischen Pressverbindungen unter Torsionsbelastung

Von der Fakultät Maschinenbau der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Christian Glögger
geboren in Ulm

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

Tag der Einreichung: 21.02.2003
Tag der mündlichen Prüfung: 17.07.2003

Institut für Maschinenkonstruktion und Getriebebau
Universität Stuttgart

2003

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenkonstruktion und Getriebebau der Universität Stuttgart unter Leitung des Institutsdirektors Prof. Dr.-Ing. H. Binz.

Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Binz danke ich für das mir entgegengebrachte Vertrauen, für das Überlassen des Themas und für seine stete Förderung bei der Durchführung dieser Arbeit.

Weiterhin gilt mein Dank Prof. Dr.-Ing. E. Leidich für die kritische Durchsicht des Manuskriptes und für die Übernahme des Mitberichts.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Dipl.-Ing. T. Schwämmle, der mich stets ermutigt hat, mit ihm dieses Forschungsgebiet am Institut aufzubauen. Er gab mit seinen Anregungen entscheidende Hinweise zu dieser Arbeit und trug infolge seiner überaus wertvollen Ratschläge entscheidend zum Fortschritt und Gelingen dieser Arbeit bei.

Bedanken möchte ich mich weiterhin bei Prof. Dr.-Ing. P. Widmann und Dr.-Ing. B. Schimpf sowie bei Dr. A. Haas, die bei Bedarf mit Rat und Tat zur Seite standen, sowie bei den Kollegen des Instituts für die gute Zusammenarbeit.

Mein Dank gilt auch allen Studenten, die mich als Studienarbeiter oder als wissenschaftliche Hilfskräfte unterstützt haben, insbesondere Herrn Pflüger und Herrn Henzler.

Nicht zuletzt möchte ich mich bei meinen Eltern und meiner Frau bedanken, die mich in meinem Bestreben stets bestärkt haben und durch ihre großzügige Unterstützung die Anfertigung dieser Arbeit ermöglicht haben.

Blaustein, August 2003

Christian Glöggler

Inhaltsverzeichnis

Seite

Bezeichnungen und Formelzeichen	IV
Abstract.....	VIII
1 Einleitung und Ziele	1
1.1 Problemstellung der Arbeit.....	1
1.2 Zielsetzung und Einschränkung	3
1.3 Vorgehensweise und Struktur der Arbeit.....	3
2 Einordnung der vorliegenden Arbeit.....	5
2.1 Stand der Forschung.....	5
2.2 Konkretisierung der Zielsetzung.....	10
3 Grundlagen der Reibkorrosion und Reibdauerbeanspruchung	12
3.1 Begriffsdefinitionen.....	12
3.2 Die Entstehung von Reibkorrosion und Reibdauerbeanspruchung.....	13
3.3 Der Einfluss des Schlupfes auf die Dauerhaltbarkeit	16
3.4 Der Einfluss der Flächenpressung auf die Dauerhaltbarkeit	19
3.5 Weitere Einflussfaktoren auf die Dauerhaltbarkeit	20
3.6 Die Abhängigkeit von Schlupf und Flächenpressung	21
4 Modelle zur Bewertung der Reibkorrosion	23
4.1 Bewertung mittels Nennspannung	23
4.2 Bewertung mittels spezifischer Reibarbeit	23
4.3 Bewertung von Pressverbindungen nach Leidich	24
4.4 Bewertung nach Ruiz und Chen	26
5 Drehmomentübertragung in Pressverbindungen	29
5.1 Grundlagen	29
5.2 Spannungen in den Bauteilen	30
5.3 Reibungszahlen von Pressverbänden.....	31
5.4 Der Mechanismus der Drehmomentübertragung in Pressverbindungen.....	32
5.4.1 Die Drehmomentübertragung ohne örtliches Gleiten	33
5.4.2 Die Drehmomentübertragung mit lokalem Gleiten	34
5.4.3 Die Drehmomentübertragung beim Durchrutschen der Welle.....	37

6	Untersuchungsmethoden	39
6.1	Versuchskonzept.....	39
6.2	Prüfstandskonzept.....	41
6.2.1	Konzept für umlaufende Biegung	42
6.2.2	Konzept für die Torsionsbelastung	43
6.2.3	Prüfstandsaufbau und Funktionalität	44
6.2.4	Verwendete Probenform.....	51
6.2.5	Messdatenerfassung und Überwachung im Dauerbetrieb.....	53
6.2.5.1	Temperaturmessung	53
6.2.5.2	Drehzahlmesser mit Erfassung der Lastspielzahl	53
6.2.5.3	Überwachung des Belastungsniveaus	54
6.2.6	Probenaufnahme für unterschiedliche Randbedingungen.....	55
6.2.6.1	Naben- und Wellenform für reine Torsionsbelastung	55
6.2.6.2	Funktionalität des Probenhalters für unterschiedliche Momentenableitungen.....	57
6.3	Verdrehvorrichtung zur Ermittlung der Reibungswerte.....	59
6.4	Experimentelle Schlupfmessung	62
6.4.1	Funktionsprinzip der Schlupfmessung.....	63
6.4.2	Aufbau der Schlupfmessung	64
6.4.2.1	Aufbau der Messvorrichtung mit Belastungseinheit	64
6.4.2.2	Aufbau und Funktionsweise des Messmittelhalters.....	66
6.4.3	Aufzeichnung von Hysteresekurven	70
6.5	Herstellung mit Vermessung und Fügen der Proben.....	72
7	Finite-Elemente-Methode.....	75
7.1	Simulation des Fügevorganges.....	76
7.2	Die generierten Relativbewegungen in der Pressfuge	77
7.3	Die Lasten und Randbedingungen	79
8	Ergebnisse der numerischen Berechnungen	81
8.1	Übermaßverläufe von spannungshomogenisierten Pressverbindungen	82
8.2	Ergebnisbetrachtung der Spannungshomogenisierung.....	89
8.2.1	Schlupf bei Variation der Nabengeometrie und des Nabenwerkstoffes.....	89
8.2.2	Empirische Schlupfberechnung spannungshomogenisierter PV	94
8.2.3	Spezifische Reibenergie und FFDP bei glatter Welle	96
8.2.4	Untersuchungen bei Variation des Wellenabsatzes	104
8.2.5	Empirische Schlupfberechnung bei Einsatz von Wellenschultern	107
8.2.6	Spezifische Reibenergie und FFDP mit Wellenabsatz	113

8.3	Abgesetzte Welle mit Freistich und Entlastungskerbe	119
8.4	Radien-Fasen-Korrektur.....	121
8.5	Lokale Veränderung des Reibwertes	127
8.6	Zusammenfassung der numerischen Ergebnisse	132
9	Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen.....	133
9.1	Aufgezeichnete Hysteresekurven.....	135
9.1.1	Jungfräulicher Pressverband.....	135
9.1.2	Pressverband nach dynamischer Belastung	143
9.1.2.1	Untersuchungen am konventionellen Pressverband.....	143
9.1.2.2	Untersuchungen am optimierten Pressverband.....	149
9.2	Mikroskopische Untersuchungen der Proben	153
10	Interpretation der Ergebnisse	160
11	Zusammenfassung	162
12	Ausblick.....	164
Literatur		166

Bezeichnungen und Formelzeichen

Kurzzeichen	Einheit	Benennung
D_{aA}	mm	Außendurchmesser des Außenteils (Nabe)
D_F	mm	Fügedurchmesser des Zylinderpressverbandes (Nennmaß)
D_{iA}	mm	Innendurchmesser des Außenteils (Nabe)
D_{il}	mm	Innendurchmesser des Innenteils (Welle)
E	MPa	Elastizitätsmodul
E_A	MPa	Elastizitätsmodul des Außenteils
E_I	MPa	Elastizitätsmodul des Innenteils
F_{ax}	N	Axiale Lösekraft
F_N	N	Normalkraft
F_R	N	Reibkraft
F_t	N	Umfangskraft
F_Z	N	Zugbeanspruchung
G	MPa	Glättung
G_A	MPa	Schubmodul des Außenteils (Nabe)
G_I	MPa	Schubmodul des Innenteils (Welle)
K		Hilfsgröße
k		Steifigkeitsmatrix
K_{RC}		Fretting Damage Parameter
K_{tDW}		Korrekturfaktoren bei Wellenschultervariation
K_{tTR}		Korrekturfaktoren bei Belastungsvariation
K_{tTR}^*		Korrekturfaktoren in Abhängigkeit der Wellenschulter
K_V	m^3/Nm	Verschleißrate
l	mm	Nabenlänge
l_F	mm	Fügelänge, Länge der Fuge
N_{ertr}		Lastspielzahlen bis zur Reibermüdung
p	MPa	Druck
P		Vektor der Elementkräfte
p_F	MPa	Fugendruck
Q_A		Durchmesserverhältnis des Außenteils (Nabe)
Q_I		Durchmesserverhältnis des Innenteils (Welle)
r	mm	Übergangsradius
R		Spannungsverhältnis
r, φ, z		Zylinderkoordinaten
R_{eA}	MPa	Streckgrenze des Außenteils (Nabe)

R_{el}	MPa	Streckgrenze des Innenteils (Welle)
R_{ZA}	mm	gemittelte Rautiefe der Fugenfläche des Außenteils
R_{ZI}	mm	gemittelte Rautiefe der Fugenfläche des Innenteils
s	mm	Schlupf
s^*	μm	Unschädlicher Grenzschlupf
s_{NKLeid}	μm	Schlupf an der Nabenkante nach Leidich
s_{NKop}	μm	Schlupf an der Nabenkante von optimierten PV
S_r		Sicherheitszahl gegen Rutschen
s_{zul}	mm	zulässiger Schlupf
t	mm	Schlupftiefe
T	Nm	Übertragbares Drehmoment
t_F	mm	Fasentiefe
T_{gr}	Nm	Grenzmoment
T_{gr}^{**}	Nm	Restdrehmoment
T_R	Nm	Rutschmoment
T_R^{**}	Nm	Abgegebenes Drehmoment
T_T	Nm	Belastetes Drehmoment
U	mm	(rechnerisches) Übermaß
U_w	mm	wirksames Übermaß
W_{spez}	N/mm	Spezifische Reibenergie
x, y, z		kartesisches Koordinatensystem
z	mm	Variable in Achsrichtung
α	°	Steigungswinkel
$\beta_{\sigma, \tau}$		Kerbwirkungszahlen
δ	mm	Relativverschiebung
δ_s	μm	Toleranzbereich
Δ	mm	Fasenhöhe am Rand
Δr	mm	Relative Verschiebung
$\eta_{gr_t}^*$		Gütefaktor nach Müller
η_{gr_t}		Gütefaktor nach Leidich
$\eta_{gr_{mod t}}^*$		Modifizierter Gütefaktor nach Leidich
φ_0	°	Verdrehwinkel
φ_0	°	Verdrillung einer freien Welle
φ_A	°	Verdrehwinkel des Außenteils (Nabe)
φ_I	°	Verdrehwinkel des Innenteils (Welle)
λ_σ		Kennwert

μ		Reibbeiwert, Reibungskoeffizient, Reibungszahl
μ_{ll}		Reibwert beim Lösen in Längsrichtung
μ_{lu}		Reibwert beim Lösen in Umfangsrichtung
μ_{rl}		Reibwert beim Rutschen in Längsrichtung
μ_{ru}		Reibwert beim Rutschen in Umfangsrichtung
ν		Querkontraktionszahl, Querdehnzahl
ν_A		Querkontraktionszahl des Außenteils (Nabe)
ν_I		Querkontraktionszahl des Innenteils (Welle)
ρ		Vektor der Elementverschiebung
σ_1	MPa	1. Hauptnormalspannung
σ_a	MPa	Spannungsamplitude
σ_{AK}	MPa	Ertragbare Spannungsamplitude
σ_{bw}	MPa	Biegewechselspannung
σ_{DR}	MPa	Reibdauerhaltbarkeit
σ_L	MPa	Lamédruck
σ_m	MPa	Mittlespannung
σ_r	MPa	Radialspannung
σ_r, φ, z	MPa	Normalspannungen in Zylinderkoordinaten
σ_{rA}	MPa	Radialspannung des Außenteils (Nabe)
σ_{raA}	MPa	Radialspannung des Außenteils (Nabe) außen
σ_{ral}	MPa	Radialspannung des Innenteils (Welle) außen
σ_{rl}	MPa	Radialspannung des Innenteils (Welle)
σ_{riA}	MPa	Radialspannung des Außenteils (Nabe) innen
σ_{ril}	MPa	Radialspannung des Innenteils (Welle) innen
σ_{Schlupf}	MPa	Hauptnormalspannung in Schlupfrichtung
σ_t	MPa	Tangentialspannung
σ_{tA}	MPa	Tangentialspannung des Außenteils (Nabe)
σ_{taA}	MPa	Tangentialspannung des Außenteils (Nabe) außen
σ_{tal}	MPa	Tangentialspannung des Innenteils (Nabe) außen
σ_{tl}	MPa	Tangentialspannung des Innenteils (Welle)
σ_{tiA}	MPa	Tangentialspannung des Außenteils (Nabe) innen
σ_{til}	MPa	Tangentialspannung des Innenteils (Welle) innen
σ_v	MPa	Vergleichsspannung
σ_{vmax}	MPa	maximale Vergleichsspannung
$\sigma_{x, y, z}$	MPa	Normalspannungen in kartesischen Koordinaten
τ_r	MPa	Schubspannung beim Durchrutschen
τ_{rt}	MPa	Reibschubspannungen
$\tau_{r\varphi, \varphi z, rz}$	MPa	Schubspannungen in Zylinderkoordinaten

τ_{tn}	MPa	Nenntorsionsspannung
$\tau_{xy, yz, xz}$	MPa	Schubspannungen in kartesischen Koordinaten
ξ_w		bezogenes wirksames Übermaß

Tiefgestellte Indizes

0	Bezugsgröße
A	Außenteil
a	außen
c	Bruch im Nabenbereich
El	Element
Fa	Fase
I	Innenteil
i	innen
j	Fortlaufendes Element
Kn	Knoten
Leid	nach Leidich
N	Nabe
NK	Nabenkante
op	optimiert
r	radial
Sk	scharfkantig
t	tangential
W	Welle

Abkürzungen

ESZ	Ebener Spannungszustand
FE	Finite Elemente
FEM	Finite Element Methode
FFDP	Fretting Fatigue Damage Parameter
GEH	Gestaltänderungsenergiehypothese
PV	Pressverbindung(en)
RDB	Reibdauerbeanspruchung
WNV	Welle-Nabe-Verbindung
DMS	Dehnungsmessstreifen

Abstract

This work presents the results of experimental and numerical investigations, showing how changes in the topography of the contact surface of cylindrical pressed shaft-hub connections lead to stress optimization effects which considerably reduce the occurrence of stress peaks and fretting fatigue at the hub edge. This homogenization of stress is realized by a variable interference along the axial length of the connection.

The key objective of the research at hand was to establish a holistic methodology for the examination of shaft-hub connections subjected to torsional load which would enable direct comparison of numerical and experimental results. Within the framework of the research, an innovative test bench concept with standing still specimen allowing two standing shaft-hub connections to be tested simultaneously was developed for dynamic experimentation. Extremely flexible in deployment, the new test bench is suitable for performance of a wide variety of torsion tests. In addition, a circumferential bend may be superimposed in parallel. For further experimental investigations, a device was developed for usage in calculating the integral friction value in circumferential direction. An advanced approach for measurement of the relative movement at the hub edge was introduced to quantify the change in friction characteristic at the hub edge before and after application of dynamic stresses.

Numerical results of stress-optimized pressed connections evidence an increase in slip at the hub edge with the subsequent reduction in pressure at this location leading to a significant drop in specific friction energy for all the pressed connections examined. Results for smooth shafts showed that the specific friction energy was reduced to under half the original value, while for shafts with shoulder fillets the figure decreased to even lower than one-fourth. When special transitions between the chamfers of the shafts at the hub edge were investigated using various groove shapes, these also showed a clear reduction in friction energy.

To analytically compute the slip for stress-strain homogenized pressed connections, an analytical formula proposed by Leidich /LEIDICH83/ has been used to calculate correction curves for the pressed connections investigated, multiplying them to derive the slip.

Furthermore, this work presents correction curves which have been found suitable for the analytical calculation of slip as a function of the shaft shoulder.

To adapt the optimal press fit, an approximation using radius-chamfer correction was carried out. Results showed that the press fit interference at the hub edge is the crucial factor for a reduction in the specific friction energy with the further interference playing only a subordinate role. Hence, it follows that a reduction in fretting fatigue may be achieved by correct design of the chamfer height at the hub edge.

For the first time ever, the local friction value at the slip zones within the contact surface was increased in increments to represent changes in the real friction conditions. Compared to the integral friction values, this adjustment of the local friction value resulted in an increase in slip of no more than 1 μm .

Employing direct benchmarking techniques before and after dynamic stress testing, the experimental slip measurement approach determined a sharp reduction in slip amplitudes. Then using analytic equations, the adapted local friction value can be calculated for both the conventional and stress-optimized pressed connections. Before applying the load, the friction values ranged between 0.3 and 0.4 with a measured roughness depth of $R_z = 5 \mu\text{m}$. The friction values rose up to 0.7 while the load was applied and remained constant. This increase in the friction value is significantly greater for smooth specimens, thus resulting in direct friction fusing at the hub edge.

Since a pressed connection is designed in a range under the slip torque threshold, these results imply that a much higher friction value can be assumed for the design than recommended in the relevant industrial norms DIN 7190 /DIN7190_01/ due to the fact that when dynamic stresses are applied a stationary status comes into being within the friction characteristic. Consequently, the stick-slip thresholds would also seem to be set too high for the specimens tested as these parameters were calculated on the basis of too low (local) friction values. There is therefore no evidence to conclude that, even for slip less than 0.5 μm , a pressed connection will be fatigue resistant. And this would seem to be underpinned by examinations of worn pressed connections where damage occurred after a number of years. This work arrives at the conclusion that assured design is only possible in pressed connections which do not evidence relative movement between the shaft and the hub.

1 Einleitung und Ziele

1.1 Problemstellung der Arbeit

Infolge der in den letzten Jahren aufkommenden Globalisierung der internationalen Märkte hat sich der Druck auf die jeweiligen Produktentwickler stark verändert. Die Bedeutung der Begriffe Zuverlässigkeit in der Anwendung, Kostenreduktion in der Herstellung und Einsatz von naturnahen Werkstoffen sowie Ausnutzbarkeit der Materialien ist durch diesen internationalen Konkurrenzdruck von enormer Wichtigkeit. Infolge dieses Wandels ist der frühzeitige Einsatz von rechnerischen Festigkeitsnachweisen für eine zuverlässige Anwendung und eine schnellere Produktentwicklung maßgebend für den Erfolg jedes Unternehmens. Die erforderliche beanspruchungsgerechte Bauteilgestalt verbunden mit einer hohen Ausnutzung der Materialien muss diesen gestiegenen Anforderungen gerecht werden.

Für Welle-Nabe-Verbindungen (WNV), die in hoch dynamischen Belastungsbereichen betrieben werden, ist der Wunsch nach einer zuverlässigen Verbindungsart für die heutigen Anforderungen unerlässlich. Der Einsatz solcher Reib- und Formschlussverbindungen unterliegt oft allerdings der Gefahr des Auftretens von Reibkorrosion und dem damit verbundenen Reibdauerbruch. Bild 1.1 zeigt an einer Antriebswelle das Erscheinungsbild einer reibdauerbeanspruchten Fläche nach Demontage einer angeschraubten Nabe.



Bild 1.1: Reibdauerbeanspruchung an einer Welle nach Demontage der Nabe

Die Reibdauerbeanspruchung entsteht infolge immer wiederkehrender lokaler Relativbewegungen in hochbelasteten Kontaktzonen zweier Bauteile. Die dabei auftretende Reibkorrosion ist das äußere Erscheinungsbild einer tribologischen Beanspruchung, die durch den Verschleiß an der Oberfläche und die Bildung von Oxidationspartikeln mit einer damit zusammenhängenden Rissbildung zu einer Verringerung der Lebensdauer und schließlich zum Bauteilversagen führt. Infolge dieser Rissbildung und der anschließenden Rissfortpflanzung entstehen die sogenannten Reibermüdungsbrüche bzw. Reibdauerbrüche, die erheblichen volkswirtschaftlichen Schaden verursachen. Ein derartiges Phänomen tritt bei sehr vielen Anwendungsfällen auf. Um nur ein paar wenige Beispiele zu nennen: Pressverbindungen, Polygonverbindungen, Passfederverbindungen und Kerbverzahnungen oder auch die Wellenflanschkupplungen.

Die wichtigsten Einflussgrößen dieser Reibdauerbeanspruchung sind die Interaktion von extrem hoher Belastung (Pressung) und gleichzeitigen Relativbewegungen (Schlupf) in den Kontaktzonen (Bild 1.2).

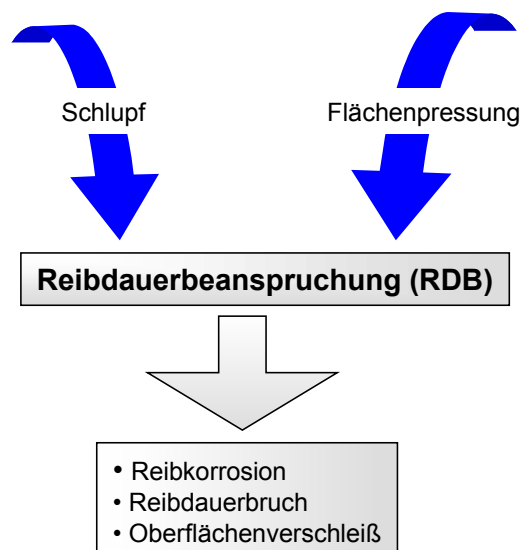


Bild 1.2: Schwerpunktmäßige Einflussfaktoren dieser Untersuchung

Ein wesentliches Merkmal der Reibdauerbrüche besteht darin, dass dieses Versagen auch noch nach dem Erreichen der eigentlichen Dauerfestigkeitsgrenzen festgestellt wird. Eine eindeutige Gestaltfestigkeit wäre nur dann gegeben, wenn eine der beiden Einflussgrößen eliminiert wäre. Bereits Leidich /LEIDICH83/, /LEIDICH88/, /LEIDICH98/ legte Schlupfwegbegrenzungen an Pressverbindungen fest, um eine zuverlässige Berechnungsmethode im Hinblick auf die Vermeidung von Reibkorrosion zu erreichen.

1.2 Zielsetzung und Einschränkung

Ziel dieser Arbeit ist es, die Flächenpressung an der Nabenkante deutlich zu reduzieren, um damit die Gefahr der Reibkorrosion bzw. eines Dauerbruchs zu senken. Die Lösungsidee besteht darin, die Fugenoberfläche an zylindrischen Pressverbindungen mit einer topografisch veränderten Kontaktoberfläche auszuführen. Durch diese Topografische Veränderung werden die Radialspannungen innerhalb der gesamten Fugenlänge homogenisiert. Die auftretenden Spannungsspitzen an den Nabenkanten werden infolge der topografischen Veränderung der Kontaktflächen eliminiert bzw. verringert. Somit wird durch eine optimale Übermaßverteilung eine homogene Radialspannung innerhalb der gesamten Kontaktfläche erzeugt und eine deutliche Reduzierung der Spannungsspitzen an der Nabenkante verursacht.

Der Autor sieht diesen homogenen Spannungszustand infolge einer veränderlichen Übermaßverteilung als optimiert an, da infolge dieser Übermaßverteilung die Spannungsspitzen abgebaut werden, und bezeichnet diesen Pressverband innerhalb dieser Arbeit als optimierten Pressverband.

Ein hervorgerufener höherer Schlupf durch das Fehlen der Spannungsspitzen vergrößert die Gefahr des Reibdauerbruchs und wirkt der reduzierten Spannung entgegen. Dieser negative Effekt der Spannungshomogenisierung soll innerhalb dieser Arbeit untersucht werden. Aufgabe dieser Untersuchungen ist es, einen Zusammenhang zwischen der Spannungshomogenisierung und der Schlupfwegveränderung herzustellen. Weiterhin werden die Reibwerte bei nicht spannungsoptimierten und spannungsoptimierten PV ermittelt, um die Reibverhältnisse beim Zusammenspiel zwischen Schlupf und Flächenpressung zu verifizieren.

1.3 Vorgehensweise und Struktur der Arbeit

Unter Einbeziehung praxisrelevanter geometrischer und technischer Kenngrößen soll das Verhalten von spannungsoptimierten und zylindrischen PV unter Torsionsbelastung experimentell sowie numerisch untersucht werden. Dabei wird folgende Vorgehensweise zur Erreichung der Zielsetzung gewählt:

- Numerische Berechnung von nicht spannungsoptimierter und spannungsoptimierter PV; Ermittlung der Schlupfzunahme unter Torsionsbelastung.

- Aufbau eines Prüfstandes zur dynamischen Untersuchung torsionsbelasteter PV.
- Inbetriebnahme einer experimentellen Schlupfmesseinrichtung zur Ermittlung der Relativbewegung an der Nabenkante.
- Aufbau einer Verdrehvorrichtung zur Ermittlung des Reibwertes in Umfangsrichtung.
- Ermittlung von Korrekturkurven zur numerischen Berechnung der Schlupfwege spannungsoptimierter PV.

Die Gliederung der vorliegenden Arbeit ist in Bild 1.3 in schematischer Darstellung dargestellt.

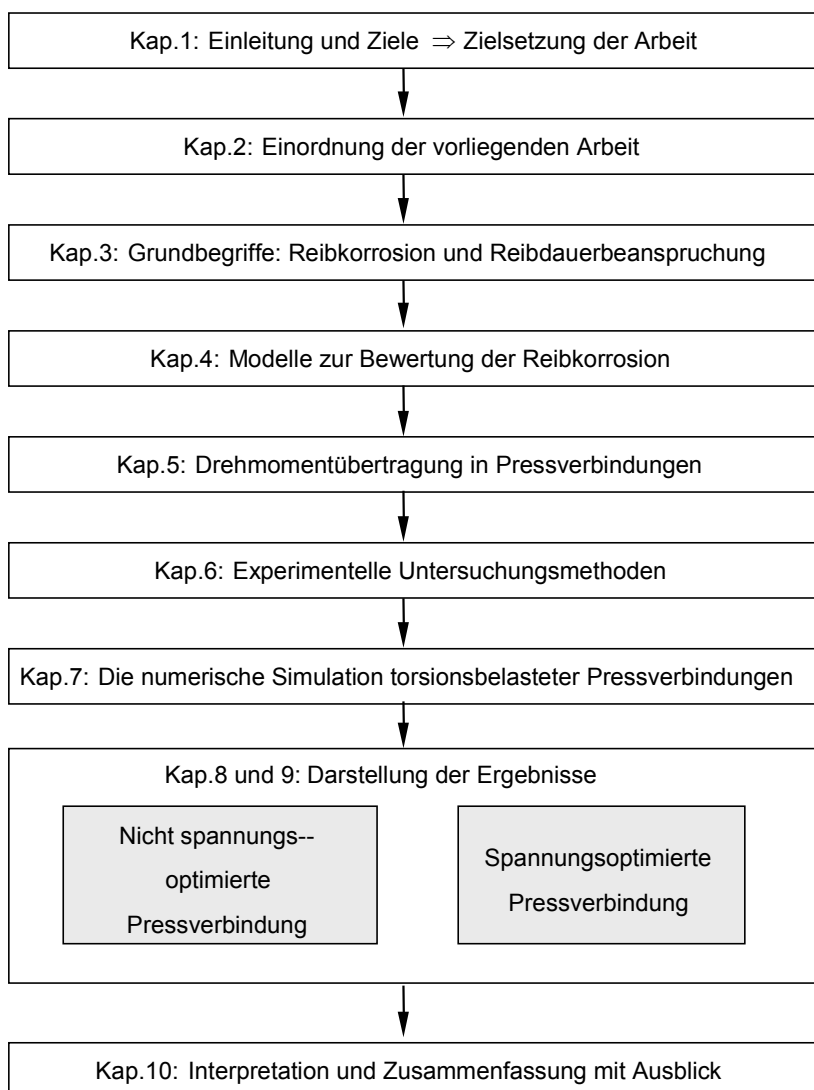


Bild 1.3: Gliederung der vorliegenden Arbeit

2 Einordnung der vorliegenden Arbeit

Reibkorrosion bzw. Reibdauerbruch sind häufig auftretende Schadensfälle bei gefügten Bauteilen, die große volkswirtschaftliche Schäden verursachen. Im nachfolgenden Kapitel wird der allgemeine Stand der Forschung zu dem Thema Reibkorrosion bzw. Reibdauerbeanspruchung bei PV aufgezeigt. Darin wird ein Überblick über die bestehende Untersuchungen zu diesem Thema aufgezeigt.

2.1 Stand der Forschung

Die ersten von Eden /EDEN11/ stammenden Veröffentlichungen zu dem Erscheinungsbild der Reibkorrosion gehen auf das Jahr 1911 zurück. Eden stellt Schwingungsverschleiß an eingespannten biegebelasteten Rundproben an den Probenaufnahmen fest. Zur Erforschung dieser Schädigung führte Tomlinson 1927 /TOMLINSON27/ erste Experimente an belasteten Kugelkontaktflächen bei oszillierenden Bewegungen durch. Im Jahre 1934 veröffentlichte Wunderlich /WUNDERLICH34/ eine umfassende Arbeit über Entstehung der Reibdauerbeanspruchung und die Auswirkungen auf Nabensitze, Einspannstellen und Kraftangriffspunkte und zeigte konstruktive und technologische Möglichkeiten zur Reduzierung auf. Von einer weiteren Verbesserung der Reibdauerbeanspruchung infolge Oberflächenschutzschichten wird von Wiegand /WIEGAND40/ im Flugzeugbau 1940 an gepaarten Maschinenbauteilen berichtet.

Die Arbeiten von Waterhouse /WATERHOUSE77/, /WATERHOUSE92/, /WATERHOUSE94/ und Kuno /KUNO89/ liefern Erkenntnisse über die Einflussparameter der Reibkorrosion und Reibdauerbeanspruchung, geben Verbesserungsmöglichkeiten durch adäquate Werkstoffwahl an und untersuchen die Einflussparameter diverser Beschichtungsvarianten. Sie stellten fest, dass Kugelstrahlen die Reibdauerbeanspruchung durch die erzeugten harten Oberflächenschichten deutlich verringert und eine weiche Kupfer-Nickel-Schichten positive Auswirkungen infolge des niedrigeren Reibwertes haben. Weiterhin ist eine Oberflächenbehandlung der Kontaktpartner mit MoS₂ sinnvoll. Das Verändern des Oberflächengefüges infolge Diffusion von Stoffteilen (Nitrieren, Karbonisieren) erhöht die Beständigkeit gegen Schwingungsverschleiß infolge der Druckeigenspannungen deutlich. Waterhouse stellte weiterhin fest, dass die Werkstofffestigkeit gegen Reibdauerbeanspruchung von ihrer Kerbempfindlichkeit abhängig ist und daher von der

Zugfestigkeit wenig beeinflusst wird. Eine Optimierung im Hinblick auf die Schwingfestigkeit ist nach seinen Untersuchungen nur infolge einer konstruktiven Änderung sinnvoll. Andere Arbeiten und Untersuchungen von Nix und Lindley /NIX85/, /NIX88/, Rooke /ROOKE88/, /ROOKE89/ und Nowell und Hills /NOWELL90/, /NOWELL94/ sind sehr auf die Grundlage der Entstehung der Reibdauerbeanspruchung ausgerichtet.

Weitere Untersuchungen zum Thema Reibkorrosion wurden von japanischen Autoren Nishioka und Hirakawa /NISHIOKA68/, /NISHIOKA69A/, /NISHIOKA69B/, /NISHIOKA69C/ sowie Hattori /HATTORI81/, /HATTORI88/ durchgeführt. Sie führten hauptsächlich Versuche an biege- und torsionsbelasteten Proben durch, wobei der Einfluss des Überhanges an den Naben sowie die Entlastungskerven an den Wellen im Vordergrund standen. Sie zeigten den Einfluss des Reibkoeffizienten auf die Mikroverschweißungen sowie Rissentstehung und Rissfortgang an den reibdauerbeanspruchten Kontaktflächen.

Die Schwingfestigkeits- bzw. Reibdauerbeanspruchungsuntersuchungen wurden experimentell von vielen Autoren mit Hilfe des Modells *Flachstab zwischen Reibkufen* (Bild 4.1) durchgeführt. Der Schwerpunkt der bis dato gemachten Versuche beschränkte sich oft auf die Variation des Werkstoffes oder der Oberflächenbeschaffenheit. Nur sehr wenige Autoren haben die Möglichkeit der konstruktiven Veränderung in ihren Untersuchungen mit einbezogen /NISHIOKA69B/, /NISHIOKA69C/, /HATTORI81/, /HATTORI88/, /HERTEL69/. Die Anwendbarkeit der gewonnenen Ergebnisse auf andere Maschinenbauteile wie z.B. auf die Pressverbindung war bisher nur sehr begrenzt möglich.

Grundlegende Arbeiten zum Thema Reibdauerbeanspruchung und Reibdauerbruch wurden nacheinander von den deutschsprachigen Autoren Funk /FUNK68/, Julius /JULIUS72/ und Kreitner /KREITNER76/, /KREITNER77/ veröffentlicht und dienen als Grundlagenwerk auf diesem Gebiet. Für die experimentellen Versuche wurde das Modell *Flachstab zwischen Reibkufen* herangezogen. Darin untersuchten sie die Reibdauerhaltbarkeit in Abhängigkeit von der Lastspielzahl bei veränderlichem Schlupf bzw. bei unterschiedlichen Pressungen. Die Ergebnisse zeigen, dass eine 100%-ige Überlebenswahrscheinlichkeit bei reibdauerbeanspruchten Bauteilen nicht erwartet werden kann, da ein Bruch auch nach Erreichen der „klassischen Dauerhaltbarkeit“ auftreten kann. Bei diesen Arbeiten werden unterschiedliche Werkstoffpaarungen und Werkstoffbehandlungen untersucht und konstruktive Hinweise für die Verringerung dieses Schwingungsverschleißes gegeben. Speziell die beiden Haupteinflussfaktoren (Größe der Flächenpressung, Schlupfweg) werden bei diesen Untersuchungen eingehend va

riert und deren Einfluss aufgezeigt. Deutlich ist bei diesen Ergebnissen erkennbar, dass sowohl die Pressung als auch der Schlupf einen relevanten Einfluss auf die Reibdauerbeanspruchung haben.

Häusler /HÄUSLER74/, /HÄUSLER76/ führte systematische numerische Berechnungen an Pressverbindungen durch, um den Einfluss der Dauerhaltbarkeit bei veränderter Naben- und Wellengeometrie beurteilen zu können. Schwerpunkt bei seinen Untersuchungen waren die dünn auslaufenden Naben, die Variation des Elastizitätsmoduls sowie der Wellenabsatz. Zur Reduzierung der Spannungsspitze wurden innere und äußere Einstiche an der Nabe berücksichtigt. Für alle untersuchten Pressverbindungen berechnete Häusler den Verlauf des Fugendrucks, den Gleitweg an der Nabenkante sowie die Länge der Schlupftiefe.

Leidich entwickelte in seinen Arbeiten /LEIDICH83/, /LEIDICH88/ /LEIDICH98/, Auslegungsgleichungen von belasteten Pressverbindungen (PV), die bis heute Stand der Technik sind. Er untersuchte als Neuerung die ertragbare Reibarbeit an der Nabenkante, die den auftretenden Schlupf mit der Spannungsüberhöhung an der Nabenkante einbezieht. Weiterhin wird eine Grenzbelastung M_{gr} entwickelt, ab welcher die Reibermüdungsbrüche nicht ausgeschlossen werden können. Als weiteres Kriterium gibt Leidich einen noch unschädlichen Grenzschlupf $(s/D_F)_{gr}$ an der Nabenkante an, ab dem keine Schädigung zu erwarten ist.

Der Einfluss unterschiedlicher PVD-Schichten bei Stahl und Titan auf den Schwingungsverschleiß wurde von Broszeit und Adam /ADAM81/, /BROSZEIT77/, /BROSZEIT85/, /BROSZEIT87/ erforscht und führte zu einer Steigerung der Lebensdauer. In neueren Untersuchungen erforschte Friedrich /FRIEDRICH00/ den Einfluss von PVD-Schichtsystemen in der Kontaktmechanik, die im Vergleich zum Grundwerkstoff höhere mechanische Eigenschaften wie z.B. höheren E-Modul und größere Festigkeit aufweisen. In seinen numerischen Untersuchungen stellte er analytische Ansätze für die Berechnung solcher Kontaktpaarungen auf und zeigte die unterschiedlichen Spannungsverläufe bei Punktkontakt bzw. Linienkontakt solcher beschichteten Oberflächen.

Ein wesentlicher Einflussfaktor auf die Bildung von Reibkorrosion ist der Haftbeiwert in der Trennfuge. Dabei führt die Wahl eines hohen Haftbeiwertes zu einer Reduzierung der Entstehung von Reibkorrosion. Bereits im Jahre 1949 wurde von Mayer /MAYER49/ und Heiß /HEIß49/ der Einfluss von Körnerlagen zur Erhöhung des Haftbeiwertes von

Presspassungen untersucht. Ein Einfluss von Siliziumcarbid, Borcarbid und Diamant als Hartstoffpartikel in der Trennfuge einer Pressverbindung wurde von Peecken /PEEKEN81/ in Abhängigkeit der jeweiligen Körnergrößen bei einem aufgetragenen Drehmoment experimentell untersucht. Er ermittelte infolge dieser verwendeten Hartstoffschichten einen doppelt so großen Haftreibungskoeffizienten und erreichte Werte von über 0,7 mit einem Häufigkeitsmaximum von ca. 0,45. Die Untersuchungen ergaben eine Abhängigkeit vom verwendeten Hartstoff und somit einen großen Einfluss auf die ermittelten Haftbeiwerte. Die Reibwerte liegen bei Borcarbid und Diamant höher als bei Siliziumcarbid. Romanos /ROMANOS86/ untersuchte das Verhalten von Nickel-Diamantbeschichteten Pressverbindungen. Auch er stellte bei zylindrischen Querpressverbindungen unter Biegebelastung deutlich höhere Haftbeiwerte fest. Die Auswertungen der Fugenfläche ergab nach 10^6 Schwingspielen einen Materialübertrag von der Welle auf die Nabe und umgekehrt und somit ein adhäsives Verschweißen in der Lasteinleitungszone der Bauteile. Als Folge konnten die Relativverschiebungen an der Nabenkante reduziert und somit die Gefahr der Reibkorrosion und der Ermüdungsrisse minimiert werden.

Die Erhöhung des Haftkoeffizienten bei Stirnpressverbindungen wurde von Leidich /LEIDICH01/ infolge diamantbeschichteter Pressflächen an torsionsbelasteten Verbindungen untersucht und Haftbeiwertssteigerungen um 100 bis 300 % erreicht. Bei diesen Untersuchungen ist das Coulombsche Reibungsgesetz der klassischen Festkörperreibung infolge des Mikroformschlusses nur eingeschränkt gültig.

Zur Erhöhung der Übertragbarkeit und zur gleichzeitigen Verringerung der Relativbewegung von Pressverbindungen wurde von vielen Autoren die Kombination eines Presssitzes und einer überlagerten stoffschlüssigen Klebverbindung untersucht. Dieses zusätzliche Kleben ermöglicht einen erweiterten Einsatz von Werkstoffen, die wärmearm und somit verzugsfrei zu fügen sind. Die ersten Untersuchungen wurden von Muschard /MUSCHARD83/ und Grunau /GRUNAU87/, /GRUNAU88/ an zylindrischen Pressverbindungen experimentell und numerisch durchgeführt. Aufbauend auf die Erkenntnisse wurde eine Reihe von wissenschaftlichen Untersuchungen bei verschiedenen Belastungsarten (Biegung, Torsion und kombiniert) von klebgeschrumpften Pressverbindungen angefertigt und deren Dimensionierungsgrundlagen untersucht /BERG90/, /BERG91/, /SCHUHT92/, /HAHN94/, /KRICK94/, /HAHN95/, /BÄR95/, /TERSCH93/, /TERSCH96/. Zusammengefasst ist festzuhalten, dass die Festigkeit einer schwingend beanspruchten

Pressverbindungen infolge Kombination mit einer stoffschlüssigen Klebverbindung wesentlich erhöht werden kann. Die Gefahr der Reibungsermüdung solcher kombinierten Fügprozesse ist aber nicht auszuschließen, da der Wellenbruch als dominierendes Versagen auftritt und ein Rissbeginn innerhalb der Verbindung festzustellen ist.

Ein probates Mittel, um bei hochbeanspruchten Pressverbindungen einen hohen Haftbeiwert und somit das örtliche Gleiten bei dynamischer Beanspruchung und damit die Gefahr der Passungsrostbildung zu minimieren, ist das Phosphatieren einer Passfläche. Wächter /WÄCHTER87/, /WÄCHTER88/ untersuchte phosphatierte Passflächen auf Basis von Phosphorsal P150 und stellte einen Öltransport innerhalb der Phosphatschichten fest, wodurch ständig Öl in der Passfuge von Pressverbindungen auftritt. Weitere Untersuchungen von phosphatbeschichteten Passflächen wurden von Gropp /GROPP91/, /GROPP97A/, /GROPP99A/ und Pursche /PURSCHE83/, /PURSCHE85/ an zylindrischen Pressverbindungen durchgeführt. Sie stellten eine Erhöhung der Übertragungsfähigkeit auf mindestens 200 Prozent gegenüber geschmiert gefügten konventionellen Pressverbindungen fest und konnten höhere Haftbeiwerte ermitteln. Die Gefahr der Reibkorrosion infolge von reibdauerbeanspruchten Flächen konnte bei dynamisch-örtlichem Wechselgleiten vermindert werden und das Fressen sowie die Stick-Slip-Erscheinungen beim Fügen von Längspressverbindungen vermieden werden. Eine Erhöhung der Zuverlässigkeit und die Betriebssicherheit infolge der phosphatbeschichteten Passflächen wurde von den Autoren bestätigt.

Ruiz und Chen /RUIZ86/ führten Schwingungsverschleißversuche an einer Schwalbenschwanz-Verbindung durch, wobei sie die Kennwerte K_{RC1} und K_{RC2} nachwiesen, die den Ort der maximalen Oberflächenschädigung sowie der Ort des Anrisses bestimmbar machen. Zur Bestimmung des Kennwerts K_{RC1} wird der Schlupf mit der Reibschubspannung und für die Ermittlung von K_{RC2} der Kennwert K_{RC1} zusätzlich mit der 1. Hauptnormalspannung multipliziert. Diese Kennwerte wurden u.a. von Göttlicher /GÖTTLICHER94/, /ZIAEI97/, /ZIAEI98/, /ZIAEI02/, /WINTERFELD98/ bei Polygonprofilen und Oldendorf /OLDENDORF99/ bei Passfederverbindungen bestätigt.

Die bisher gewonnenen experimentellen und numerischen Forschungserkenntnisse ergaben noch keine einheitliche quantitative Beschreibung der Lebensdauererminderung der untersuchten realen Bauteilstrukturen, die das Auftreten der Reibkorrosion vorhersagbar macht. Die Ursache ist zum einen in den diversen geometrischen Modellversu

chen und zum anderen in den unterschiedlichen Belastungen zu suchen. Zusätzlich kommen auch noch die in den jeweils durchgeführten Versuchen sich ändernden Parameter wie z.B. Pressung und Rauheiten hinzu, die eine Vergleichbarkeit erschweren.

2.2 Konkretisierung der Zielsetzung

Ziel dieses Forschungsvorhabens ist es, eine ganzheitliche Untersuchungsmethodik für WNV unter Torsionsbelastung aufzubauen, die das gesamte experimentelle und numerische Untersuchungsprogramm von Beginn der Probenfertigung bis zu den experimentellen und den numerischen Ergebnissen umfasst. Darin sollen möglichst alle denkbaren Belastungsfälle und Randbedingungen der WNV enthalten sein. Diese Untersuchungsmethodik wird am Beispiel von spannungsoptimierten zylindrischen Pressverbindungen aufgezeigt.

Ein weiteres Ziel dieser Untersuchungen ist es, das Auftreten der Reibkorrosionsercheinungen deutlich zu reduzieren und damit die Lebensdauer und Funktionssicherheit zylindrischer PV unter Torsionsbelastung zu steigern. Es wird angestrebt, die Bauteile spannungshomogenisiert, infolge einer neuartigen topografisch gestalteten Fugengeometrie besser, d. h. gleichmäßiger auszunutzen, um dadurch die Gefahr des Reibdauerbruches zu reduzieren. Die zu untersuchenden Verfahren eröffnen darüber hinaus die Möglichkeit, vermehrt spröde Nabenwerkstoffe wie z. B. Keramik einzusetzen. Dadurch wird das Einsatzgebiet von Pressverbindungen in Kombination mit modernen neuen Werkstoffen merklich erweitert.

Wie bereits erläutert, ist ein wichtiger Einflussfaktoren für den Reibdauerbruch von Pressverbindungen der auftretende Schlupf zwischen Welle und Nabe an der Nabenkante. Die Spannungsüberhöhung an der Nabenkante vermindert den Schlupf, hat aber infolge der erhöht auftretenden lokalen Pressung bedeutende Nachteile im Hinblick auf die Bildung von Mikrorissen und damit auf den Reibdauerbruch.

Der dargestellte Stand der Forschung zeigt, dass diese Spannungsüberhöhungen bei allen bisherigen Reibdauerbeanspruchungsuntersuchungen mit berücksichtigt wurden, d. h. es wurden keine topografische Maßnahmen direkt an der Fugengeometrie ergriffen, um diese zu reduzieren.

Die Zielsetzung der vorliegenden Arbeit ist folgende:

1. Infolge einer topografischen Veränderung der Fugenfläche (variables Übermaß) die Spannungsspitzen an der Nabenkante abzubauen, d. h. die Spannungen werden über die Länge der Verbindung homogenisiert.
2. Den Einfluss des erhöhten Schlupfes auf die Lebensdauer durch die Spannungshomogenisierung zu untersuchen und das Zusammenwirken einer homogenisierten Spannung und der erhöhten Relativbewegung aufzuzeigen. Die Spannungshomogenisierung bewirkt folgende Effekte an der Nabenkante:
 - der Schlupf wird vergrößert → Steigerung der Reibdauerbeanspruchung,
 - die lokale Pressung wird vermindert → die Gefahr von Mikroanrissen wird verringert → Minderung der Reibdauerbeanspruchung.

Die Auswirkung dieser gegenläufigen Effekte auf die Reibdauerbeanspruchung sind innerhalb dieser Arbeit zu untersuchen. Ein weiterführendes Ziel ist die Ermittlung von Reibwerten, da diese einen direkten Einfluss auf die Relativbewegung zwischen Nabe und Welle haben.

3 Grundlagen der Reibkorrosion und Reibdauerbeanspruchung

3.1 Begriffsdefinitionen

In einigen Fällen treten bei kraftschlüssigen WNV weit unterhalb der Dauerfestigkeit Dauerbrüche auf, die von den Oberflächenbereichen innerhalb der Verbindung mit Reibdauerbeanspruchung ausgehen. Die Ursache dieses Auftretens ist eine komplexe Oberflächenbeanspruchung, die von Funk /FUNK68/ und Julius /JULIUS72/ mit dem Begriff der Reibdauerbeanspruchung deklariert wurde. Wesentliche Einflussfaktoren einer Reibdauerbeanspruchung setzen sich zusammen aus hoher Flächenpressung und einer wechselnden Schubspannung infolge kleinster Scheuerbewegungen (Relativbewegung) der gepaarten Oberflächen /KREITNER77/.

Die Folge der Reibdauerbeanspruchung bei dynamisch belasteten Bauteilen ist zum einen das Auftreten der Reibkorrosion als Oberflächenschaden und zum anderen eine erniedrigte Dauerhaltbarkeit infolge eines Reibdauerbruches.

In DIN ISO 8044 /DINISO8044_01/ werden die Begriffe Korrosion der Metalle und Reibkorrosion wie folgt definiert:

Korrosion: Physikochemische Wechselwirkung zwischen einem Metall und seiner Umgebung, die zu einer Veränderung der Eigenschaften des Metalls führt und die zu erheblichen Beeinträchtigungen der Funktion des Metalls, der Umgebung oder des technischen Systems, von dem diese einen Teil bilden, führen kann.

Reibkorrosion: Vorgang, bei dem Korrosion und schwingende Gleitreibung zwischen zwei in Kontakt befindlichen schwingenden Oberflächen beteiligt sind.

In englischer Sprache werden in diesem Zusammenhang die Begriffe *fretting corrosion* und *fretting wear* bzw. *fretting fatigue* verwendet. Die beiden ersten Begriffe sollen das Auftreten von Reibkorrosion wiedergeben und der Begriff *fretting fatigue* wird im Zusammenhang mit dem Reibdauerbruch gesehen.

3.2 Die Entstehung von Reibkorrosion und Reibdauerbeanspruchung

In vielen gefügten bzw. zusammengesetzten Maschinenbauteilen ist das Auftreten der Reibkorrosion ein alltägliches Erscheinungsbild. Der Mechanismus der Reibdauerbeanspruchung bis hin zum Reibdauerbruch soll hier kurz erläutert werden.

Wird infolge der kombinierten Beanspruchung von Flächenpressung und Schlupf die Festigkeit des Werkstoffes überschritten, so entstehen an der Oberfläche gefährliche Mikroanrisse. Zusätzlich zu diesen Mikroanrissen werden die Rauheitsspitzen infolge plastischer Deformation eingeebnet oder brechen ab, so dass die reale Kontaktfläche an Größe zunimmt und lose Partikel in der Trennfuge entstehen. Diese tribochemisch aktivierten Partikel reagieren mit dem Sauerstoff der Umgebung zu oxidischen Abriebprodukten (Fe_2O_3) und führen zu der Bezeichnung der Reibkorrosion. In diesem Zusammenhang treten die Verschleißmechanismen (Bild 3.1) Abrasion, Adhäsion, Oberflächenzerrüttung und tribochemische Reaktionen auf /CZICHOS92/.

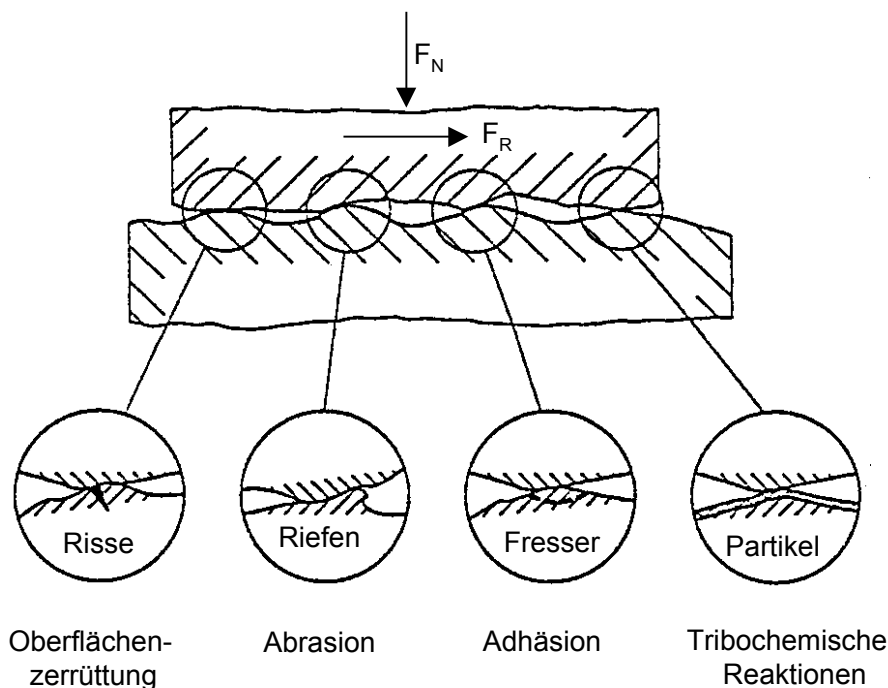


Bild 3.1: Auftretende Verschleißmechanismen /CZICHOS92/

Die gebildeten Partikel in der Trennfuge können infolge ihrer Härte wie Schleifkörner wirken und einen abrasiven Verschleiß verursachen und zum Mikrospanen und Mikro

brechen innerhalb der Kontaktflächen führen. Dieser Verschleißmechanismus wird von Czichos /CZICHOS92/ als Oberflächenzerrüttung beschrieben.

Bei sehr hohen Belastungen tritt oft adhäsiver Verschleiß an metallischen Kontaktflächen auf, wobei infolge lokal hoher Reibbeanspruchung punktuelle Kaltverschweißungen entstehen. Beim adhäsiven Verschleiß werden Mikropartikel der Kontaktfläche abgetrennt, die wiederum als Verschleißpartikel in der Kontaktfuge wirken können.

Tribochemische Reaktionen laufen infolge mechanischer und thermischer Vorgänge in den lokal hoch beanspruchten Kontaktzonen ab. Diese lokal gebildeten Schichten brechen bei hohen Belastungen auf und bilden zusätzliche Korrosionsprodukte in den Kontaktbereichen.

Die Entstehung von Anhäufungen der Verschleißpartikel in den Hohlräumen der Rauigkeiten und die Bildung lokaler Reibkorrosionsschichten wurde von Bartel /BARTEL63/ untersucht und die sich dadurch ergebenden Transportprozesse dieser Verschleißpartikel erläutert. In den Untersuchungen zu diesen Vorgängen /CZICHOS92/, /PAYSAN00/, /MERTENS98/ wird dies als tribologisches Drei-Körper-System bezeichnet und erläutert.

Für die Untersuchungsergebnisse und die Erfahrungen aus der industriellen Praxis /KREITNER76/, /FUNK68/ in Bezug auf die Oberflächenzerstörung gilt:

- Mit der Anzahl der dynamischen Belastungszyklen steigt die Reibdauerbeanspruchung.
- Mit zunehmender Flächenpressung steigt die Reibdauerbeanspruchung an.
- Die Zerstörung ist vom Ausgangszustand der Kontaktflächen unabhängig.
- Zusätzliche Schmier- und Trennmittel haben nur begrenzte Reduzierwirkungen auf die Reibdauerbeanspruchung.

Die Folge einer Reibdauerbeanspruchung, die mit einer dynamischen Belastung kombiniert auftritt, ist in vielen Fällen der Dauerbruch. Julius /JULIUS72/ nannte diesen Dauerbruch hinsichtlich seiner kombinierten Entstehung "Reibdauerbruch" und die Belastung unterhalb der kein Bruch zu erwarten ist "Reibdauerhaltbarkeit". Die wesentlichen markanten Merkmale eines Reibdauerbruches sind die Nase am Ausgangspunkt des Bruches (Bild 3.2) sowie die oxidischen Abriebprodukte in den Kontaktflächen. Hiermit kann

der Reibdauerbruch von anderen Dauerbrüchen unterschieden werden. Das Entstehen der Nase ist auf die wirkende größte Hauptnormalspannung zurückzuführen, die zur Oberfläche einen Winkel bis zu 30° aufweist. Dieser Bruchverlauf kennzeichnet deutlich die Belastung infolge der Reibdauerbeanspruchung.



Bild 3.2: RDB-Bruchfläche mit Nase an einer gebrochenen Welle

Die Ursache der Reibdauerbeanspruchung und schließlich des Reibdauerbruchs von dynamisch belasteten Bauteilen ist immer die Relativbewegung zwischen den Bauteilen. Bei rein elastischer Verschiebung der Kontaktflächen unter Belastung ist die Bildung von Oberflächenschäden wie Reibkorrosion auszuschließen. Bauteile wie z.B. zylindrische und konische Pressverbindungen, genietete und geschraubte Laschenverbindungen, Wälzlagersitze und Kettenlaschen sowie Passschrauben sind, hinsichtlich dieses Mechanismus, gefährdete Verbindungen.

Die Anrisse in der reibdauerbeanspruchten Kontaktoberfläche sind die Ursache für die Minderung der Dauerhaltbarkeit. Die dadurch ausgehende Kerbwirkung ist die Hauptursache des Reibkorrosionsschadens.

3.3 Der Einfluss des Schlupfes auf die Dauerhaltbarkeit

Die ersten wissenschaftlichen Versuche, den Einfluss des Schlupfes auf die Dauerhaltbarkeit reibschlüssig gepaarter Maschinenbauteile zu untersuchen, wurde von Funk /FUNK68/ mit dem Modell *Flachstab* zwischen *Reibkufen* durchgeführt. Er stellte die Versuchsergebnisse in Form von Wöhlerkurven (Bild 3.3) dar.

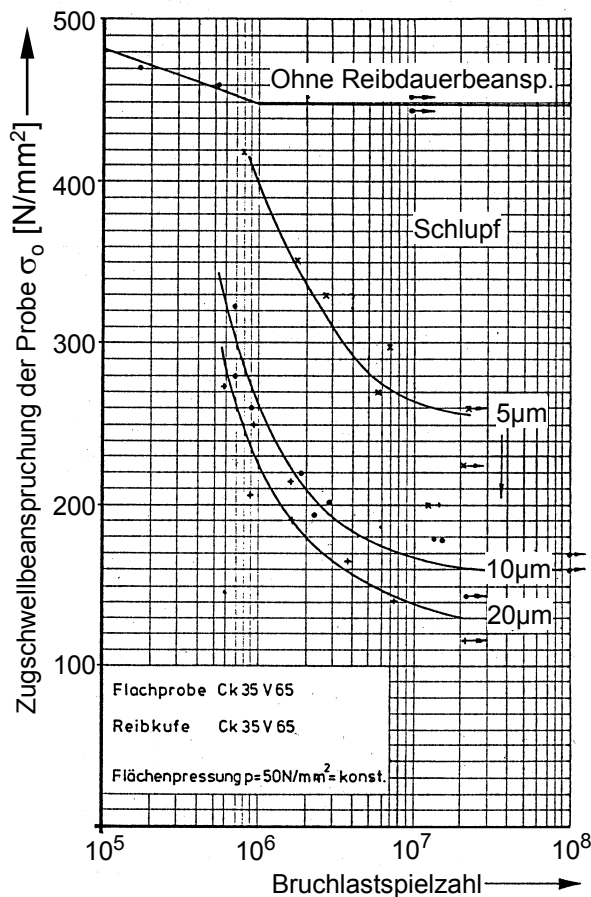


Bild 3.3: Einfluss des Schlupfes auf die Reibdauerhaltbarkeit von Flachproben aus Ck 35 V 65 in Abhängigkeit von der Lastspielzahl /FUNK68/

Bei diesen Untersuchungen wurden drei Reibwegamplituden von 5, 10 und 20 μm bei konstanter Flächenpressung von 50 MPa eingestellt. Die dargestellten Kurvenverläufe in Bild 3.3 zeigen deutlich die Verringerung der Dauerhaltbarkeit mit zunehmendem Schlupf auf. Mit steigendem Schlupf verringert sich die Dauerhaltbarkeit zunächst rapide. Bei weiterer Steigerung des Schlupfes fällt die Dauerhaltbarkeit immer weniger ab. Bei den Versuchen mit Reibdauerbeanspruchung ist eine abfallende Festigkeit auch noch zwischen 10^6 und 10^7 Lastwechseln erkennbar, wohingegen Dauerbrüche ohne Reibdauerbeanspruchung nur noch vereinzelt auftraten (Bild 3.3).

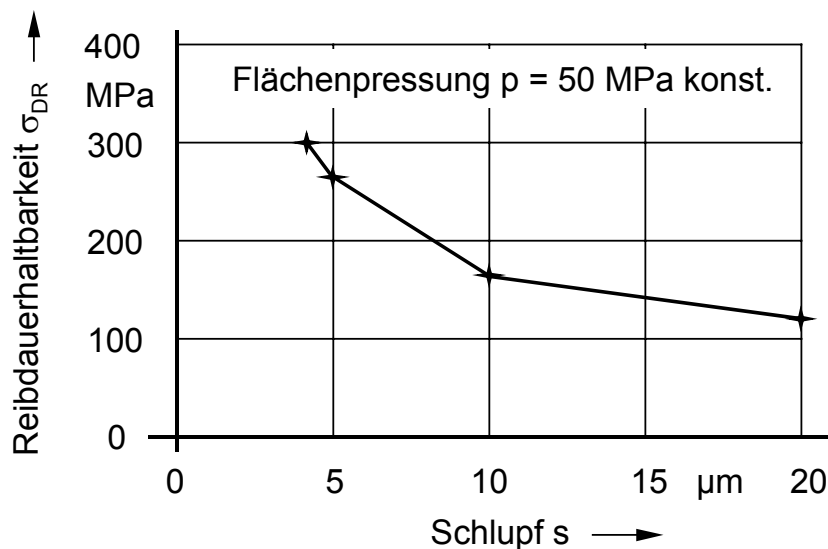


Bild 3.4: Einfluss des Schlupfes auf die Reibdauerhaltbarkeit /FUNK68/

Vingsbo /VINGSBO88/ stellte Ergebnisse einer Literaturrecherche in einem Diagramm (Bild 3.5) dar, bei dem die Schlupfamplitude $\hat{s}$ über die Verschleißrate K_v und die Zahl der Schwingspiele bis zur Reibermüdung N_{ertr} aufgetragen sind.

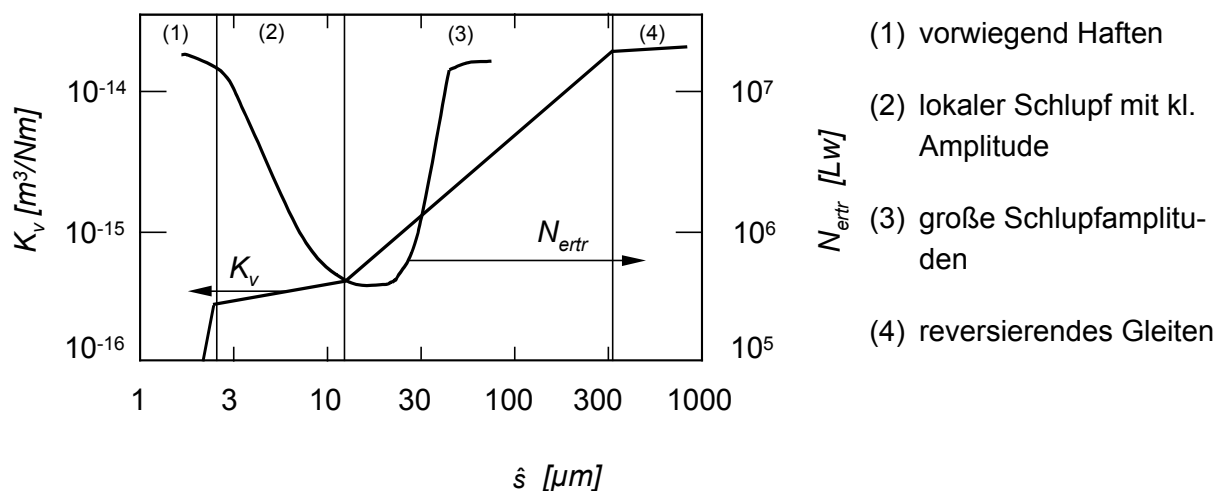


Bild 3.5: Abhängigkeit der Verschleißrate K_v und der Lastspielzahl N_{ertr} von der Schlupfamplitude $\hat{s}$ /VINGSBO88/

Vingsbo unterteilt die Darstellung (Bild 3.5) in vier Bereiche: Haften bis ca. 2 μm Schlupf, lokal auftretender Schlupf mit Haftgebiet von ca. 2-15 μm Schlupf und große Schlupfamplituden bis 300 μm sowie reversierendes Gleiten über 300 μm Schlupf.

In seinen Untersuchungen erkennt Vingsbo innerhalb dieser vier Bereiche ein unterschiedliches Abriebverhalten. Im Übergang vom Haftbereich in den lokalen Schlupf

reich steigt die Abriebmenge pro Energieeinheit zunächst steil an und bleibt dort annähernd konstant. In den Bereichen mit großem Schlupf steigt die Abriebmenge nahezu linear an und nimmt beim freien Gleiten wieder einen unveränderten Wert an.

Der Materialabtrag ist in den dargestellten Bereichen bis 20 μm so klein, dass die gebildeten Mikrorisse an der Oberfläche von diesem Abtrag nicht beeinflusst werden, und der Rissfortschritt kann ungehindert bei dieser Belastung in die Tiefe fortschreiten. Erhöht sich der Schlupf (ab ca. 20 μm), so nimmt der Verschleiß eine Größe an, bei dem die neu gebildeten Mikroanrisse nach der Entstehungsphase gleich mit dem umliegenden Material verschliffen bzw. abgetragen werden. Daher wird der Rissfortschritt nach Beginn der Rissentstehung unterbunden, und ein Versagen des Bauteils ist daher nicht mehr zu erwarten. Bei sehr großen Relativbewegungen über 300 μm stellt sich in der Oberflächenschädigung ein Zustand ein, der mit einem solchen ohne eine Schwingbeanspruchung zu vergleichen ist. Vingsbo nennt diesen Zustand reversierendes Gleiten.

Einen ähnlichen Verlauf hinsichtlich der Anriss- und Abriebverhalten stellte Nishioka /NISHIOKA69A/, /NISHIOKA69B/ in seinen Untersuchungen fest (Bild 3.6). Er unterteilt Bereiche, in denen gebildete Anrisse abgetragen werden (Bereich 5) und Gebiete, in denen die Reibdauerbeanspruchung zum Schaden führt (Bereich 3 und 4). Die Schlupfbereiche 1 und 2 sind Gebiete, in denen die Anrisse ohne Folgebruch sind.

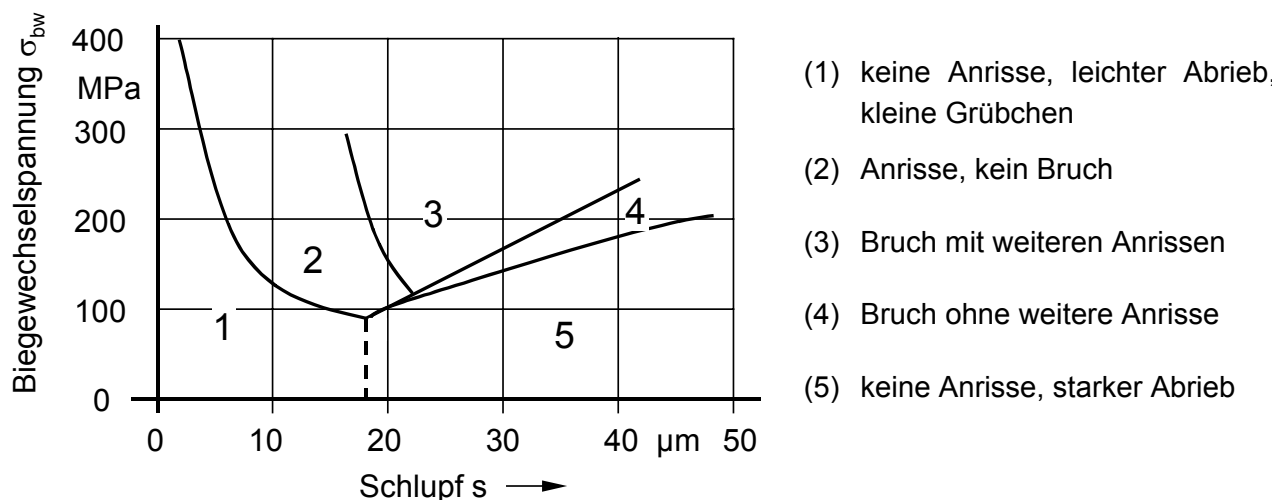


Bild 3.6: Unterschiedliche Schadensarten infolge Reibdauerbeanspruchung in Abhängigkeit von Schlupf und Biegewechselspannung /NISHIOKA69A/, /NISHIOKA69B/

3.4 Der Einfluss der Flächenpressung auf die Dauerhaltbarkeit

Funk /FUNK68/ untersuchte den Einfluss der Flächenpressung auf die Verringerung der Dauerhaltbarkeit. Diese Versuche wurden bei konstantem Schlupf von $10\text{ }\mu\text{m}$ und Variation der Flächenpressung (5; 10; 20; 50; 100 MPa) mit dem Modell *Flachstab zwischen Reibkufen* durchgeführt und die Ergebnisse in Wöhlerkurven dargestellt (Bild 3.7).

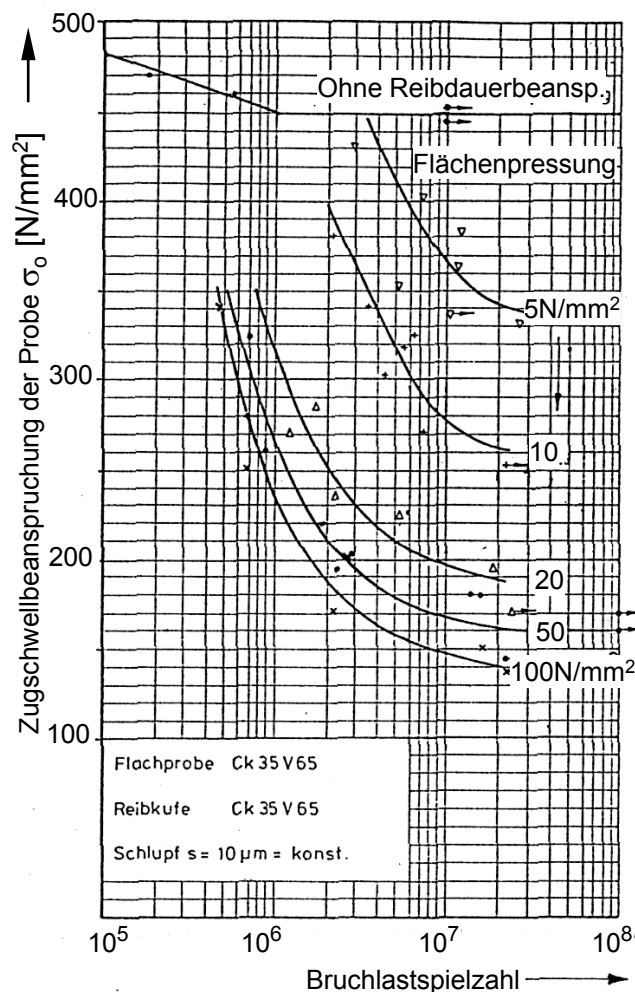


Bild 3.7: Einfluss der Flächenpressung auf die Reibdauerhaltbarkeit von Flachproben in Abhängigkeit von den Lastwechseln /FUNK68/

Der Verlauf der Wöhlerkurven in Bild 3.7 spiegelt ein ähnliches Verhalten wie bei Variation der Schlupfamplitude wider. Die Reibdauerhaltbarkeit vermindert sich mit Vergrößerung der Flächenpressung zunächst stark und mit weiterer Steigerung der Flächenpressung immer weniger (Bild 3.8).

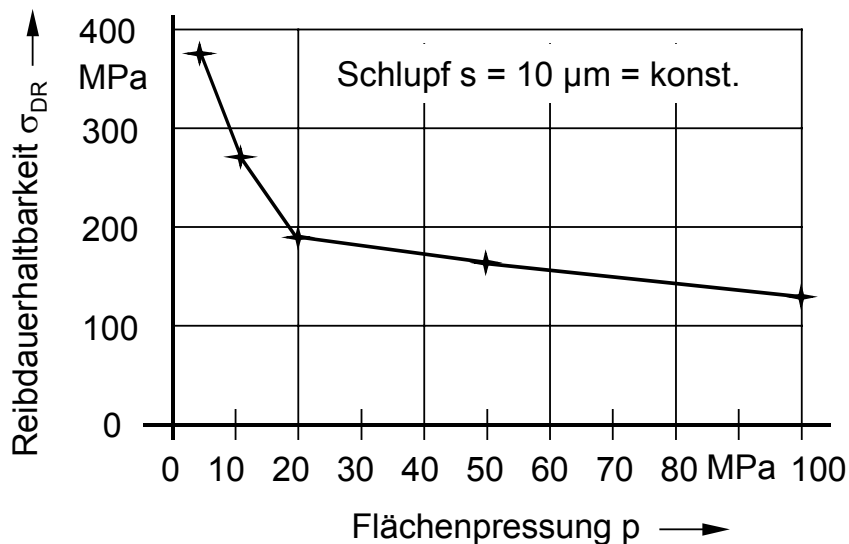


Bild 3.8: Einfluss der Flächenpressung auf die Reibdauerhaltbarkeit /Funk68/

Ein direkter Vergleich der Versuchsergebnisse mit anderen Untersuchungen ist aufgrund der verwendeten Modelle und daher unterschiedlicher Belastungen nur eingeschränkt möglich. Die unterschiedlichen Ergebnisse der Autoren verdeutlichen aber eine allgemeine qualitative Tendenz, wobei der quantitative Vergleich nicht immer möglich ist.

3.5 Weitere Einflussfaktoren auf die Dauerhaltbarkeit

Weitere Einflussfaktoren der Reibdauerbeanspruchung sind die Schmier- und Trennmittel. Julius /JULIUS72/ ermittelte bei seinen Versuchen mit dem Shell Fett IV, Molykote-Paste DX sowie den Ölen SAE 30 und HD 90 nur eine begrenzte Steigerung der Reibdauerhaltbarkeit. Mit dem Einsatz des Trennmittels Molykote-Gleitlackspray-321 stellte Julius eine Erhöhung der Reibdauerhaltbarkeit fest und konnte dadurch die Reibkorrosion als Oberflächenschaden deutlich vermindern. Auch die Verwendung von PTFE-Folien konnte die Anrisse an der Oberfläche verhindern und den Reibkoeffizienten auf 0,13 reduzieren.

Eine deutliche Erhöhung der Dauerhaltbarkeit infolge von nitrierten Oberflächen ermittelte Julius /JULIUS72/ gegenüber nicht oberflächenbehandelten Reibklötzen. Auch kugelgestrahlte Oberflächen erhöhen die Reibdauerhaltbarkeit um 70 % deutlich. Diese harten Oberflächenschichten mit den zusätzlichen Eigenspannungen verhindern bei

den reibdauerbeanspruchten Oberflächen die Rissentstehung und somit den Reibdauerbruch.

Der Einsatz von Werkstoffen und Werkstoffschichten mit geringerer Härte wie z. B. Bronze oder Phosphat erhöht die Reibdauerhaltbarkeit um 30 % bis 50 % gegenüber vergüteten Werkstoffen /JULIUS72/, /GROPP97A/. Diese Erhöhung ist auf die niedrigere Härte und den geringeren Reibwert durch das reduzierte Niveau der Druck- und Schubbeanspruchung innerhalb der Kontaktflächen zurückzuführen.

3.6 Die Abhängigkeit von Schlupf und Flächenpressung

Die erzielten Ergebnisse der einzelnen Autoren hängen sehr stark von den Versuchsaufbauten und Versuchsabläufen ab. Bei allen Ergebnissen ist die direkte Interaktion von Schlupf und Flächenpressung deutlich erkennbar: Der Schlupf sinkt mit steigender Flächenpressung und höherem Haftbeiwert und erhöht sich mit sinkender Flächenpressung und geringerem Haftbeiwert. Zusätzlich begrenzen die Werkstoffeigenschaften den auftretenden Schlupf und die zulässige Flächenpressung infolge ihrer elastischen Verformung. Durch diese Interaktion und die oben erläuterten Ergebnisse ergibt sich folgender Zusammenhang bei dynamischer Beanspruchung /NISHIOKA69A/, /NISHIOKA69B/:

- Im Bereich bis 50 μm Schlupf ist eine Schädigung infolge Reibdauerbeanspruchung zu erwarten.
- Die Flächenpressung führt von ca. 10 MPa bis ca. 100 MPa zu Reibkorrosion und schließlich zum Reibdauerbruch.

Zur Steigerung der Dauerhaltbarkeit wäre denkbar, den Schlupf im Bereich unter 1 μm abzusenken und dabei die Flächenpressung zu erhöhen oder bei einer geringen Flächenpressung den Schlupf in Bereiche oberhalb 50 μm zu verschieben /NISHIOKA69A/, /NISHIOKA69B/.

Den ersten Weg zur Reduzierung der Reibdauerbeanspruchung ist in der Untersuchung von Leidich /LEIDICH98/ erläutert. Die Reduzierung der Schlupfamplitude infolge der Erhöhung der (lokalen) Flächenpressung ist als probateres Mittel anzusehen als der Weg der verringerten Pressung. Auch scheitert eine zu geringe globale Flächenpressung

sehr schnell an der verringerten Übertragbarkeit der WNV, so dass diese Maßnahme nur eine untergeordnete Rolle spielt.

Eine weitere Maßnahme zur Verminderung der Reibdauerbeanspruchung, die in dieser Arbeit untersucht werden soll, ist die Spannungshomogenisierung infolge einer topografischen Veränderung der Oberfläche, so dass sich in axialer Ausdehnung über die gesamte Fugenlänge eine konstante Fugenpressung erstreckt und somit die Spannungsspitzen an den Nabenkanten abgebaut werden.

4 Modelle zur Bewertung der Reibkorrosion

Für die Abschätzung und Bewertung der Reibkorrosion wurden in der Vergangenheit verschiedene Modelle entwickelt und auf unterschiedliche Kontaktprobleme übertragen. Die wichtigsten Bewertungsmodelle, die den derzeitigen Stand der Technik repräsentieren, werden in diesem Kapitel erläutert.

4.1 Bewertung mittels Nennspannung

Die Bewertung mit dem Nennspannungskonzept ist der am häufigsten angewandte Festigkeitsnachweis zur Berechnung von Bauteilen und wird in der DIN 743 /DIN743_98/ und in der FKM-Richtlinie zum rechnerischen Festigkeitsnachweis von Maschinenbauteilen /FKM_FESTNACH02/ ausführlich erläutert. Basis dieses Konzeptes ist ein Abgleich der errechneten Sicherheit im dynamisch belasteten Bauteil mit den gegebenen Mindestsicherheiten der Richtlinien. Die Basisgrundlage dieser errechneten Sicherheit ist der Vergleich der vorhandenen Spannungsamplituden $\sigma_{a,n}$ bei äußerer Belastung in Form von Zug/Druck, Biegung und Torsion und der ertragbaren Amplituden σ_{AK} für den jeweiligen Belastungsfall. Die Kerbwirkungszahl $\beta_{\sigma,\tau}$, mit der die zulässige Nennausschlagsspannung ermittelt wird, ist in den Berechnungsgrundlagen aufgelistet und wird bestimmt durch den Quotienten aus Wechselfestigkeit der polierten Probe und der Wechselfestigkeit der gekerbten Probe unter sonst gleichen Bedingungen. Diese Kerbwirkungszahlen sind Ergebnisse experimenteller Untersuchungen.

Der Einfluss von lebensdauerermindernden Faktoren bei zusammengesetzten Bauteilen wie Schlupf oder Flächenpressung wird bei dieser Bewertung nicht bzw. nicht ausreichend berücksichtigt. Daher ist eine verminderte Lebensdauer infolge tribologischer Schäden nicht auszuschließen.

4.2 Bewertung mittels spezifischer Reibarbeit

Ein probates Kriterium für Untersuchungen des Schwingungsverschleißes ist die spezifische Reibarbeit, die von Funk mit dem Reibkufenmodell (Bild 4.1) erstmals angewandt wurde. In diesem Kriterium werden die zwei Haupteinflussfaktoren der Reibdauerbeanspruchung, der Schlupf und die Flächenpressung, miteinander multipliziert. Das Produkt

von Schlupf und Flächenpressung kann als Reibarbeit in den Kontaktflächen interpretiert werden. Ein relevanter Bezugsfaktor dieser Reibarbeit ist das Grenzniveau des Produktes aus Schlupf und Flächenpressung, ab dem kein Schwingungsverschleiß mehr zu erwarten ist. Dieses Grenzniveau schwankt zwischen den unterschiedlichen WNV und darüber hinaus zwischen den reibschlüssigen Verbindungselementen in Abhängigkeit der jeweiligen Belastungsart. Dieses Produkt ist daher für jeden speziellen Einsatzfall klassifiziert und somit als einheitliches allgemeines Kriterium nur begrenzt auf beliebige Bauteilkontakte übertragbar.

Für die spezifische Reibarbeit W_{spez} gilt:

$$W_{\text{spez}} = p \cdot \mu \cdot s \quad (4.1)$$

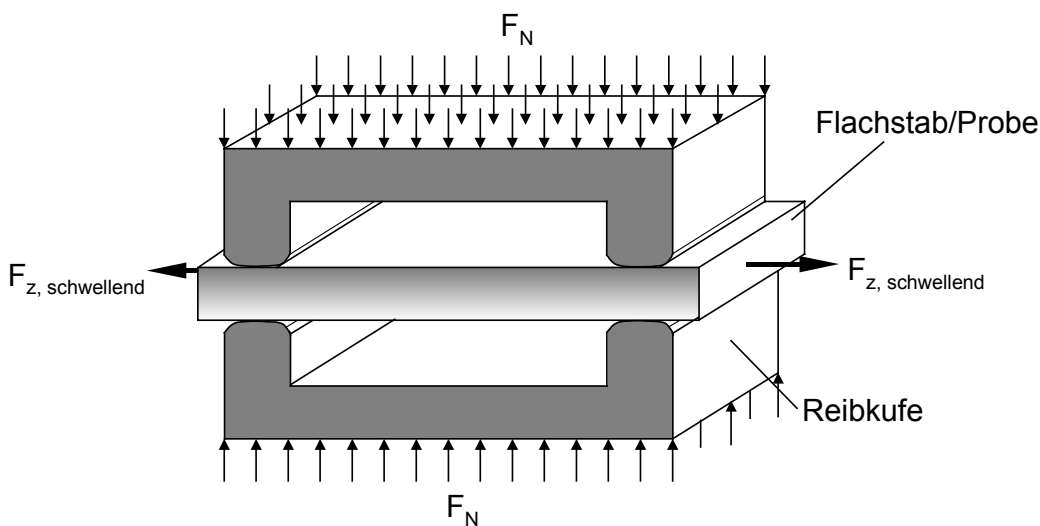


Bild 4.1: Schematischer Reibkufenversuch nach Funk /FUNK68/

4.3 Bewertung von Pressverbindungen nach Leidich

Für die Berechnung von instationär beanspruchten Pressverbindungen entwickelte Leidich Grenzbelastungen, bei welchen im Bereich der Nabenkante noch keine unzulässig großen Schlupfwegamplituden auftreten /LEIDICH87/, /LEIDICH83/, /LEIDICH98/. Diese Auslegungsformeln stellen bis heute den Stand der Technik dar. In Bild 4.2 ist die auftretende Schlupfwegamplitude s und die Schlupftiefe t bei einer torsionsbelasteten PV dargestellt.

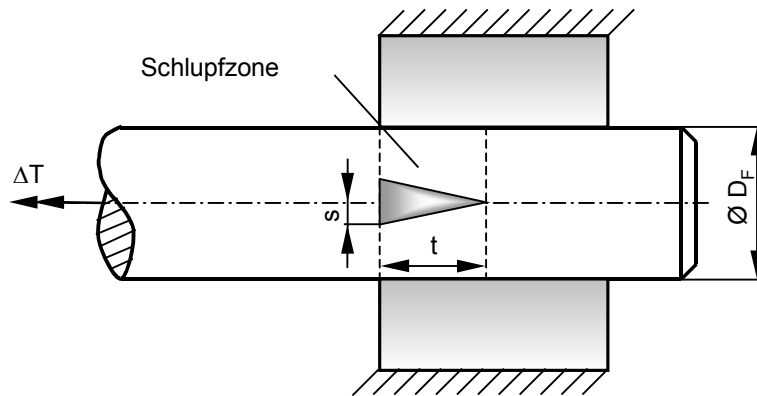


Bild 4.2: Schlupfwegamplitude s und Schlupftiefe t einer mit wechselndem Torsionsmoment $T_T > T_{gr}$ belasteten Pressverbindung

Unter Grenzbelastung wird derjenige (einer konstanten Belastung überlagerte) Belastungsausschlag verstanden, bei dem ein geringer, noch unschädlicher Grenzschlupf $\left(\frac{s}{D_F}\right)_{gr}$ an der Nabenkante auftritt. Eine charakteristische Größe bei Pressverbindungen sind die sogenannten Gütefaktoren η_{gr} , die den Teil des Rutschmomentes bei dem bezogenen Grenzschlupf angeben, welcher als Ausschlagsmoment bzw. Ausschlagskraft übertragen werden kann. Diese Gütefaktoren erhält man, wenn man die Grenzmomente auf das Rutschmoment T_R bzw. die axiale Grenzkraft auf die Rutschkraft F_R bezieht, bei der die Welle in der Nabe auf ganzer Länge durchrutscht.

	Torsion (t)	Biegung (b)	Zug/Druck (ax)
η_{gr}	$\frac{T_{gr}}{T_R}$	$\frac{M_{gr}}{T_R}$	$\frac{F_{ax}}{F_R}$

Tabelle 4.1: Definition des Gütefaktors

Nach Untersuchungen von Funk stellt das Produkt Flächenpressung x Schlupfweg $(|\sigma_L| \cdot s)$ ein Maß für die Schädigung dar ($|\sigma_L| = p_F$). Leidich definiert in Bezug auf diese Erkenntnisse einen zulässigen Grenzwert s_{zul} , der sich folgendermaßen zusammensetzt:

$$s_{zul} = \frac{|p_F^*|}{|p_F|} \cdot s^* \quad [\mu m] \quad (4.2)$$

Für diese Berechnung wird an der Nabenkante bei einer Bezugsflächenpressung $|p_F^*| = 100 \text{ MPa}$ ein noch unschädlicher Schlupfweg $s^* = 1$ bis $1,5 \text{ }\mu\text{m}$ zugelassen.

Leidich setzt bei dem definierten Gütefaktor η_{gr} einen bezogenen Grenzschlupf $\left(\frac{s}{D_F}\right)_{gr} = 2,6 \cdot 10^{-6}$ zugrunde, was bei einem Fugendurchmesser von 400 mm und einer Flächenpressung von $p_F^* = 100 \text{ MPa}$ einem zulässigen Grenzschlupf von $s^* = 1 \text{ }\mu\text{m}$ entspricht.

Im Zuge der Weiterentwicklung der numerischen nichtlinearen Simulationen und in Verbindung mit Erfahrungswerten aus der industriellen Anwendung lässt Leidich in seinen neueren Veröffentlichungen /LEIDICH98/ einen höheren zulässigen Schlupfweg bei Torsionsbelastung von $5 \text{ }\mu\text{m}$ zu, um aus wirtschaftlichen Gründen eine bessere Ausnutzung des Pressverbandes zu erhalten.

Weiterhin definiert Leidich in seinen Dauerfestigkeitsuntersuchungen zu der "klassischen" Kerbwirkungszahl $\beta_{kb,t}$ eine Kerbwirkungszahl $\beta_{cb,t}$, die den zusätzlichen Einfluss der Reibung in der Fuge berücksichtigt. Der Index c spiegelt somit die Fälle wider, bei denen der Bruch im Nabebereich beginnt. Statistisch einwandfrei abgesicherte Angaben über die Kerbwirkungszahlen β_{ct} gibt es derzeit noch nicht. Leidich gibt, im Hinblick auf wenige Versuchsergebnisse, einen Richtwert von $\beta_{ct} = 1,5 \dots 1,55$ bei Pressverbindungen mit glatter Welle (Durchmesser: 40 mm ; Werkstoff: Ck45) an.

4.4 Bewertung nach Ruiz und Chen

Für die Vorhersage des Ortes der Rissinitiierung und zur Bestimmung des Ortes der maximalen Oberflächenschädigung entwickelten Ruiz und Chen /RUIZ86/ an einer Schwalbenschwanzführung für Turbinenschaufeln zwei Schädigungskennwerte, die heute in einigen Untersuchungen /ZIAEI97/, /ZIAEI98/, /ZIAEI02/, /PAYSAN00/, /GÖTTLICHER94/ eingesetzt werden. Diese Kennwerte können als eingebrachte Reibenergie pro Fläche angesehen werden, obwohl die Ermittlung nicht dem exakten physikalischen Sinn der „Energie“ entspricht. Vielmehr werden diese Kennwerte multiplikativ aus Spannungen und dem Schlupfweg ermittelt.

Ruiz und Chen definieren den ersten *fretting damage parameter* K_{RC1} als die Multiplikation der Reibschubspannung τ und der auftretenden Relativverschiebung δ mit der Einheit Nm^{-1} :

$$K_{RC1} = \tau \cdot \delta \quad (4.3)$$

Das maximale Produkt des *fretting damage parameter* gibt Auskunft über die Orte der maximalen Oberflächenschädigung.

Der zweite Kennwert, der mit *combined fatigue/fretting damage parameter (FFDP)* bezeichnet wird, entsteht durch Multiplikation des K_{RC1} -Kennwertes mit der Zugspannung in Schlupfrichtung σ_{Schlupf} und beschreibt den Ort der Anrissentstehung:

$$K_{RC2} = \text{abs}(\tau \cdot \delta) \cdot \sigma_{\text{Schlupf}} \cdot \lambda_{\sigma} \quad (4.4)$$

$$\lambda_{\sigma} = 1 \quad \text{für} \quad \sigma_1 \geq 0$$

$$\lambda_{\sigma} = 0 \quad \text{für} \quad \sigma_1 \leq 0$$

Die Modifikation der Vorzeichen in (4.4) für die Hauptnormalspannung begründet sich darauf, dass nur eine positive Hauptnormalspannung, die senkrecht zur Rissentstehung auftritt, die Rissentstehung und anschließend die Rissweiterleitung hervorruft. Diese Vorzeichenberücksichtigung wurde bereits von Göttlicher /GÖTTLICHER94/ bei Untersuchungen an Polygonverbindungen verifiziert.

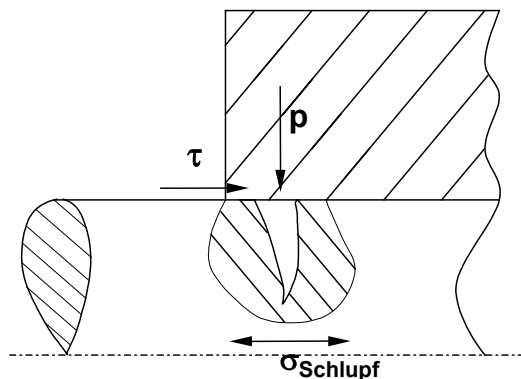


Bild 4.3: Rissentstehung und Risswachstum bei auftretender Hauptnormalspannung in Schlupfrichtung

Die Vorzeichen der Reibschubspannung sowie die des Schlupfes brauchen für diese Kennwerte nicht berücksichtigt zu werden, da nur der Absolutwert dieses Produktes von Bedeutung ist. Infolge der Multiplikation der Hauptnormalspannung mit *fretting damage parameter*, der lediglich die Faktoren Schlupf und Reibschubspannungen für die Ober

flächenschädigung berücksichtigt, kommt ein Faktor hinzu, der das Niveau der äußeren Belastung widerspiegelt und für die lokale Rissentstehung entscheidend ist. Bei einer negativen Hauptnormalspannung wird die Möglichkeit der lokalen Rissentstehung unterbunden, da ein „aufreißen“ des Risses nicht möglich ist. Daher sind die positiven Hauptnormalspannungen entscheidender Einflussfaktor der Rissentstehung.

5 Drehmomentübertragung in Pressverbindungen

Die Berechnungsgrundlagen sowie die Gestaltungsgrundlagen für zylindrische Pressverbände sind in der DIN 7190-1 /DIN7190_01/ genormt. Die folgenden Kapitel erläutern nur die wesentlichen Grundbegriffe und Bezeichnungen der genormten Pressverbindungen.

5.1 Grundlagen

Die Berechnungsgrundlagen von zylindrischen Pressverbindungen basieren auf dem ebenen Spannungszustand, der nur bei gleicher Länge von Innen- und Außenteil vorliegt. Für gewöhnliche Pressverbindungen, bei denen das Innenteil aus dem Außenteil herausragt, werden diese Berechnungsvorschriften näherungsweise angewandt, wobei die Spannungsüberhöhungen an der Nabenkante infolge des Steifigkeitssprunges der Welle nicht berücksichtigt sind.

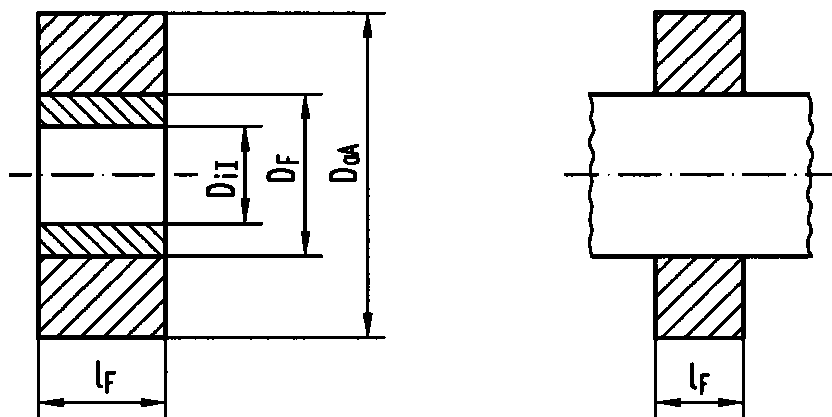


Bild 5.1: Bezeichnungen des Berechnungsmodells sowie des realen zylindrischen Pressverbands /DIN7190_01/

Für die Berechnung und Auslegung werden die Durchmesser-Verhältnisse

$$Q_A = \frac{D_F}{D_{aA}} \quad (5.1)$$

$$Q_I = \frac{D_{II}}{D_F} \quad (5.2)$$

sowie das bezogene wirksame Übermaß

$$\xi_w = \frac{U_w}{D_F} \quad (5.3)$$

benötigt.

Das wirksame Übermaß U_w , das nach dem Fügen infolge der Glättung noch zur Verfügung steht, setzt sich zusammen aus:

$$U_w = U - G = U - 0,4 \cdot (R_{zA} + R_{zI}) \quad (5.4)$$

Müller /MÜLLER61/ leitete die Theorie der Drehmomentübertragung von zylindrischen Pressverbindungen ab, die Fernlund /FERNLUND66/ später für dünnwandige Naben erweitert. Für den Fugendruck p bei Stillstand, die Rutschsicherheit S_r und den Haftbeiwert μ_r berechnet sich das übertragbare Drehmoment T :

$$T = \frac{\pi}{2} \cdot D_F^2 \cdot l_F \cdot \mu_{ru} \cdot \frac{p}{S_r} \quad (5.5)$$

Für die übertragbare Axialkraft gilt:

$$F_{ax} = \pi \cdot D_F \cdot l_F \cdot \mu_{rl} \cdot \frac{p}{S_r} \quad (5.6)$$

Der Fugendruck p , dem ein ebener Spannungszustand sowie elastische Werkstoffe der Innen- und Außenteile zugrunde gelegt wird, errechnet sich nach Kollmann /Kollmann84/ mittels der Hilfsgröße K

$$K = \frac{E_A}{E_I} \cdot \left(\frac{1 + Q_I^2}{1 - Q_I^2} - \nu_I \right) + \frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} + \mu_A \quad (5.7)$$

zu

$$p = \frac{\xi_w \cdot E_A}{K} \quad (5.8)$$

5.2 Spannungen in den Bauteilen

Die in den Bauteilen von zylindrischen Pressverbindungen auftretenden elastischen Spannungen sind in Bild 5.2 dargestellt. Es zeigt sich, dass die größten Spannungen an den Innendurchmessern der Nabe oder der Hohlwelle auftreten. Bei einer Vollwelle sind die Spannungen über den gesamten Querschnitt konstant.

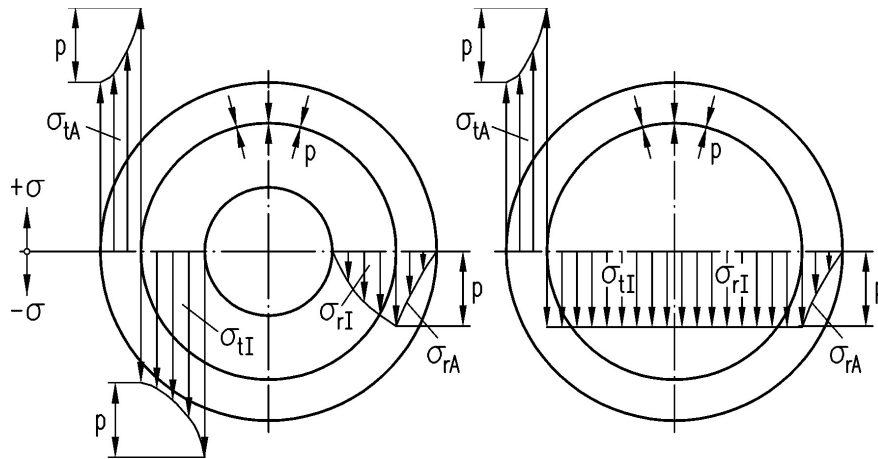


Bild 5.2: Verlauf der Tangentialspannung σ_t und der Radialspannung σ_r bei einer elastisch beanspruchten Pressverbindung (links: Hohlwelle, rechts: Vollwelle)

Die einzelnen auftretenden Spannungen lassen sich mit den folgenden Gleichungen ermitteln:

Außenteil (Nabe)

$$\sigma_{tiA} = p \cdot \frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} \quad (5.9)$$

$$\sigma_{taA} = p \cdot \frac{2 \cdot Q_A^2}{1 - Q_A^2} \quad (5.12)$$

$$\sigma_{riA} = -p \quad (5.14)$$

$$\sigma_{raA} = 0 \quad (5.16)$$

Hohlwelle

$$\sigma_{tal} = -p \cdot \frac{1 + Q_l^2}{1 - Q_l^2} \quad (5.10)$$

$$\sigma_{til} = -p \cdot \frac{2}{1 - Q_l^2} \quad (5.13)$$

$$\sigma_{ral} = -p \quad (5.15)$$

$$\sigma_{ril} = 0 \quad (5.17)$$

Vollwelle

$$\sigma_{tl} = \sigma_{rl} = -p \quad (5.11)$$

5.3 Reibungszahlen von Pressverbänden

Der Reibwert μ_l wird als Verhältnis der gemessenen Lösekraft zur errechneten Normalkraft in der Fuge definiert und wird in Längs- sowie in Umfangsrichtung unterschieden. Rutscht die Verbindung, so ist der Reibwert μ_r als Verhältnis der gemessenen Rutschkraft zur errechneten Normalkraft definiert. Die Kennzeichnung dieser Reibwerte erfolgt mittels Indizes, bei welchen der erste Lösen bzw. Rutschen angibt und der zweite die Wirkrichtung.

	Lösen	Rutschen
Umfangsrichtung	μ_{lu}	μ_{ru}
Längsrichtung	μ_{ll}	μ_{rl}

Tabelle 5.1: Kennzeichnung der Reibungswerte

Die Reibungswerte sind von folgenden Einflussgrößen abhängig /DIN7190_01/:

- den verwendeten Werkstoffpaarungen der Innen- und Außenteile,
- die Oberflächenrauheiten der Fugenflächen,
- Schmierungszustand der Fugenflächen (geschmiert, ungeschmiert),
- elastische oder plastische Beanspruchung der Verbindung.

Die im Rahmen dieser Untersuchungen verwendeten bzw. ermittelten Reibwerte, werden im entsprechenden Kapitel näher beschrieben. Wird bei den numerischen Untersuchungen in den späteren Kapiteln nicht zwischen Haften und Gleiten unterschieden, so wird die Bezeichnung Reibwert μ ohne Index verwendet.

5.4 Der Mechanismus der Drehmomentübertragung in Pressverbindungen

Es existieren eine Reihe von Untersuchungen zur Drehmomentübertragung innerhalb einer Pressverbindung, bei denen analytische Formeln hergeleitet und mit Hilfe numerischer Simulation bestätigt wurden. Die Veröffentlichungen von Müller /MÜLLER61/ und Fernlund /FERNLUND66/ stellen sehr ausführliche theoretische Betrachtungen des Mechanismus dar und stellen Berechnungsgleichungen auf, die bis heute noch Stand der Technik sind. Aufbauend auf diese Arbeiten entwickelten Leidich /Leidich83/ und Kollmann /KOLLMANN84/ sowie Lindgren /LINDGREN73/ in ihren Arbeiten diese aufgestellten Grundlagengleichungen weiter und stellten neue zusätzliche Berechnungsalgorithmen auf.

Müller untergliedert die Drehmomentübertragung in drei unterschiedliche Bereiche:

1. Die Drehmomentübertragung erfolgt ohne örtliches Gleiten in der Pressfuge bis zu einem schlupflosen Grenzmoment.
2. Drehmomentübertragung unter lokalem Gleiten eines Teils der Pressfläche bei Belastung oberhalb des schlupflosen Grenzmomentes.

3. Völliges Durchrutschen der Pressverbindung bei Erreichen des Rutschmomentes.

Im normalen Anwendungsfall einer Pressverbindung tritt das völlige Durchrutschen normalerweise nicht auf. Die industriell eingesetzten Pressverbindungen werden häufig in Bereichen mit lokalem Gleiten beansprucht, bei denen die Gefahr der Reibdauerbeanspruchung besteht und somit der Reibdauerbruch die größte Ausfallursache darstellt.

5.4.1 Die Drehmomentübertragung ohne örtliches Gleiten

Bei Belastung im schlupffreien Übertragungsbereich wird davon ausgegangen, dass die Verdrillung von Welle und Nabe identisch ist.

$$\frac{\partial \varphi_A}{\partial z} = \frac{\partial \varphi_I}{\partial z} \quad (5.18)$$

Dieses Grenzmoment, bei dem diese Bedingung noch erfüllt ist, wird als Grenzmoment T_{gr} bezeichnet. Leidich lässt bei seinen Untersuchungen definitionsgemäß noch einen zulässigen Grenzschlupf zu.

Müller /MÜLLER61/ definiert auf Grundlage dieser Verdrillung einen Gütefaktor η_{grt}^* , der das Verhältnis dieses Grenzmomentes zum Rutschmoment darstellt.

$$\eta_{grt}^* = \frac{T_{gr}}{T_R} = \frac{\tanh \left(\sqrt{\frac{32}{\frac{G_I}{G_A} \cdot (1 - Q_A^2)}} \cdot \frac{l}{D_F} \right) \cdot D_F}{\sqrt{\frac{32}{1 - Q_A^2}} \cdot l} \cdot \sqrt{\frac{G_I}{G_A}} \quad (5.19)$$

Beim Einsatz von identischem Schubmodul des Innen- und Außenteils ergibt sich aus (5.19) die Gleichung:

$$\eta_{grt}^* = \frac{T_{gr}}{T_R} = \frac{\tanh Q}{Q} \quad (5.20)$$

$$Q = \sqrt{\frac{32}{G_I / G_A \cdot (1 - Q_A^2)}} \cdot \frac{l}{D_F} \quad (5.21)$$

Leidich /Leidich83/ modifiziert diese Gleichung zur Bestimmung des Gütefaktors für reine Torsion, die auf den Gültigkeitsbereich von $Q_A \leq 0,9$ und das Verhältnis $l/D_F \geq 0,2$ beschränkt ist:

$$\eta_{gr \text{ mod}_t} = 17 \cdot \eta_{gr_t} \cdot \left(\frac{s_{zul}}{D_F} \right)^{0,22} \quad (5.22)$$

$$\eta_{gr_t} = \frac{T_{gr}}{T_R} = \frac{0,95 \cdot (1 - Q_A^2)^{1-Q_A}}{\sqrt{32 \cdot l / D_F}} \cdot \left(\frac{23 \cdot 10^{-5}}{\mu \cdot \xi} \right)^{0,15} \quad (5.23)$$

Zusätzlich enthält die modifizierte Gleichung (5.23) das bezogene Übermaß ξ sowie den Reibwert μ .

Da der Einfluss des Durchmesserhältnisses Q_A nahezu unabhängig im Gütefaktor ist, gibt Leidich eine vereinfachte Schreibweise des Gütefaktors η_{gr_t} an, die noch ausreichend genau die Berechnung angibt:

$$\eta_{gr_t} = \frac{(0,046 - 0,007 \cdot Q_A)}{(l / D_F) \cdot (\mu \cdot \xi)^{0,15}} \quad (5.24)$$

Für die erste Abschätzung kann der Gütefaktor mit folgender Gleichung ermittelt werden:

$$\eta_{gr_t} = \frac{1}{25 \cdot (l / D_F) \cdot (\mu \cdot \xi)^{0,15}} \quad (5.25)$$

Diese angegebenen Gleichungen gelten für eine am Außendurchmesser festgehaltene Nabe.

5.4.2 Die Drehmomentübertragung mit lokalem Gleiten

Bei Steigerung der Belastung über das Grenzmoment hinaus beginnt von der Nabenkante aus das lokale Gleiten bei Torsionsbelastung in Umfangsrichtung. Eine Pressver

bindung mit lokalem Gleiten kann in zwei Teile aufgeteilt werden. Der erste Teil der gleitenden Verbindung kann als eine durchrutschende Pressverbindung mit der Schlupftiefe t angesehen werden, und der restliche Bereich wird als Pressverbindung mit dem Grenzdrehmoment belastet.

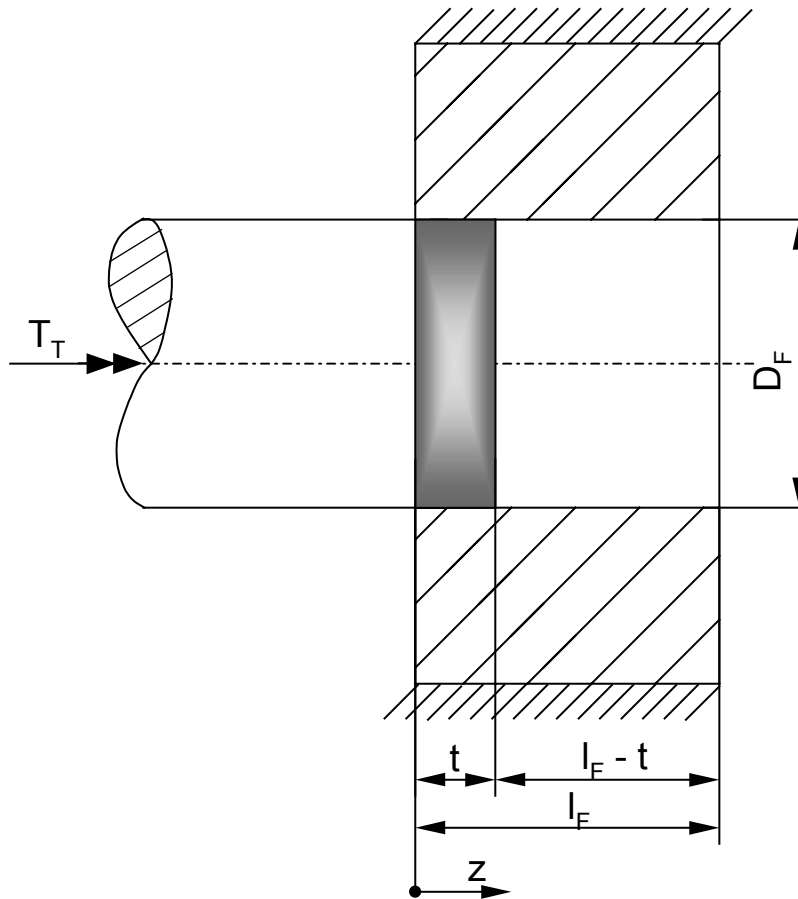


Bild 5.3: Schematische Darstellung der Schlupftiefe t der drehmomentbelasteten Pressverbindung

Im Bereich der lokalen Relativbewegung der Verbindung verläuft der Momentenabfall linear, und die Welle gibt innerhalb dieses Bereiches einen Teil des Rutschmomentes T_R^{**} an die Nabe ab und ist noch mit dem Restdrehmoment T_{gr}^{**} belastet. Dieses Restdrehmoment T_{gr}^{**} wird in die noch haftende Pressverbindung übertragen. In Bild 5.4 ist der Momentenverlauf und die dazugehörigen Schubspannungen in der Pressfuge bei lokal auftretendem Schlupf dargestellt.

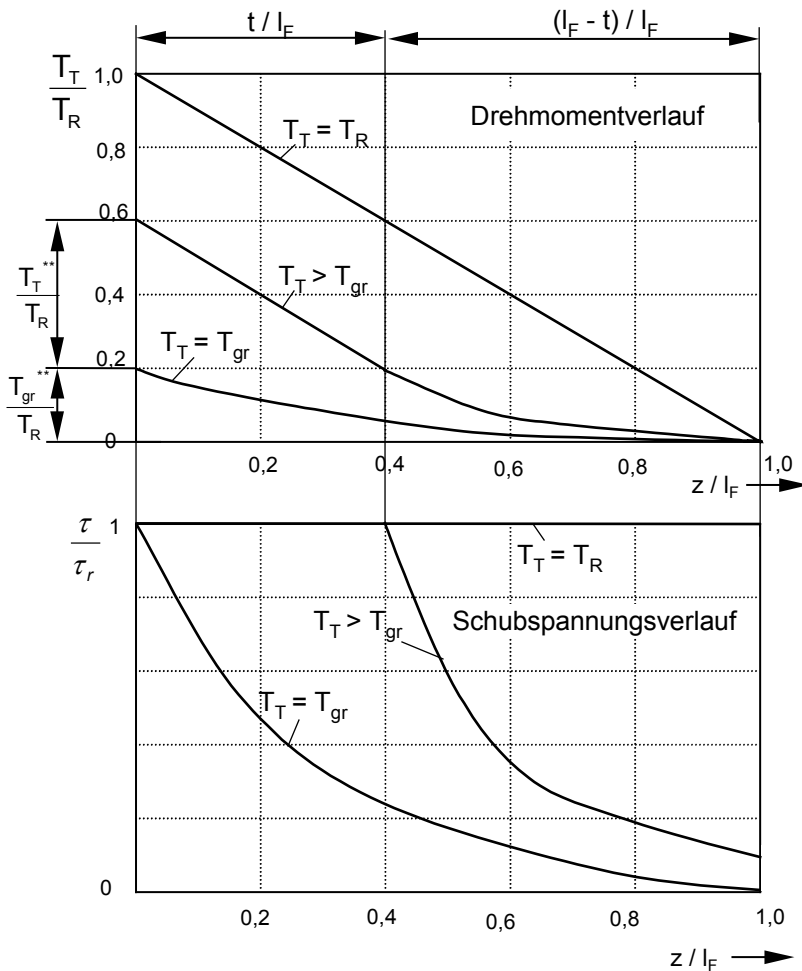


Bild 5.4: Drehmomentverlauf in der Welle und Schubspannungsverlauf in der Pressflächenfläche bei verschiedenen Erstbelastungen /MÜLLER61/

Der Momentenverlauf einer mit lokalem Gleiten belasteten Pressverbindung setzt sich aus einem Teil mit linearem Abfall innerhalb der Schlupftiefe t und aus einem Teil mit exponentiellem Abfall im haftenden Bereich zusammen. Innerhalb der Schlupftiefe t hat die Schubspannung τ_r den konstanten Wert einer durchrutschenden Verbindung und berechnet sich zu:

$$\tau_r = \mu_{ru} \cdot p \quad (5.26)$$

Für die Berechnung des Schlupfes s an der Nabenkante in Abhängigkeit von der Belastung wurde von Leidich /Leidich83/ eine modifizierte Formel entwickelt, die für den Fall gleicher Werkstoffe der Innen- und Außenteile ($G_I = G_A = G$) gilt:

$$s = \left[\left(\frac{T_T}{T_R} \right)^2 - \eta_{grt}^{*2} \right]^{1,1} \cdot \frac{4 \cdot I^2 \cdot p_F}{G \cdot D_F} \cdot \mu \quad (5.27)$$

Eine weitere Formel für die Ermittlung der Schlupftiefe t gibt Leidich mittels eines modifizierten Gütefaktors $\eta_{grt\text{mod}}^*$ an, sie errechnet sich nach den Formeln:

$$\eta_{grt\text{mod}}^* = 0,14 \cdot \left(\frac{I}{D_F} \right)^{-0,935} - \left(0,15 - \frac{1}{K} \right) \quad (5.28)$$

$$K = \frac{D_F}{I} \cdot Q \quad (5.29)$$

Damit ergibt sich die Schlupftiefe t :

$$\frac{t}{D_F} = \left[\frac{T_T}{T_R} - \eta_{grt\text{mod}}^* \cdot \left[\frac{G_I}{G_A} \right]^{0,25} \right] \cdot \frac{I}{D_F} \quad (5.30)$$

5.4.3 Die Drehmomentübertragung beim Durchrutschen der Welle

Für den Fall des Durchrutschens nimmt Müller bei seinen Untersuchungen einen konstanten Fugendruck an, so dass die Kantenpressung nicht berücksichtigt ist. Damit gelten genau diese Annahmen bei den hier untersuchten spannungsoptimierten Pressverbindungen mit einem ebenen Spannungszustand.

Im Gegensatz zum lokalen Gleiten eines Pressverbandes wird nur die Welle innerhalb des Pressverbandes verdreht. Nach Müller /MÜLLER61/ ist φ_0 die Verdrehung einer freien Welle der gleichen Länge l_F . Für die maximale Verdrehung der Welle innerhalb des Pressverbandes gilt:

$$\varphi_{\max} = \frac{1}{2} \cdot \varphi_0 \quad (5.31)$$

Bild 5.5 zeigt diesen Zustand von Welle und Nabe beim Beginn des Durchrutschens.

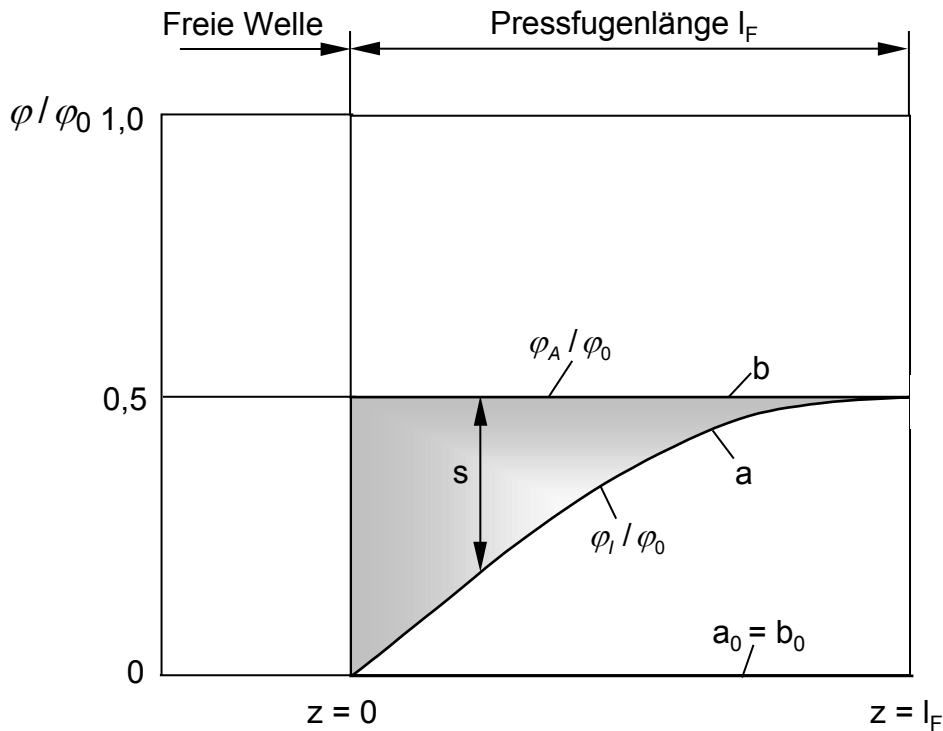


Bild 5.5: Verdrehung von Welle und Nabe eines durchrutschenden Pressverbandes
/MÜLLER61/

Für den unbelasteten Zustand sind die beiden Mantellinien $a_0 = b_0$ innerhalb der Fugenfläche von Welle und Nabe identisch. Bei steigender Belastung verformt sich die Mantellinie der Welle zur Kurve a. Die Differenz der beiden Kurven b und a ist der innerhalb eines Pressverbandes auftretende Schlupf und berechnet sich nach Müller zu

$$s = \frac{\tau_{tn} \cdot l}{2 \cdot G_I} \cdot \left(1 - \frac{z}{l}\right)^2 \quad (5.32)$$

mit der Torsionsnennspannung

$$\tau_{tn} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot D_F^3} \quad (5.33)$$

6 Untersuchungsmethoden

Die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit teilen sich auf in die experimentelle Untersuchungen und numerische Berechnungen von WNV mittels der Methode der Finiten-Elemente. Im Mittelpunkt der experimentellen Untersuchung steht die Darstellung des Vergleiches von nicht optimierten zu optimierten PV im Hinblick auf die Reibdauerbeanspruchung und die Ermittlung der Reibwerte von jungfräulichen sowie von torsionsbelasteten PV. Da der Reibwert maßgeblich die Schlupfamplitude beeinflusst und somit einen bedeutenden Einfluss auf die Reibdauerbeanspruchung hat, ist eine detaillierte Kenntnis des Reibwertes entscheidend. Bei den numerischen Berechnungen wird der Einfluss der homogenen Fugenspannung im Hinblick auf den erhöhten Schlupf ausgewertet und mittels der spezifischen Reibenergie der Vergleich von optimierten zur nicht optimierten PV dargestellt.

6.1 Versuchskonzept

Um die Auswirkung der Spannungshomogenisierung aufzuzeigen, ist es erforderlich, Torsionsversuche mit nicht spannungsoptimierten und anschließend mit spannungsoptimierten Proben durchzuführen. Diese untersuchte Torsionsbelastung ist ein in der Praxis häufig auftretender Fall, bei dem die Belastungsübertragung rein reibschlüssig erfolgt. Der Einfluss einer Spannungshomogenisierung ist daher bei einer Torsionsbelastung entscheidend für die Reibverhältnisse innerhalb der Fuge.

Zur Ermittlung des Einflusses der Spannungsoptimierung infolge eines variablen Übermaßes sind Versuche in einem Welle-Nabe-Verbindungsprüfstand mit dynamischer Wechseltorsionsbelastung bis 4 Mio. Lastspiele bei einer Frequenz von 20 bis 30 Hz durchgeführt worden. Bei den untersuchten Proben wurde die Geometrie nicht variiert, da bei diesen ersten Versuchen auf diesem Forschungsgebiet die Effekte innerhalb der Fungenfläche auch auf andere Nabengeometrien übertragbar sind. Insgesamt wurden 26 gleichartige Proben experimentell untersucht, die geringe Schwankungen im Übermaß infolge der Fertigungsgenauigkeit beinhalten.

In einer separaten Schlupfmessung werden die Proben quasistatisch belastet und dabei der Schlupf an der Nabenkante zwischen Welle und Nabe gemessen. Innerhalb dieser externen Schlupfmesseinheit ist der Prüfling denselben Randbedingungen ausgesetzt

wie zuvor bei dynamischer Belastung im Prüfstand. Eine direkte Schlupfmessung innerhalb der dynamischen Torsionsbelastung wäre möglich, wenn die Antriebsrehzahl auf geringe Drehzahlen stufenlos reguliert werden könnte und die Probenaufnahme in axialer Richtung zugänglich wäre.

Für die Ermittlung der integralen Reibwerte werden vor und nach der dynamischen Belastung Verdrehversuche in Umfangsrichtung durchgeführt, um die (integralen) Reibwerte von jungfräulichen und belasteten Proben zu bestimmen. Damit ist ein direkter Vergleich der Reibwerte möglich.

Die nicht gebrochenen Proben werden nach Versuchende aufgetrennt und ebenso wie die gebrochenen Proben mikroskopisch hinsichtlich Reibkorrosion untersucht. Dabei werden die Schädigungsbereiche in der Fugenoberfläche von spannungsoptimierten und nicht spannungsoptimierten Proben ermittelt.

In der institutseigenen Werkstatt wurden die Proben hergestellt und auf einer 3D-Messmaschine vermessen. Mit einer Rauheitsmessmaschine wurden die Oberflächenrauheiten bestimmt. Die Nennübermaße bei den Proben (Durchmesser 30 mm) wurde auf 40 µm festgelegt, um eine Vergleichbarkeit mit anderen Forschungsarbeiten /GROPP97A/, /LEIDICH83/ zu erhalten.

Sämtliche experimentellen sowie numerischen Ergebnisse und die Nomenklatur der Proben wurden begleitend in einer Probendatenbank gepflegt und dokumentiert. Bild 6.1 zeigt in einer schematischen Übersicht die einzelnen Schritte der experimentellen Untersuchungen sowie die parallel verlaufenden numerischen Berechnungen.

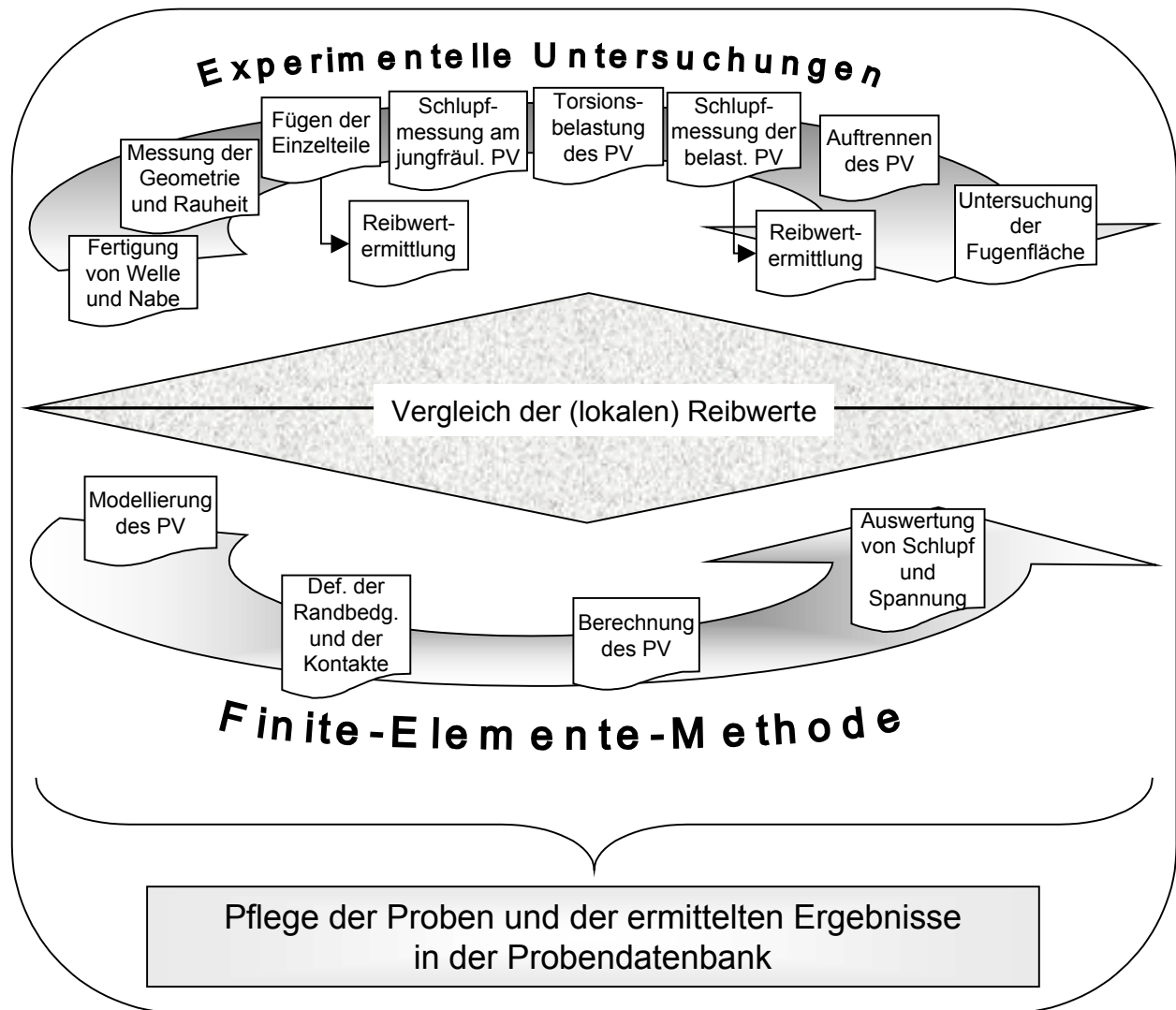


Bild 6.1: Experimenteller und numerischer Untersuchungsumfang

Der vorausgegangene Aufbau mit Konstruktion, Fertigung und Berechnung des Torsionsprüfstandes sowie die Vorrichtungen für die Schlupfmessung und die Verdrehvorrichtung ist in dieser Übersicht nicht dargestellt.

Der Aufbau eines durchgängigen Untersuchungsprogramms für torsionsbelastete WNV ist Bestandteil dieser Arbeit und wird in den folgenden Kapiteln erläutert.

6.2 Prüfstandskonzept

Zur Untersuchung torsionsbelasteter Pressverbindungen wurde der bestehende Prüfstand für umlaufbiegebelastete Pressverbindungen, der vom Autor und Schwämmle /SCHWÄMMLE02/ gemeinsam entwickelt und aufgebaut wurde, erweitert.

Grundlage dieser beiden Prüfstandskonzepte ist die gleichzeitige Untersuchung zweier Prüflinge mit einer stillstehenden Probe. Dadurch vereinfacht sich die Messtechnik, wobei sich die Belastungskontrolle der WNV während der dynamischen Versuche einfacher gestaltet. Bei den bisherigen Prüfstandskonzepten /GROPP97A/, /SCHUHT92/, /TERSCH96/, /HÄUSLER74/ wird zur umlaufenden Probe eine statische Torsionsspannung infolge einer Verdrehanordnung eingeleitet oder die wechselnde Torsionsspannung wird mittels eines Pulsators aufgebracht.

6.2.1 Konzept für umlaufende Biegung

Für die experimentelle Untersuchung von Welle-Nabe-Verbindung wurde ein Prüfstandskonzept entwickelt, mit dem alle relevanten Verbindungsvarianten zwischen Welle und Nabe untersucht werden können. Das modulare Konzept sieht vor, dass mit geringem Aufwand unterschiedliche Probenformen eingebaut und untersucht werden können. Bild 6.2 zeigt in einer Prinzipdarstellung den Aufbau des Prüfstandes für umlaufende Biegung¹. Der Aufbau und die Funktionsweise für die biegebelasteten Untersuchungen von Pressverbindungen ist auszugsweise bei Schwämmle /SCHWÄMMLE02/ beschrieben.

¹ Der Prüfstand wurde in enger Zusammenarbeit mit Herrn Timm Schwämmle aufgebaut und wird in dessen Dissertation ausführlich erläutert. Der Schwerpunkt der folgenden Ausführungen ist die Torsionsbelastung innerhalb des Prüfstands.

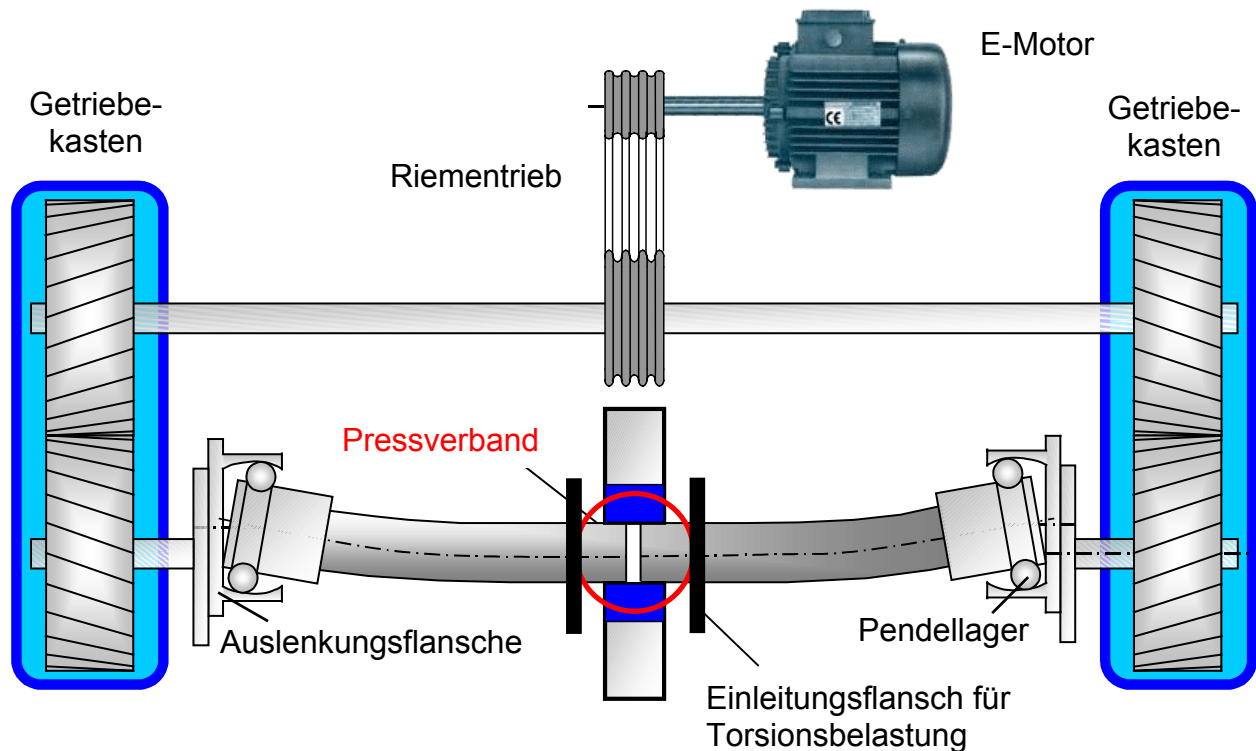


Bild 6.2: Prüfstandskonzept für umlaufende Biegung

Ein Elektromotor treibt über einen Riementrieb und eine Welle zwei Stirnradstufengetriebe an. Die Abtriebswellen dieser Getriebe tragen je einen verstellbaren Auslenkflansch. Infolge der exzentrischen Auslenkung dieser Flansche wird die Biegebelastung auf den Pressverband eingestellt und eingeleitet. Innerhalb dieser Auslenkflansche sind Pendellager angebracht, die den drehenden Auslenkflansch mit den still stehenden Probenwellen verbinden. Somit wird die Belastung auf den Pressverband bei stehenden Probenwellen aufgebaut. Dadurch können gleichzeitig zwei zylindrische Proben im Prüfstand untersucht werden. Durch die weggesteuerte Belastungseinleitung ist das Niveau der Belastung drehzahlunabhängig und somit bei jeder beliebigen Drehzahl einsetzbar.

6.2.2 Konzept für die Torsionsbelastung

Die Adaption der Torsionseinleitung im bestehenden Prüfstand für umlaufende Biegung geschieht mittels der *Einleitungsflansche für Torsionsbelastung* (Bild 6.2). Diese Einleitungsflansche übertragen direkt die Torsionsbelastung in die Prüflinge. Das Wirkprinzip der einleitenden Torsionsbelastung beruht auf der Umsetzung einer angetriebenen Drehbewegung mittels Pleuel über zwei Auslenkeinheiten. Das Wirkprinzip der Torsi

onsbelastung ist in Bild 6.3 in einem Funktionsschema dargestellt und wird im nachfolgenden Kapitel 6.2.3 näher erläutert.

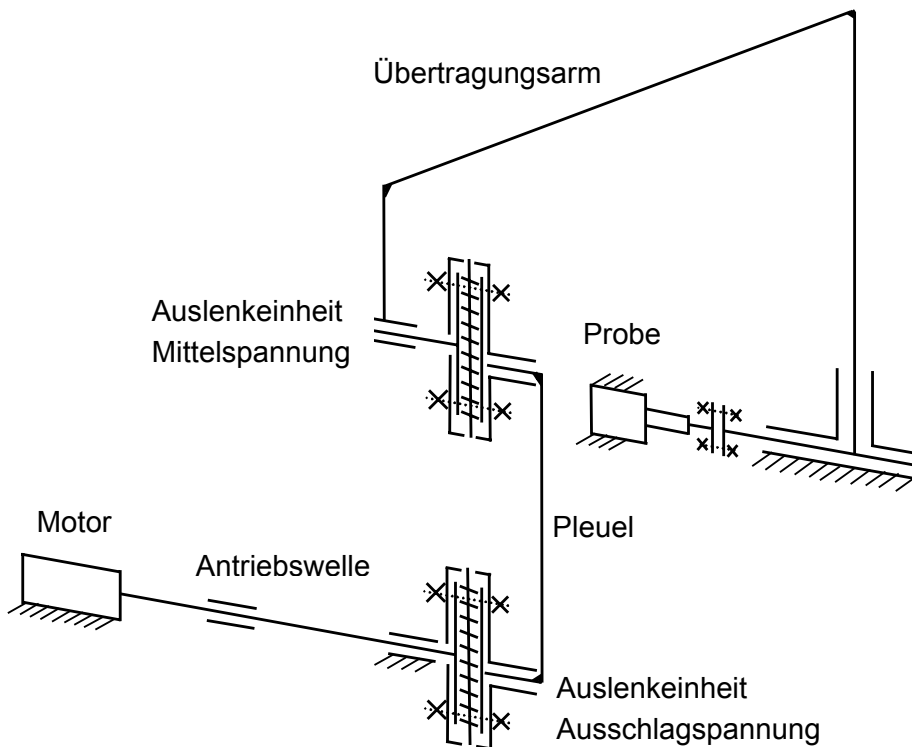


Bild 6.3: Funktionsschema des Wirkprinzips der Torsionsbelastung

6.2.3 Prüfstandsaufbau und Funktionalität

Zu der Funktionalität der Biegebelastung wurde der Prüfstand um die Torsionseinleitung erweitert. Bei der Gestaltung und Dimensionierung der Bauteile wurde von einem Probendurchmesser von 80 mm ausgegangen, um auch die nachfolgenden Untersuchungen im Hinblick auf die Geometrievariation abdecken zu können. Alle relevanten versagenskritischen Bauteile wurden mittels der FEM berechnet und dimensioniert.

Der Drehstrommotor, der die Antriebswelle antreibt, hat eine Nennleistung von 11 kW und eine Nenndrehzahl von 1460 min^{-1} . Aus Platzgründen wurde der Antriebsmotor unterhalb der Prüfstandsplatte angebracht. Um ein Drehzahlniveau bis 3000 min^{-1} bei Torsion ohne Umbau erreichen zu können, wurde eine zweifache Übersetzung mittels eines Riemenantriebes (1) angebracht (Bild 6.4). Dieser Riemenantrieb treibt eine dreifach gelagerte Antriebswelle (2) an, an deren beiden Enden die Einheiten für die Belastungseinstellungen (3) mittels Schrumpfscheiben (4) angebracht sind.

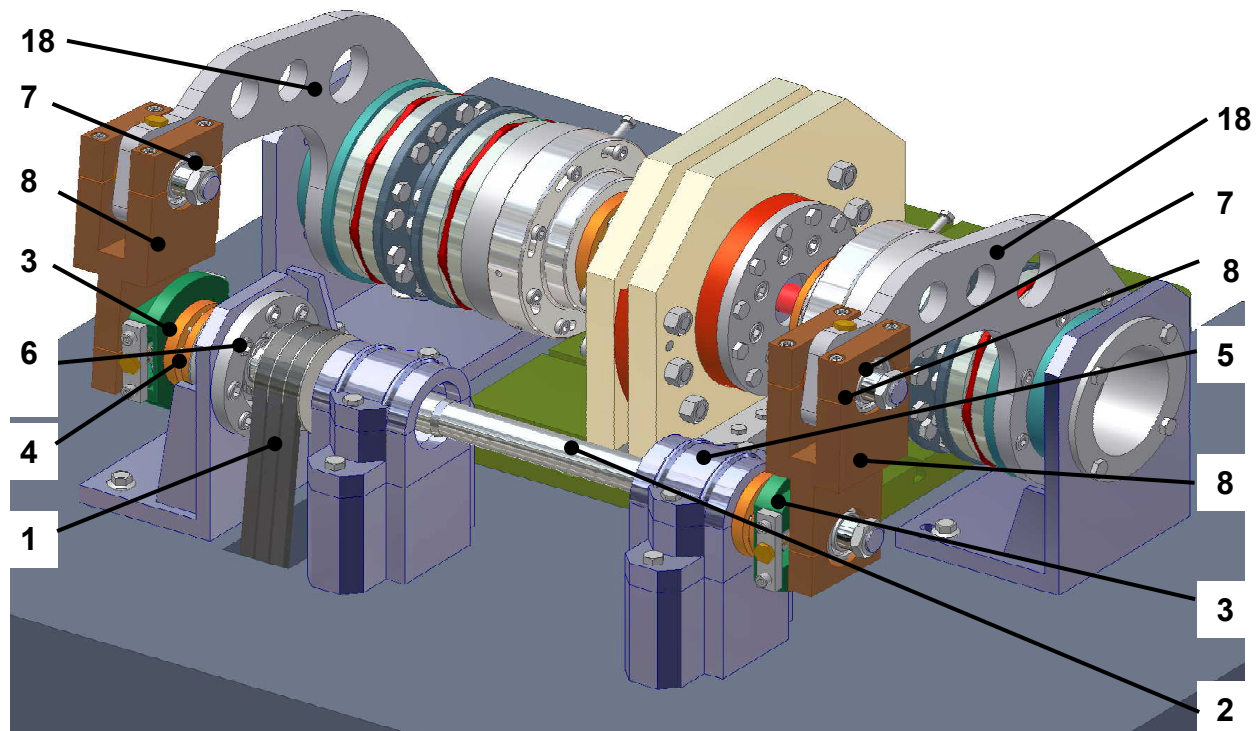


Bild 6.4: Auslenkeinheit und Übertragungselemente des Torsionsprüfstandes

Gelagert ist die Antriebswelle mittels Pendelkugellagern, die in Stehlagergehäusen (5) und einem konstruktiv angepasstem Lagerbock (6) eingebaut sind.

Für jegliche kombinierbare Belastungsart, d.h. im Schwellbereich Zug oder Druck oder im reinen Wechselbereich, sind zwei stufenlose Verstelleinheiten (3) und (7) angebracht, die mittels eines Pleuels (8) verbunden sind. In Bild 6.6 ist die Verstelleinheit für die Ausschlagsspannung mit (9) und für die einzustellende Mittelspannung mit (10) bezeichnet. Mit der unteren, an der Antriebswelle (2) direkt angebrachten Einheit wird durch eine Verstellspindel (11) die Exzentrizität der Hammerschraube (12) stufenlos und damit der gewünschte Ausschlag bzw. das Belastungsniveau eingestellt. Diese Hammerschraube (12) gleitet spielarm im Verstellflansch (13) und ist mit einem Messinggewindeeinschub versehen, der ein Fressen der Verstellspindel (11) mit der Hammerschraube (12) verhindern soll. Für die konstant gehaltene Belastung während des Betriebes wird die Verstellspindel (11) durch zwei Verstellschrauben (16) verspannt (Bild 6.5).

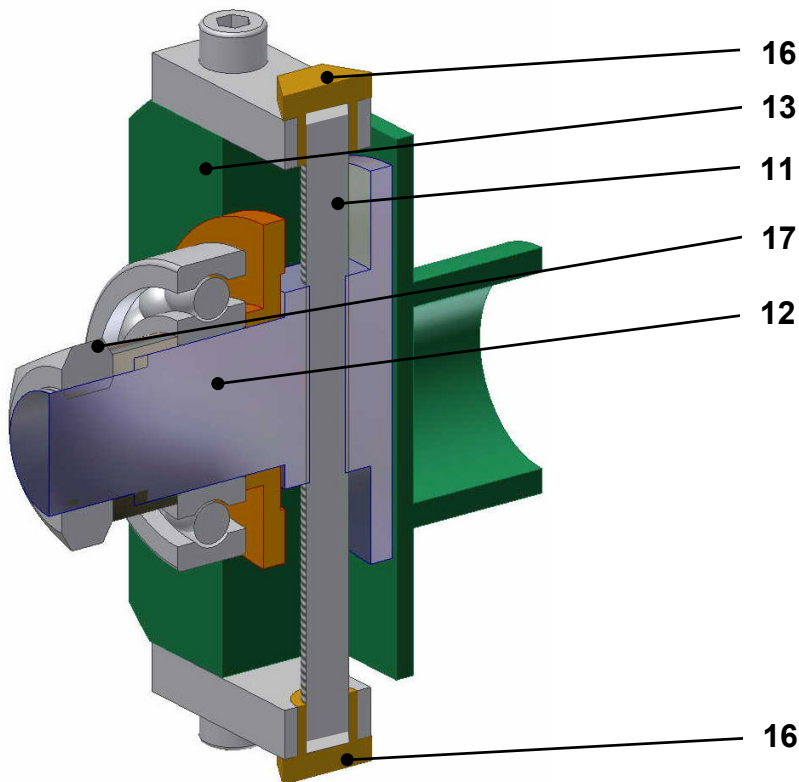


Bild 6.5: Schematische Schnittdarstellung der Verstelleinheiten

Zusätzlich wird die ausgelenkte Hammerschraube (12) mit dem Verstellflansch (13) mittels einer zentralen Mutter (17) über die Lagerinnenringe in axialer Richtung gespannt. Der Aufbau der Verstelleinheit für die Mittelspannung ist identisch und somit das Prinzip der Gleichteile realisiert. Gelagert sind die Pleuel in selbstabgedichteten Rillenkugellagern.

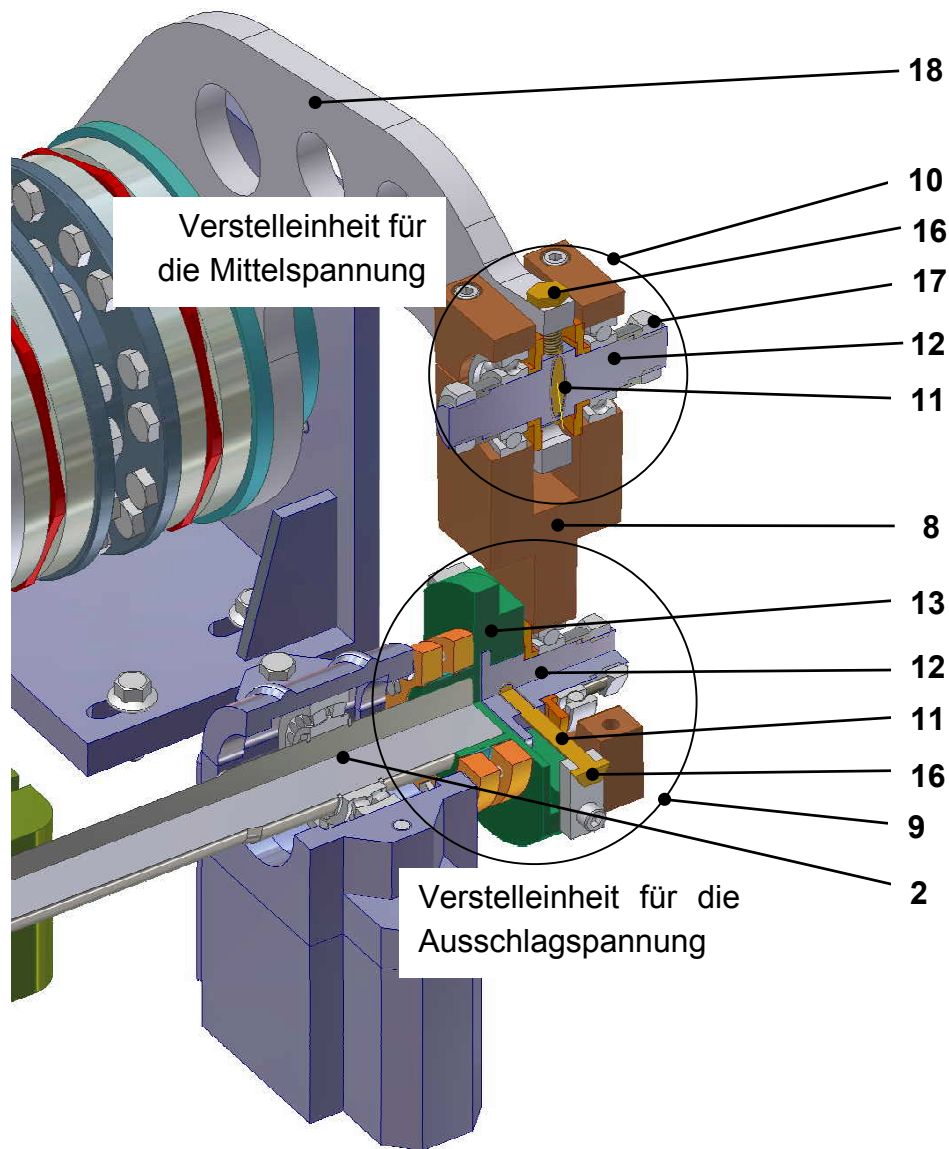


Bild 6.6: Lokale Verstelleinheit des Prüfstandes

Um die bewegten Massen bei der Belastung möglichst klein zu halten, sind die Pleuel (8) und die Übertragungsarme (18) aus Aluminium gefertigt. Bei den Übertragungsarmen sind innerhalb der neutralen Faser Bohrungen angebracht, um zusätzliche Massenkräfte zu reduzieren. Die FE-Ergebnisse ergaben bei den ausgeführten Übertragungsarmen eine noch ausreichende Sicherheit für einen Probendurchmesser von 80 mm.

Für ein querkraftfreies Drehmoment werden die Übertragungsarme (18), in axialer Richtung der Proben, mittels angeschraubtem Gleitflansch (19) über Gleitbuchsen (20) gelagert (Bild 6.7). Diese Gleitbuchsen nehmen die an den Übertragungsarmen herrschenden Querkräfte auf, was zu einem reinen Drehmoment führt.

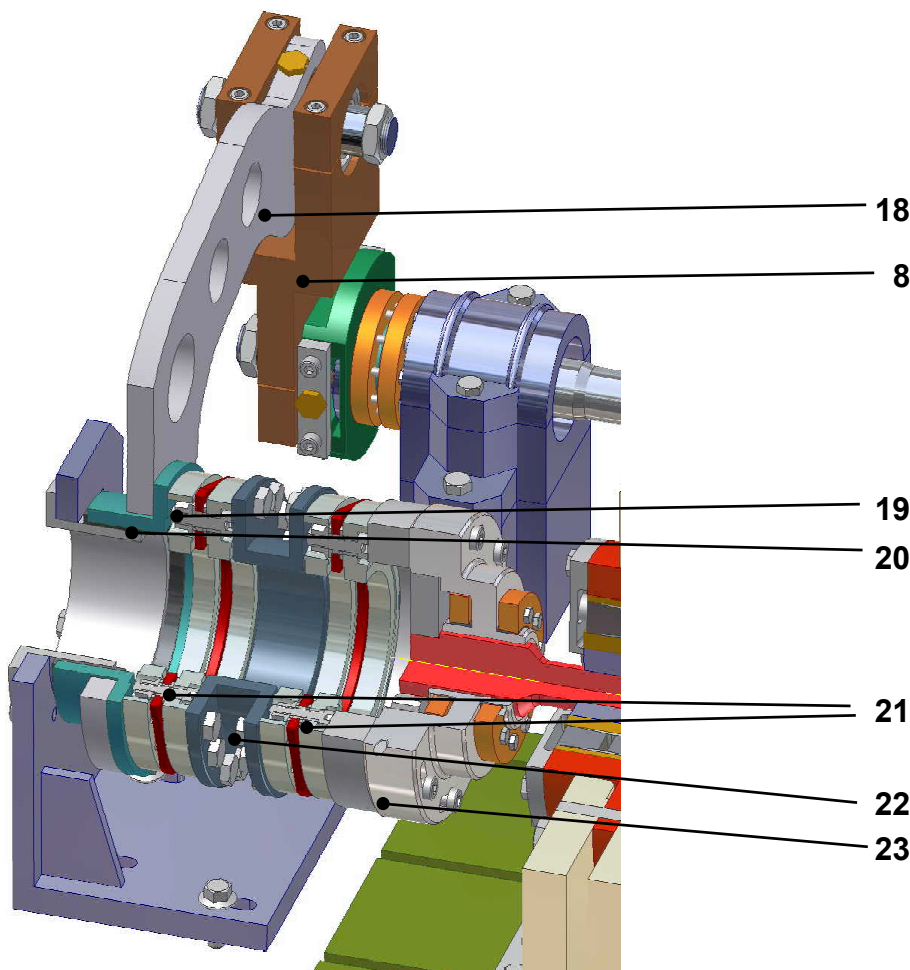


Bild 6.7: Übertragung der Drehbewegung in querkraftfreies Drehmoment

Bei der Konstruktion dieser neuartigen Drehmomenteinleitung an den bestehenden Biegemechanismus wurde bereits die kombinierbare Belastungsvariation von Biegung mit Torsion berücksichtigt. Um die umlaufende Bewegung der Biegeeinleitung zu überwinden und gleichzeitig das Drehmoment auf die Probe übertragen zu können, wurden unterschiedliche zusätzliche Übertragungselemente geprüft. Bei der ausgeführten Variante wurden die biegeweichen und torsionssteifen Federlaschenkupplungen (21) verwendet. Für den Bewegungsausgleich der umlaufenden Biegeübertragungswelle, die innerhalb dieser Ausgleichselemente läuft, wurden auf beiden Seiten zwei Federlaschenkupplungen (21) angebracht, die über einen Zwischenflansch (22) miteinander verschraubt sind. Dieser Zwischenflansch gleicht, je nach axialer Länge, den radialen und axialen Versatz der Biegeübertragungswelle aus.

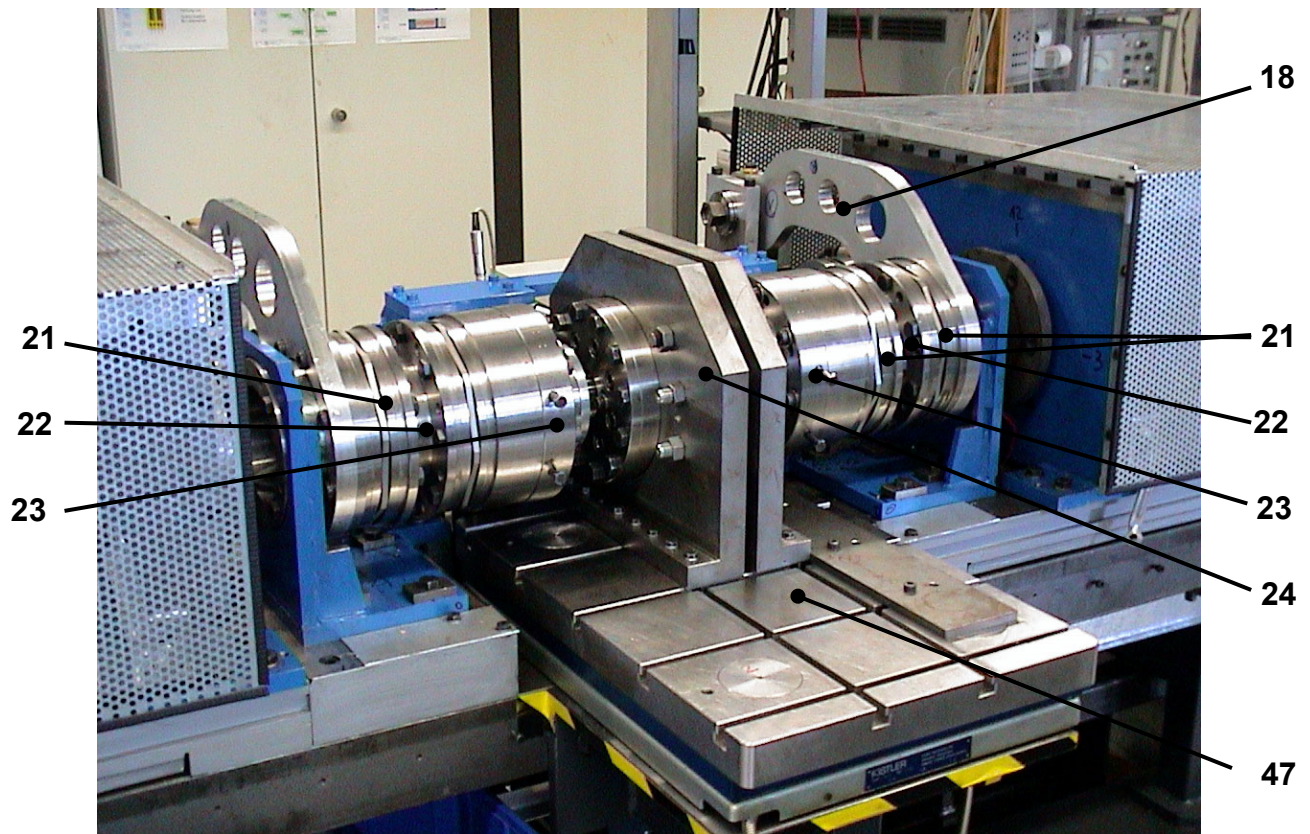


Bild 6.8: Prüfstandsaufbau zur querkraftfreien Belastungsübertragung

Für die Übertragung der Belastung auf den Prüfling wurde ein Abtriebsflansch (23) entwickelt, der gleichzeitig für die Biegung und Torsionsbelastung geeignet ist. Dieser Abtriebsflansch überträgt die Belastung in kombinierter reib- sowie formschlüssiger Verbindung. In Bild 6.9 ist der montierte Probenhalter (24) mit eingebauter Probe (Welle und Nabe) und den beiden Abtriebsflanschen im modellierten Zustand mit teilweise axialem Viertelschnitt gezeigt.

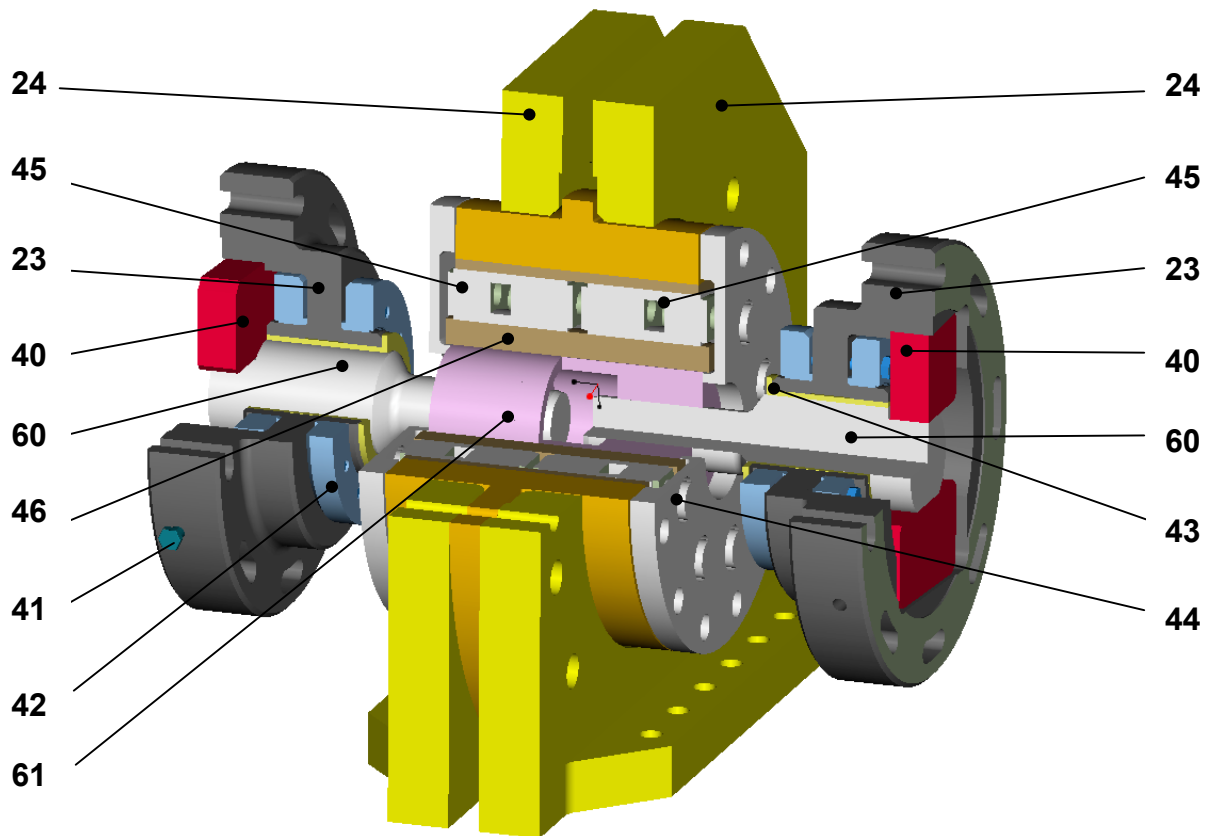


Bild 6.9: Probenhalter mit Abtriebsflansch und Probe

Der formschlüssige Anteil der Drehmomentübertragung wird jeweils über zwei Befestigungskeile (40) an einer Welle eingeleitet, die in einem Winkel von 3° innerhalb des Abtriebsflansches (23) mittels Verklebmschrauben (41) verstemmt werden. Über den an der Welle angebrachten Zweiflach entsteht somit ein Formschluss, der infolge einer Verschraubung gegen den Keilwinkel wieder lösbar ist. Der reibschlüssige Anteil entsteht durch den Einsatz der geteilten Schrumpfscheiben (42), die zusätzlich die Nabe zentrisch mit dem Abtriebsflansch (23) verbindet. Der Einsatz der Messingringe (43) soll ein Fressen verhindern und daher eine einfache Montierbarkeit auch nach den dynamischen Versuchen gewährleisten. Infolge der Verwendung von geometrisch unterschiedlichen Messingringen (43) und Befestigungskeilen (40) können verschiedenartige Wellengeometrien eingebaut und untersucht werden.

Die am Probenhalter angeschraubten Deckscheiben (44) sollen ein axiales Auswandern der Probe verhindern. Um eine isotrope radial feste Umgebung am Nabenaußendurchmesser zu erhalten, werden zwei Spannsätze (45) eingesetzt, die durch die Deckscheiben (44) hindurch angezogen werden können. Diese Spannsätze (45) werden nur soweit angezogen, dass die Probe (60) ohne Spiel im Nabenhalter (24) aufgenommen ist.

Für die Verwendung von Naben (61) mit unterschiedlichen Nabenaußendurchmessern und/oder unterschiedlicher axialer Länge werden je nach Einsatz verschiedene Distanzhülsen (46) oder zusätzliche axiale Zwischenhülsen montiert.

Die Form des Probenhalters wurde mittels der FE-Methode für die Biegebelastung dahingehend optimiert, dass eine gleichmäßige Nachgiebigkeit über den gesamten Umfang in radialer Richtung vorhanden ist, womit ein Aufschwingen bei dynamischer Belastung unterbunden wird.

6.2.4 Verwendete Probenform

Für die experimentellen Untersuchungen wurde in Anlehnung an die Probenform der TU Chemnitz /GROPP97A/ eine Welle entwickelt, die sowohl für die Biege- als auch für die Torsionsbelastung gleichzeitig eingesetzt werden kann (Bild 6.10).

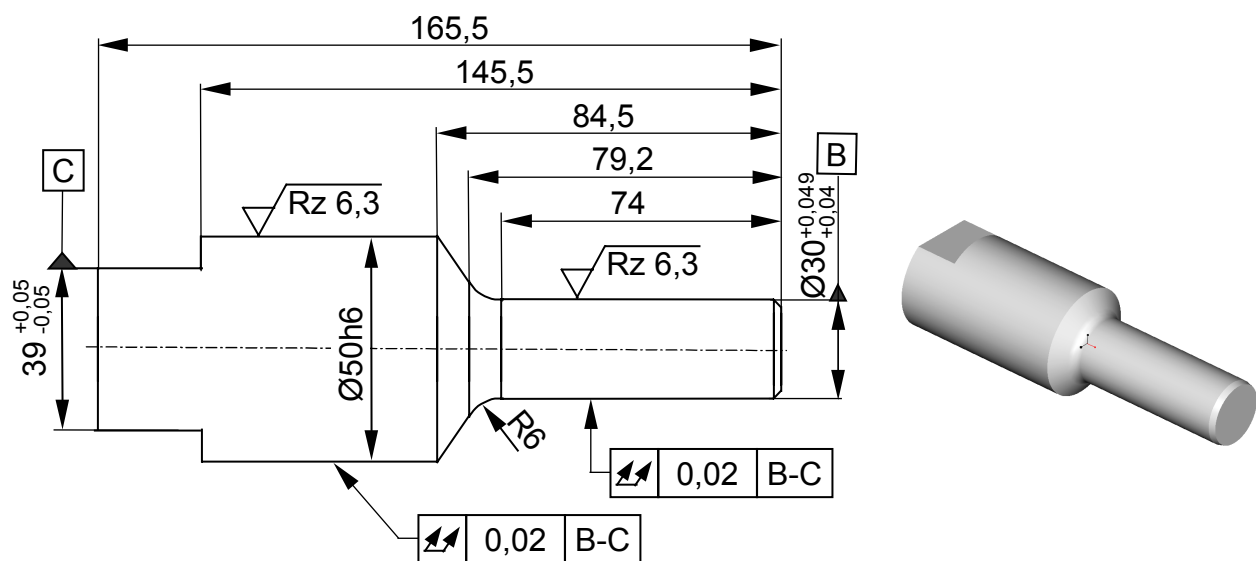


Bild 6.10: Abmessungen der eingesetzten Probenwelle

Der angebrachte Zweiflach an der Welle dient auf Grund der Versteifung der form-schlüssigen Übertragung der Drehbewegung, wohingegen der zylindrische Teil für den zentrischen Sitz im Abtriebsflansch verantwortlich ist und den reibschlüssigen Teil über die Schrumpfscheiben aufnimmt. Dieser Teil ist mit einem Durchmesser von 50 mm ausgeführt, um auch die Festigkeit bei einem Fugendurchmesser D_F von 80 mm erreichen zu können und die Verwendung des gleichen Abtriebsflansches bei größeren Fugendurchmessern zu gewährleisten.

Für eine realitätsnahe Abbildung der Proben wurde eine Nabenform mit rein zylindrischer Nabenaußenkontur entwickelt, mit der gleichzeitig zwei WNV untersucht werden können. In Bild 6.11 ist die Doppelnabe im Axialschnitt und als Modell dargestellt.

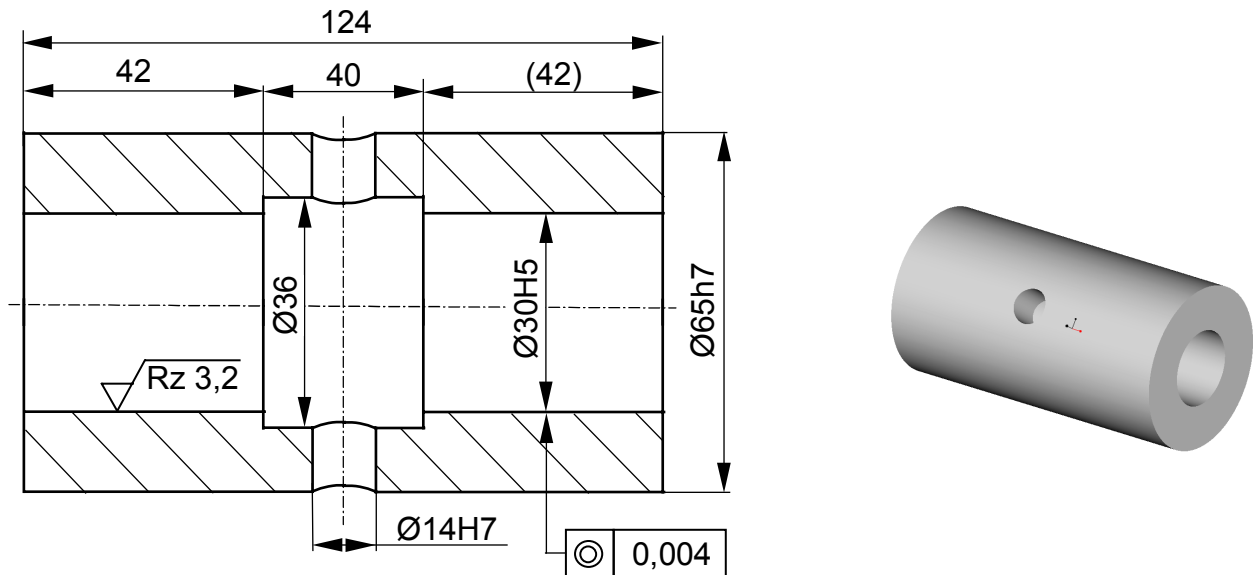


Bild 6.11: Abmessungen der eingesetzten Doppelnabe

In die radiale Bohrung wird bei der Montage ein Bolzen eingebracht, der eine tangentielle Verdrehung innerhalb des Probenhalters verhindert. Diese Form der Doppelnabe hat während der dynamischen Torsionsbelastung, bei entsprechend entgegengesetzter Lasteinleitung, einen energetisch sehr günstigen Zustand. Der Kraftfluss geht durch beide Proben, und in der Mitte ist die Verdrillung null. Mit dieser Nabenform wird die Momentendurchleitung in beiden PV als Belastungsübertragung realisiert.

Bild 6.12 zeigt die gefügte Doppelprobe mit Doppelnabe und den beiden Probenwellen mit dem angefrästen Zweiflach. Alle entwickelten Vorrichtungen für die Untersuchungen dieser Probenform wurden so gestaltet, dass der Zweiflach in Richtung der Bohrung in der Nabe orientiert ist.



Bild 6.12: Gefügte "Doppelprobe"

6.2.5 Messdatenerfassung und Überwachung im Dauerbetrieb

Für die Überwachung und Steuerung des Prüfstandes im Dauerbetrieb war eine Vielzahl von Messsensoren notwendig. Die folgende Beschreibung der Messtechnik des Prüfstandes stellt eine vereinfachte Zusammenfassung der wichtigsten Einzelheiten dar.

6.2.5.1 Temperaturmessung

Für die Temperaturmessung wurden Thermoelemente aus Eisen-Konstantan (Fe/CuNi) verwendet, deren Messbereich infolge der Isolierung auf $-25^{\circ}\text{C} < t$ und $t < 400^{\circ}\text{C}$ beschränkt ist. Bei allen relevanten Lagern wurde an den Außenringen mittels dieser Thermoelemente die Temperatur erfasst und in dem Universalmessverstärker ausgewertet. Somit ist ein Abschalten des Prüfstandes gewährleistet, falls ein Lagerschaden eintreten sollte.

6.2.5.2 Drehzahlmesser mit Erfassung der Lastspielzahl

Die Drehzahl wird an der Antriebswelle mit einem optischen Taster erfasst und in analoger Anzeige dargestellt. Aus den ausgehenden Impulsen der Anzeige wird die Lastspielzahl direkt in einem elektronischen Zähler summiert und in einer LCD-Anzeige dargestellt. Dieser Zähler schließt den Hardware-Überwachungskreis bei Erreichen einer

voreingestellten Lastspielzahl, sodass die Steuerung der gewünschten Lastspielzahl infolge dieses Zählers einstellbar ist.

6.2.5.3 Überwachung des Belastungsniveaus

Die Kontrolle des Belastungsniveaus wurde zum einen über applizierte Dehnungsmessstreifen zum anderen über die Mehrkomponenten-Messplattform (47) (Bild 6.8) überwacht.

Am inneren Durchmesser der beiden Zwischenflansche, die die zwei Federlaschenkupplungen miteinander verbinden (Bild 6.8), ist eine Vollbrückenschaltung DMS mit einer maximal zulässigen effektiven Brückenspeisespannung von 19 V appliziert. Diese DMS wurden mit Hilfe einer Wägezelle und eines Messverstärkers kalibriert. Als zusätzliche Kontrolle der DMS-Kalibrierung diente die Messplattform, die über die auftretenden Kräfte das herrschende Moment ausgibt.

Auf die Mehrkomponenten-Messplattform (47) mit Piezotechnik wurde, wie in Bild 6.8 gezeigt, der Probenhalter aufgebaut, um eine direkte Belastungskontrolle an dem Prüfling zu erhalten. Damit kann zusätzlich zu den applizierten DMS an den Zwischenflanschen die aus den Reaktionskräften der Messplattform umgerechnete Torsionsbelastung überprüft und als Überwachungskriterium genutzt werden.

Die Signale der Messungen werden mit einer PC-Messkarte und einem zusätzlichen Multiplexer erfasst. In Verbindung mit dem Messprogramm DIA/DAGO in der Version 4 werden die Messdaten verarbeitet und visualisiert.

Für die Untersuchungen im Dauerversuch wurden innerhalb des Hardware-Überwachungskreises Kriterien implementiert, wodurch der Prüfstand beim Erreichen bestimmter Werte abschaltet. So sind z.B. die Lagertemperaturen auf 120°C eingestellt; steigt die Belastung an den Proben bei entgegengesetzter Lasteinleitung an der Messplattform auf 150 Nm, so wird der Prüfstand infolge dieses Kriteriums abgeschaltet. Um die Unabhängigkeit der Versuche vom PC zu gewährleisten, wurden an der Auslenkeinheit Abschalttaster angebracht, die bei einem Bauteilversagen den Überwachungskreislauf unterbrechen und damit den Prüfstand zum Stillstand bringen. So kann der Prüfstand auch ohne PC mit den notwendigen Abschaltkriterien betrieben werden.

Zur Kontrolle und Steuerung des Prüfstands während der Versuche wurde mit Hilfe einer konventionellen Kamera der gesamte Überwachungsapparat gefilmt und in einer einstellbaren Intervallzeit wurden Bilder in ein passwortgeschütztes Serververzeichnis am Institut abgelegt. Zusätzlich wurde ein Javaskript implementiert, mit dessen Funktion der Prüfstand auf eine niedrigere Drehzahl gefahren oder ausgeschaltet werden kann.

6.2.6 Probenaufnahme für unterschiedliche Randbedingungen

Der im Bild 6.9 beschriebene Probenhalter ist für die Doppelnabe (Bild 6.11) mit jeweiliger Momentendurchleitung konzipiert. Für die Untersuchungen mit verschiedenartigen Momentenableitungen über die Nabe wurde ein weiterer Probenhalter entwickelt, in dem eine Momentendurchleitung, eine Momentenrückleitung oder eine kombinierte Momentenableitung mit gleichzeitig zwei WNV realisiert werden können. In Bild 6.13 sind die Einspannungen der Nabe bei einer Momentenrück- bzw. einer Momentendurchleitung und einer kombinierten Momentenableitung dargestellt.

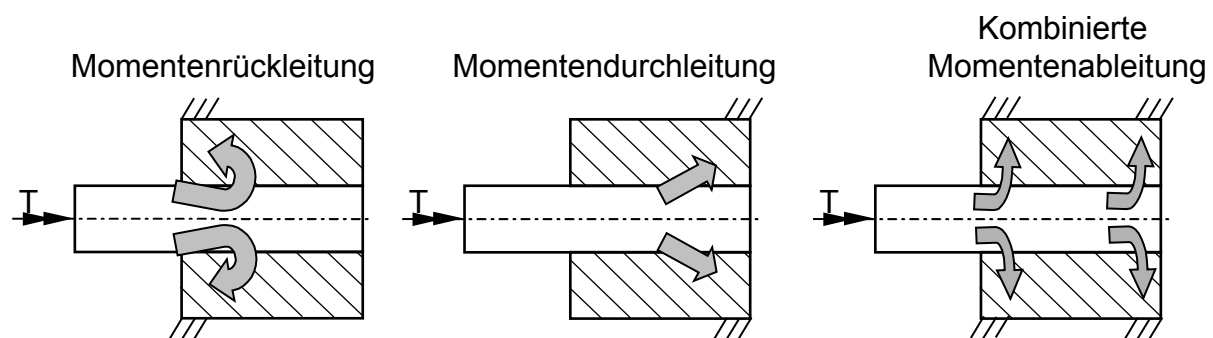


Bild 6.13: Unterschiedliche Randbedingungen an der Nabe

6.2.6.1 Naben- und Wellenform für reine Torsionsbelastung

Bei den speziellen Untersuchungen der Momentenrück- bzw. Momentendurchleitung ist eine neuartige Nabenform entwickelt worden, die in Anlehnung an die Untersuchungen von Gropp /GROPP97A/ aufbaut. Sie ist im Bild 6.14 mit ihren geometrischen Abmessungen dargestellt.

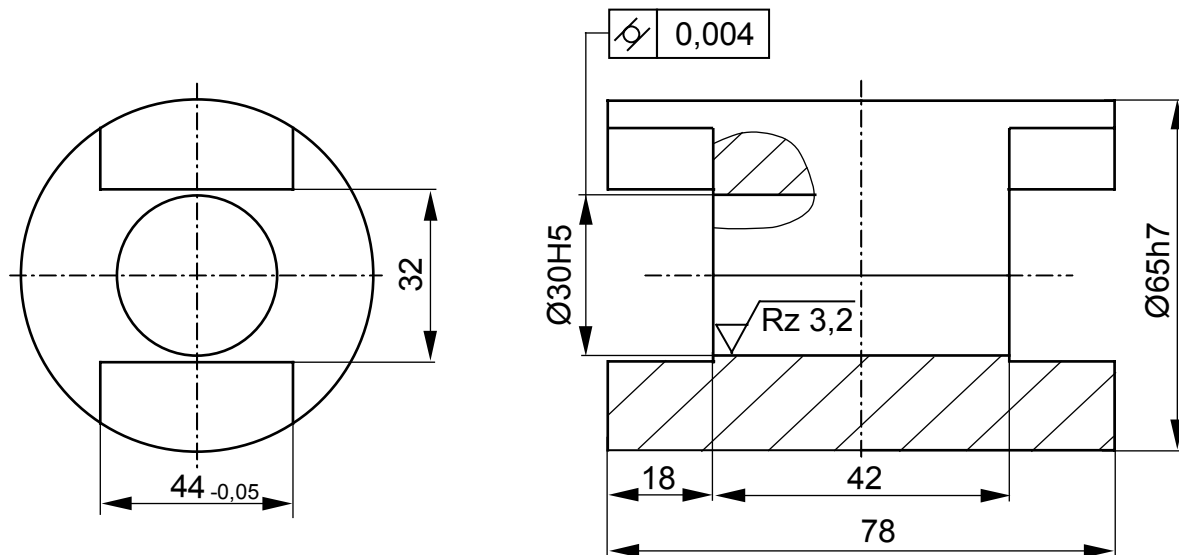


Bild 6.14: Abmessungen der Torsionsnabe für verschiedene Momentenableitungen

Diese Nabenform besitzt an beiden Enden auskragende Nasen mit angefrästem unterbrochenem Zweiflach, woran die Nabe in Umfangsrichtung im Probenhalter verstemmt wird. Für eine geometrische Variation der Nabe wie die Länge oder das Durchmesser- verhältnis bleiben die auskragenden Nasen soweit erhalten oder verlängern sich mit einer verringerten Fugenlänge.

Die dazugehörige Probenwelle ist in gleicher Art gestaltet, wie sie in Bild 6.10 dargestellt ist. Um eine leichte Adaptierbarkeit dieser Probenform mit dem Probenhalter im Prüfstand zu gewährleisten, wurde die axiale Länge dieser Welle von 165,5 mm auf 175 mm erhöht. In Bild 6.15 ist die gefügte Torsionsprobe mit Welle und Nabe gezeigt.

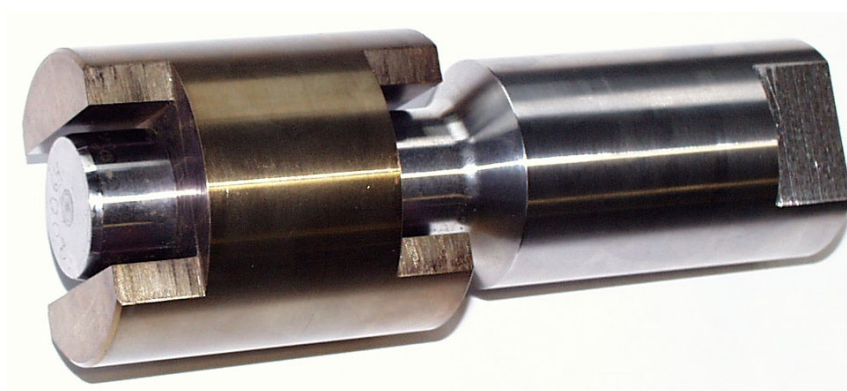


Bild 6.15: Gefügte reine Torsionsprobe für unterschiedliche Randbedingungen

6.2.6.2 Funktionalität des Probenhalters für unterschiedliche Momentenableitungen

In Bild 6.16 ist der neuartige Probenhalter in Seitenansicht mit montierter Probe gezeigt. Die Nabe wird mit den Verstemmkeilen (1) unter Zuhilfenahme von Verstemmschrauben (2) in die Abdeckschotte über die Keilwirkung von 4° verstemmt. Mittels der oberen und unteren Fixierung sitzt die Probe (4) in vertikaler und infolge der Verstemmung in horizontaler Ebene fest. Durch die Keilwirkung ist eine exakte vertikale Position der Verstemmkeile (1) nicht erforderlich, wodurch sich die Montage der Probe vereinfacht.

Während der Untersuchungen im Prüfstand bleiben die Verstemmschrauben (2) und die Halterungsschraube (5) für die obere Fixierung montiert. Zusätzlich werden die Verstemmkeile (1) und die obere (6) und untere (9) Fixierung an die obere (7) und untere (8) Halterung angeschraubt. Ein Lösen im Betrieb wird dadurch ausgeschlossen.

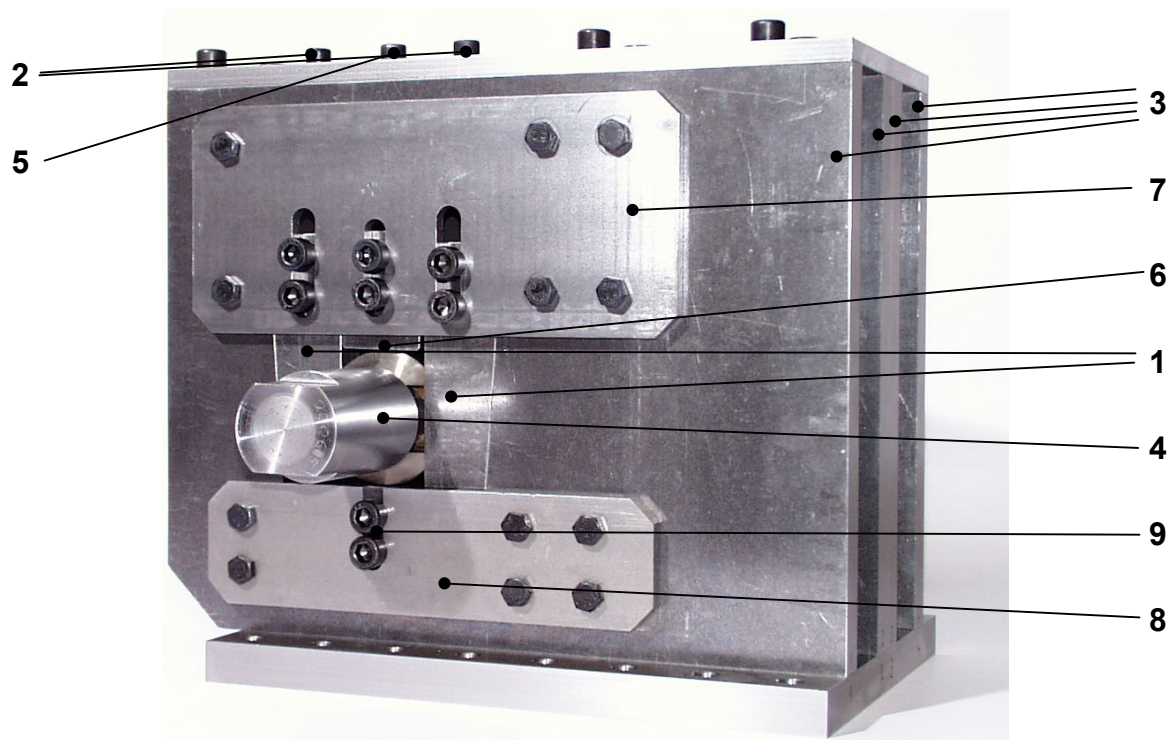


Bild 6.16: Seitenansicht des Probenhalters für verschiedenartige Momentenableitungen

Bei Variation der geometrischen Abmessungen der Proben kann infolge der auskragenden Nasen an den Naben auch diese ohne Änderung der Bauteile im Probenhalter

aufgenommen werden. Lediglich die Breite der Verstemmkeile muss dem Nabendurchmesser angepasst werden.

Für die Variation der Momentenableitung über die Nabe ist der Probenhalter mit vier unabhängigen Abdeckschotten (3) mit jeweils der gleichen Verstemmeinheit wie in Bild 6.16 ausgeführt. Infolge dieses modularen Aufbaus kann eine Momentenrückleitung realisiert werden, wenn nur die vordere Verstemmeinheit (20) montiert ist und somit die Nabe nur an der Lasteinleitungsseite fest fixiert ist. Für die Momentendurchleitung wird die der Lastseite zugewandte Verstemmeinheit demontiert und die Nabe an der abgewandten Verstemmeinheit (30) fixiert.

Für eine kombinierte und damit annähernd gleichmäßige Momentenableitung über die Nabenfläche werden beide Seiten der Naben mittels der Verstemmeinheit montiert. Mit dieser Probenform und dem dazugehörigen neuartigen Probenhalter können alle Variationen der Momentenableitung über die Nabe realisiert werden.

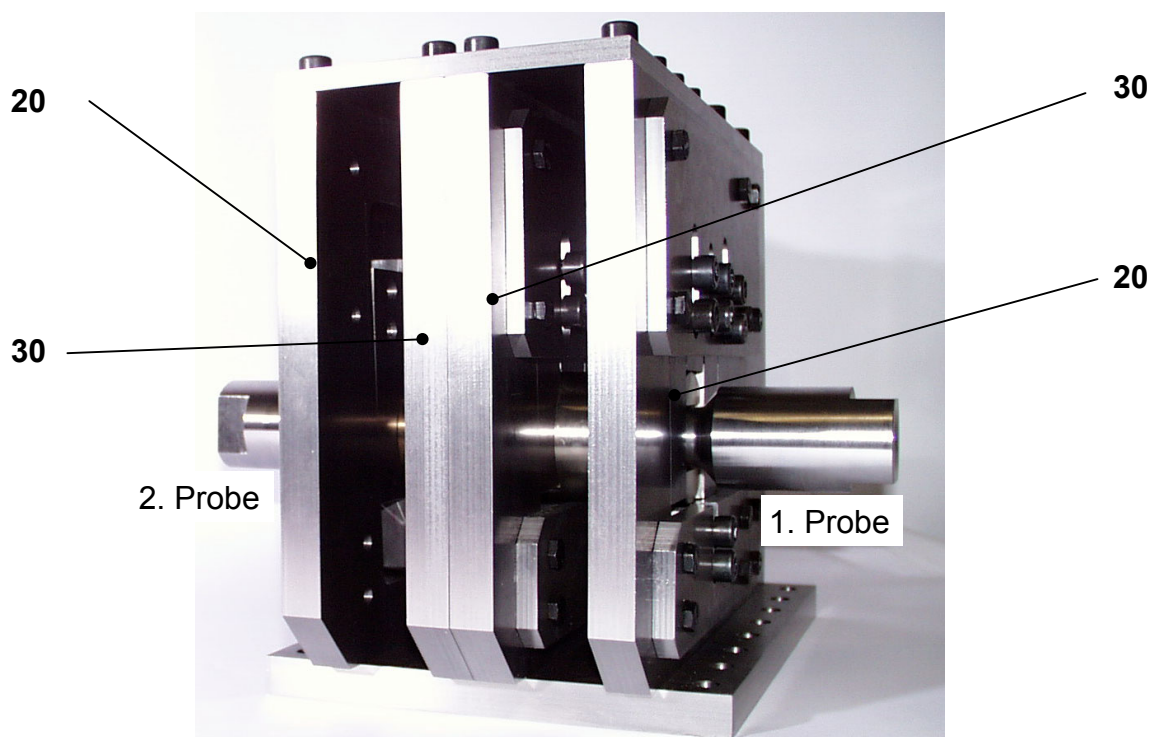


Bild 6.17: Vorderansicht des Probenhalters für verschiedenartige Momentenableitungen

6.3 Verdrehvorrichtung zur Ermittlung der Reibungswerte

Eine einflussreiche und in lokalen Bereichen der Pressverbindung unbekannte Größe ist der Reibwert. Zur experimentellen Bestimmung des integralen Reibwertes werden für die axiale Richtung Längsauspressversuche und in Umfangsrichtung Verdrehversuche durchgeführt, um nach Kenntnis der Fugenpressung die dazugehörigen integralen Reibwerte gemäß der Formel

$$\mu_{ru} = \frac{2 \cdot T_T}{\pi \cdot D_F^2 \cdot l \cdot p_F} \quad (6.1)$$

zu bestimmen. Für die torsionsbeanspruchte PV ist hauptsächlich der Reibwert in Umfangsrichtung relevant und wurde innerhalb dieser Untersuchungen ermittelt. Grundlage für eine fehlerfreie Ermittlung des Rutschmomentes ist eine Verdrehanordnung mit konstanter Verdrehgeschwindigkeit und eine einwandfreie Drehmomentmessung.

Zur Ermittlung der von den Querpressverbindungen übertragenen Umfangskräfte bzw. Drehmomente wurde eine neuartige Verdrehvorrichtung entwickelt, die speziell auf die untersuchten Proben abgestimmt ist. Die Adaption für anders gestaltete WNV ist mit geringem Aufwand möglich. Bild 6.18 zeigt die Verdrehvorrichtung mit montierter Probe und Wegaufnehmer.

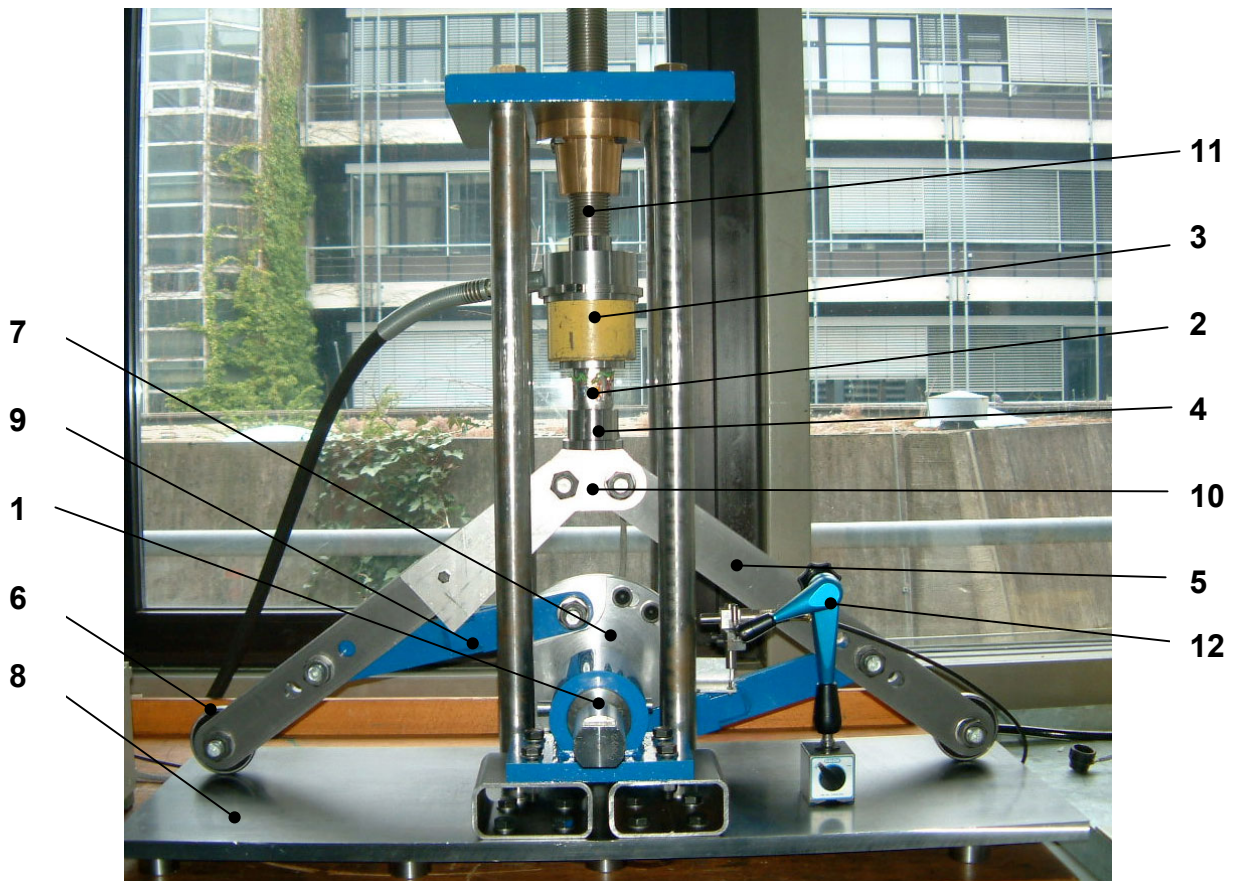


Bild 6.18: Verdrehvorrichtung zur Ermittlung der Reibwerte

Die Probe (1) wird mittels eines Bolzens durch die Doppelnabe fixiert, sodass eine Verdrehung der Probe nicht mehr möglich ist (Bild 6.19). Über die Zwischenhülse (2) wird die Kraft des Kurzhubzylinders (3) über den Stempel (4) auf die oben gelagerten doppelten Übertragungsarme (5) eingeleitet, die mit Kugellagern (6) auf der Grundplatte (8) in horizontaler Richtung beweglich gelagert sind. Infolge dieser horizontalen Verschiebung wird über die symmetrisch angeordneten und gelagerten Verdreharme (9) eine querkräftfreie Drehbewegung in die Verdrehscheibe (7) eingeleitet. Diese Verdrehscheibe (7) besteht aus zwei zueinander durch Langlöcher verschraubten Scheiben, wobei nur eine Scheibe die Probe (1) formschlüssig aufnimmt und die andere Scheibe mit den Verdreharmen (9) verbunden ist. Infolge der Langlöcher ist eine geringe Verdrehung der beiden Scheiben zueinander möglich (Bild 6.19, Bild 6.20). Eine symmetrische Position der Verdreharme (9) ist so garantiert. Dies ist erforderlich, da die zweite Drehscheibe die Drehbewegung mittels eines Zweiflaches in die Welle einleitet und die Lage dieses Zweiflachs (Bild 6.20) von der genauen Position des Fügevorgangs abhängig ist. Hierdurch kann eine leichte Neigung des Zweiflaches an der Welle nach der Positionie

rung der Probe ausgeglichen werden, um eine querkräftfreie Drehbewegung zu erhalten.

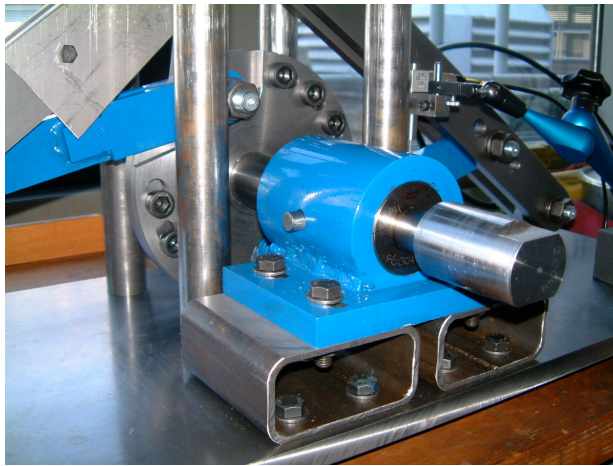


Bild 6.19: Probenhalterung mit Probe

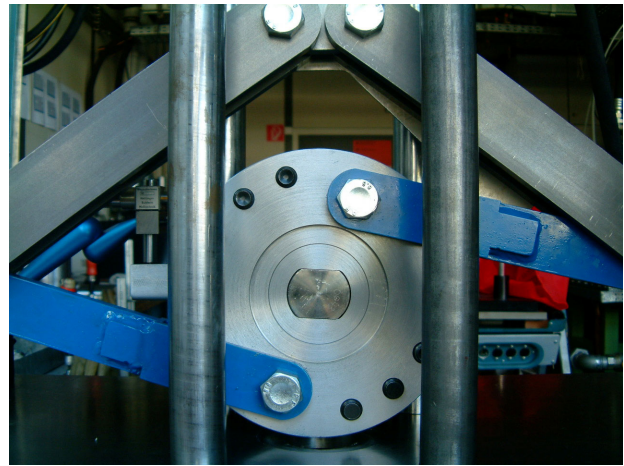


Bild 6.20: Verdrehscheibe

Bild 6.19 zeigt die Aufnahme der Probe sowie den montierten Bolzen, der durch die gesamte Doppelnabe hindurch geht und somit eine Verdrehung unterbindet. Die formschlüssige Aufnahme der Welle mittels Zweiflach sowie die Verschraubung der Verdreharme mit der Verdrehscheibe ist in Bild 6.20 gezeigt.

Für die Montage und zur Fixierung der gesamten Verdrehvorrichtung werden die beiden Übertragungsarme (5) mittels eines Montagebleches (10) miteinander verschraubt, so dass das Ansetzen des Stempels (4) in ruhiger und horizontaler Lager erfolgt. Bei der anschließenden Verdrehung wird dieses Montageblech (10) abgenommen.

Die erforderliche Kraft für die Verdrehung wird mittels eines hydraulischen Kurzhubzylinders (3) mit einer maximalen Druckkraft von 293 kN bei einem Betriebsdruck von 700 bar erzeugt. Der maximale Hub des Kurzhubzylinders (3) beträgt 62 mm und wird von einer hydraulischen Einkolbenpumpe bei einem maximalen Betriebsdruck von 700 bar betätigt. Durch die eingesetzte Spindel (11) kann die vertikale Position des Zylinders (3) je nach gewünschter Vorrichtung stufenlos verstellt werden.

Der Kolben drückt auf eine Zwischenhülse (2), auf deren Außenflächen zwei DMS (13) zu einer Vollbrückenschaltung appliziert sind (Bild 6.22). Mittels dieser DMS wird die aufgebrachte Kraft über eine Umrechnung direkt als Drehmoment mit einem Messverstärker erfasst.

Während der Verdrehung nimmt ein induktiver Wegaufnehmer (14) den vertikalen Verschiebeweg über einen Messverstärker auf (Bild 6.21). Aufgezeichnet werden die ermittelten Werte über das Programmpaket DIA/DAGO.

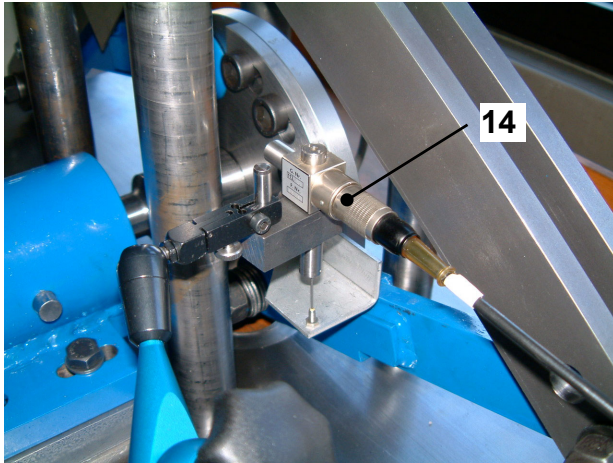


Bild 6.21: Induktiver Wegaufnehmer

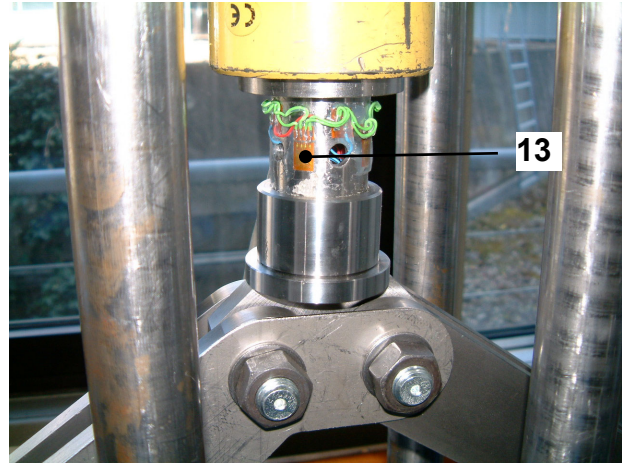


Bild 6.22: Applizierte Dehnungsmessstreifen

Im Bild 6.21 ist der induktive Wegaufnehmer (14) gezeigt, der mittels eines 3-D Mess-Gelenkstatives (12, Bild 6.18) und eines Haftmagneten auf der Grundplatte befestigt ist. Im Hintergrund ist die verschraubte Verdrehscheibe mit den Langlöchern an der vorderen Drehscheibe erkennbar. Weiterhin ist die doppelte Ausführung der Übertragungsarme sichtbar. In Bild 6.22 ist die Zwischenhülse mit den applizierten DMS zur Messung der erforderlichen Kraft dargestellt.

6.4 Experimentelle Schlupfmessung

Den Schlupf an der Nabenkante im Bereich von wenigen Mikrometern zu messen, stellt eine große Herausforderung dar, um die erzielten Ergebnisse der numerischen Berechnung zu verifizieren oder lokale Effekte wie den Reibwert im Bereich der Nabenkante vor und nach der Belastung mittels der experimentellen Werte abzugleichen. Weiterhin vervollständigt die experimentelle Messung des Schlupfes die ganzheitliche Untersuchungsmethodik von torsionsbelasteten WNV am Institut. Für diese Schlupfmessung wurde eine neuartige Messvorrichtung mit der dazugehörigen Belastungseinheit entwickelt, da es mit dieser Schlupfmessmethodik nur begrenzt möglich ist, in laufenden Prüfstandsversuchen den Schlupf zu messen. Bei dieser externen Messeinheit ist der Prüfling den gleichen Randbedingungen ausgesetzt wie zuvor in den dynamischen Belastungsversuchen, jedoch für die Messung nur statisch belastet.

Bereits Gropp /GROPP97A/ führte Schlupfmessungen durch, wobei jeweils eine induktive Messzunge mittels dreier Spitzen in einem definierten Abstand vor und hinter der Nabe auf die Welle gespannt wird und mit telemetrischer Signalübertragung die Hysteresekurven aufgezeichnet wird. Häusler /HÄUSLER74/ setzte einen Schneidring zur Ermittlung der Relativbewegung an der Nabenkante ein, in dem zwei tastende induktive Wegaufnehmer um 180° versetzt in diesem Schneidring angeordnet sind. Weiterhin verwendete Grunau /GRUNAU87/ für seine Messungen einen induktiven Wegaufnehmer, der über einen Ring auf die Nabe mittels Fixierschrauben geklemmt wird.

6.4.1 Funktionsprinzip der Schlupfmessung

Das Funktionsprinzip der entwickelten Schlupfmesseinrichtung inklusive der Messtechnik ist in Bild 6.23 in schematischer Darstellung gezeigt. Die geteilte Messvorrichtung wird durch harte, sich in den Wellenwerkstoff eingrabende Zwischenelemente (als schwarze Pfeile dargestellt) ausgeführt, die die Messvorrichtung mit den Induktivmess-tastern (als rote Pfeile dargestellt) an der Probe fixiert. Innerhalb dieser Messvorrichtung sind zwei Induktivmesstaster axial an die Stirnfläche der Nabe angekoppelt, welche die Relativbewegung aufnehmen, siehe auch Bild 6.27 .

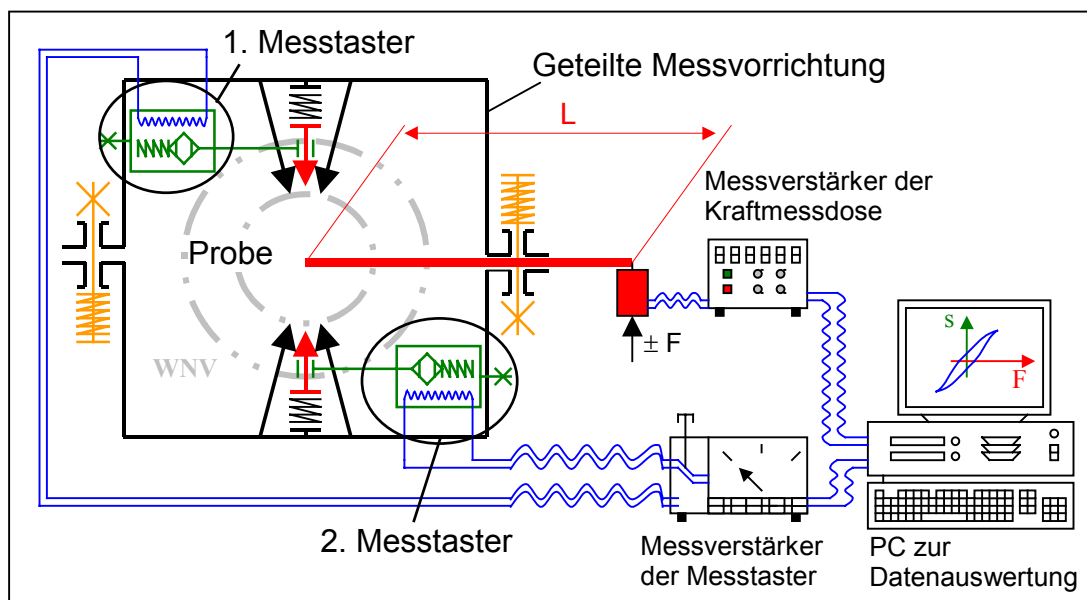


Bild 6.23: Schematisch dargestellte Schlupfmesseinrichtung mit der Messtechnik

Die konzeptionelle Ausführung der Drehmomenteinleitungsvorrichtung ist in Bild 6.24 dargestellt. Mittels Handkraft und Kurbel wird eine Spindel angetrieben, die mit einem Lagerbock auf der Grundplatte abgestützt ist. Die Längsbewegung der Spindel wird

über einen Hebel in ein Torsionsmoment an der Probe umgesetzt. Durch eine alternierende Drehbewegung an der Handkurbel kann die Probe mit einem wechselnden Torsionsmoment belastet werden.

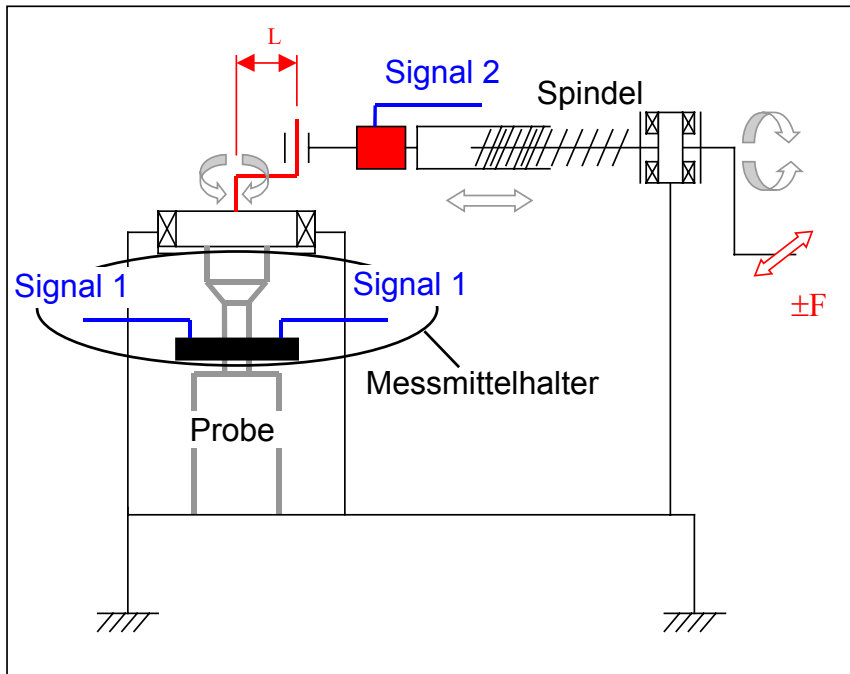


Bild 6.24: Schematische Darstellung der externen Schlupfmesseinheit

6.4.2 Aufbau der Schlupfmessung

In den folgenden Unterkapiteln wird der Aufbau der Messvorrichtung mit der Belastungseinheit und der Aufbau des Messmittelhalters detailliert beschrieben. Innerhalb des Aufbaues der Messvorrichtung wird die Belastungsaufbringung und die Belastungseinleitung in die Probe für die Schlupfmessung erläutert. Die Funktionsweise des Messmittelhalters, der die Relativbewegung zwischen Welle und Nabe an der Nabenkante aufnimmt, wird im darauffolgenden Kapitel erklärt.

6.4.2.1 Aufbau der Messvorrichtung mit Belastungseinheit

In Bild 6.25 ist die modellierte Messvorrichtung mit aufgeschnittener Belastungsüberleitung und Spindellagerung ohne den Messmittelhalter gezeigt.

Die querkraftfreie Drehmomentbelastung für die Schlupfmessung wird bei dieser Messvorrichtung über einen Hebel (1) eingeleitet und anschließend über eine Lagerung (2) querkraftfrei auf die Probe (8) übertragen.

Über eine Handkurbel (3) wird die Gewindespindel (4) angetrieben, in deren Verlängerung eine 20 kN oder 50 kN Wägezelle je nach Belastungshöhe eingesetzt ist, mit der die Belastung überwacht wird. Für die Aufnahme der Gewichtskräfte des Übertragungshebels (1) und der Spindel (4) wird ein Stützwinkel (5) am Übertragungshebel angeschraubt, der über Kugellager auf der Grundplatte mitbewegt wird. Somit wird das an der Handkurbel eingeleitete Drehmoment stufenlos in ein Torsionsmoment an der Probe umgesetzt. Der Übertragungshebel (1) wird über eine Verschraubung mit Birgerkonnushülsen (6) und über die Koppel (7), die mit einem Zylinderrollenlager (2) für die querkraftfreie Belastung gelagert ist, mit der Probenwelle (8) verbunden.

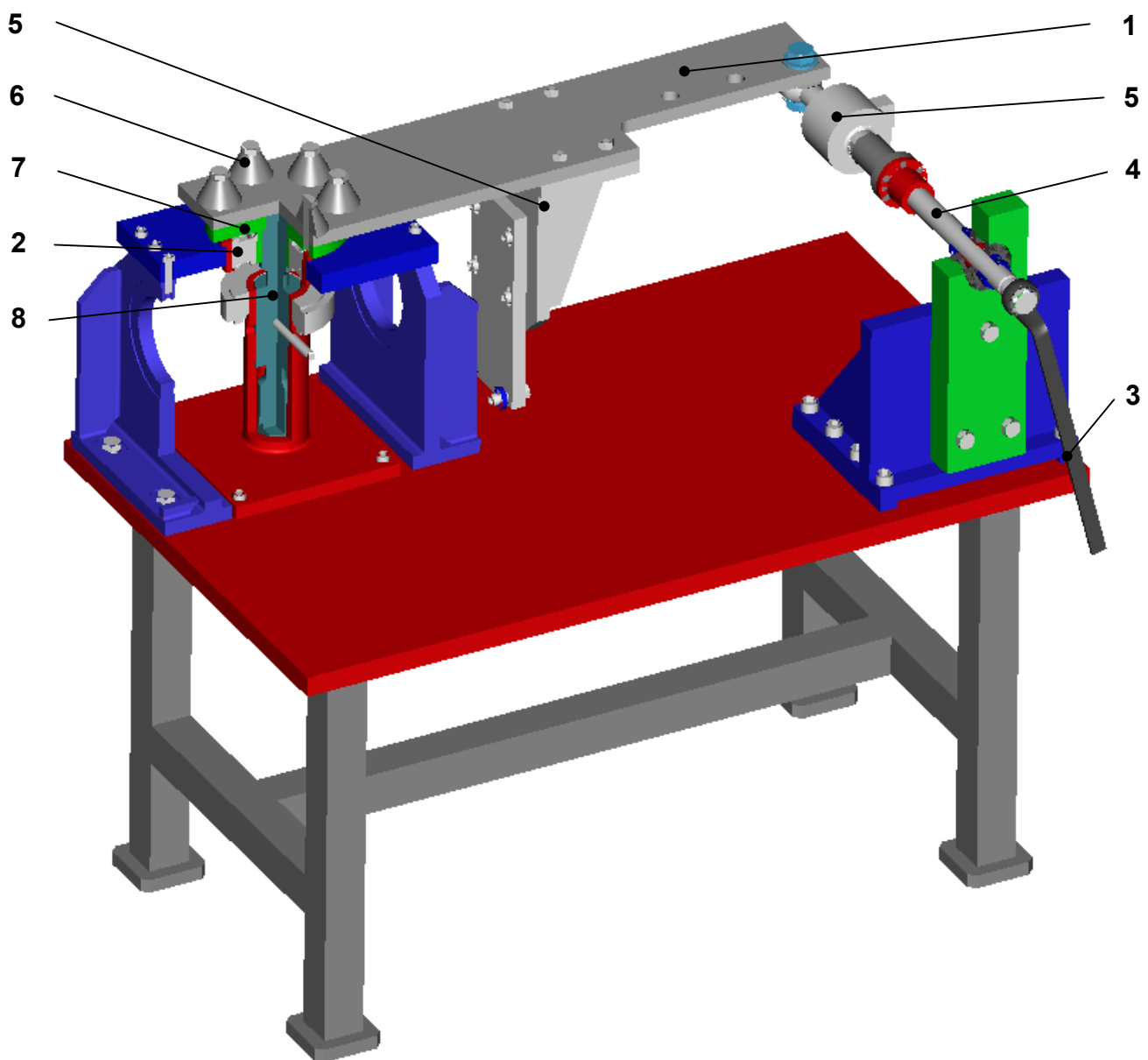


Bild 6.25: Modellierte Messvorrichtung mit aufgeschnittenen Teilbereichen ohne Messmittelhalter

Bild 6.26 zeigt die gesamte Messvorrichtung für die Schlupfmessung



Bild 6.26: Gesamte Messvorrichtung für die Schlupfmessung

6.4.2.2 Aufbau und Funktionsweise des Messmittelhalters

Die Messung des Schlupfes erfolgt über den Messmittelhalter, der an der Nabenkante montiert wird. Innerhalb dieses Messmittelhalters sind zwei Induktivwegaufnehmer angebracht, die mit den angeschraubten Messspitzen direkt an der Nabenkante die Relativbewegung zwischen Welle und Nabenstirnfläche aufnehmen. Bild 6.27 zeigt in schematischer Darstellung den Aufbau der Messspitzeneinheit.

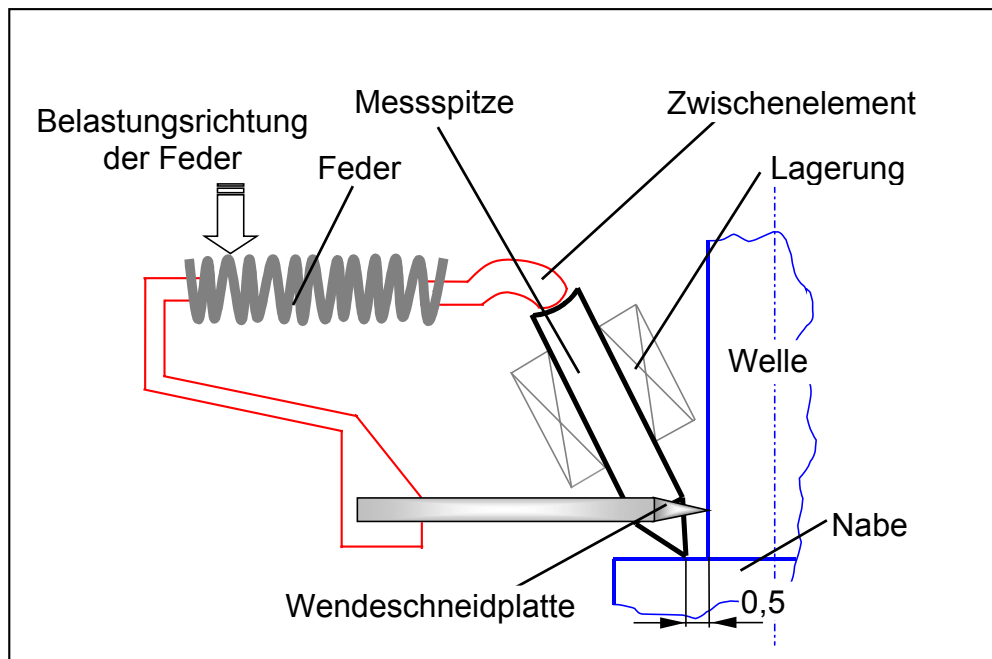


Bild 6.27: Schematische Darstellung der Messspitzeneinheit

Funktionsweise

Bild 6.28 zeigt die verwendete Messtastereinheit in schattierter Darstellung. In Bild 6.29 ist die gesamte montierte Messeinheit in teilweise transparenter Sicht als 3D-Modell dargestellt.

Die Grundlage dieses Messprinzips setzt die Verwendung zweier axial kugelgeführter Induktivmesstaster (1) mit einer mechanischen Grundfrequenz von 60 Hz und einer Wiederholpräzision nach Herstellerangabe von $0,01\ \mu\text{m}$ voraus. Als Messgerät wird ein Längenmessgerät mit einem Skaleneinteilungswert bis zu $0,2\ \mu\text{m}$ und einer Abweichungsspanne von $< 0,3\ \%$ nach Herstellerangaben verwendet.

Bei der Schlupfmessung werden zwei Induktivmesstaster (1) eingesetzt, um einen direkten Ergebnisvergleich und höchste Präzision durch diese redundante Schlupfmessung zu erhalten. Damit werden jeweils zwei Schlupfwege gemessen, deren genaue Übereinstimmung eine Aussage über die Qualität der Ergebnisse liefert.

Die beiden Induktivmesstaster (1) werden über den zweigeteilten Messmittelhalter (2), der jeweils über zwei Hartmetallwendeschnidplatten (3) an die Probenwelle (4) fixiert wird, aufgenommen (Bild 6.31). Um dieses Fixieren des zweigeteilten Messmittelhalters (2) in weiten Grenzen gleichmäßig, entkoppelt von dem Anziehen der Verbindungs

schrauben (5), zu gewährleisten und um ein frühzeitiges Verkanten zu unterbinden, werden die beiden Hälften (2) über Hohlschiebehülsen (6) geführt, sodass nur eine axiale Bewegung der beiden Hälften zueinander möglich ist. Innerhalb des Kraftflusses sind Federelemente eingebracht, die eine definierte Anpressung gewährleisten und somit die Hartmetallwendeschneidplatten (3) schonen. Eine detaillierte Auswertung an der Welle ergab eine ca. 0,1 bis 0,2 mm tiefe plastische Verformung durch die Hartmetallwendeschneidplatten (3) in der Probenwelle (4).

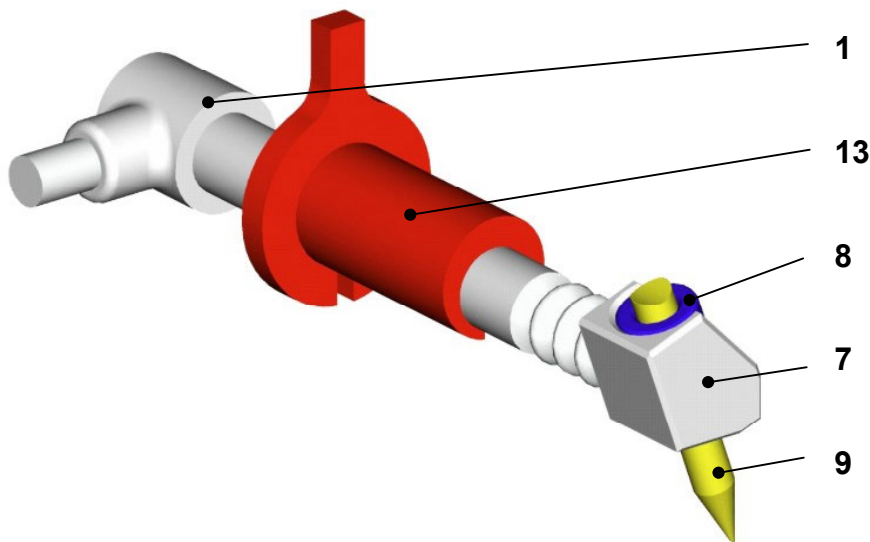


Bild 6.28: Schattierte Darstellung der Messtastereinheit

Der am Induktivmesstaster (1) angeschraubte Messkopf (7) dient der Aufnahme des Präzisionslinearlagers (8) mit Kugeln von 1 mm Durchmesser und einem Gesamtgewicht von 1 Gramm. Diese Präzisionslinearlager (8) führen die aus unbeschichtetem Hartmetall hergestellten Messspitzen (9) und entkoppeln die Induktivmesstaster (1) von den auftretenden Querkräften. Über eine zylindrische Schraubenfeder (10) mit einer Federsteifigkeit von 0,04 N/mm bei 15 Windungen und einem Drahtdurchmesser von 0,5 mm wird eine rein axiale Kraft auf die Messspitze (9) über ein Zwischenelement eingeleitet. Dabei wird die Schraubenfeder (10), die im unbelasteten Zustand montiert ist, senkrecht zu ihrer Längsrichtung, d.h. in axialer Richtung der Probe vorgespannt (Bild 6.27) und über ein Zwischenelement die Kraft auf die Messspitze übertragen. Infolge dieser Vorspannung der Schraubenfeder (10) wird die Messspitze konstant auf die Nabenstirnseite gedrückt.

Die beim Messvorgang auftretenden Rückstellkräfte werden als Folge der Quernachgiebigkeit der Schraubenfeder (10) abgeschwächt (Bild 6.27) und die spielfreie Übertragung der Messspitze (9) im Linearlager (8) wird mittels einer geringen radialen Pressung des Induktivmesstasters (1) gewährleistet. Dadurch ist die Messspitze (9) im Linearlager (8) immer unter geringem Druck. Die Messspitze befindet sich im definierten eingestellten radialen Abstand von 0,5 mm zur Welle auf der Stirnseite der Nabe (11). Dieser Abstand kann stufenlos nach Lösen der Klemmschraube (12) über die Exzenterhülse (13) mithilfe eines Mikroskops eingestellt werden. Die Messspitze sitzt in dem - zuvor mittels einer Anreisschablone angebrachten - radialen Anriss auf der Nabenstirnseite, sodass die Messspitze fest in dem eingestellten Abstand fixiert bleibt.

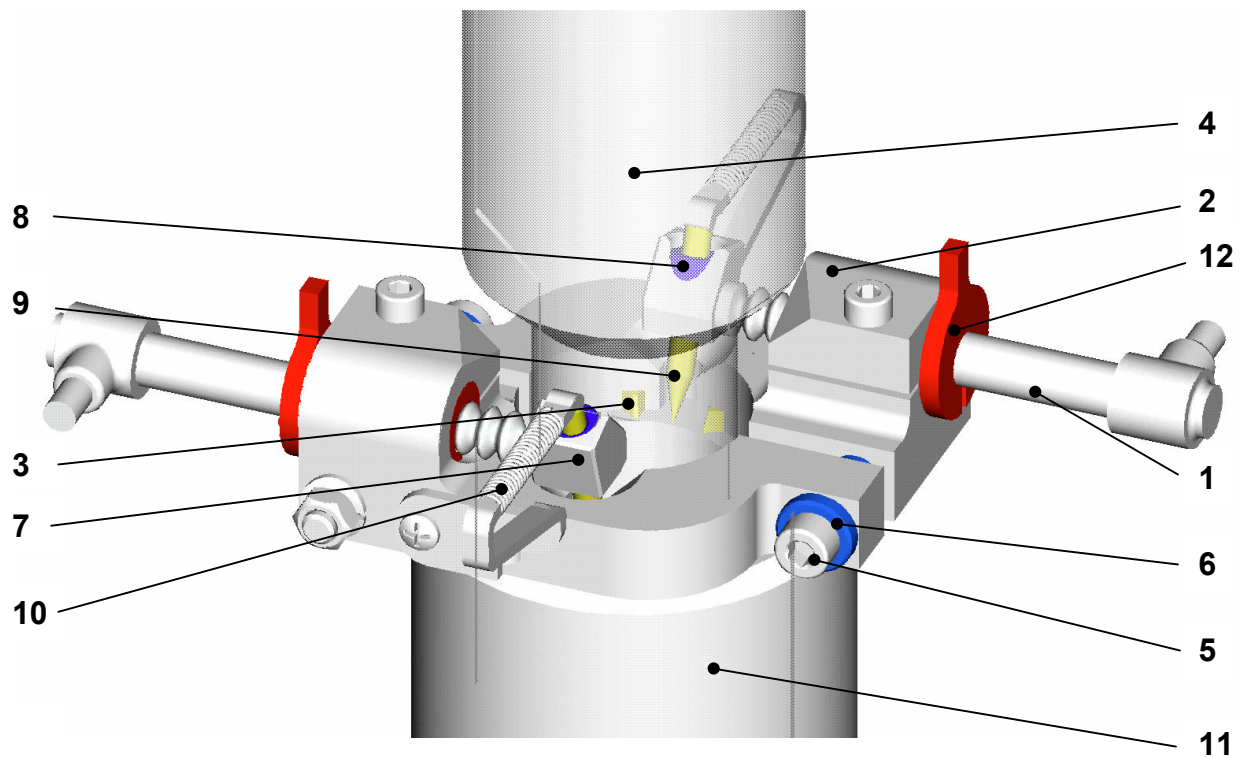


Bild 6.29: Modellierter Messmittelhalter mit Teilbereiche in durchsichtiger Schattierung und Probe

In Bild 6.30 ist der montierte Messmittelhalter in Vorderansicht gezeigt. Bild 6.31 zeigt den ausgebauten Messmittelhalter mit allen Bauteilen. Zum Größenvergleich ist eine 1 Cent Münze mit abgebildet.

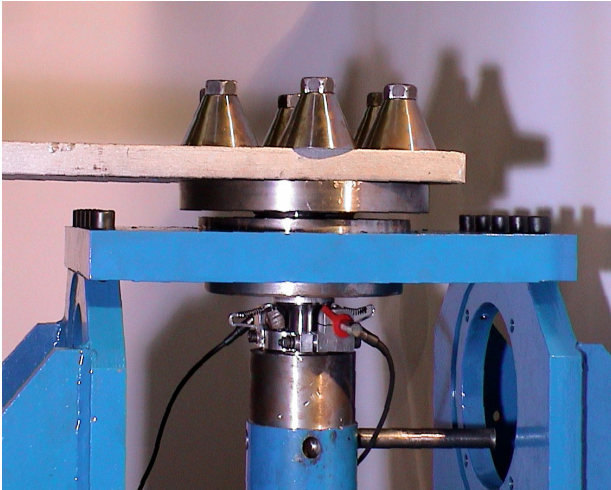


Bild 6.30: Montierter Messmittelhalter

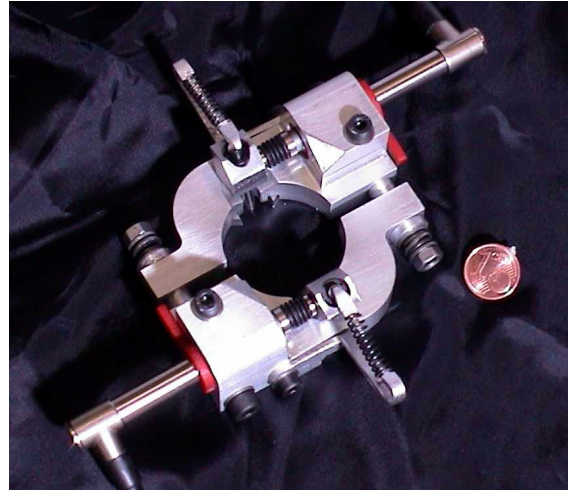


Bild 6.31: Messmittelhalter

6.4.3 Aufzeichnung von Hysteresekurven

Die Signale des Induktivmesstasters und die der Wägezelle werden über dieselbe PC-Messkarte erfasst und mit dem Messprogrammpaket DIA/DAGO in der Version 4 aufgezeichnet.

Der Verlauf eines Messzyklus für einen Lastwechsel bei wechselnder Torsion ist in Bild 6.32 dargestellt.

Bild 6.33 zeigt eine gemessene Hysteresekurven einer jungfräulichen Pressverbindung (T60053) bei einer Belastung entsprechend 80 % des Rutschmomentes für $\mu = 0,2$. Auf der Abszisse ist die Kraft am Hebelarm in N und auf der Ordinate der Schlupf in μm aufgetragen. Für den Ablauf einer Messung sind die relevanten Punkte eines gesamten Belastungszyklus mit Zahlenwerten versehen, die in Bild 6.33 innerhalb der aufgenommenen Hysteresekurven zugeordnet sind. Die betragsmäßige Addition der Extremwerte des Schlupfes ergibt den Schlupf eines Belastungszyklus inklusive des elastischen Verformungsanteils. Die im Bild dargestellten numerischen Werte sind die aufgenommenen digitalen Werte von Schlupf in μm und der gemessenen Kraft am Hebelarm in N.

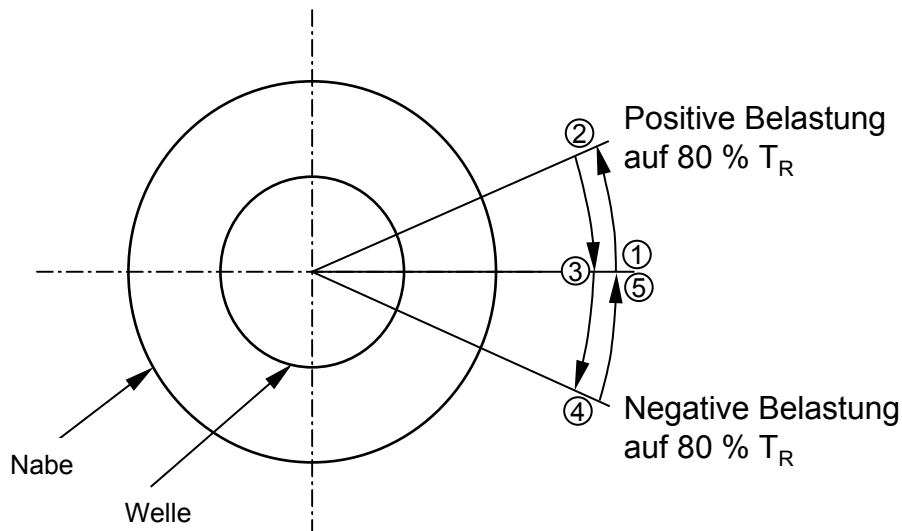


Bild 6.32: Belastungsverlauf eines Lastzyklus für wechselnde Torsion

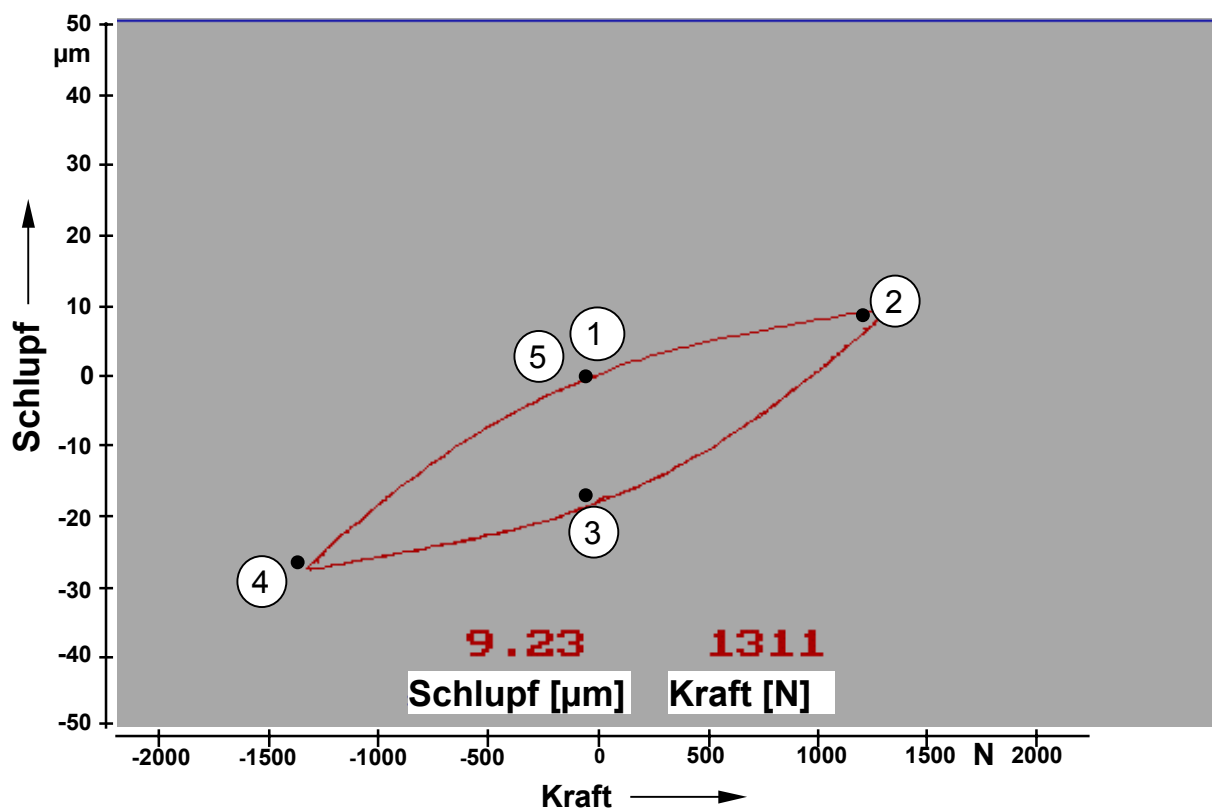


Bild 6.33: Hysteresekurven einer torsionsbelasteten PV unter 80% des Rutschmomentes

Bei einigen Hysteresekurven ist eine leichte Verschiebung aus der Nulllage erkennbar. Diese Verschiebung ist auf die Kalibriereinstellungen am Anfang der Messung zurück

zuführen. Für die Schlupfauswertung wird der Gesamtschlupf verwendet, sodass diese Verschiebung keinen Einfluss auf das Ergebnis hat.

Bei der Messung von gefügten Proben ist immer ein elastischer Verformungsanteil der eigentlichen Relativbewegung überlagert. Zur Bestimmung des auftretenden Schlupfes muss die elastische Verformung subtrahiert werden, die mit einer geometrisch identischen Probe ermittelt wird, die aus einem Teil, d. h. ohne Fugenfläche, gefertigt ist. Diese Messung wird als Dummymessung bezeichnet, und die Messspitzen werden in dem gleichen Abstand von der Welle fixiert wie bei der gefügten Probe. Für jedes gemessene Belastungsniveau wird zuvor der elastische Anteil am Dummy ermittelt. Somit sind die korrigierten Werte direkt mit den Ergebnissen der numerischen Berechnung vergleichbar. Dieses Vorgehen ist in Kapitel 9.1 beschrieben

Mit diesen beschriebenen experimentellen Vorrichtungen und Prüfständen wird der gesamte Untersuchungsumfang zur torsionsbelasteten Welle-Nabe-Verbindung abgedeckt. Die Herstellung sowie das Vermessen der Proben, die in diesen beschriebenen Vorrichtungen und Prüfständen untersucht werden, wird im folgenden Kapitel näher erläutert. Die experimentell ermittelten Ergebnisse werden ausführlich in Kapitel 9 dargestellt.

6.5 Herstellung mit Vermessung und Fügen der Proben

Die Herstellung der Proben, wie sie im Kapitel 6.2.4 und 6.2.6 beschrieben sind, erfolgte in der institutseigenen Werkstatt, die mit industriellen Standardmaschinen ausgestattet ist, so dass die erzielte Genauigkeit wirtschaftlich wiederholbar ist. Zur genauen Durchmesserbestimmung wurden die Wellen und Naben mittels der 3D-Koordinatenmessmaschine PRISMO 7 gemessen. Bei der Messung von spannungsoptimierten Naben wird der Nabendurchmesser von der Nabenkante aus über das Scannen von Kreisen im Abstand von 0,01mm gemessen. Dieser wird mit der axialen Nabenzunahme vergrößert. Die Auswertung und Sortierung der CNC-Messdaten erfolgt mit speziell entwickelten Programmen, die eine Weiterverarbeitung und Darstellung in Tabellenkalkulationsprogrammen ermöglichen. Somit ist der reale Verlauf der gefertigten spannungsoptimierten Fugenfläche visualisiert und kann direkt mit dem idealisierten Übermaßverlauf verglichen werden. Die Genauigkeit der Herstellung von spannungsoptimierten Naben ist in Bild 6.34 von acht bombierten Naben (T4xxxx Nabenummer) gezeigt. Der ideale Übermaßverlauf ist in jedem Diagramm vergleichsweise zum real

gemessenen dargestellt. Es zeigt sich, dass die geforderte Genauigkeit reproduzierbar eingehalten werden kann und die auftretende Niveauverschiebung von ca. drei μm wie z. B. an der Nabe T40109 und T40111 vernachlässigbar gering ausfällt. Da nur der Bereich der lasteinleitenden Nabenkante in diesen Untersuchungen von Bedeutung ist, wird in Bild 6.34 nur der vordere Bereich der Nabe dargestellt.

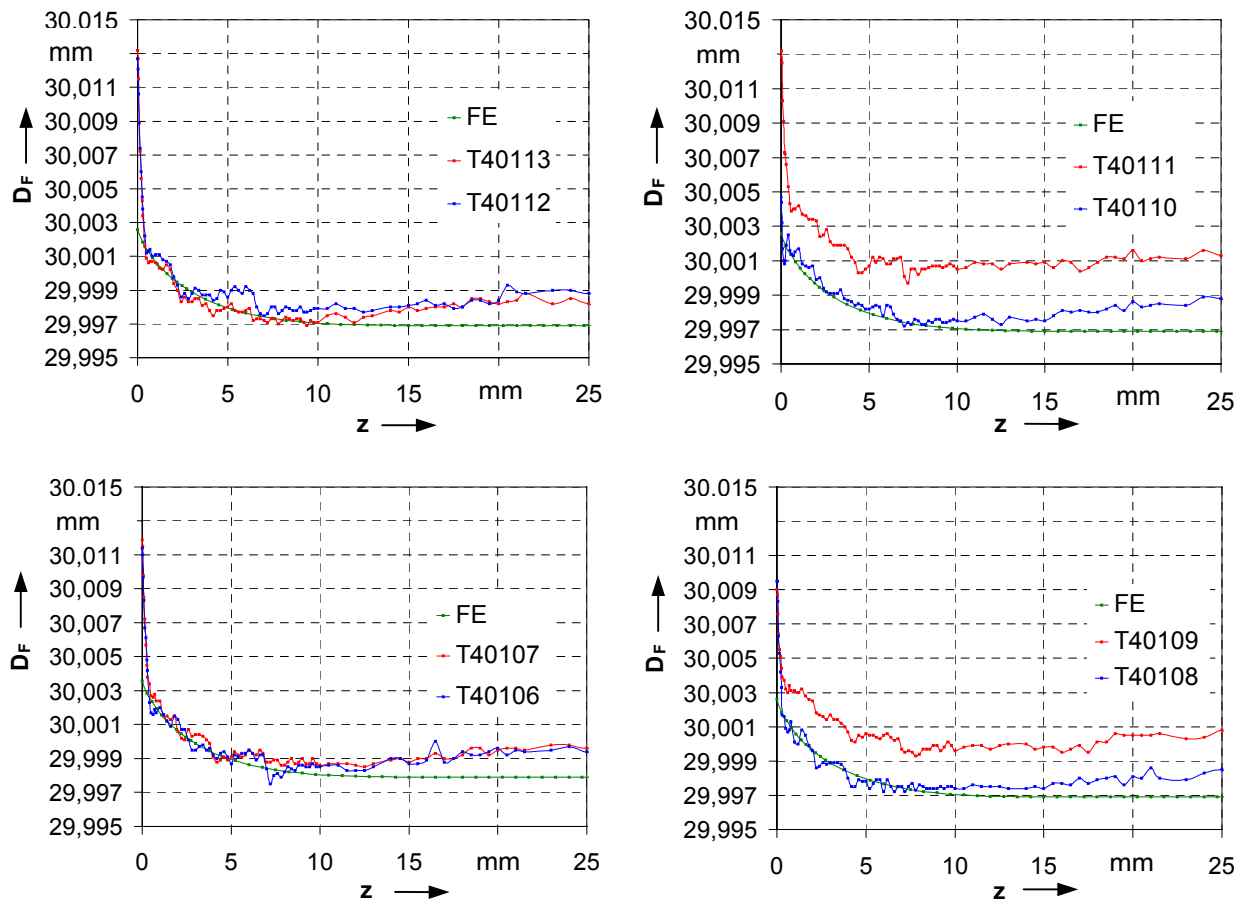


Bild 6.34: Ideale und gemessene reale Fugendurchmesser von spannungsoptimierten Naben

Mittels einer Rauigkeitsmessmaschine werden an den Fugenflächen von Welle und Nabe der arithmetische Mittenrauwert R_a , die gemittelte Rautiefe R_z sowie die Glättungstiefe R_p in Längsrichtung an jeweils zwei um 180° versetzten Stellen bestimmt. Die gemittelten Werte der untersuchten gedrehten Proben lagen bei R_a im Bereich 1 bis $1,3 \mu\text{m}$ und bei R_z von $5,2$ bis $7,1 \mu\text{m}$. Eine bessere Oberflächengüte konnte mit den in der institutseigenen Werkstatt vorhandenen Drehmaschinen nicht hergestellt werden.

Das Fügen der Proben als Querpressverbindung wird mit einem Schrumpf-Dehnverband ausgeführt, wobei die Naben auf ca. 200°C in einem Ofen erwärmt und

die Wellen in flüssigem Stickstoff unterkühlt. Der Fügevorgang wird trocken ohne zusätzliche Schmierstoffe und spezielle Vorbehandlungen (trocken) durchgeführt.

Ein weiterer Schwerpunkt dieser Arbeit ist die numerische Untersuchung herkömmlicher, d. h. nicht spannungshomogenisierte zylindrischer PV und im Gegensatz dazu die Untersuchung von spannungsoptimierten PV. Die Grundlagen für diese Untersuchungen und die numerischen Ergebnisse sind in den folgenden Kapitel 7 und Kapitel 8 beschrieben.

7 Finite-Elemente-Methode

Die Finite-Elemente-Methode (FEM) wird angewandt, um physikalische Probleme mit ingenieurwissenschaftlichen Berechnungen zu lösen und die Anzahl der erforderlichen experimentellen Untersuchungen einzuschränken. Alle numerischen Berechnungen wurden an räumlichen Modellen mit dem Programmpaket PATRAN/PERMAS durchgeführt, wobei PATRAN V 9.0 das Pre- und Postprozessorprogramm und PERMAS 8.0 als Solver diente. Dieses Programmpaket hat sich für die durchgeführten Untersuchungen infolge der detaillierten Auswertung der nichtlinearen Kontaktberechnung als besonders geeignet herausgestellt. Speziell die exakte Darstellung der Kraftübertragung zwischen Welle und Nabe infolge der Reib- und Normalkräfte in der Pressfuge erweitert die exakte Berechnung der herrschenden Spannungen mittels der Kontaktreaktionskräfte. Weiter ist infolge der internen Berechnung von Relativergebnissen in PERMAS der auftretende Schlupf in der Pressfuge direkt visualisierbar und durch mathematische Operationen der einzelnen Ergebnisse die spezifische Reibarbeit bzw. Reibenergie sowie das Ruiz-Chen Kriterium visualisierbar.

Die eigentliche Berechnung in PERMAS wird mit der Verschiebungsmethode durchgeführt, bei der die geometrischen Verträglichkeitsbedingungen für die Formänderung überall erfüllt sind (kinematische Verträglichkeit) und an den Knotenpunkten die Gleichgewichtsbedingung gegeben ist.

Die gesuchten Unbekannten bei der Verschiebungsmethode sind die Verschiebungen (verallgemeinerte Verschiebungen: Translation und Rotation) innerhalb der Verbindungsstellen der Elemente bzw. der Knotenpunkte. Daraus lassen sich die Dehnungen und Spannungen errechnen. Diese Elementverschiebungen sind mit den Elementkräften - das sind die in den Knotenpunkten angreifenden Kräfte und Momente - mit der Beziehung verknüpft:

$$P_j = k_j \cdot \rho_j \quad (7.1)$$

Dabei ist

P_j : Vektor der Elementkräfte für das Element j

k_j : Steifigkeitsmatrix für das Element j

ρ_j : Vektor der Elementverschiebung für das Element j

Aus den geometrischen Gegebenheiten des jeweiligen Elements und den elastischen Materialdaten lässt sich die Steifigkeitsmatrix k_j errechnen. Diese Berechnung und Aufstellung der Steifigkeitsmatrix bildet das Kernstück der "Finite-Elemente-Methode".

Die wesentlichen Teilabschnitte bei der Simulation von PV gliedern sich auf in den Prozess des Fügevorganges und im nachfolgenden Schritt in die Berechnung mit den geforderten Belastungen. Im letzten Schritt werden die Relativergebnisse über Subtraktion erstellt.

7.1 Simulation des Fügevorganges

Alle untersuchten Proben wurden als Querpressverbindungen simuliert und in den experimentellen Untersuchungen als solche ausgeführt. Bei diesem Fügeprozess wird in der experimentellen Ausführung das Fügespiel dadurch erzeugt, dass die Nabe erwärmt und die Welle abgekühlt wird.

Das Programm PERMAS beinhaltet ein leistungsfähiges Funktionsmodul zur Berechnung nichtlinearer Randbedingungen wie z.B. die Kontaktberechnung. Die Modellierung der Kontaktbedingung dieser Untersuchungen wurde ausschließlich über die Zuordnung der Kontaktknoten durchgeführt. Für die Berechnung von Presspassungen kann bzw. muss die Kontakttrichtung vorgegeben werden und die Anfangsspaltbreite kann explizit oder aus den geometrischen Verhältnissen vorgegeben werden. Im Rahmen dieser Untersuchungen wurden alle Modelle infolge der expliziten Eingabe des entsprechenden Übermaßes modelliert.

Mit der Angabe der Lastgeschichte kann ein korrektes Nachfahren jeder auftretenden Lastgeschichte mit Gleit- und Haftreibung abgebildet werden. So kann der Reibwert beim Fügen gleich Null gesetzt und in der anschließenden Belastung entsprechend eingestellt werden. Die in real gefügten Proben herrschenden Spannungen in der Pressfuge sind vom jeweiligen Fügevorgang und von den Reibwerten abhängig /Häusler74/, /GALLE82/. Die auftretenden Schubspannungen innerhalb der Pressfuge werden infolge einer geringen dynamischen Belastung schrittweise abgebaut und somit wird ein Zustand erreicht, der annähernd mit dem der simulierten reibungslosen Fuge verglichen werden kann. Dieser Vorgang wird von Leidich /LEIDICH83/ in seinen umfangreichen Untersuchungen bestätigt.

Für einen detaillierten Vergleich mit anderen Forschungsergebnissen, bei denen nur ein Reibwert berücksichtigt ist, wird bei diesen berechneten Modellen mit den identischen direkt vergleichbaren Werten gerechnet. Die Variation der Reib- bzw. Haftbeiwerte würde den Rahmen dieser Untersuchungen sprengen und stellt für sich ein neues komplexes Forschungsgebiet dar.

Die mit der FE - Methode erzielten Ergebnisse, speziell die errechneten Spannungen, sollten nahezu unabhängig von der Diskretisierung sein. Daher dürfen sich die Ergebnisse mit einer Verfeinerung des Netzes, bei der Pressverbindung speziell die Nabenkante, nicht verändern. Mit der Spannungssingularität an der Nabenkante würden in der linearen elastischen Theorie unendlich hohe Spannungen auftreten und mit einer Verfeinerung dieser lokalen Stelle würde das Spannungsniveau zunehmen /SCHWÄMMLE97/, /OKUBO52/. Da die exakte Auswertung der Spannungen an der Nabenkante nicht das primäre Ziel dieser Untersuchungen war, sondern in vorrangiger Weise die Auswertung der Relativbewegung in der Pressfuge, wurden unterschiedliche Netzgrößen simuliert, worauf aufbauend eine optimierte Diskretisierung in Verbindung mit der Rechenzeit ermittelt wurde. Für eine reine Auswertung der Relativbewegung wird mit einer Elementgröße von 0,5 mm an der Nabenkante und bei der speziellen Auswertung an der Wellenschulter mit einer Elementgröße bis 0,15 mm gerechnet. Mit einer weiteren Verfeinerung der Diskretisierung würde keine nennenswerte Verbesserung der Ergebnisse erzielt werden.

7.2 Die generierten Relativbewegungen in der Pressfuge

Wie in den Kapiteln 3 und 4 bereits beschrieben, ist der Schlupf ein ausschlaggebender Faktor für die Reibdauerbeanspruchung. Infolge der Torsionsbelastung tritt der Schlupf am gesamten Umfang der Pressfuge auf und nimmt in axialer Richtung ab.

Die auftretende Relativbewegung zwischen zwei Bauteilen kann, im Unterschied zu den Untersuchungen mit dem Programmpaket MARC, mit PERMAS direkt im Modell angezeigt werden. Die Auswertung der relativen Verschiebung Δr beschreibt jeweils die relative Verschiebung des Knotenpunktes aus der Sicht des jeweiligen Kontaktpartners und kann in jeweils zwei Vektoren in Normal- und Tangentialanteilen gesplittet exportiert werden. Für die tatsächliche Relativverschiebung wird die Relativverschiebung nach dem Fügen ohne Last von dem bei Belastung errechneten subtrahiert. Damit ist

der Schlupf durch die reine Belastung infolge Subtraktion zweier Ergebnisse generiert und sämtliche Abhängigkeiten infolge des Fügens werden damit eliminiert. Bild 7.1 zeigt in farbiger schattierter Darstellung den auftretenden Schlupf in mm innerhalb der Pressfuge an einem diskretisierten Modell.

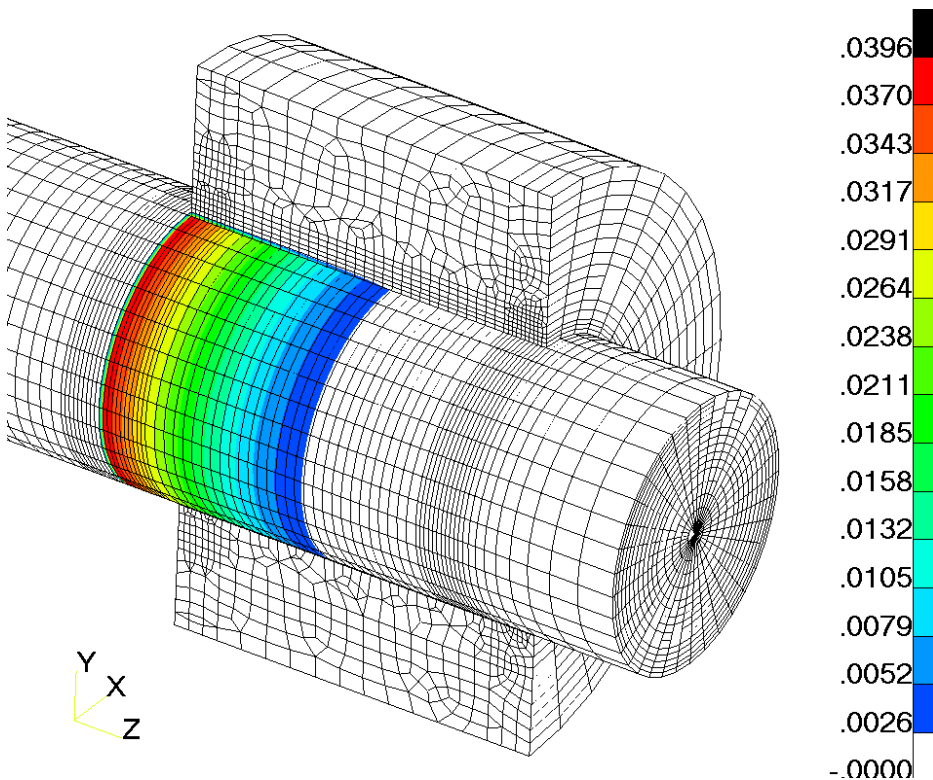


Bild 7.1: Visualisierter auftretender Schlupf an einem FE-Modell mit im Schnitt dargestellter Nabe

Für den endgültigen Kontaktzustand aller Kontaktpaare ist die Auswertung der Pressfuge über den Kontaktstatus möglich. Infolge dieses skalaren Knotenpunktergebnisses kann zwischen einem offenen Kontakt, einem aktiven Normalkontakt ohne Reibung, einem aktiven Kontakt mit Haftreibung und einem aktiven Kontakt mit Gleitreibung durch dezimal codierte Werte unterschieden werden. Bild 7.2 zeigt die Veränderung des Kontaktstatus bei zunehmender Belastung an einem Modell mit Wellenschulter.

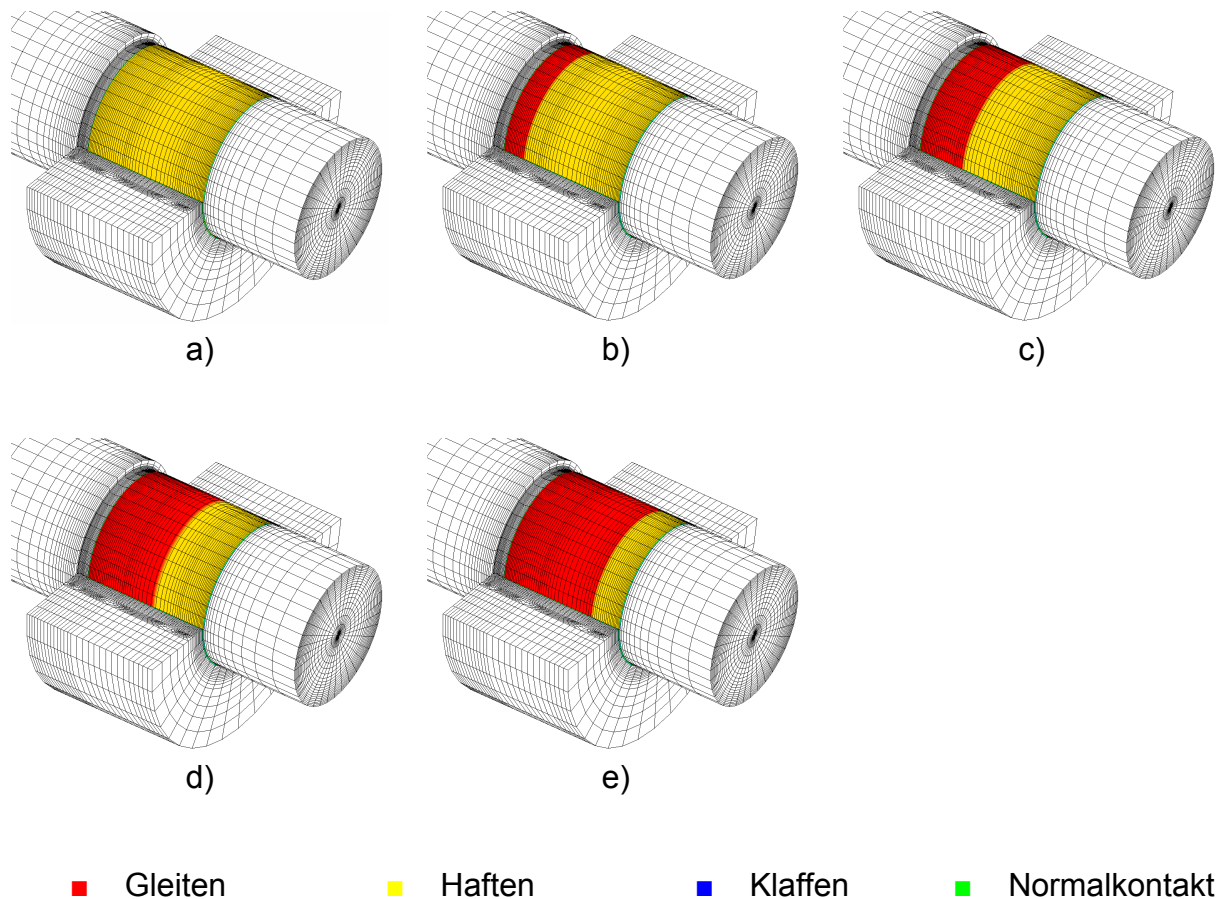


Bild 7.2: Kontaktstatus (Lastfälle bezogen auf Rutschmoment: a) 20 % Last, b) 40 % Last, c) 60 % Last, d) 80 % Last, e) 95 % Last

Die Bestimmung der Schlupftiefen erfolgt in einem Toleranzbereich von $\delta_s = \pm 0,5 \mu\text{m}$, d.h. der Bereich oberhalb dieser Toleranz wird als Schlupfzone (Schlupftiefe) und der restliche Bereich als haftend angenommen.

7.3 Die Lasten und Randbedingungen

Die Einleitung der reinen Torsionsbelastung geschieht infolge der Aufteilung der resultierenden Umfangskraft auf die tangentialen Knotenkräfte am äußeren Umfang der Welle. Nach dem Prinzip von St. Venant klingen die Singularitäten an diesen einleitenden Knoten nach einem axialen Abstand in Größe des Durchmessers an der Lasteinleitungsstelle ab, sodass eine homogene Torsionsspannung bereits weit vor der Nahtkante auftritt.

Für die Ableitung der Belastung über die Nabe werden nach mehreren Vergleichsrechnungen und unter Einbeziehung der Rechenzeit die Freiheitsgrade an den vorderen äußersten Knoten der Nabe in axialer und tangentialer und an den hinteren äußersten Knoten in tangentialer Richtung unterdrückt. Da der Schwerpunkt dieser Untersuchungen auf die Relativverschiebung gelegt wurde, kann diese Einspannung mit der Einspannung einer festen äußeren Nabe verglichen werden. Bei dünneren Naben treten bei der Auswertung von Detailspannungen leichte Schwankungen auf. In den Untersuchungen für die Momentendurch- bzw. Momentenrückleitungen werden entsprechend die Freiheitsgrade an den äußersten Knoten der Nabe in tangentialer und radialer Richtung unterdrückt.

In Bild Bild 7.3 sind die definierten Umfangskräfte F_t als Pfeile und die beidseitige Einspannung der Nabe als Dreiecke an einem FE - Modell dargestellt.

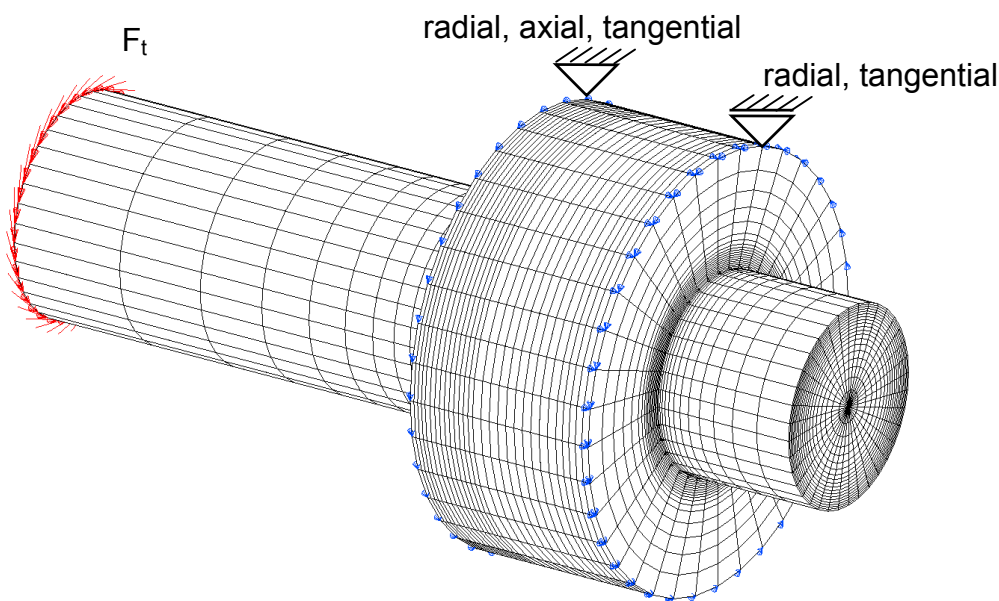


Bild 7.3: FE - Modell mit einleitender Belastung an der Welle und Einspannungen an der Nabe

8 Ergebnisse der numerischen Berechnungen

Ein Überblick über die untersuchten und ausgewerteten numerischen Modellvarianten ist in Bild 8.1 dargestellt. Die experimentelle Untersuchung beschränkt sich auf die "lange dicke" Pressverbindung ohne Wellenschulter bei gleichbleibendem Fugendurchmesser von $D_F = 30$ mm.

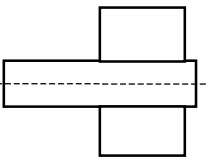
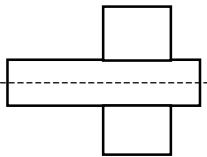
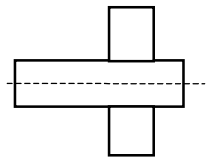
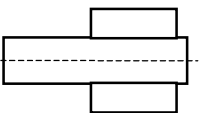
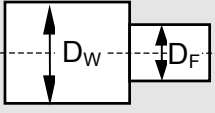
Untersuchte Modellvarianten				
Q_A	0,46			0,75
ξ [%]	1,33			
μ	0,2			
I / D_F	1,4 "lang dick" 	1,0 	0,5 "kurz dick" 	1,4 "lang dünn" 
D_W / D_F 	1,1 1,2 1,3	1,1 1,2 1,3	1,1 1,2 1,3	—
Durchmesser-Übergang	Scharfkantig	Freistich Form E Freistich Form F Fase	Scharfkantig	—
Sonderformen:	Abgesetzte Welle Abgesetzte Welle mit Freistich und Entlastungskerbe			

Bild 8.1: Übersicht über die untersuchten Modellvarianten; Freistich nach DIN 509 /DIN509_98/

8.1 Übermaßverläufe von spannungshomogenisierten Pressverbindungen

Im derzeitigen Stand der Forschung spielt die Spannungsüberhöhung an der Nabenkante eine wesentliche Rolle bei der Belastungsübertragung und ist zugleich ein bedeutender Faktor für die Reibdauerbeanspruchung.

Anhand numerischer Rechenprogramme wurde am Institut ein Wissen aufgebaut, um die Topografie der Fugenfläche dahingehend zu verändern, dass diese Spannungsspitzen abgebaut werden und damit eine homogene Spannung nach dem Fügen in axialer Richtung erreicht wird /GSCHWENDNER95/, /SCHWÄMMLE97/. Bis zum heutigen Zeitpunkt ist es nicht möglich, diesen Übermaßverlauf mit mathematisch-analytischen Formeln exakt für den jeweiligen Pressverband zu errechnen. Lediglich eine Annäherung mittels einer Radien-Fasenkorrektur wurde untersucht. In Bild 8.2 und Bild 8.3 sind die Radialspannungen einer zylindrischen und einer spannungsoptimierten Pressverbindung gegenübergestellt.

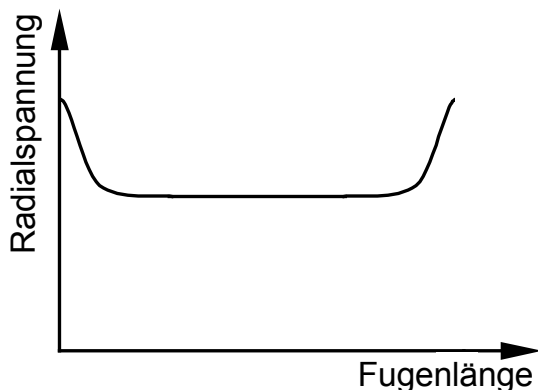


Bild 8.2: Radialspannungen einer nicht spannungsoptimierten Pressfläche



Bild 8.3: Radialspannungen einer spannungsoptimierten Pressfläche

Deutlich sind die Spannungsüberhöhungen an den Nabenkanten in Bild 8.2 zu sehen, wohingegen die Spannungen in Bild 8.3 den konstanten Lamédruck über der gesamten Fugenlänge aufweisen.

Die Generierung eines optimalen Übermaßverlaufs erfolgt mit der Aufbringung eines konstanten Druckes auf die beiden Pressflächen (Welle und Nabe) und der anschlie

ßenden Aufsummierung der Verformungen der einzelnen Knoten der Pressfläche. Infolge der komplexen Steifigkeiten kann diese optimale Korrektur derzeit nur mit der FEM berechnet werden. In Bild 8.4 ist der qualitative Verlauf einer spannungsoptimierten Nabe vergleichend gezeigt.

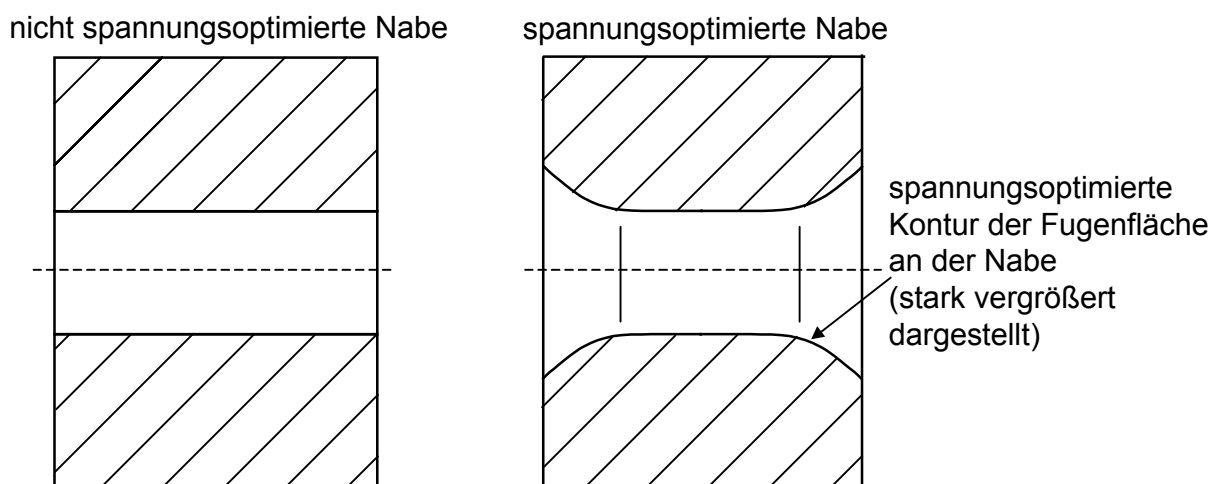


Bild 8.4: Veranschaulichung der Fugenflächenkontur von spannungsoptimierten und nicht spannungsoptimierten Naben

Bild 8.5 zeigt Übermaßverläufe bei einem Fugendurchmesser von 30 mm und einem Nennübermaß von $40\text{ }\mu\text{m}$ bei einem $Q_A = 0,46$ und steigendem Verhältnis l/D_F .

Dargestellt sind die radialen Übermaßverläufe einer Mantellinie, worauf das gleichmäßige Übermaß von $20\text{ }\mu\text{m}$ im konstanten mittleren Nabenbereich zurückzuführen ist.

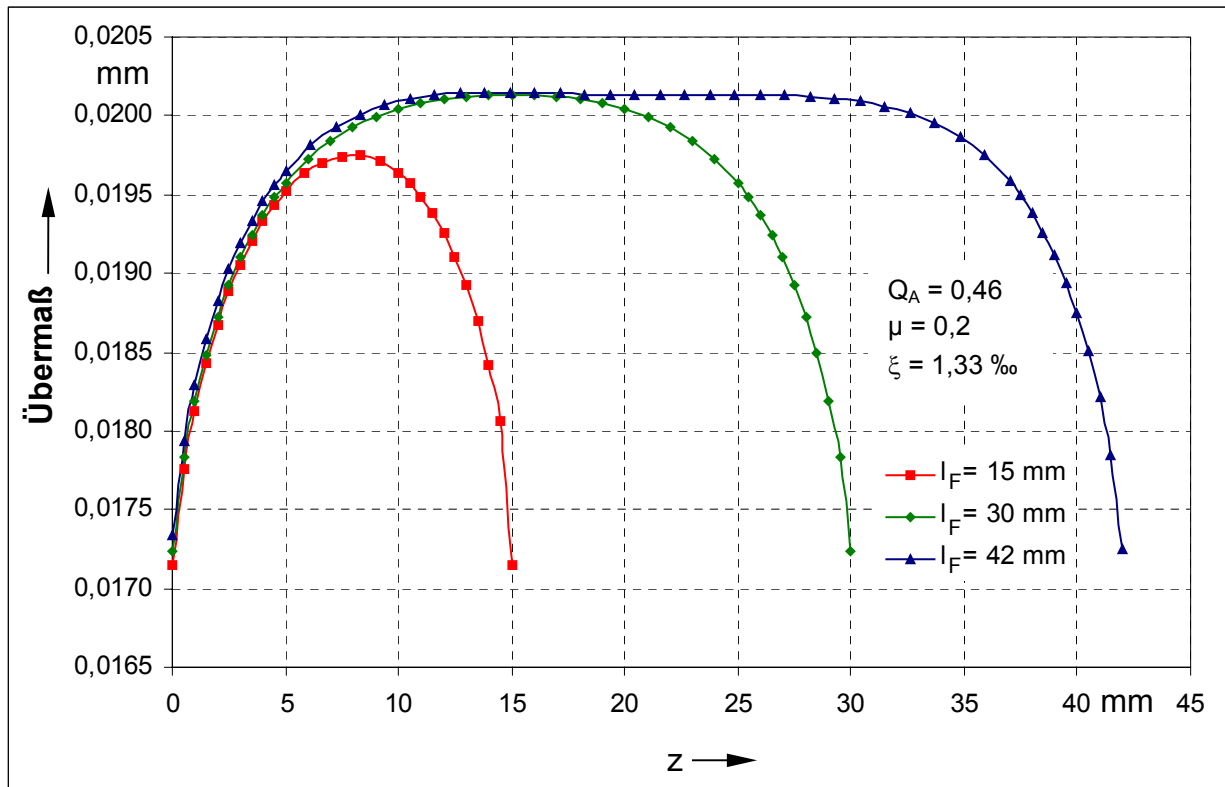


Bild 8.5: Übermaßverläufe für unterschiedliche Nabenlängen einer Mantellinie

Deutlich ist die Abnahme des Übermaßes zu den Nabenkanten hin erkennbar, die einen tangentialen Übergang zu dem konstanten Wert im mittleren Bereich der Fugenfläche aufweist. Lediglich bei kurzen Naben bildet sich innerhalb der Fugenfläche kein konstanter Bereich aus, und das Niveau des unkorrigierten Übermaßes wird nicht erreicht.

Beim Einsatz von Naben mit einem E-Modul von 100000 MPa (Grauguss) reduziert sich das Niveau der Übermaßkorrektur an den Nabenkanten deutlich, und die Korrektur ist geringer als bei Naben aus Stahl. In Bild 8.6 sind die Übermaßkorrekturen von Stahlnaben solchen von Graugussnaben mit einer Nabenlänge von 30 mm gegenübergestellt. Infolge des geringeren E-Moduls der Gusswerkstoffe und damit der größeren Nachgiebigkeit ist für eine homogene Spannung eine geringere Korrektur des Übermaßes erforderlich.

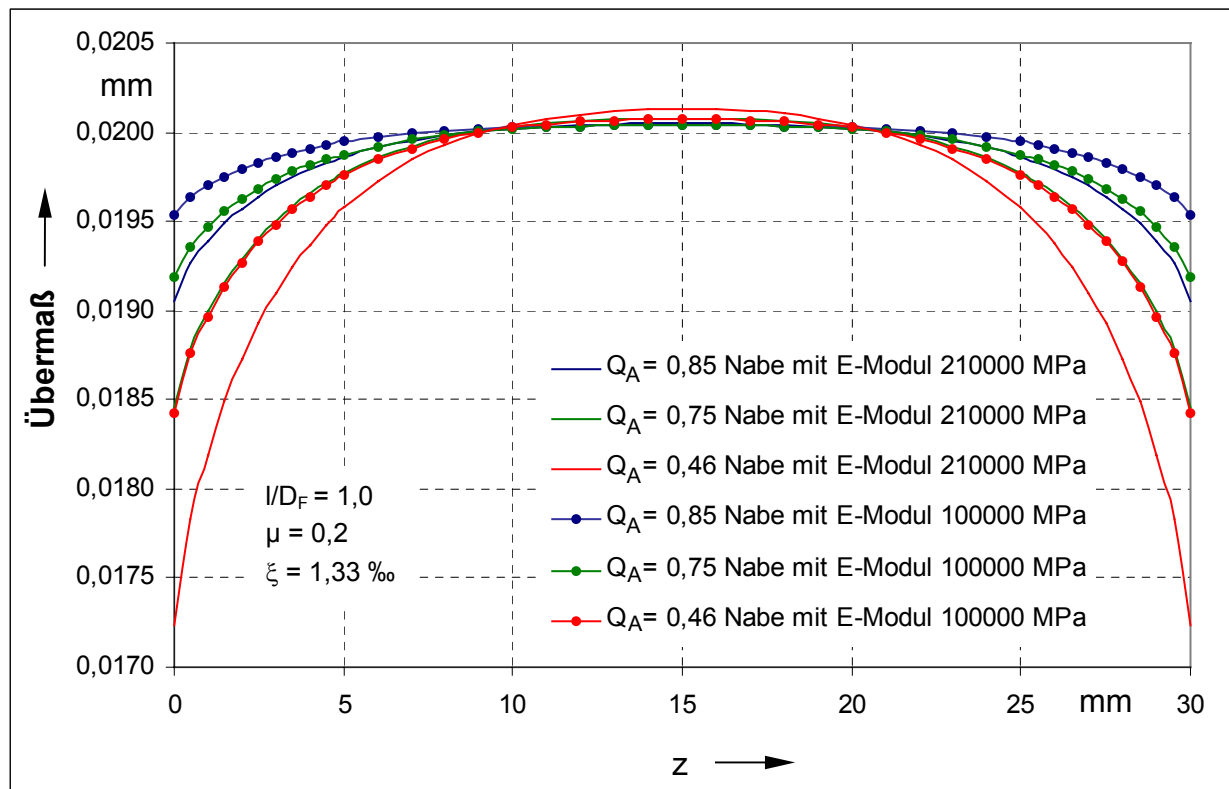


Bild 8.6: Übermaßverlauf für unterschiedliche Nabenwerkstoffe einer Mantellinie

Für den direkten Vergleich der unterschiedlichen Korrekturen wird das Übermaßverhältnis eingeführt, das aus dem Quotienten der Übermaße von Stahl- und Graugussnaben gebildet wird.

$$\text{Übermaßverhältnis} = \frac{\text{Übermaß von Naben aus Stahl}}{\text{Übermaß von Naben aus Grauguss}}$$

Dieses Verhältnis der Korrekturen von Stahl- zu Gussnaben ist in Bild 8.7 mit Variation der Nabendurchmesserverhältnisse dargestellt.

Wie Bild 8.7 zeigt, sinkt bei diesem Gussnaben mit zunehmendem Durchmesserverhältnis der Nabe die Änderung des Übermaßverlaufs, da infolge des geringeren Außendurchmessers der Nabe die Gesamtsteifigkeit auch bei den Stahlnaben absinkt. Bei kleinerem Durchmesserverhältnis nimmt das Übermaßverhältnis bis zu 7 % an den Nabenkanten zu, in Bereichen der Fugenflächenmitte sogar leicht ab. Dies begründet sich mit dem geringeren E-Modul und der damit verbundenen höheren Nachgiebigkeit der Gusswerkstoffe.

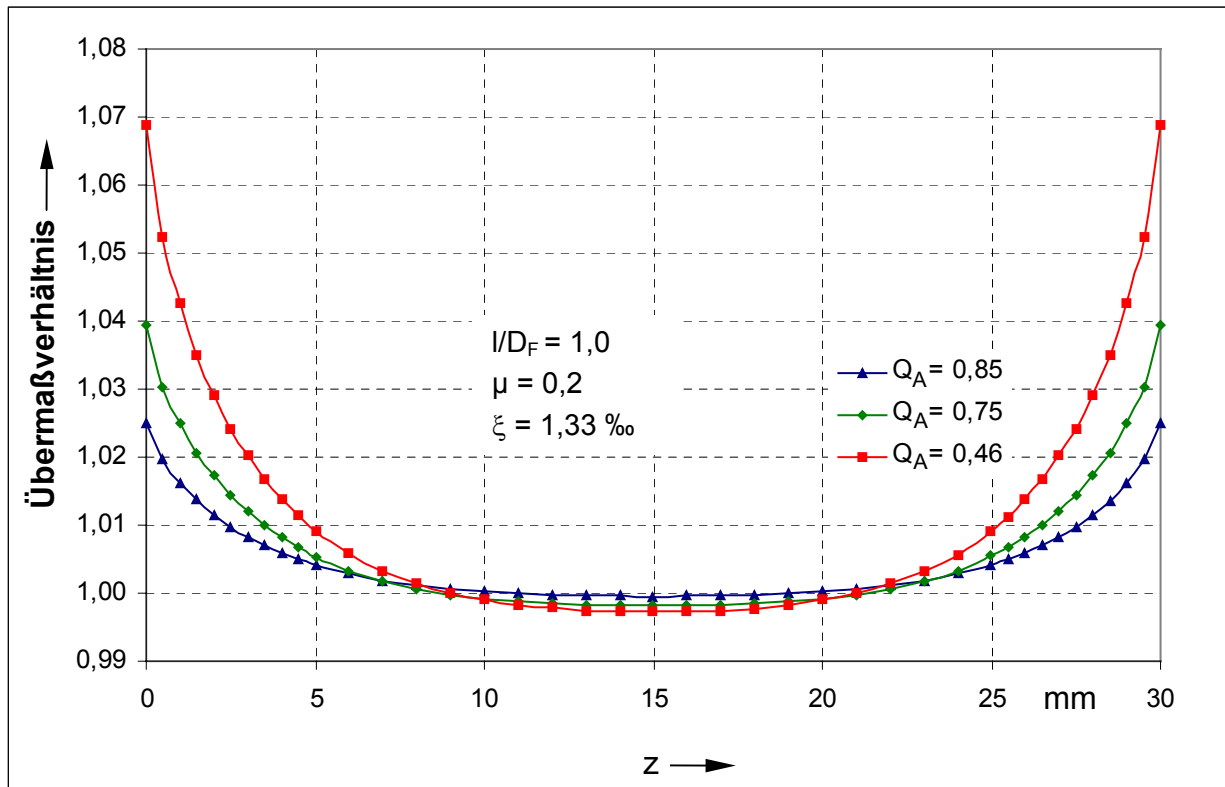


Bild 8.7: Übermaßverhältnis für unterschiedliche E-Module (Stahl- und Gussnaben)

Werden die Wellen mit Wellenschultern an der Nabenkante ausgeführt, so verändert sich deutlich die lokale Steifigkeit innerhalb dieses Bereiches und daher auch die Übermaßverlauf für einen homogenen Verlauf der Spannungen in axialer Richtung. Die genauen geometrischen Bezeichnungen für die Wellenschultern sind in Bild 8.27 dargestellt. Für einen scharfkantigen Übergang an diesen Wellenschultern sind in Bild 8.8 für zwei unterschiedliche Nabenlängen die Übermaßverläufe von jeweils drei Wellenschultergrößen gezeigt.

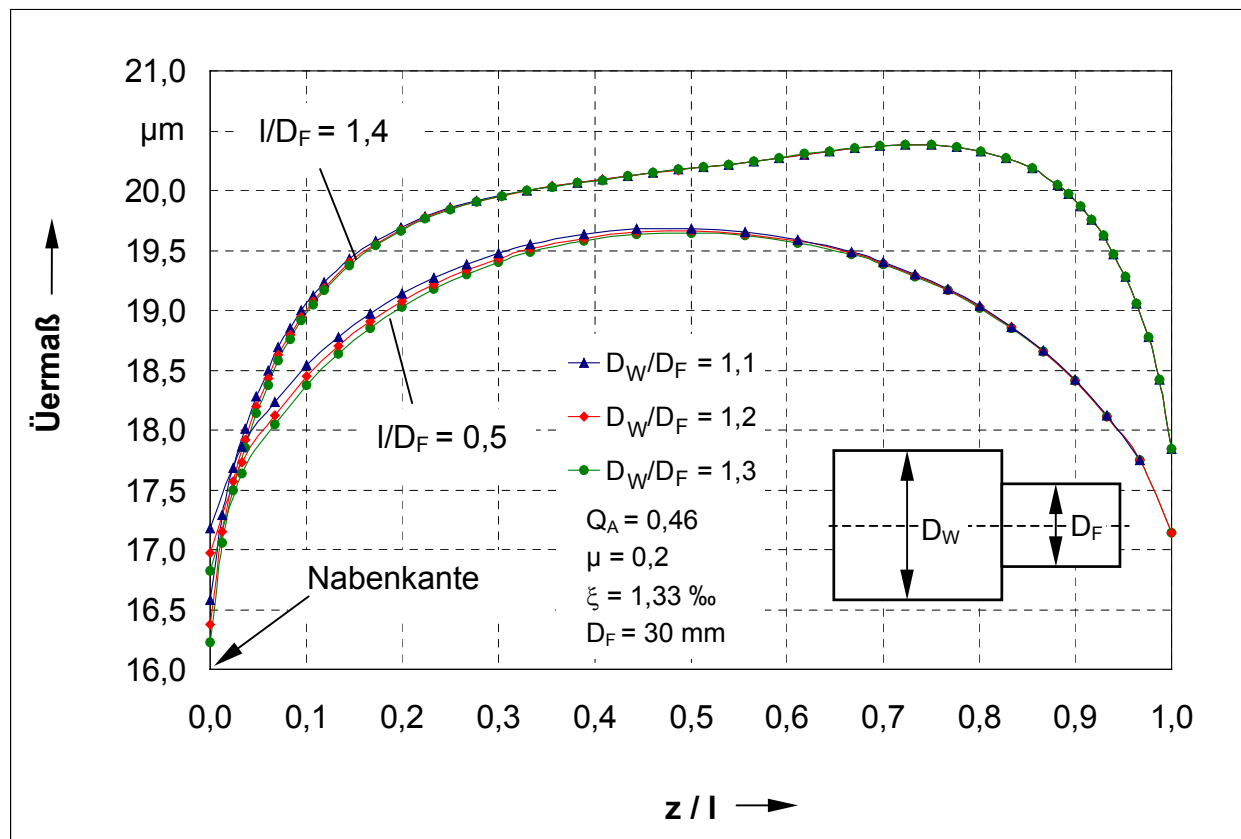


Bild 8.8: Übermaßverläufe von PV mit unterschiedlichen Wellenschultergrößen und scharfkantigem Übergang

Die Auswirkung einer Wellenschulter für ein Längenverhältnis von $I/D_F = 0,5$ auf die Übermaßverläufe im Bereich der Nabenkante ist sehr gering und verringert sich mit zunehmender Wellenschulter geringfügig (Bild 8.8). Infolge der kürzeren Nabenlänge hat die Wellenschulter kaum Einfluss auf den symmetrischen Verlauf der Übermaßverteilung einer glatten Welle. Diese zusätzliche Steifigkeit aus der Wellenschulter wirkt sich über die gesamte Nabenlänge hinweg aus.

Der symmetrische Übermaßverlauf bei einem Längenverhältnis von $I/D_F = 1,4$ einer glatten Welle ist bei einer Wellenschulter nicht mehr gegeben. Der Einfluss dieser erhöhten Steifigkeit baut sich über die axiale Nabenlänge ab, sodass kein Bereich mit konstantem Übermaß existiert. Infolge dieser Wellenschulter erhöht sich der Übermaßverlauf kontinuierlich, bis ein Hochpunkt zu Beginn des Abfalls an der hinteren Nabenkante eintritt. Weiterhin nimmt die Höhe der Wellenschulter nur zu Beginn der Nabenkante einen geringen Einfluss auf den Übermaßverlauf, der bei einem Verhältnis von $z/l \approx 0,2$ abgebaut ist.

In vielen Fällen wird der Übergang vom großen zum kleinen Durchmesser an der Wellenschulter mit den genormten Freistichen der Form E und F oder mit einer Fase ausgeführt. Für diese Übergänge sind die Übermaßverläufe für die spannungsoptimierte PV in Bild 8.9 bei Variation der Wellenschultergröße dargestellt. Bei diesen Ausführungen handelt es sich um eine $0,8 \times 45^\circ$ Fase sowie die genormten Abmessungen der Freistiche E und F (vgl. Bild 8.27).

Bei den unterschiedlichen Ausführungen der Freistiche ist kaum eine Unterscheidung der Übermaßverläufe festzustellen. Auch ist der Einfluss der Wellenschulter kaum erkennbar. Die 45° Fase bewirkt eine zusätzliche Steifigkeit so dass eine geringere Korrektur des Übermaßes nötig ist, aber sie kann dennoch keinen konstanten Bereich innerhalb der Fugenfläche ausbilden.

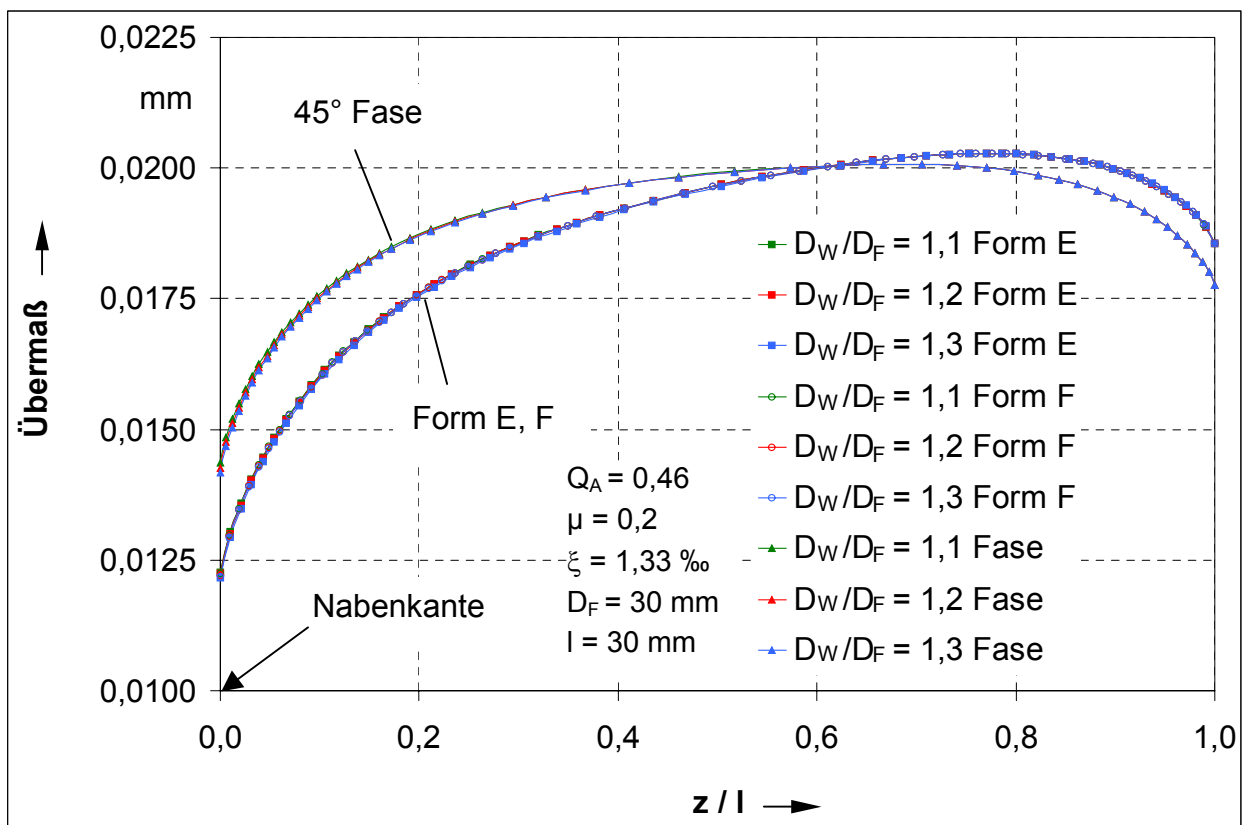


Bild 8.9: Übermaßverläufe von unterschiedlichen Übergängen an der Wellenschulter

8.2 Ergebnisbetrachtung der Spannungshomogenisierung

Für die Untersuchung der Reibdauerbeanspruchungsreduzierung spannungshomogener PV wird der auftretende Schlupf, der Schlupfverlauf innerhalb der Fugenfläche und die spezifische Reibenergie sowie das Kriterium nach Ruiz und Chen ausgewertet. Eine detaillierte Auswertung der Spannungen war nicht Schwerpunkt dieser Untersuchungen, und es wird daher auf einschlägige Fachliteratur verwiesen /LEIDICH83/, /MÜLLER61/, /KOLLMANN84/.

8.2.1 Schlupf bei Variation der Nabengeometrie und des Nabenwerkstoffes

Für die in folgenden Diagrammen dargestellten Kurven werden die spannungshomogenisierten Ergebnisse mit dem Zusatz "optimiert" bezeichnet sowie die konventionellen PV ohne zusätzliche Bezeichnung benannt.

Untersuchungen an PV: $Q_A = 0,46$; $l / D_F = 1,4$; $\mu = 0,2$; $\zeta = 1,33 \text{ ‰}$

Wie sich in Bild 8.10 für die "lange dicke" Probe zeigt, weicht der FE-berechnete Schlupf an der Nabenkante konventioneller PV nur sehr gering von der bestätigten analytischen Formel (5.27) ab.

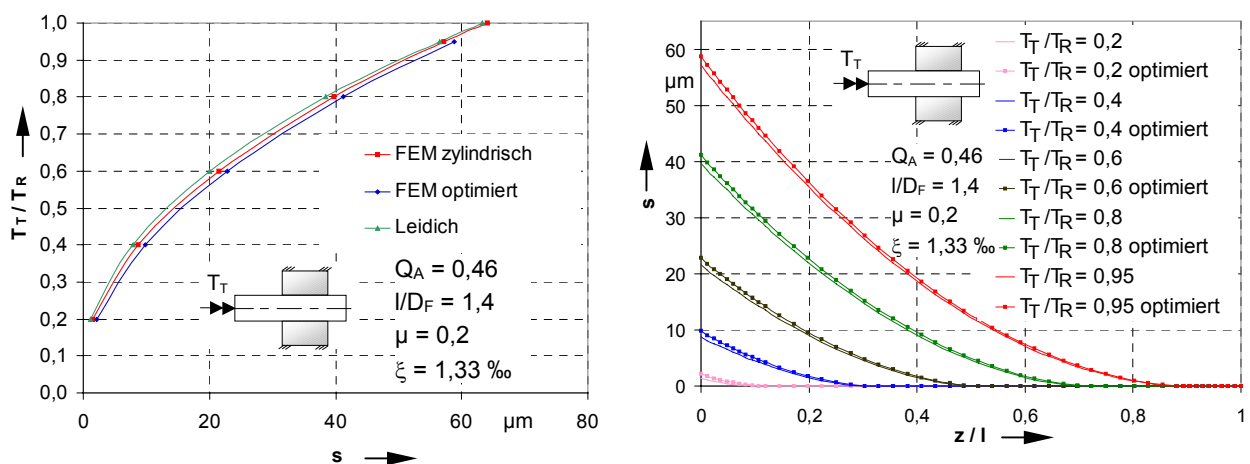


Bild 8.10: Schlupf s an der Nabenkante ($z = 0$) sowie Schlupfverlauf über der Fugenlänge, verglichen mit den Theorien von Leidich /LEIDICH83/ bei $Q_A = 0,46$; $l / D_F = 1,4$; $\mu = 0,2$

Die Schlupfresultate der optimierten PV weichen innerhalb beider Diagramme nur sehr geringfügig von denen der konventionellen PV ab. Lediglich bei geringeren Drehmomenten T_T tritt ein erhöhter Schlupf auf und gleicht sich mit zunehmendem Drehmoment T_T immer mehr an den konventionellen PV an. Im axialen Verlauf über der Fugenlänge liegt bei der optimierten PV der Schlupf leicht über dem der konventionellen PV und schmiegt sich mit axialer Zunahme immer weiter an.

Im Vergleich mit den ermittelten Formeln für die Schlupftiefe t nach Leidich erhöht sich für die optimierte PV die Schlupftiefe und gleicht sich ab einem Drehmomentbereich von 60% des Rutschmomentes immer mehr der konventionellen PV an. Beim Verlauf des Drehmomentes über der axialen Länge der Fugenfläche ist ebenfalls nur an der Nabenkante eine leichte Erhöhung der Kurven festzustellen, die im Verlauf mit der axialen Zunahme abgebaut wird. Die ermittelten Kurven des Drehmomentverlaufs in Bild 8.11 wurden aus den Reaktionskräften innerhalb der Fugenfläche mithilfe von Tabellenkalkulationsprogrammen generiert und ausgewertet.

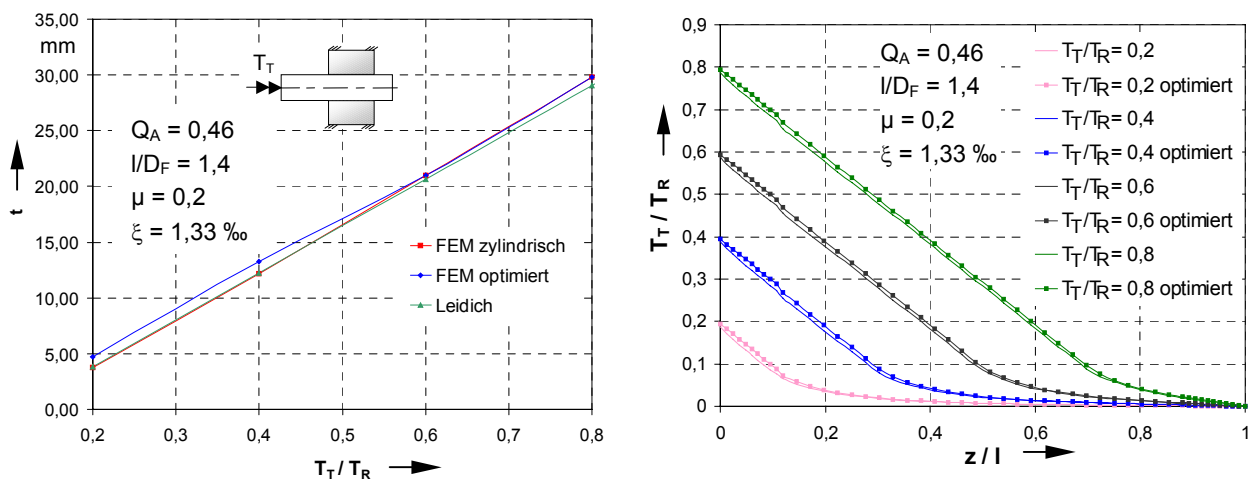


Bild 8.11: Schlupftiefe t und Drehmomentverlauf innerhalb der Fugenlänge, verglichen mit den Theorien nach Leidich /LEIDICH83/ bei $Q_A = 0,46$; $l / D_F = 1,4$; $\mu = 0,2$

Untersuchungen an PV: $Q_A = 0,46$; $l / D_F = 0,5$; $\mu = 0,2$; $\xi = 1,33 \text{ ‰}$

Im Vergleich der "langen dicken" PV nimmt bei der in Bild 8.12 gezeigten "kurzen dicken" PV der Schlupf an der Nabenkante der optimierten PV deutlich zu und verläuft mit konstantem Abstand im gesamten Drehmomentbereich zur konventionellen PV. Dieser erhöhte Schlupf ist auf die reduzierte Elastizität der kürzeren Nabe, im Vergleich zur längeren Nabe, zurückzuführen. Weiterhin ist der Schlupfverlauf über der Fugenlänge

der optimierten PV zunächst deutlich höher und gleicht sich im Verlauf des Schlupfabfalls immer mehr der konventionellen PV an.

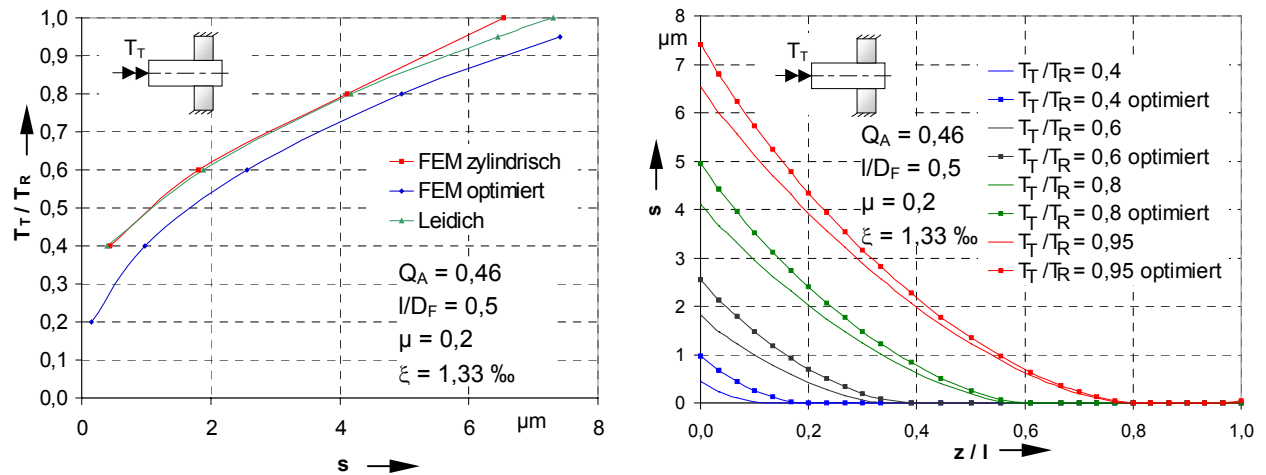


Bild 8.12: Schlupf s an der Nabenkante ($z = 0$) sowie Schlupfverlauf über der Fugenlänge, verglichen mit den Theorien von Leidich /LEIDICH83/ bei $Q_A = 0,46$; $l/D_F = 0,5$; $\mu = 0,2$

Bei der Schlupftiefe t tritt bei dieser Probengeometrie eine deutliche Zunahme für die optimierte PV ein. Für den Verlauf des Drehmomentes findet eine Erhöhung der Kurven der optimierten PV statt, wobei die Gradienten sich nur unwesentlich von den konventionellen PV unterscheiden. Im Vergleich der optimierten PV zu den konventionellen PV tritt lokales Gleiten bei der optimierten PV bereits bei 20% des Rutschmoments auf, wobei bei den herkömmlichen PV diese Belastung unterhalb des Gütefaktors liegt.

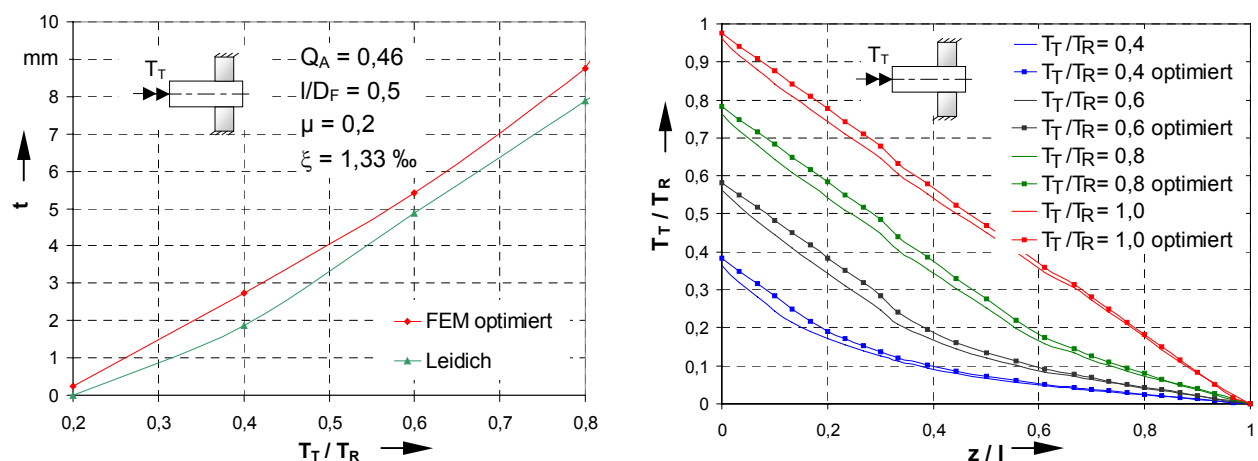


Bild 8.13: Schlupftiefe t und Drehmomentverlauf innerhalb der Fugenlänge, verglichen mit den Theorien nach Leidich /LEIDICH83/ bei $Q_A = 0,46$; $l/D_F = 0,5$; $\mu = 0,2$

Untersuchungen an PV: $Q_A = 0,75$; $l / D_F = 1,4$; $\mu = 0,2$; $\zeta = 1,33 \text{ ‰}$

Innerhalb der Nabenform "lange dünne" Nabe unterscheiden sich die beiden PV im Hinblick auf den auftretenden Schlupf an der Nabenkante nur unwesentlich (Bild 8.14). Weiterhin ist der Verlauf des Schlupfes innerhalb der axialen Fugenlänge beinahe identisch, was auf die Nachgiebigkeit der "dünnen" Nabe zurückzuführen ist. Bereits im Diagramm Bild 8.6 ist die geringere Korrektur des Übermaßes für diese Nabenform ($Q_A = 0,75$) dargestellt. Daher ist eine wesentliche Verbesserung im Hinblick auf den Schlupf nicht festzustellen.

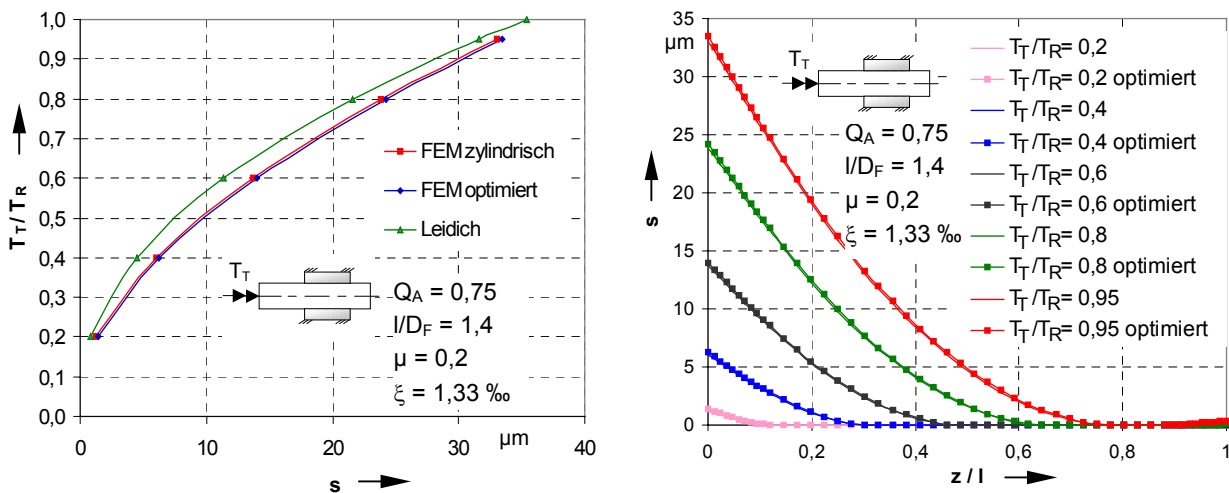


Bild 8.14: Schlupf s an der Nabenkante ($z = 0$) sowie Schlupfverlauf über der Fugenlänge, verglichen mit den Theorien von Leidich /LEIDICH83/ bei $Q_A = 0,75$; $l / D_F = 1,4$; $\mu = 0,2$

Die Nachgiebigkeit der "langen dünnen" Nabe bewirkt ein anderes Erscheinungsbild im Vergleich zu den anderen Nabenverhältnissen dadurch, dass die Schlupftiefe t mit der Optimierung nicht zunimmt. Bei dieser Auswertung ist auf die Gültigkeit der angenäherten Formel für die Ermittlung der Schlupftiefe nach Leidich /LEIDICH83/ zu achten. Durch die reduzierte Steifigkeit der dünneren Nabe erhöht sich die Nachgiebigkeit der Nabe und somit verhält sich die dünnere Nabe weicher und nachgiebiger als dickere Naben. Eine relevante Änderung des Drehmomentabfalls innerhalb der Fugenlänge ist in Bild 8.15 nicht festzustellen.

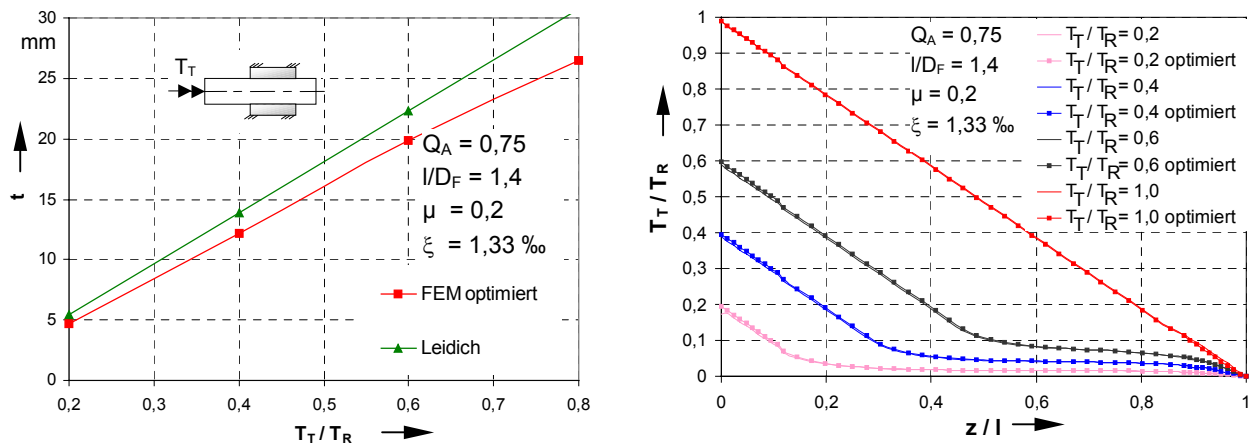


Bild 8.15: Schlupftiefe t und Drehmomentverlauf innerhalb der Fugenlänge verglichen mit den Theorien nach Leidich /LEIDICH83/ bei $Q_A = 0,75$; $l / D_F = 1,4$; $\mu = 0,2$

Variation des Nabenwerkstoffs

Der Einfluss des Nabenwerkstoffs für optimierte PV ist im Vergleich mit den Theorien von Leidich /LEIDICH83/ in Bild 8.16 in Variation mit dem Nabendurchmesser Verhältnis Q_A dargestellt. Bei allen PV ist der Schlupf optimierter PV größer als nach den Theorien von Leidich und nimmt bei beiden Nabenwerkstoffen mit Zunahme des Nabendurchmesser Verhältnisses zu. Bei Einsatz von Graugussnaben mit E-Modul 100000 MPa steigt bei Abnahme des Nabenaußendurchmessers der Schlupf deutlich an. Bei größeren Nabenaußendurchmessern unterscheidet sich der Schlupf immer weniger von dem der konventionellen PV.

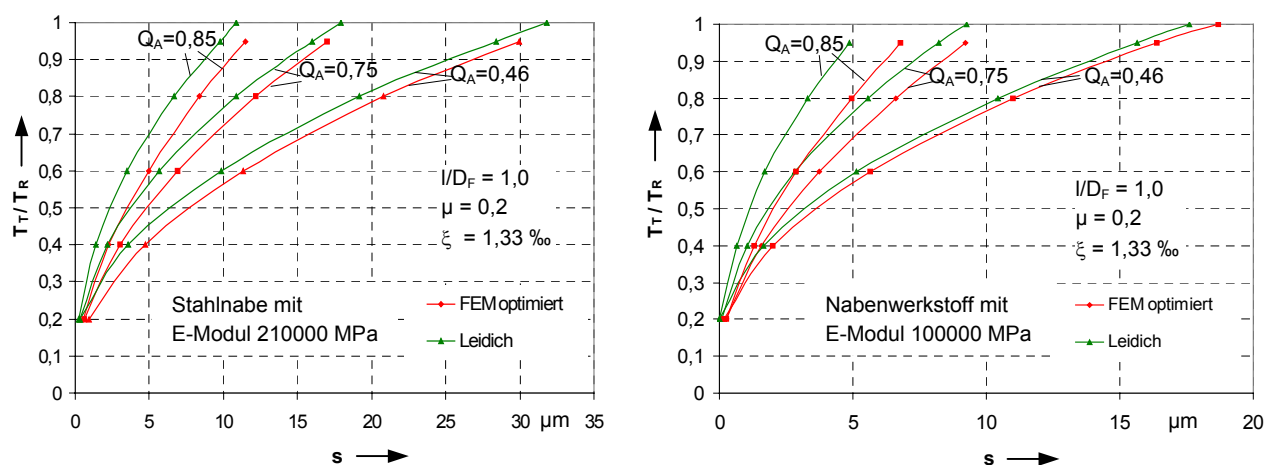


Bild 8.16: Schlupf s an der Nabenkante ($z = 0$) für unterschiedliche Nabenwerkstoffe

8.2.2 Empirische Schlupfberechnung spannungshomogenisierter PV

Für die empirische Schlupfberechnung an der Nabenkante von optimierten PV wird der Quotient der FE-berechneten optimierten PV zu dem analytischen Ergebnis nach Leidich für die nicht optimierte PV gebildet. Mit diesem Quotienten K_{tTR} (der Index TR steht für das bezogene Rutschmoment) ergibt sich dann für jede PV eine repräsentative Größe, die in Abhängigkeit der Belastung als zusammenhängende Korrekturkurve aufgetragen werden kann.

$$K_{tTR} = \frac{s_{NKop}}{s_{NKLei}} \quad (8.1)$$

Dieser Korrekturfaktor K_{tTR} widerspiegelt die Zunahme des Schlupfes bei reiner Torsionsbelastung infolge von spannungsoptimierter Übermaßverteilung. Infolge der Multiplikation dieses Korrekturfaktors mit der Gleichung (5.27) kann der Schlupfbetrag dieser optimierten PV analytisch bestimmt werden.

$$s_{op} = \left[\left(\frac{T_T}{T_R} \right)^2 - \eta_{gr_t}^* \right]^{1,1} \cdot \frac{4 \cdot I^2 \cdot p_F}{G \cdot D_F} \cdot \mu \cdot K_{tTR} \quad (8.2)$$

Für unterschiedliche Q_A - und I/D_F -Verhältnisse sind in Bild 8.17 die Verläufe der Korrekturfaktoren dargestellt. Da der Schlupf bei optimierten PV nicht konstant mit der Belastung zunimmt, wird der Korrekturfaktor in Abhängigkeit der Belastung T_T/T_R aufgetragen. Somit kann zu jeder beliebigen Belastungsstufe der Schlupf analytisch berechnet werden.

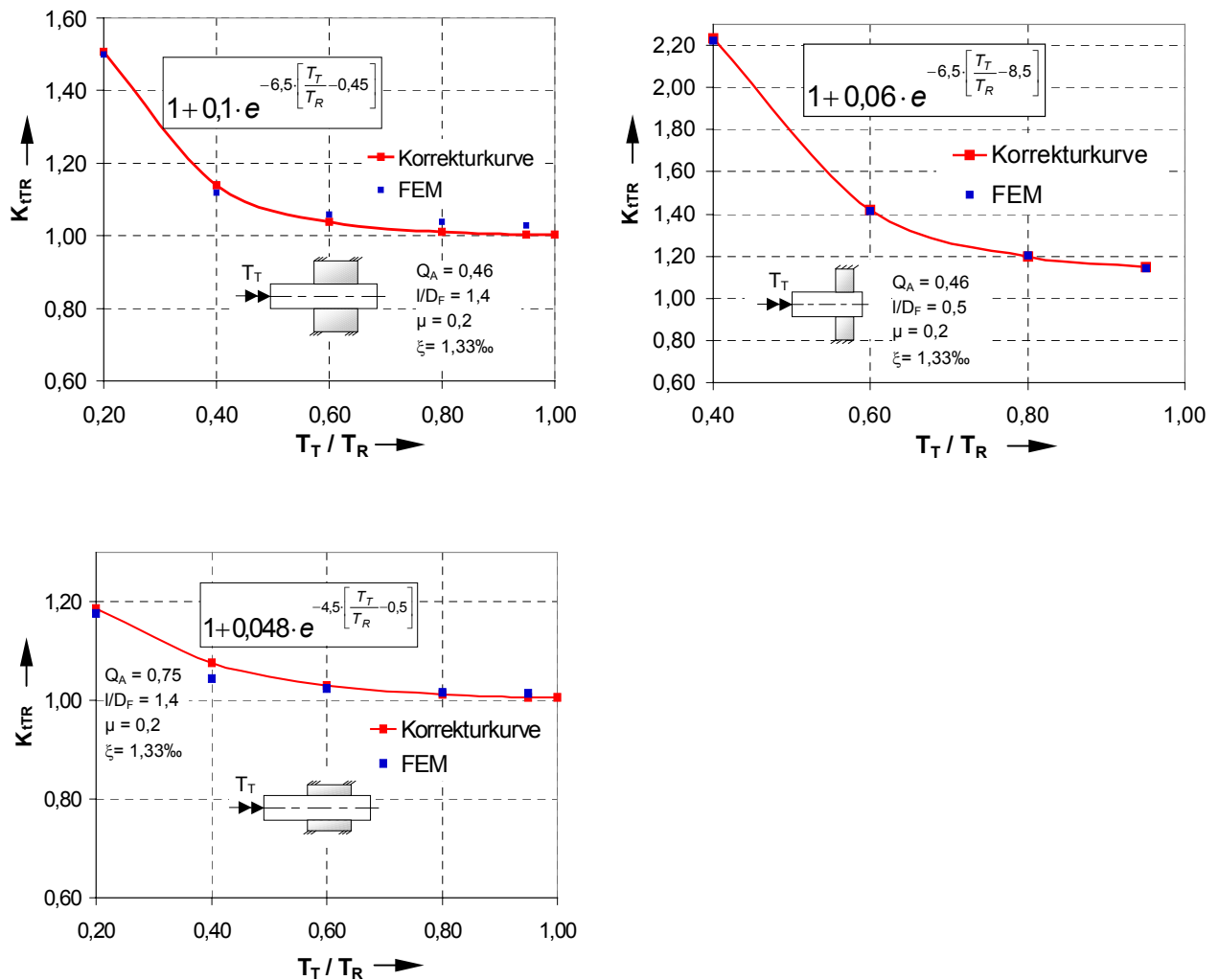


Bild 8.17: Korrekturkurven für PV mit unterschiedlichen Q_A und I/D_F an der Nabenkante bei $z = 0$

Für eine konstante Nabenlänge mit dem Verhältnis $I/D_F = 1,0$ sind die verschiedenen Korrekturkurven mit zunehmendem Durchmesser Verhältnis der Nabe in Bild 8.18 aufgetragen. Bei dickeren Naben nimmt der Schlupf bei niedrigen Belastungsbereichen deutlich zu, was bei dünneren Naben nicht zu verzeichnen ist. Die Zunahme in den niedrigeren Belastungsbereichen ist damit auf die fehlenden Spannungsspitzen an den Nabenkanten zurückzuführen, die eine hemmende Wirkung auf die Ausbildung des Schlupfes haben. Bei einer homogenen Spannung kann sich daher der Schlupf in größerem Umfang an der Nabenkante ausbilden. Die geringere Erhöhung bei dünneren Naben ist auf die fehlende Gesamtsteifigkeit der Nabe zurückzuführen, sodass die Nabe bei Belastung "nachgeben" kann und damit die Relativbewegung zwischen Welle und Nabe verringert wird.

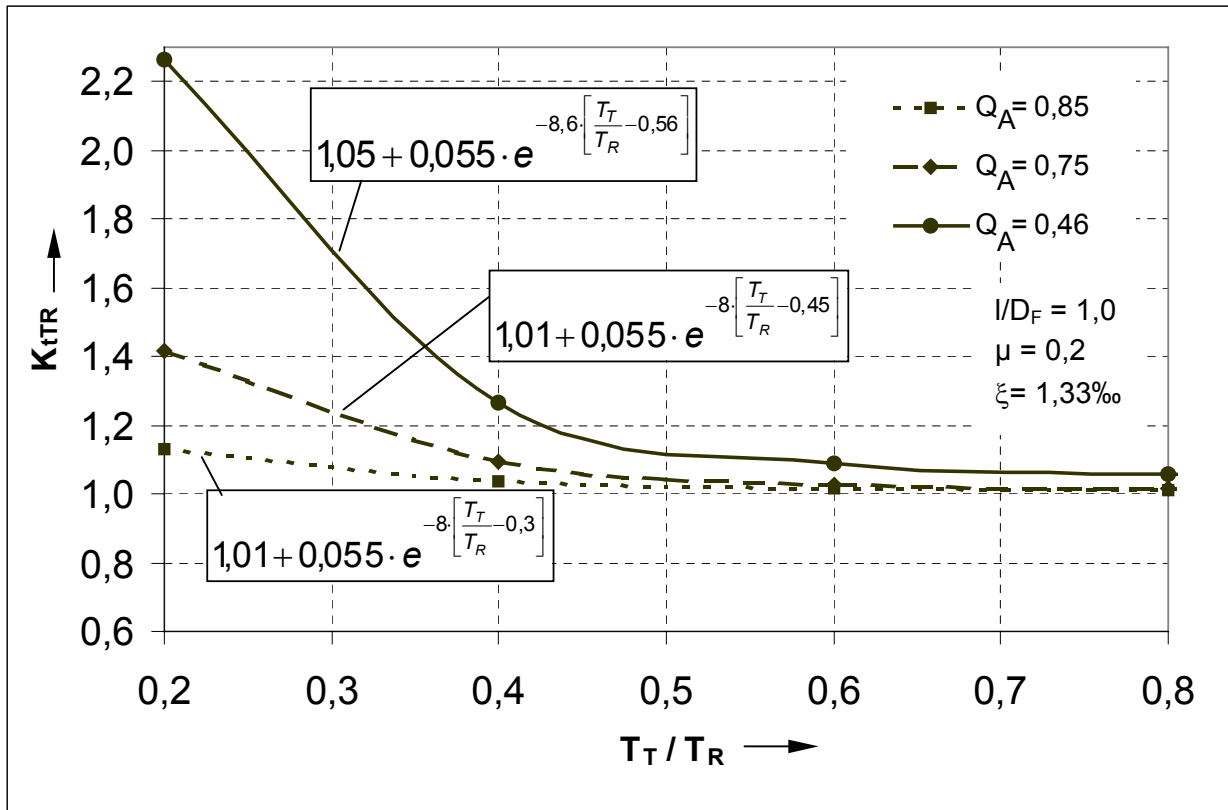


Bild 8.18: Korrekturkurven für PV mit verschiedenen Q_A und $l/D_F=1,0$

8.2.3 Spezifische Reibenergie und FFDP bei glatter Welle

Bereits im Kapitel 4 wurden verschiedenartige Kennwerte erläutert, die eine Reibdauerbeanspruchung und den Ort des Anrisses bestimmbar machen sollen. Für die Untersuchung der Reibdauerbeanspruchung der hier untersuchten spannungshomogenisierten PV werden die spezifische Reibenergie und der FFDP-Kennwert nach Ruiz und Chen ermittelt. Die Berechnung der spezifischen Reibenergie beruht auf dem *fretting damage parameter* von Ruiz und Chen und wird durch Multiplikation der Reibschubspannung τ_{rt} mit dem auftretenden Schlupf s in tangentialer Richtung ermittelt:

$$\text{Spezifische Reibenergie} = \tau_{rt} \cdot s \quad (8.3)$$

Bei der Auswertung der Knoten-Reibschubspannung innerhalb der Fugenfläche muss eine Besonderheit der FE-Berechnung berücksichtigt werden. Da die Knotenergebnisse der an der Nabenkante liegenden Knoten der Welle von den benachbarten Knoten der freien Welle beeinflusst werden, werden für die Auswertung der Reibschubspannung

die Knotenergebnisse der Nabenknoten verwendet, um die Einflüsse von benachbarten Knoten zu unterbinden (Bild 8.19). Somit sind die Verhältnisse realer PV abgebildet und das Ergebnis wird nicht durch zusätzlichen FE-Besonderheiten beeinflusst.

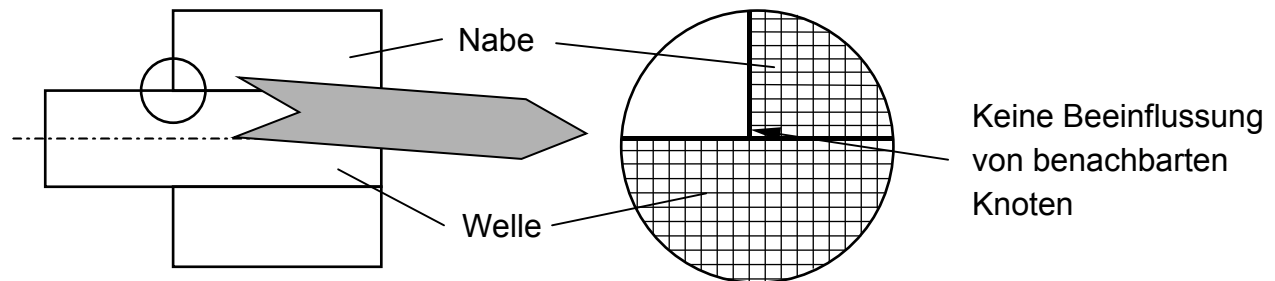


Bild 8.19: Diskretisierung im Teilausschnitt an der Nabenkante

Die folgenden Diagramme wurden über das Auslesen der Ergebnisse von Reibschubspannung und Schlupf mit anschließender Weiterverarbeitung in einem Tabellenkalkulationsprogramm erstellt. Eine schattierte Darstellung direkt im Postprozessor wäre mittels mathematischer Rechenschritte von Ergebnissen möglich, aber eine detaillierte wissenschaftliche Auswertung wäre deutlich eingeschränkt.

Untersuchungen an PV: $Q_A = 0,46$; $l / D_F = 1,4$; $\mu = 0,2$; $\zeta = 1,33 \text{ ‰}$

In Bild 8.20 ist für die "lange dicke" PV die spezifische Reibenergie sowohl der konventionellen als auch der optimierten PV über der axialen Fugenlänge dargestellt. Der relevante Bereich für die Reibdauerbeanspruchung und schließlich für das Versagen des Bauteiles ist der Bereich an der Nabenkante. Deutlich ist die verringerte Reibenergie der optimierten PV in allen Belastungsbereichen erkennbar. Bei den höheren und in der Praxis häufig eingesetzten Belastungsbereichen ist eine Reduzierung der Reibenergie auf ca. die Hälfte erkennbar. Die Reibenergie einer optimierten PV im Belastungsbereich von 95% des Rutschmoments ist geringer als die Reibenergie einer konventionellen PV im Belastungsbereich von 80%.

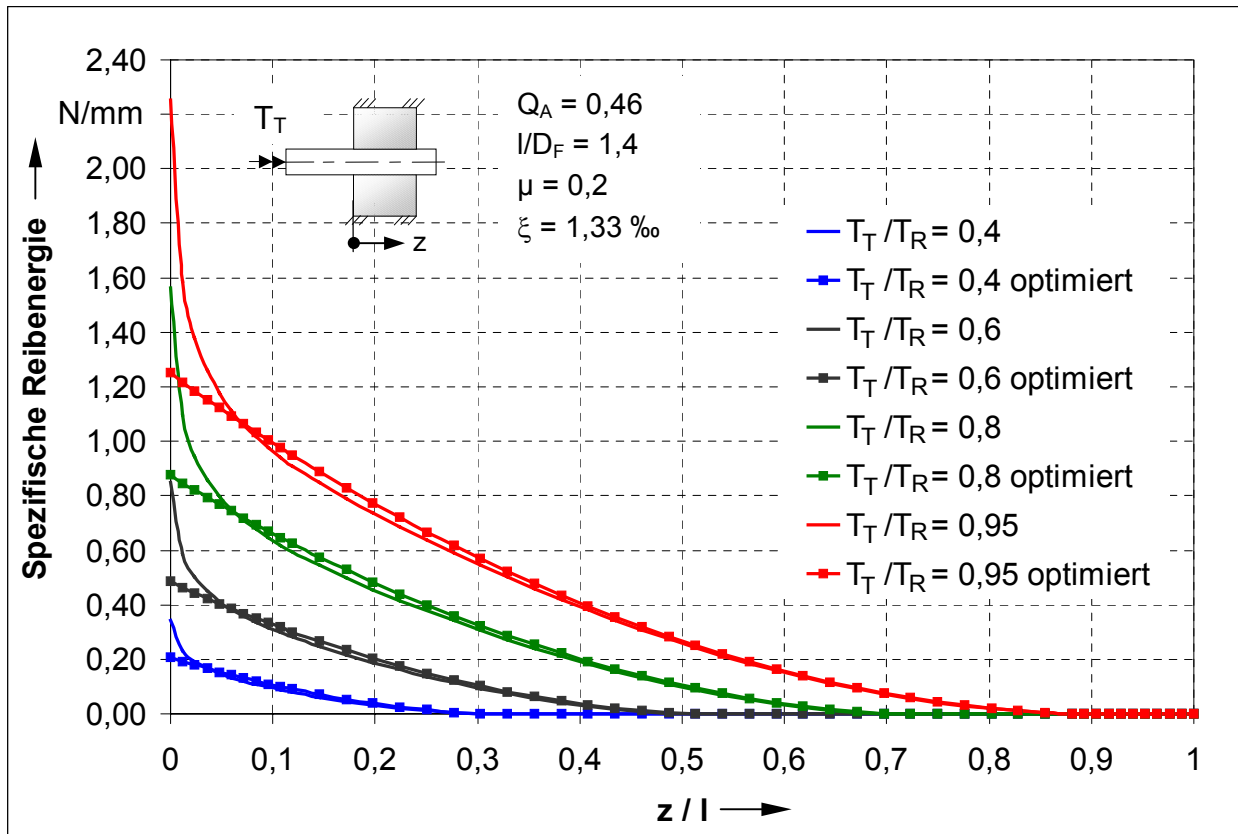


Bild 8.20: Spezifische Reibenergie entlang der Fugenlänge bei $Q_A = 0,46$; $l/D_F = 1,4$; $\mu = 0,2$

Die Auswertung zeigt damit deutlich die Vorteile einer spannungshomogenisierten PV im gesamten Belastungsbereich auf. Die leichte Erhöhung der Reibenergie ab einem Verhältnis von $z/l \approx 0,05$ spielt nur eine untergeordnete Rolle, da der Schaden im Bereich der Nabenkante ausgeht.

Der FFDP - Kennwert, der den Ort der Anrissentstehung beschreibt, wird aus Multiplikation der spezifischen Reibenergie mit der 1. Hauptnormalspannung ermittelt:

$$\text{FFDP} = \text{abs}(\tau_{rt} \cdot s) \cdot \sigma_1 \cdot \lambda_{\sigma} \quad (8.4)$$

$$\lambda_{\sigma} = 1 \text{ für } \sigma_1 \geq 0$$

$$\lambda_{\sigma} = 0 \text{ für } \sigma_1 \leq 0$$

Ein Anriss kann an der Oberfläche nur fortschreiten, wenn eine positive Zugspannung senkrecht zur Rissrichtung wirkt. Daher ist der FFDP - Kennwert nur bei Vorhandensein einer positiven Zugspannung aussagekräftig. Das Vorzeichen der dort herrschenden Reibenergie ist für die Rissentstehung nicht entscheidend und wird als Absolutwert behandelt (Kapitel 5). Bei den gezeigten FFDP-Auswertungen ist als Multiplikator die

1. Hauptnormalspannung mit den statischen Anteilen aus dem Fügen und den dynamischen Anteilen während des Betriebes gewählt. Somit ist eine Referenzierung mit anderen FFDP-Auswertungen nur eingeschränkt möglich, da die Richtung der verwendeten Größen nicht in dieselbe Richtung weisen.

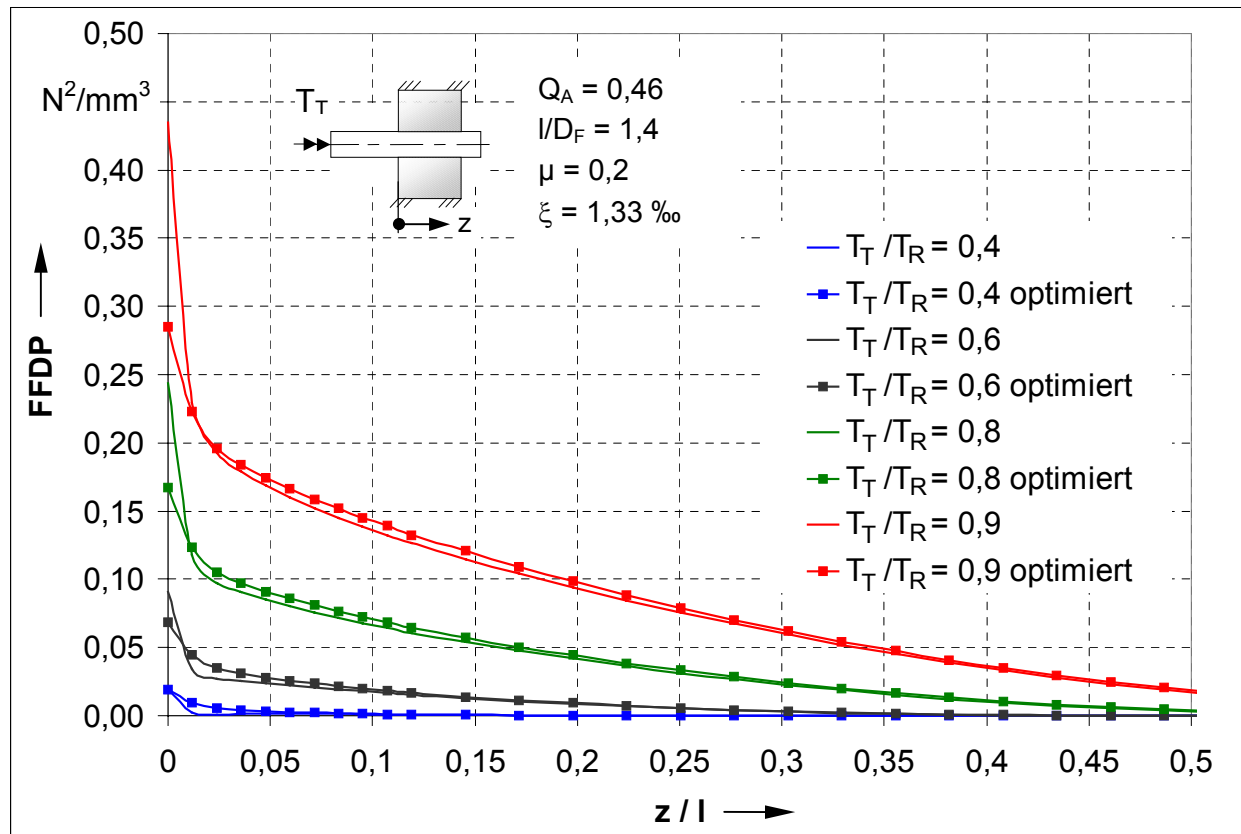


Bild 8.21: FFDP-Kennwert entlang der Fugenlänge bei $Q_A = 0,46$; $l/D_F = 1,4$; $\mu = 0,2$

Das Maximum des in Bild 8.21 aufgezeigten FFDP-Kennwertes tritt erwartungsgemäß bei beiden PV an der Nabenkante auf und bestätigt somit die Gültigkeit dieses Kriteriums in Verbindung mit den real auftretenden Schäden an zylindrischer PV. Hier reduziert sich bei einer Spannungshomogenisierung die Reibenergie deutlich und der Ort des vermuteten Anrisses verändert sich nicht.

Der in Bild 8.21 gezeigte FFDP-Verlauf tritt identisch bei den Proben mit dem Verhältnis $l/D_F = 0,5$ sowie bei dem veränderten Durchmesser Verhältnis $Q_A = 0,75$ auf. Das Maximum tritt bei den hier untersuchten PV mit glatter Welle immer an der Nabenkante auf, und das Niveau dieses Kennwertes an der Nabenkante ist bei den konventionellen PV höher. Daher wird im weiteren Verlauf auf die detaillierte Auswertung dieses FFDP-

Kennwertes bei glatten Wellen verzichtet und der Schwerpunkt auf die auftretende spezifische Reibenergie sowie auf deren Veränderung bei den optimierten PV gerichtet.

Untersuchungen an PV: $Q_A = 0,46$; $l / D_F = 0,5$; $\mu = 0,2$; $\zeta = 1,33 \text{ ‰}$

Wie bereits bei der "langen dicken" PV dargestellt, tritt auch bei der "kurzen dicken" PV die maximale Reibenergie an der Nabenkante auf, und das Niveau der konventionellen PV ist deutlich höher gegenüber der spannungshomogenisierten PV (Bild 8.22). Die maximale Reibenergie der konventionellen PV befindet sich bei 80% des Rutschmomentes auf demselben Niveau, wie die der optimierten PV bei 95 % Belastung. Daraus kann entnommen werden, dass die optimierte PV deutlich weniger der Reibdauerbeanspruchung ausgesetzt ist und damit eine weitaus niedrigere Versagenswahrscheinlichkeit für Reibdauerbruch haben dürfte.

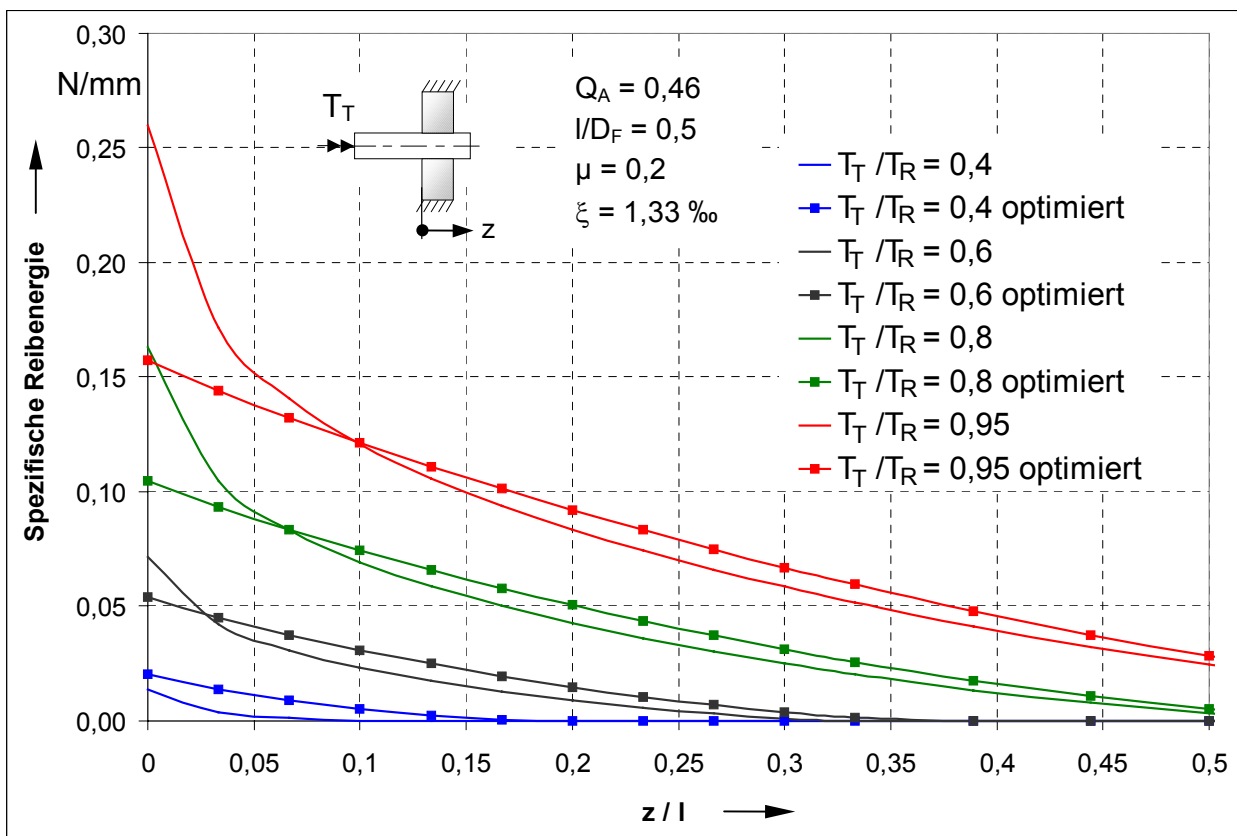


Bild 8.22: Spezifische Reibenergie entlang der Fugenlänge bei $Q_A = 0,46$; $l/D_F = 0,5$; $\mu = 0,2$

Die Reduzierung der Reibenergie ist in Bild 8.23 für die "kurze dicke" PV über der Fugenlänge *als Quotient der Reibenergie von konventioneller zu optimierter PV dargestellt*. Mit Zunahme der Torsionsbelastung auf die PV steigt auch das Verhältnis der Reibenergie an der Nabenkante bis auf ein Niveau von über 60%. Es ist damit deutlich erkennbar, dass bei einer höheren Belastung der PV die Reduzierung der Reibdauerbeanspruchung bei einer optimierten PV von großem Vorteil ist.

In niedrigen Belastungsbereichen wirkt sich bei dieser PV die fehlende Spannungsüberhöhung an der Nabenkante negativ auf die Reibenergie aus und somit steigt auch die Gefahr der Reibdauerbeanspruchung.

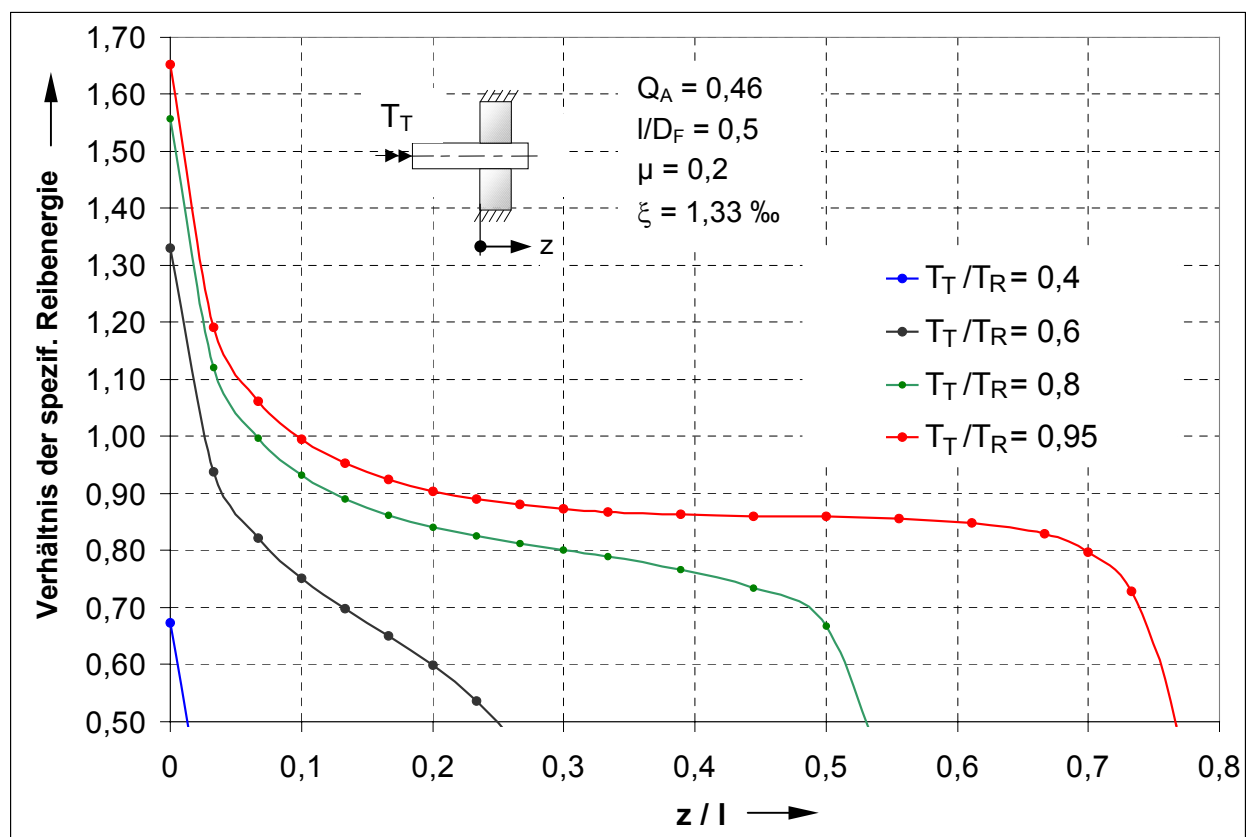


Bild 8.23: Verhältnis der spezifischen Reibenergie entlang der Fugenlänge; $Q_A = 0,46$; $l/D_F = 0,5$; $\mu = 0,2$

Untersuchungen an PV: $Q_A = 0,75$; $l/D_F = 1,4$; $\mu = 0,2$; $\zeta = 1,33 \text{ ‰}$

Ein ähnliches Verhalten zeigt die "lange dünne" PV bei Gegenüberstellung der Reibenergie von konventioneller zur optimierten PV. Wie in Bild 8.24 dargestellt, ist bei der spannungshomogenisierten PV das Reibenergieniveau an der Nabenkante deutlich geringer als das bei der konventionellen PV.

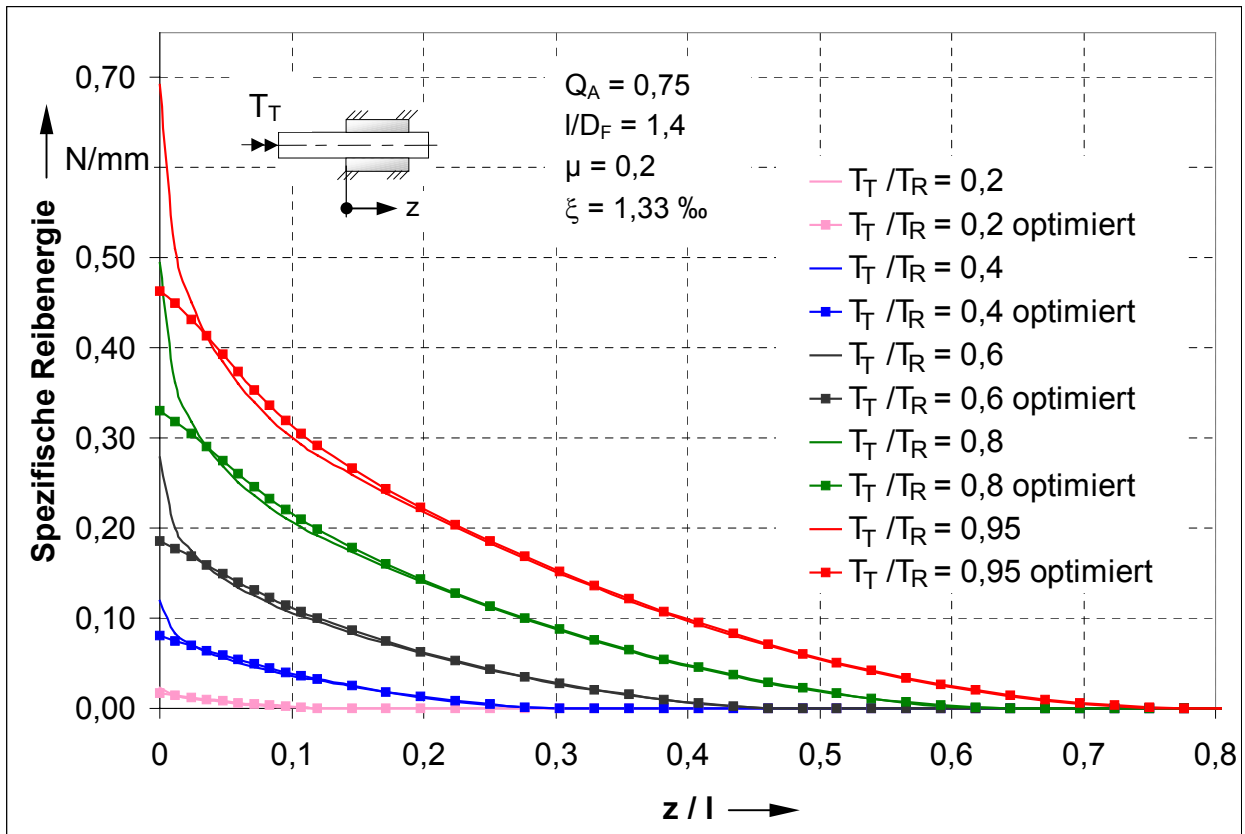


Bild 8.24: Spezifische Reibenergie entlang der Fugenlänge; $Q_A = 0,75$; $l/D_F = 1,4$; $\mu = 0,2$

Zur detaillierten Auswertung dieser Reibenergien ist in Bild 8.25 die Änderung der Reibenergie im Verhältnis der beiden PV aufgetragen. Anders als bei der "kurzen dicken" Nabe ist über den gesamten Belastungsbereich die Reduzierung der Reibenergie nahezu konstant, was wiederum auf die elastische Nachgiebigkeit zurückzuführen ist. Daher ist eine deutliche Reduzierung der Reibdauerbeanspruchung an der Nabenkante über alle Belastungsniveaus erkennbar.

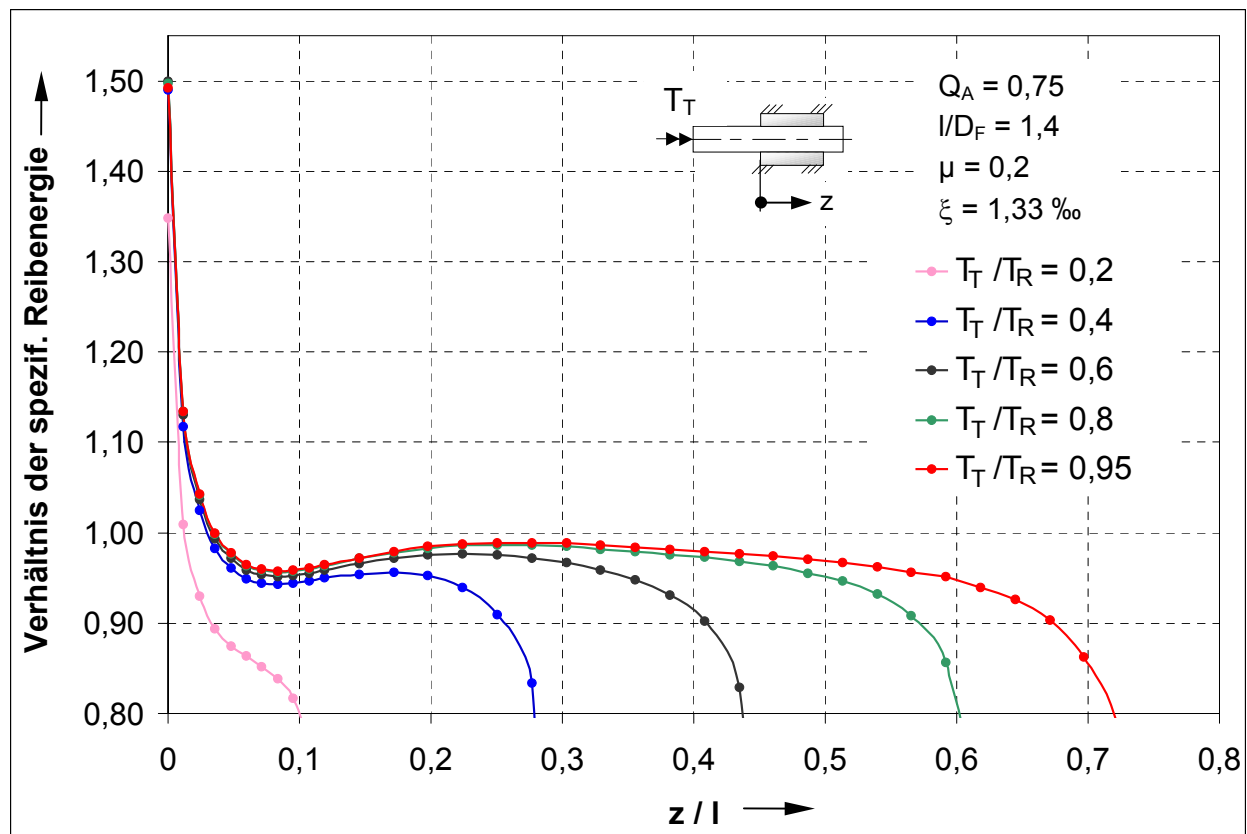


Bild 8.25: Verhältnis der spezifischen Reibenergie entlang der Fugenlänge; $Q_A = 0,75$; $l/D_F = 1,4$; $\mu = 0,2$

Untersuchungen an PV: $Q_A = 0,75$; $l / D_F = 1,0$; $\mu = 0,2$; $\zeta = 1,33 \text{ ‰}$; $E_A = 100000 \text{ MPA}$

Mit dem bereits in den vorherigen Schlupfuntersuchungen aufgeführten variierten Nebenwerkstoff ist in Bild 8.26 die Reduzierung der Reibenergie bei einer Graugussnabe für die optimierte PV dargestellt. Innerhalb des gesamten Belastungsbereiches ist eine Reduzierung der Reibenergie festzustellen, die mit Zunahme der Belastung immer größer wird. Daher ist der Einsatz von Werkstoffen mit niedrigerem E-Modul in allen Belastungsbereichen zur Spannungshomogenisierung und der sich daraus ergebenden Reduzierung der Reibdauerbeanspruchung empfehlenswert.

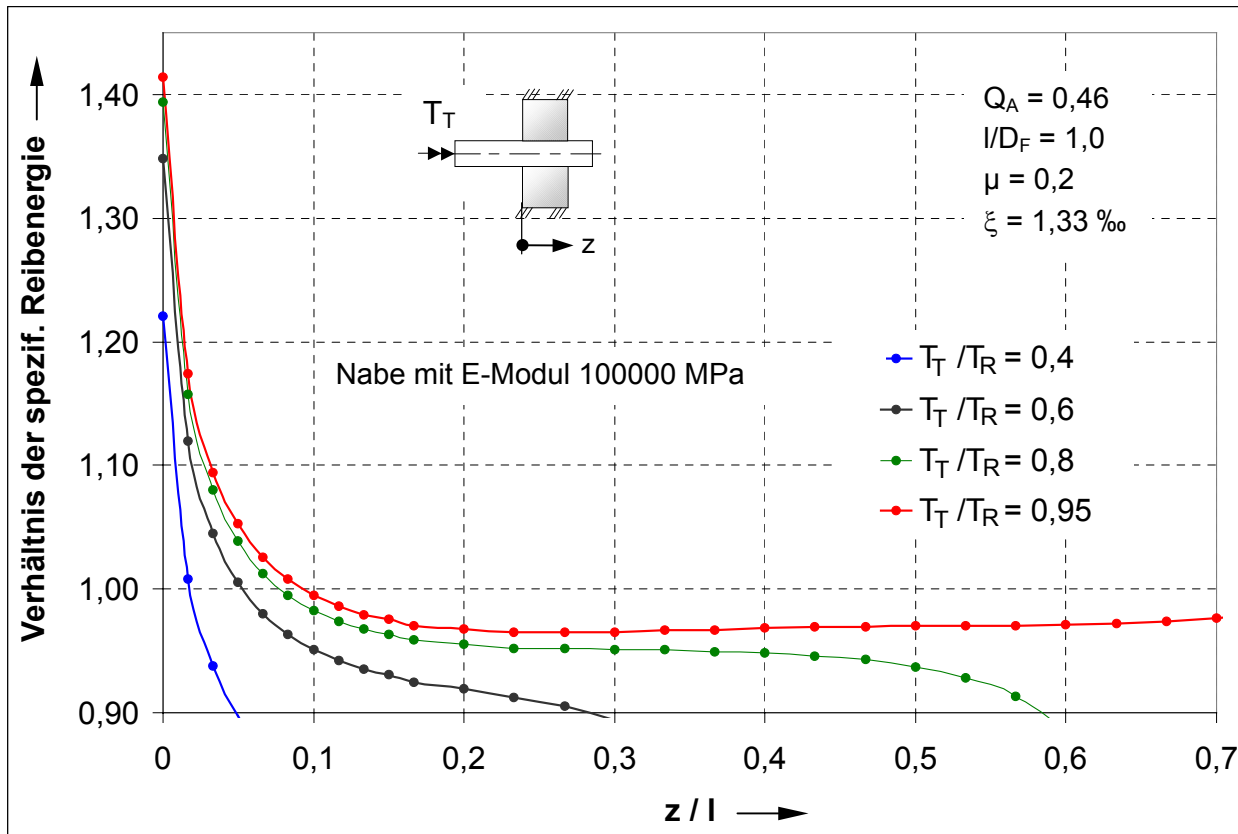


Bild 8.26: Verhältnis der spezifischen Reibenergie entlang der Fugenlänge bei Simulation einer Nabe mit reduziertem E-Modul bei $Q_A = 0,75$; $l/D_F = 1,0$; $\mu = 0,2$

8.2.4 Untersuchungen bei Variation des Wellenabsatzes

Bei vielen industriellen Anwendungen wird eine Wellenschulter beim Fügevorgang als axiale Fixierung für die Nabe vorgesehen. Diese Wellenschulter bewirkt infolge der zusätzlichen Steifigkeit der Welle im Bereich der Nabenkante eine zusätzliche Erhöhung der Spannungsspitzen und somit eine deutliche Zunahme der Reibdauerbruchgefahr. Gerade für solche Fälle ist die Spannungshomogenisierung der PV von entscheidender Relevanz. Weiterhin ist der Übergang von Wellenschulter auf den abgesetzten Fugendurchmesser für die auftretenden Spannungen und Schlupfverhältnisse von Bedeutung. Daher werden im Rahmen dieser Untersuchungen die genormten Freistiche der Form E und F nach DIN 509 /DIN509_98/ sowie eine Übergangsfase vom kleinen auf den größeren Durchmesser an der Wellenschulter untersucht.

In Bild 8.27 sind die verwendeten Bezeichnungen für die Abmessungen der WNV mit abgesetzter Welle sowie die genormten Wellenübergänge dargestellt.

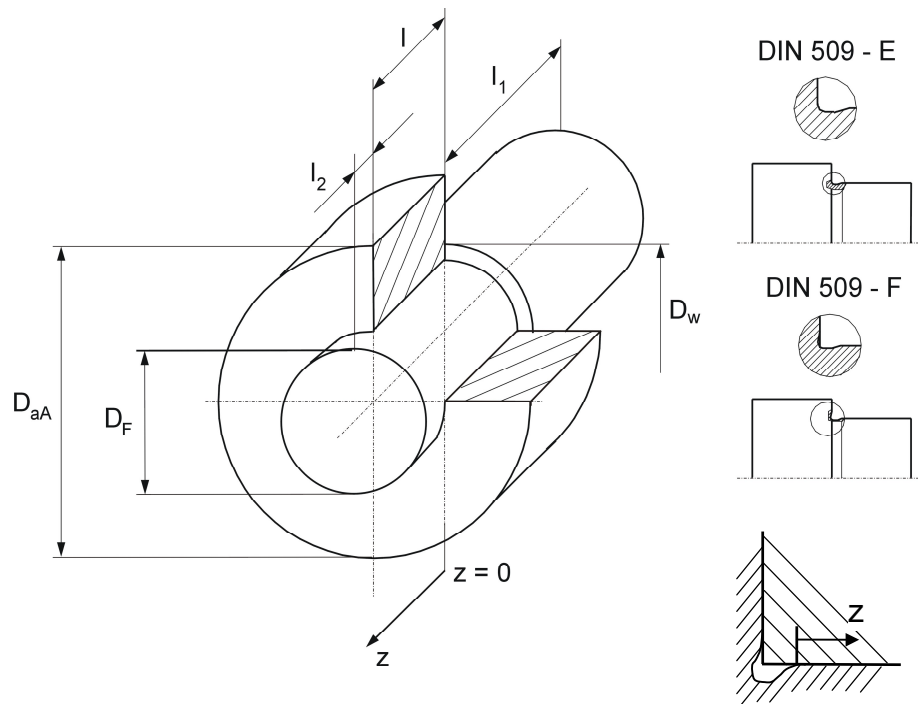


Bild 8.27: Verwendete Bezeichnungen der geometrischen Größen und genormten Wellenabsatzformen /THIELE99/

Der spannungssteigernde Einfluss bei Variation der Wellenschulter vom scharfkantigen Übergang zu größeren Durchmessern ist in Bild 8.28 für die "lange dicke" und für die "kurze dicke" PV dargestellt.

Während bei der maximalen Radialspannung keine Abhängigkeit von der Nabenlänge erkennbar ist, ist der Spannungsgradient erheblich von den axialen Geometrieabmessungen der Nabe abhängig.

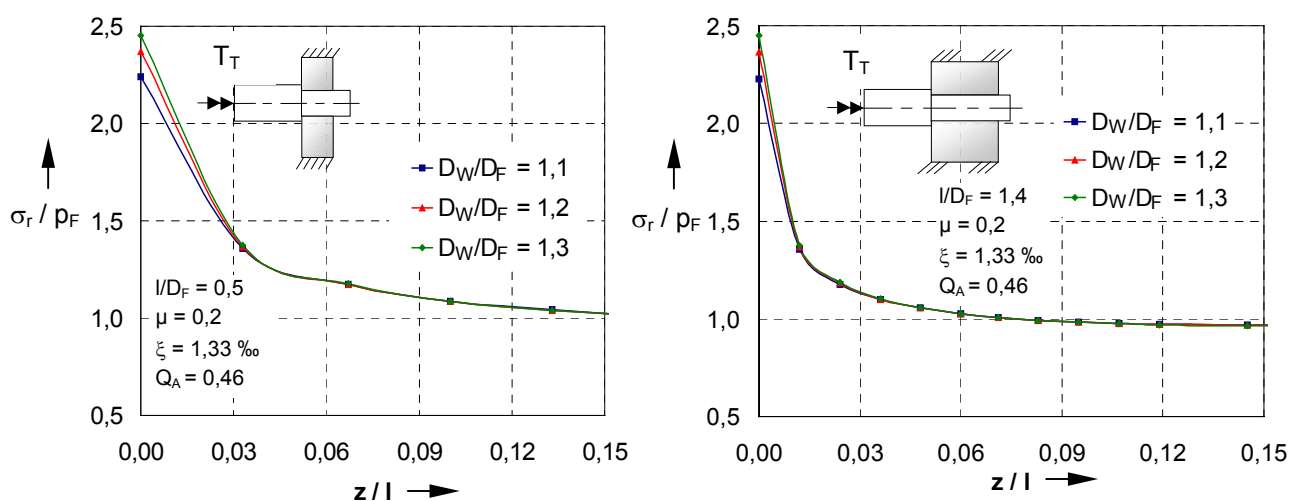


Bild 8.28: Bezogene Radialspannungen nach dem Fügen bei Variation des Wellenschulterdurchmessers D_W für zwei Nabenlängen

Für die "lange dicke" PV ist der Schlupf an der Nabenkante bei Variation der Wellenschulter und der Verlauf des Schlupfes über die Fugenlänge für ein Durchmesser Verhältnis $D_W/D_F = 1,2$ aufgetragen. Die dargestellte Kurve nach Leidich gilt für die PV mit glatter Welle. In dem Schlupfverlauf an der Nabenkante ist eine konstante Zunahme über dem ganzen Belastungsbereich sowie eine geringe Erhöhung bei den optimierten PV erkennbar.

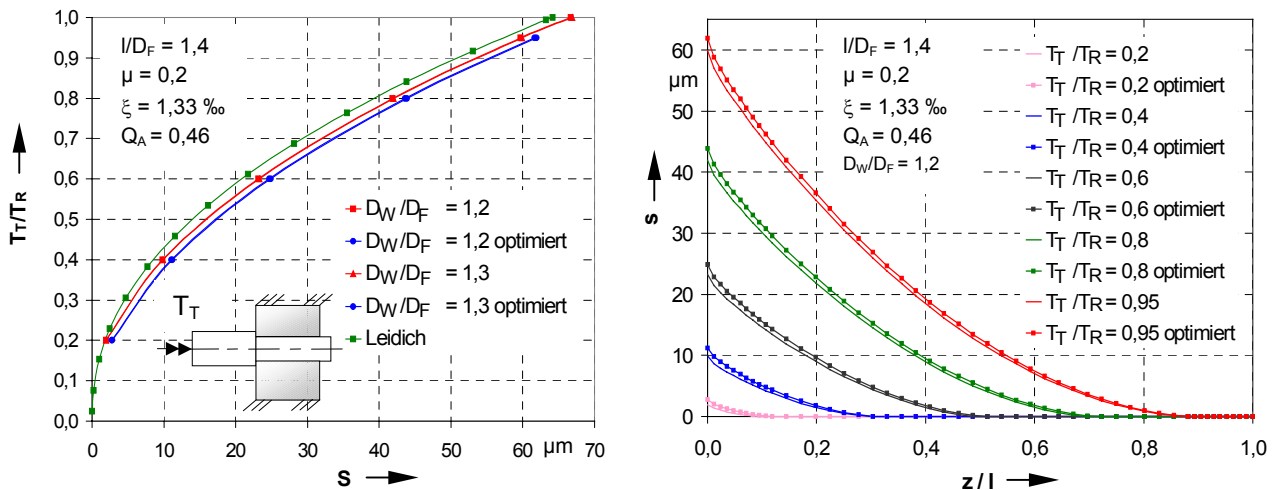


Bild 8.29: Schlupf s an der Nabenkante ($z = 0$) sowie Schlupfverlauf über die Fugenlänge bei Variation der Wellenschulter und $Q_A = 0,46$; $I/D_F = 1,4$; $\mu = 0,2$

Bei kürzeren Naben nimmt bei den konventionellen PV der Schlupf im Vergleich zu den Werten nach Leidich bei glatten Wellen bis zu den Belastungsbereichen von $T_T/T_R \approx 0,65$ leicht ab (Bild 8.30), wohingegen bei den optimierten PV eine Zunahme des Schlupfes über den gesamten Belastungsbereich erkennbar ist.

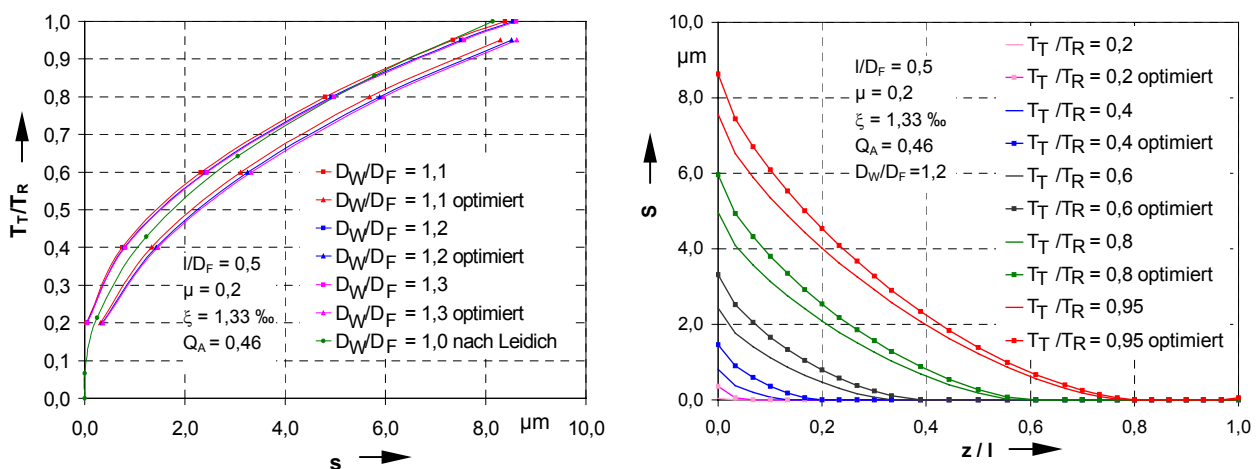


Bild 8.30: Schlupf s an der Nabenkante ($z = 0$) sowie Schlupfverlauf über die Fugenlänge bei Variation der Wellenschulter und $Q_A = 0,46$; $I/D_F = 0,5$; $\mu = 0,2$

Bild 8.31 zeigt die Schlupftiefen bei einem Wellenschulterverhältnis von $D_W/D_F = 1,3$ für die "lange" und die "kurze" Nabe. Der Unterschied der Schlupftiefen bei der kurzen Nabe zwischen der optimierten und der konventionellen PV ist auf die fehlende Steifigkeit und nach den Werten von Leidich auf die Einschränkung der Formel sowie auf die Einspannungen zurückzuführen.

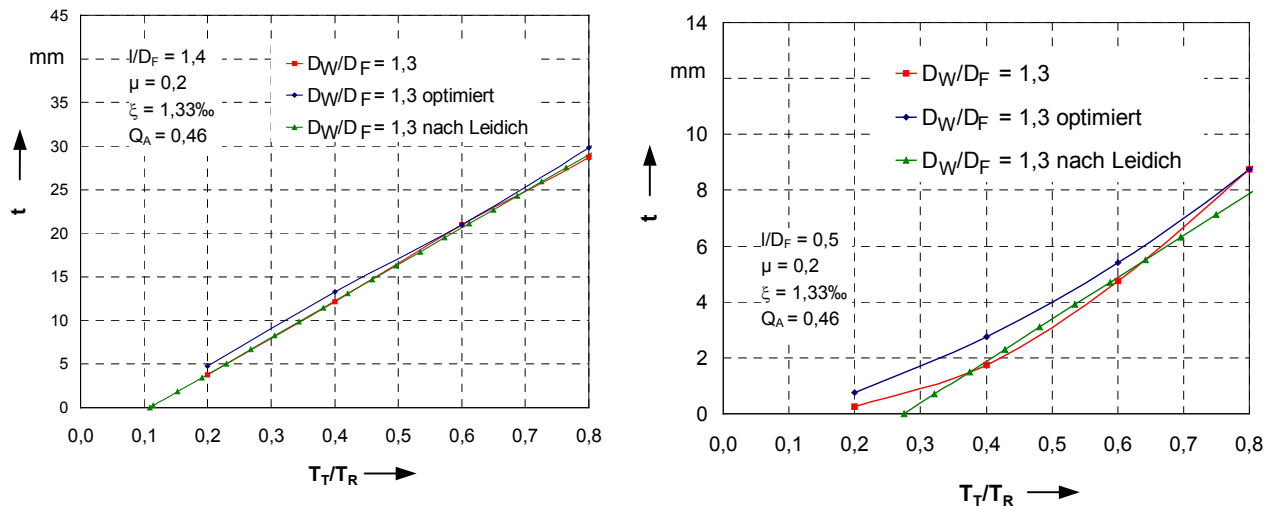


Bild 8.31: Schlupftiefe t innerhalb der Fugenlänge verglichen mit den Theorien nach Leidich für glatte Wellen und unterschiedliche Nabenlängen

8.2.5 Empirische Schlupfberechnung bei Einsatz von Wellenschultern

Für die empirische Berechnung des Schlupfes an der Nabenkante werden im folgenden Abschnitt Korrekturfaktoren für scharfkantige Übergänge an der Wellenschulter beschrieben. Diese Korrekturfaktoren sind im Kapitel 8.2.2 "Empirische Schlupfberechnung spannungshomogenisierter PV" beschrieben und definiert. Sie dienen dazu, bei Vorhandensein einer Wellenschulter den Schlupf an der Nabenkante analytisch zu bestimmen. Bei den Korrekturfaktoren mit Wellenschulter gilt allgemein:

$$K_{tTR}^* = \frac{\text{Schlupf bei einer bestimmten abgesetzten Welle}}{\text{Schlupf bei glatter Welle nach Leidich}}$$

Bild 8.32 zeigt den Verlauf der Korrekturkurven für den nicht spannungsoptimierten "langen dicken" PV bei Variation der Wellenschultergröße. Die Zunahme des Schlupfes an der Nabenkante nimmt mit Vergrößerung der Wellenschulterhöhe zu und schmiegt sich mit Zunahme der Belastung den Korrekturkurven für die niedrigeren Wellenschultergrößen an.

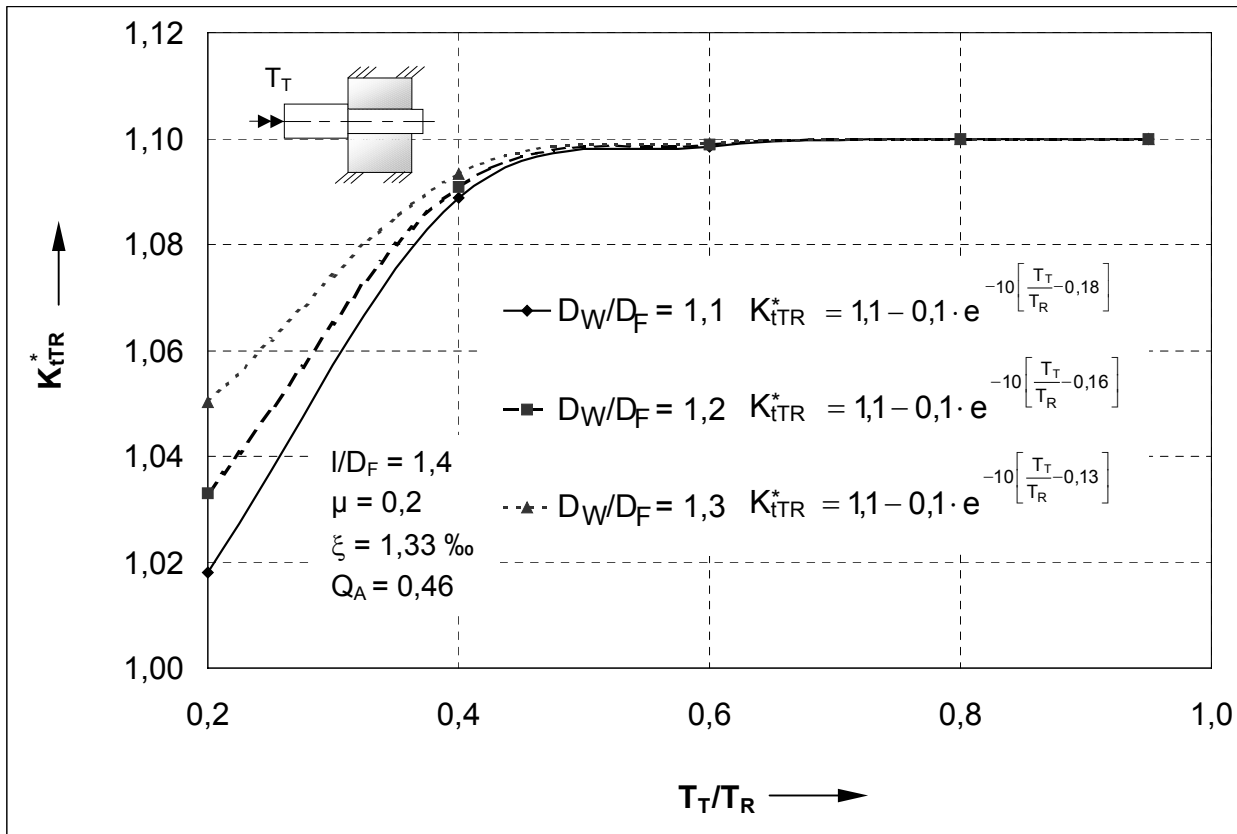


Bild 8.32: Verlauf der Korrekturkurven K_{iTR}^* bei unterschiedlichen Wellenschultergrößen bei $l/D_F = 1,4$ für die nicht spannungsoptimierte PV bei $Q_A = 0,46$; $l/D_F = 1,4$; $\mu = 0,2$

Im Gegensatz zu den konventionellen PV nimmt bei den optimierten PV die Korrekturkurve an der Nabenkante mit Zunahme der Belastung für alle Wellenschultergrößen ab. Die Korrekturkurven für die optimierte "lange dicke" PV ist in Bild 8.33 bei Variation des Durchmesserhältnisses D_W/D_F dargestellt.

Die Erhöhung des Schlupfes bei den optimierten PV ist deutlich höher im Vergleich zu den konventionellen PV und liegt in Bereichen von über 50%, wohingegen die Zunahme bei den konventionellen PV in nahezu vernachlässigbaren Bereichen liegt. Daher trägt die Spannungshomogenisierung bei PV mit Wellenschultern zu erheblich höheren Schlupfwegen an der Nabenkante bei, da die erhöhte Spannungsspitze bei Vorhandensein einer Wellenschulter abgebaut ist.

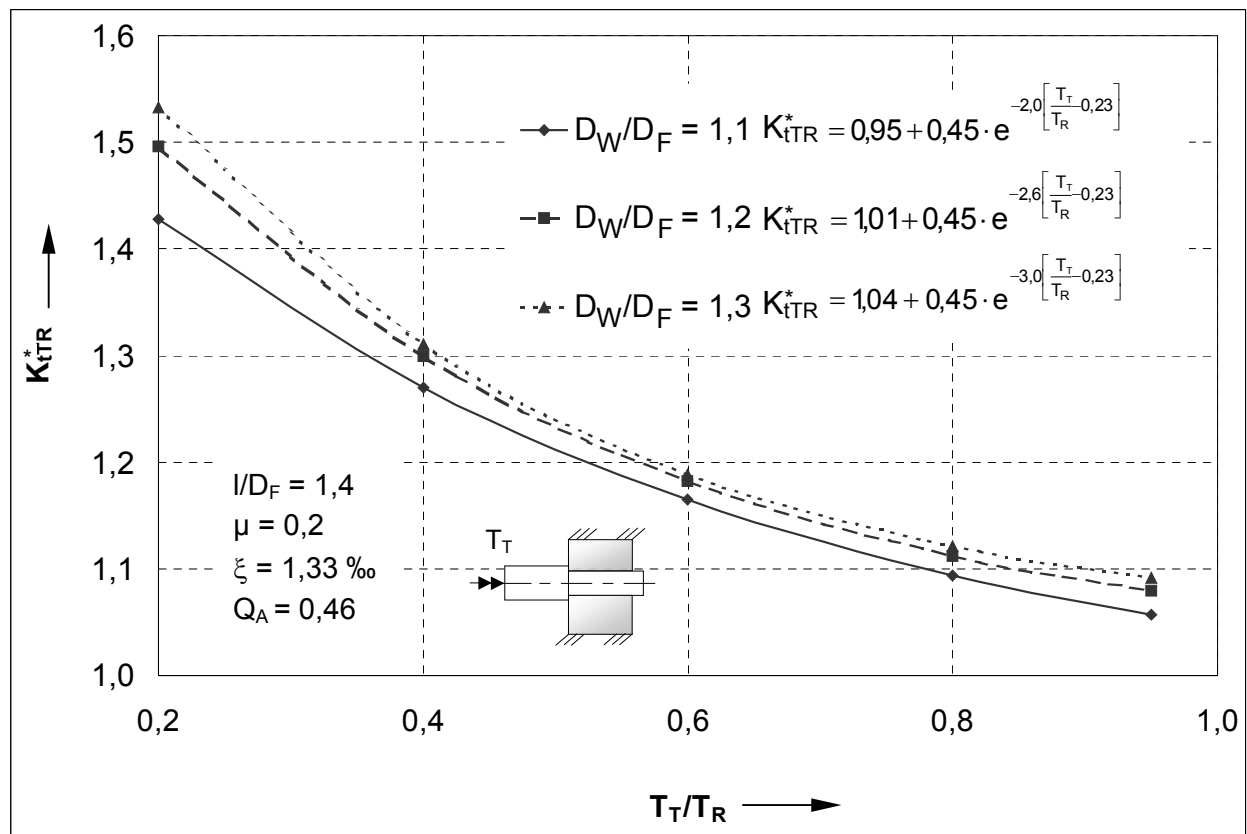


Bild 8.33: Verlauf der Korrekturkurven K_{tTR}^* bei unterschiedlichen Wellenschultergrößen für $l/D_F = 1,4$ für die optimierte PV bei $Q_A = 0,46$; $l/D_F = 1,4$; $\mu = 0,2$

Bei einem direkten Vergleich der Schlupfzunahme mit Vergrößerung des Durchmesser- verhältnisses D_W/D_F wurde, wie bereits in der Arbeit von Thiele /THIELE99/, die Korrekturkurve K_{tDW} mit gleichem Quotienten wie K_{tTR}^* gebildet:

$$K_{tDW} = \frac{\text{Schlupf bei vorhandensein einer Wellenschulter}}{\text{Schlupf bei glatter Welle nach Leidich}} \quad (8.5)$$

Beim K_{tDW} - Korrekturverlauf werden die Werte im Gegensatz zu dem K_{tTR}^* -Korrekturwert nicht in Abhängigkeit von der Belastung, sondern in Abhängigkeit vom Durchmesser- verhältnis D_W/D_F aufgetragen und die Korrekturkurve ermittelt.

In Bild 8.34 sind die beiden Korrekturkurven K_{tDW} für die optimierte und die konventio- nelle PV aufgetragen. Der Verlauf für die optimierte PV liegt erwartungsgemäß über dem der konventionellen PV und bleibt mit leichtem Niveauversatz in einem konstanten Abstand. Bei weiterer Vergrößerung der Wellenschulter ist keine größere Steigerung des Schlupfweges an der Nabenkante zu erwarten.

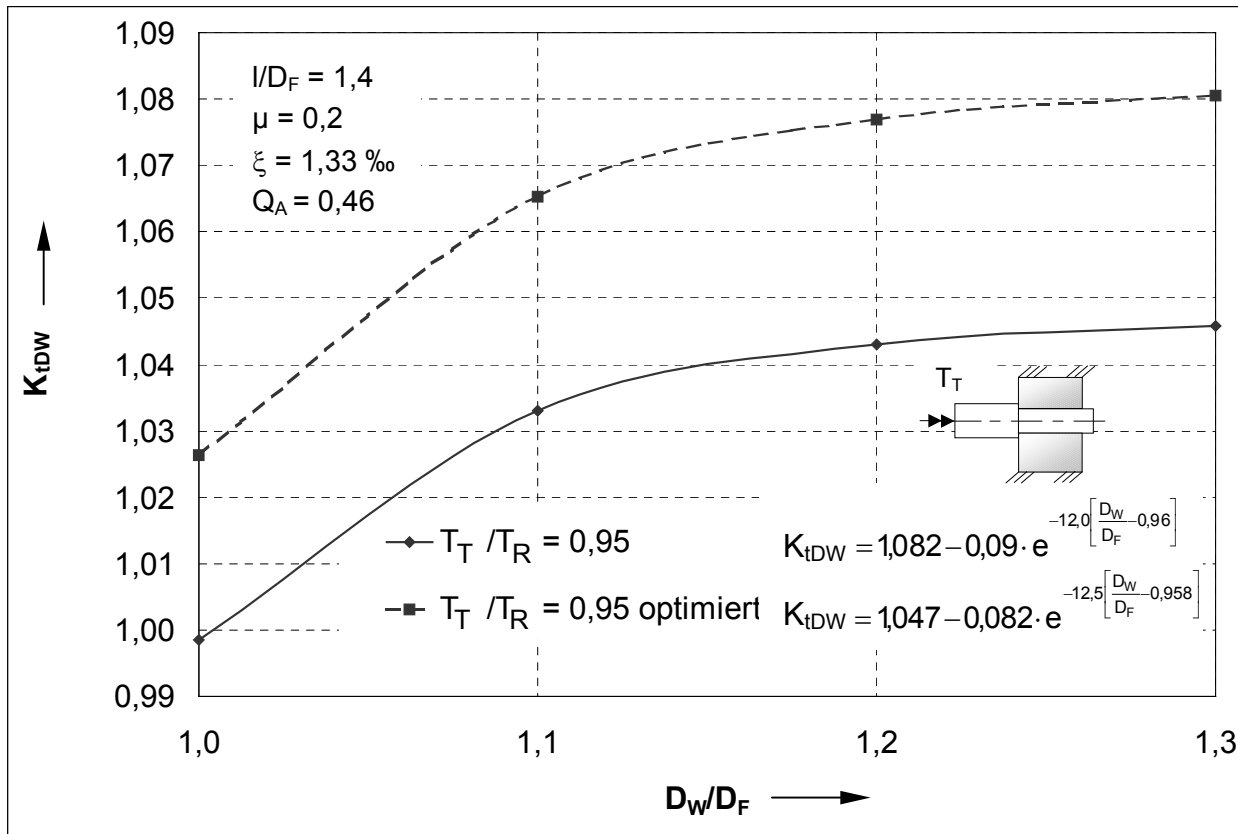


Bild 8.34: Verlauf der Korrekturkurven K_{tDW} für optimierte und konventionelle PV bei einer bezogenen Länge bei $Q_A = 0,46$; $l/D_F = 1,4$; $\mu = 0,2$

Im Vergleich zu der konventionellen "langen dicken" PV (Bild 8.32) sind die Korrekturverläufe bei der kürzeren Nabe nicht so unterschiedlich ausgeprägt und liegen im gesamten Belastungsniveau nahe beieinander (Bild 8.35). Da die erhöhte Spannungsspitzen die gesamte Fugenlänge beeinflusst, nimmt der Schlupf bei diesen kurzen Naben im Vergleich zu den längeren Naben ab. Die Schlupfwerte nehmen auch bei diesen Geometrieverhältnissen mit Zunahme des Durchmesserhältnisses D_W/D_F zu. Bei Steigerung der Belastung sinkt unabhängig von der Wellenschultergröße der Gradient dieser ermittelten Korrekturverläufe ab.

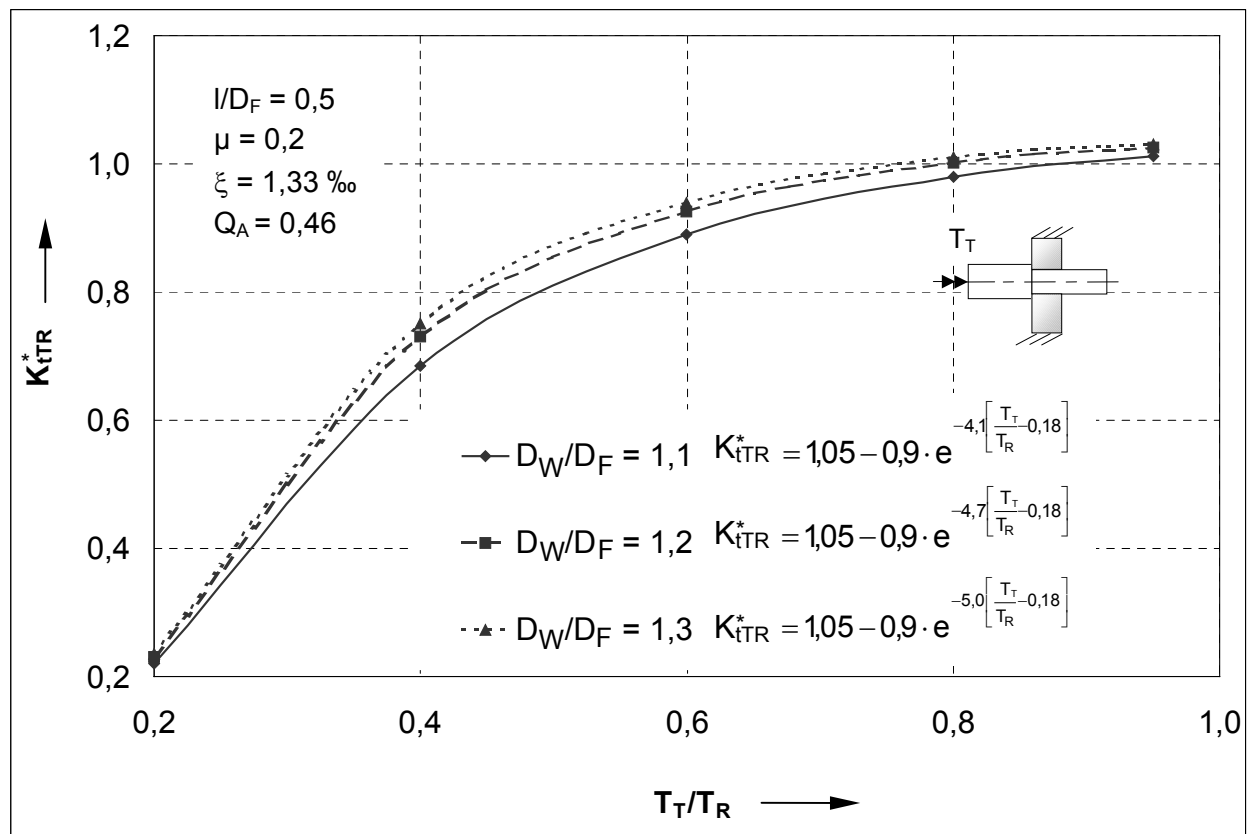


Bild 8.35: Verlauf der Korrekturkurven K_{tTR}^* für die unterschiedlichen Wellenschultergrößen für die konventionelle PV bei $Q_A = 0,46$; $l/D_F = 0,5$; $\mu = 0,2$

Für die optimierte "kurze dicke" PV sind die Korrekturkurven bei Variation der Wellenschulter in Bild 8.36 aufgetragen. Wie bereits für die längeren Naben in Bild 8.33 dargestellt, nimmt bei der optimierten PV die Korrekturkurve mit Steigerung der Belastung und mit Verkleinerung des Durchmesserverhältnisses D_W/D_F ab. Eine weitaus größere Schlupfzunahme ist bei der kurzen Nabe vorzufinden. Für die Gefahr der Reibdauerbeanspruchung muss auf die Auswertung der spezifischen Reibarbeit verwiesen werden.

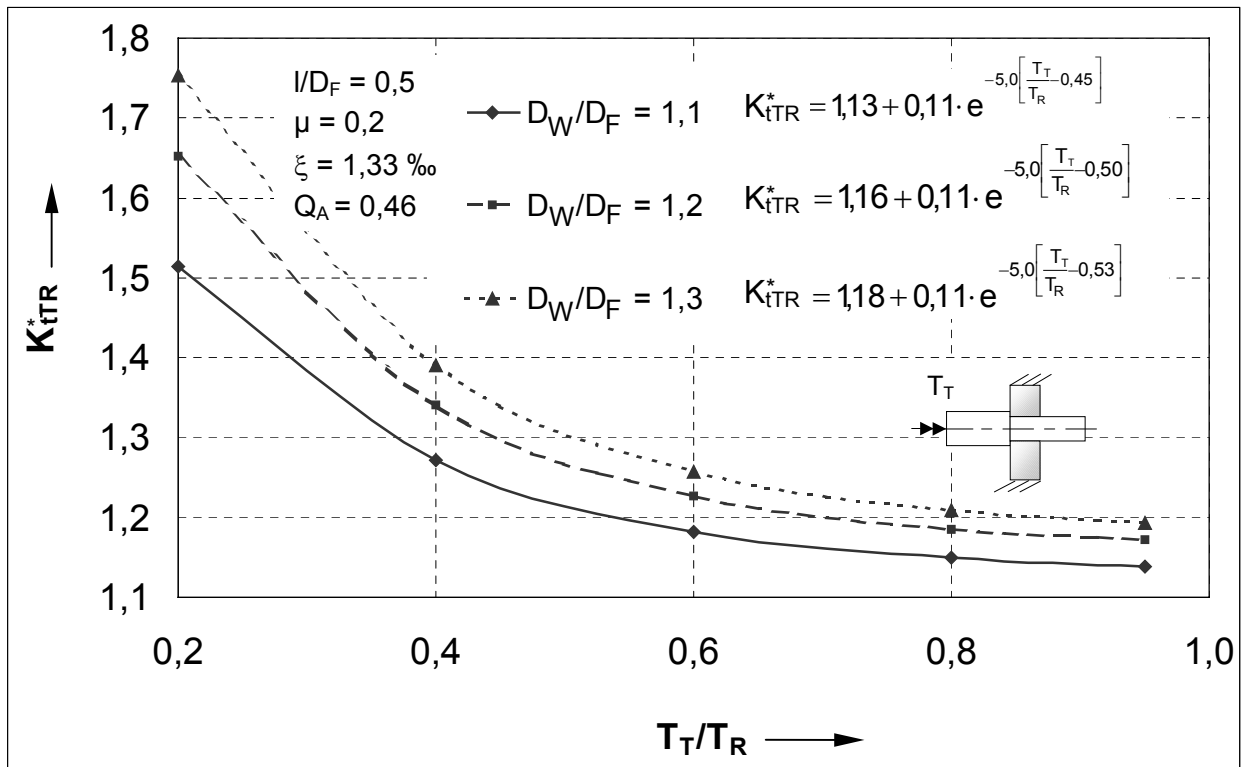


Bild 8.36: Verlauf der Korrekturkurven K_{tTR}^* für die unterschiedlichen Wellenschultergrößen für die optimierte PV bei $Q_A = 0,46$; $l/D_F = 0,5$; $\mu = 0,2$

Mit Vergrößerung der Wellenschulterhöhe nimmt die Korrekturkurve der optimierten PV deutlich mehr zu als die der konventionellen PV, und beide Gradienten verringern sich mit Steigerung des Durchmesserhältnisses D_W/D_F . Bei geringen Wellenschulterhöhen nimmt der Schlupf Werte an, die niedriger liegen als die bei einer glatten Welle. Dies liegt an der geringen Abweichung der FE ermittelten Werte im Vergleich zu den errechneten Schlupfwerten nach Leidich.

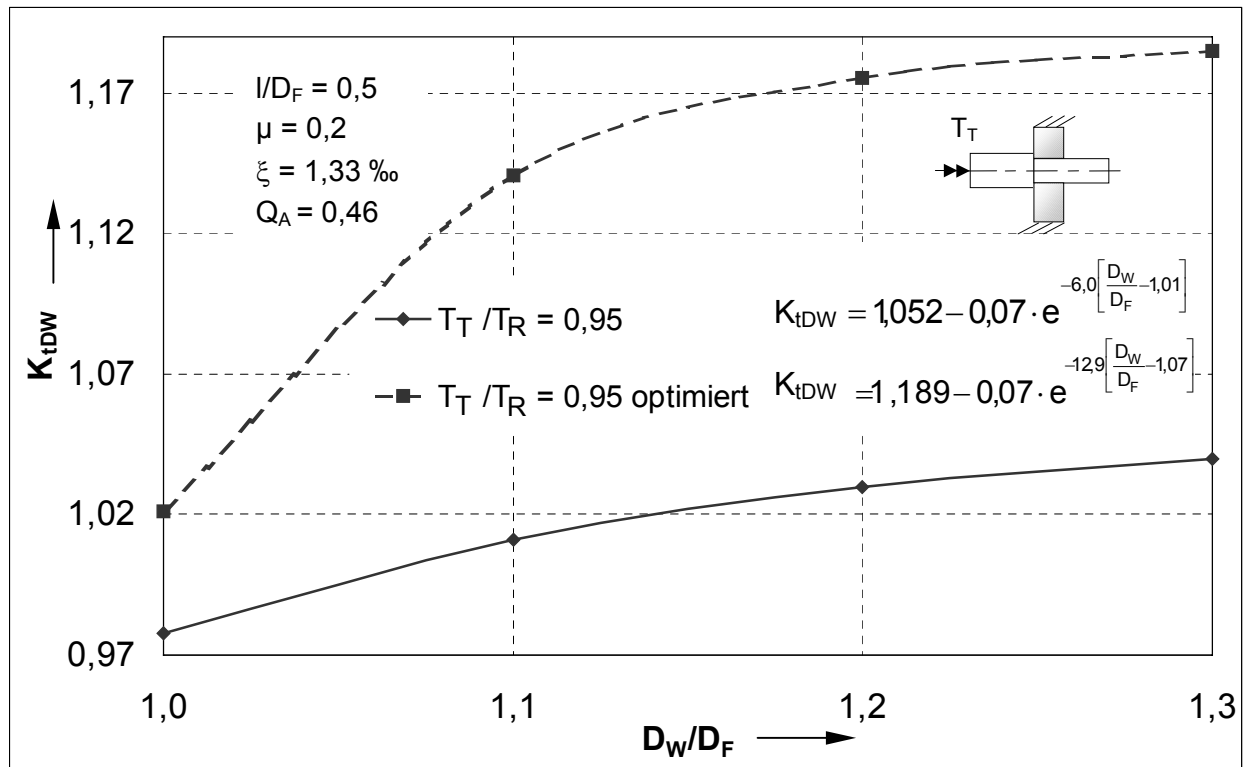


Bild 8.37: Verlauf der Korrekturkurven K_{tDW} für optimierte und konventionelle PV bei einer bezogenen Länge bei $Q_A = 0,46$; $l/D_F = 0,5$; $\mu = 0,2$

8.2.6 Spezifische Reibenergie und FFDP mit Wellenabsatz

Für die Abschätzung des Ortes der größten Oberflächenschädigung infolge der Reibdauerbeanspruchung sollen, wie bereits in den vorherigen Kapiteln beschrieben, die spezifische Reibenergie sowie der FFDP-Kennwert nach Ruiz und Chen dienen. In Bild 8.38 sind sich die spezifischen Reibenergien der konventionellen und der optimierten PV mit scharfkantigem Wellenübergang bei einem Durchmesser Verhältnis von $D_W/D_F = 1,3$ gegenübergestellt.

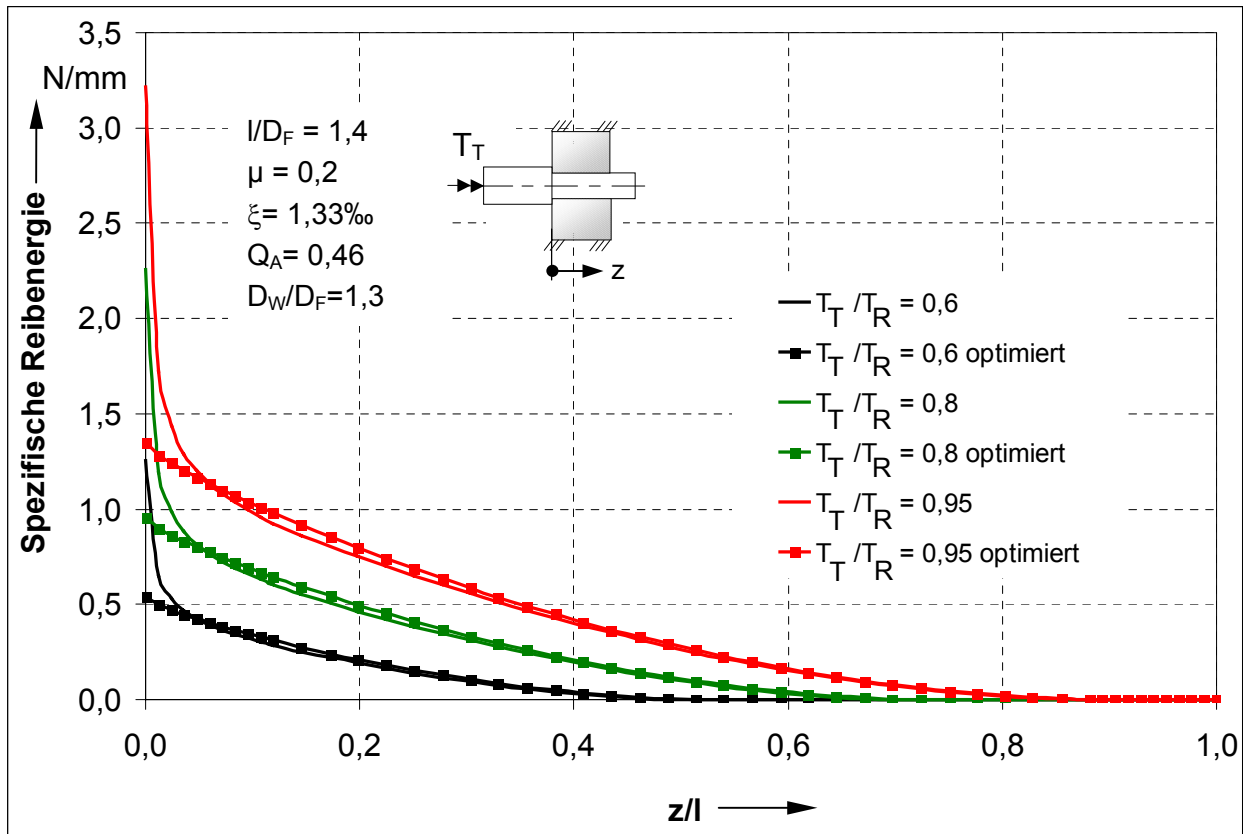


Bild 8.38: Spezifische Reibenergie bei Belastungsvariation und scharfkantigem Wellenabsatz bei $Q_A = 0,46$; $I/D_F = 1,4$; $\mu = 0,2$; $D_W/D_F = 1,3$

Wegen der Wellenschulter und des scharfkantigen Wellenübergangs erhöht sich die Spannungsspitze an der Nabenkante zusätzlich und aufgrund des Coulombschen Reibungsgesetzes damit die Reibschubspannung. Diese erhöhte Reibschubspannung ist für die deutlich höhere Reibenergie an der Nabenkante verantwortlich und demzufolge ist die Gefahr der Reibdauerbeanspruchung deutlich gestiegen. Infolge der Optimierung dieser PV, bei Vorhandensein einer Wellenschulter, reduziert sich die Reibenergie an der Nabenkante um den Faktor 2 bis 2,8 bei Vorhandensein einer Wellenschulter. Mit dieser Maßnahme der Spannungsoptimierung ist der Vorteil gegenüber anderen Ansätzen für unbehandelte Fugenoberflächen erkennbar.

Die Reduzierung bzw. Veränderung der spezifischen Reibenergie infolge einer Spannungshomogenisierung ist für zwei unterschiedliche Nabenlängen mit den Verhältnissen $I/D_F = 0,5$ und $I/D_F = 1,4$ in Bild 8.39 für das Wellenschulterdurchmesser Verhältnis $D_W/D_F = 1,3$ über der Fugenlänge aufgetragen. Als Verhältnis der spezifischen Reibenergie ist der Quotient der nicht optimierten zur optimierten PV aufgetragen.

Bei beiden Nabenlängen reduziert sich die Reibenergie um den Faktor 2 bis 2,5 an der Nabenkante.

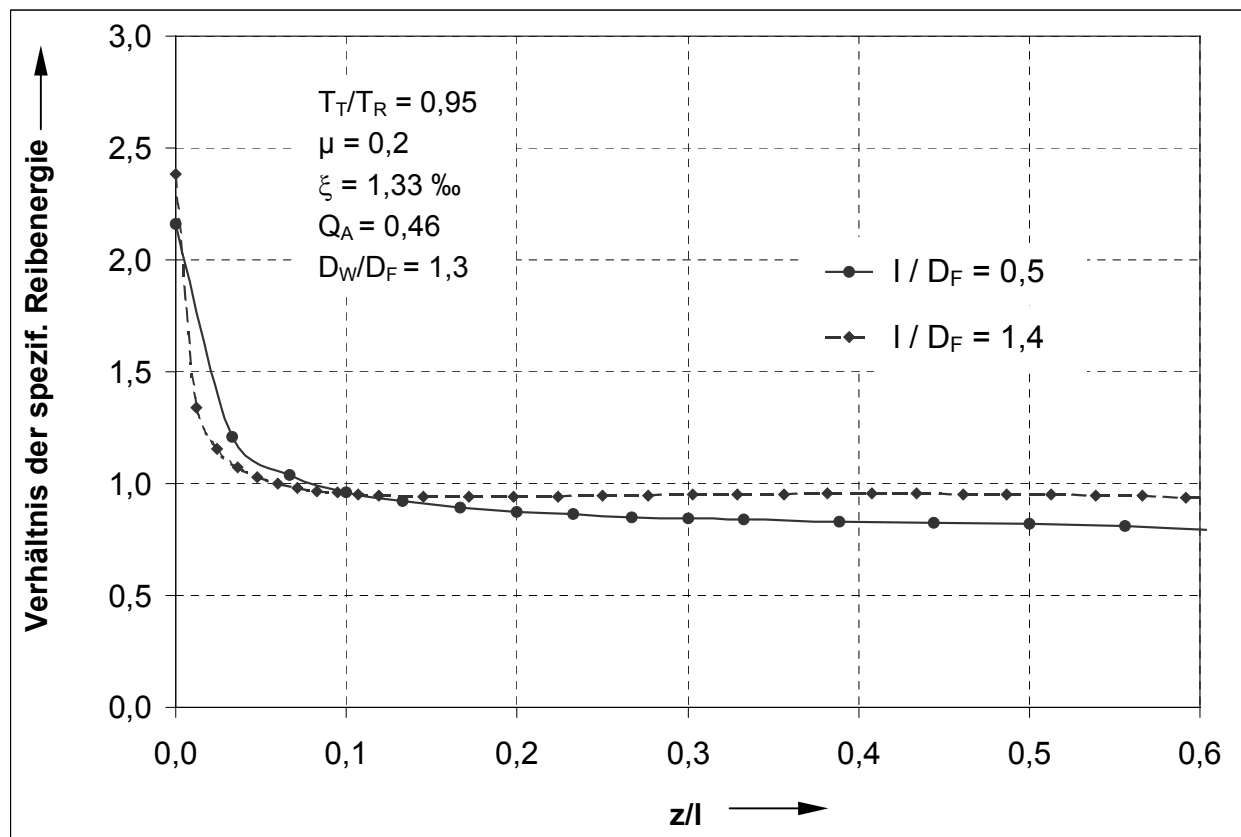


Bild 8.39: Verhältnis der spezifischen Reibenergie bei Variation der Nabenlänge und scharfkantigem Wellenabsatz bei $Q_A = 0,46$; $\mu = 0,2$; $D_W/D_F = 1,3$; $T_T/T_R = 0,95$

Wird der Wellenübergang bei gleicher Nabenlänge mit einem Freistich versehen, so besitzt die konventionelle PV gegenüber dem optimierten Modell einen geringeren Schlupf an der Nabenkante. Zur Veranschaulichung der Reduzierung der Reibdauerbeanspruchung ist in Bild 8.40 die spezifische Reibenergie der konventionellen und der optimierten PV bei einem Freistich der Form E aufgetragen.

Wie bereits beim scharfkantigen Übergang ist bei der Freistichform E eine deutliche Reduzierung der Reibenergie an der Nabenkante erkennbar. Die Verlagerung der maximalen Reibenergie kurz hinter der Nabenkante bei der optimierten Nabe ist auf die veränderten Verhältnisse der Reibschubspannungen zurückzuführen. Auch diese Reduzierung hat einen Faktor von über 2 über der gesamten aufgetragenen Belastung.

Auf die Darstellung der größeren Wellenschultern mit der Freistichform E soll verzichtet werden, da nur ein leichter Anstieg der spezifischen Reibenergie und keine grundlegenden Veränderungen zu beobachten sind.

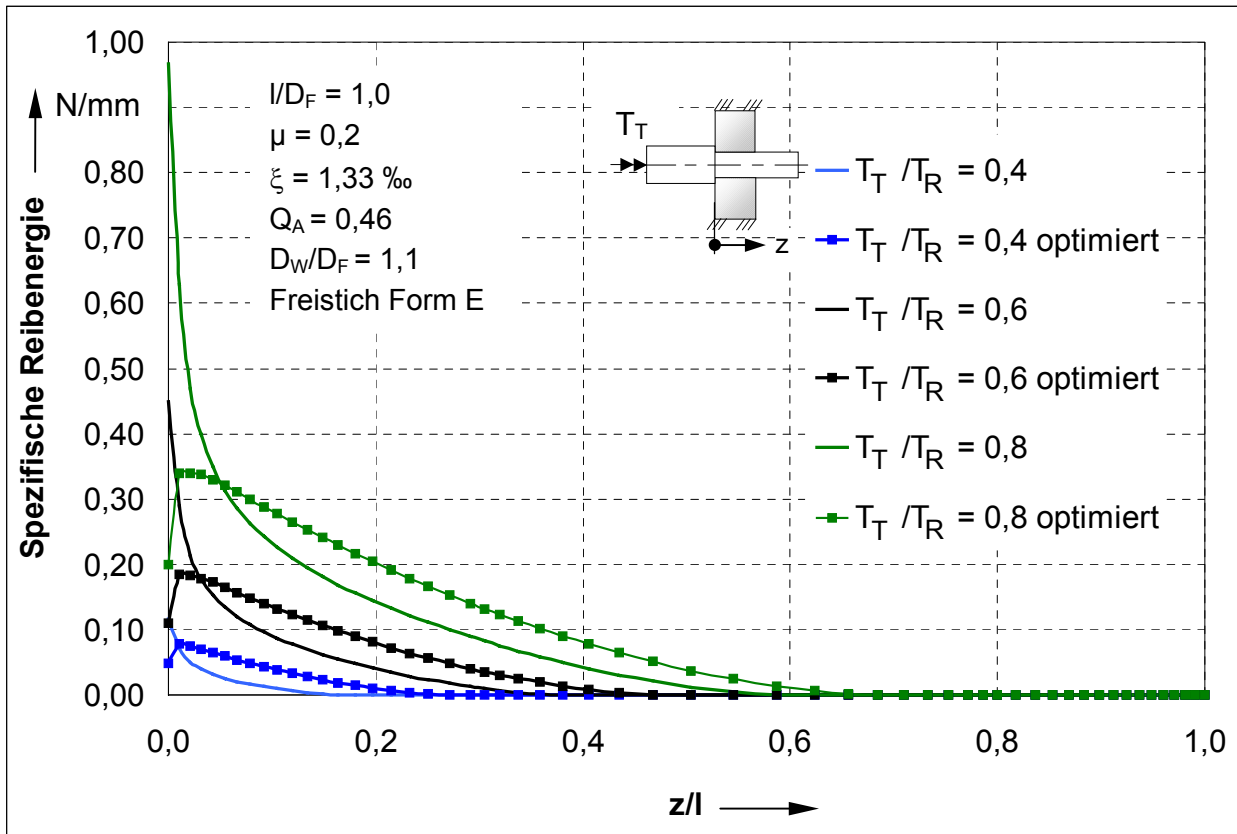


Bild 8.40: Spezifische Reibenergie bei Belastungsvariation und Wellenübergang mit Freistich Form E bei $Q_A = 0,46$; $l/D_F = 1,0$; $\mu = 0,2$; $D_W/D_F = 1,1$

Die Auswertung der spezifischen Reibenergie bei demselben Modell mit der Freistichform F ist in Bild 8.41 mit derselben Belastungsvariation gezeigt. Bei dieser Form F zeigt sich ebenfalls eine Abnahme der Reibenergie von optimierter gegenüber der konventionell ausgeführten PV.

Auffallend ist bei dieser Freistichform F die geringere Reibenergie im Vergleich zu der Form E. Die maximalen Werte am Beginn des Kontaktes liegen jeweils um gut 15 Prozent unterhalb derer der Form E. Deswegen ist ein Wellenübergang der Form F gegenüber der Form E nach diesen Ergebnissen zu bevorzugen.

Der leicht Anstieg der spezifischen Reibenergie oberhalb $z / l = 0,05$ ist auf die veränderten Spannungsverläufe infolge der Feistiche zurückzuführen. Für eine detailliertere

Ausführung dieser Spannungszustände infolge solcher Geometrien wird auf spezielle Literatur /Müller61/, /Leidich83/, /Thiele99/ verwiesen.

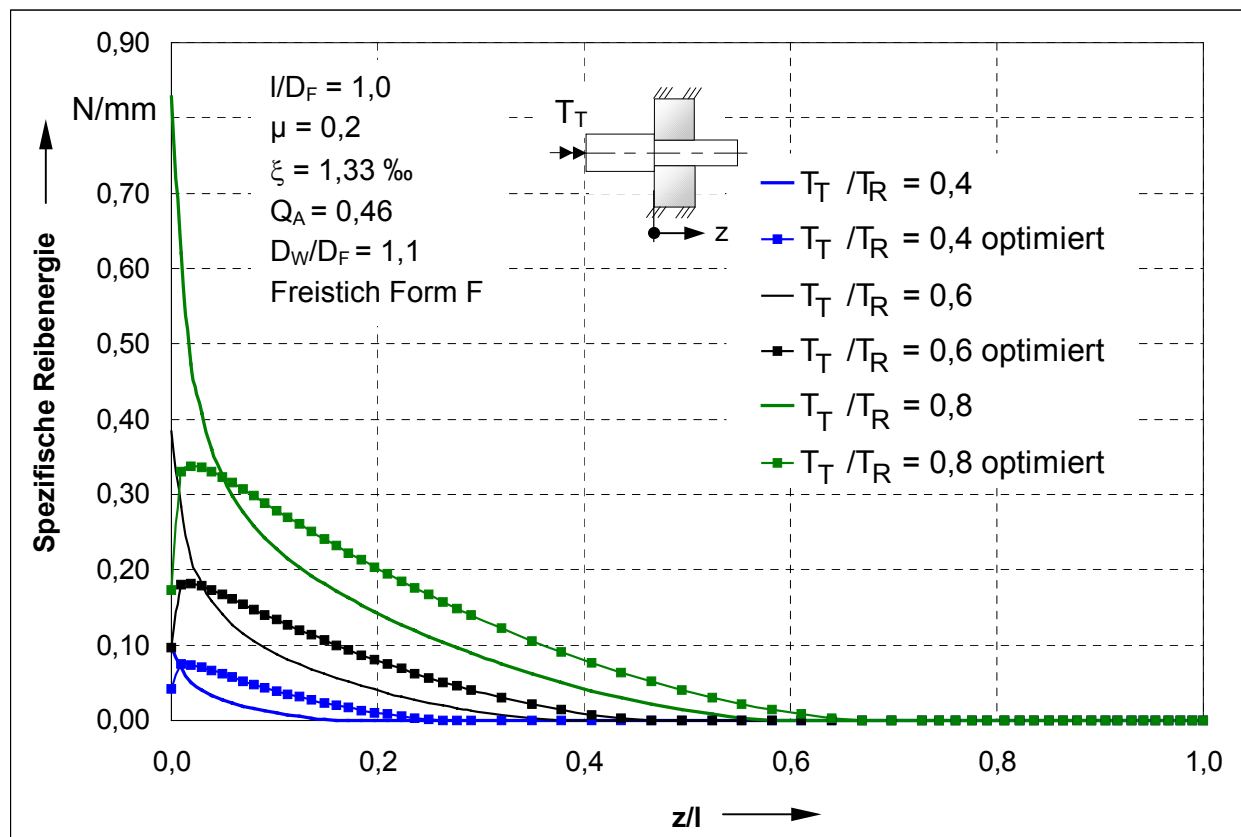


Bild 8.41: Spezifische Reibenergie bei Belastungsvariation und Wellenübergang mit Freistich Form F bei $Q_A = 0,46$; $l/D_F = 1,0$; $\mu = 0,2$; $D_W/D_F = 1,1$

Ein weiterer in der Praxis verwendeter Wellenübergang ist die Ausführung mit einer Fase. In Bild 8.42 sind sich die spezifischen Reibenergien einer optimierten und einer konventionellen PV bei einem Wellenübergang mit einer $0,8 \times 45^\circ$ Fase gegenübergestellt. Die Nabe ist mit einer $1,0 \times 45^\circ$ Fase an der Wellenschulter ausgeführt.

Wie aus diesen Verläufen (Bild 8.42) erkennbar ist, liegt das Niveau der Reibenergie an der Nabenkante des konventionellen Modells mit Fase am Wellenübergang deutlich über jenen mit einem Freistich, wohingegen das Reibenergieniveau der optimierten PV auf demselben Niveau konstant geblieben ist. Die Reduzierung der Reibenergie mit Fase am Übergang ist mit einem konstanten Faktor 4 für alle Belastungsniveaus als enorme Reduzierung erkennbar.

Basierend auf diesen Ergebnissen der ausgewerteten Reibenergien ist somit ein Freistich der Form F an der Wellenschulter gegenüber der Fase und dem Freistich der

Form E zu bevorzugen. Der Übergang mittels einer Fase sollte nach Möglichkeit vermieden werden, falls der Festigkeitsnachweis der Bauteile dies ermöglicht.

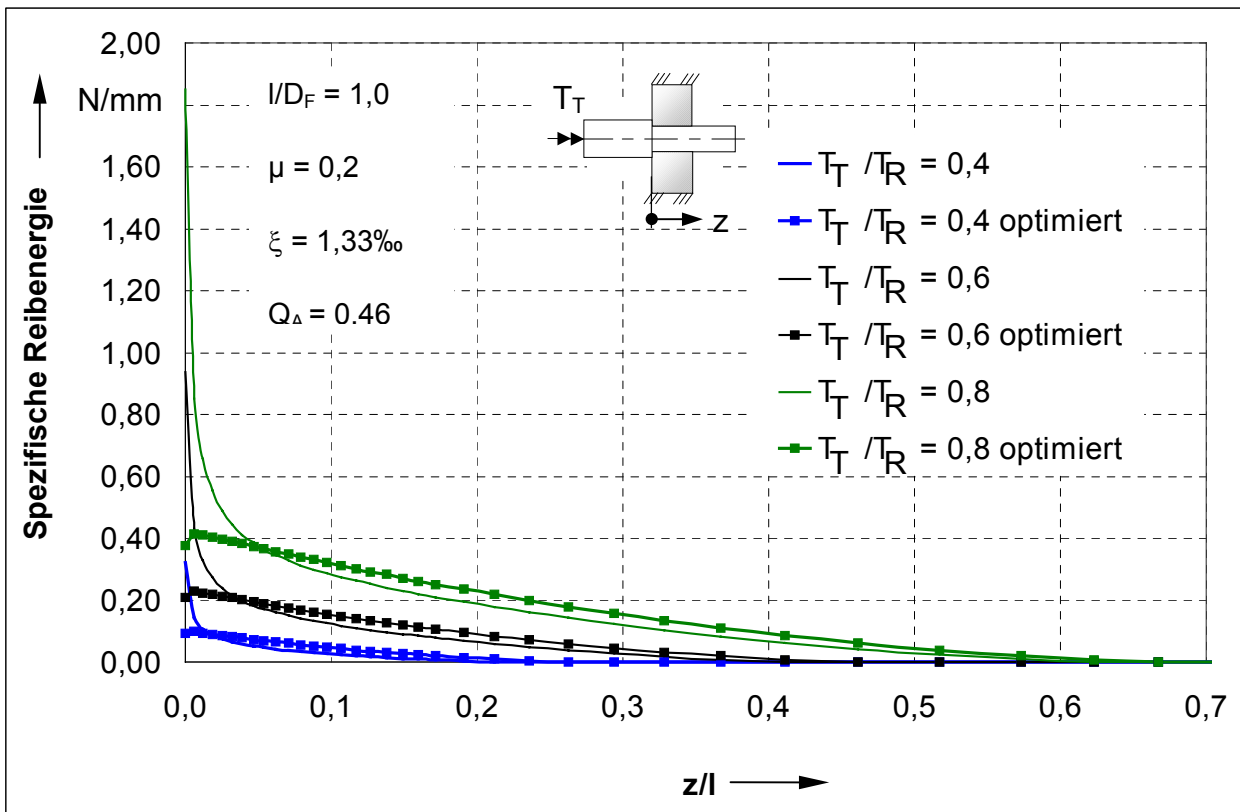


Bild 8.42: Spezifische Reibenergie bei Belastungsvariation und Wellenübergang als Fase bei $Q_A = 0,46$; $l/D_F = 1,0$; $\mu = 0,2$; $D_W/D_F = 1,1$

Der Verlauf des FFDP - Kennwertes zur Bestimmung des möglichen Anrissortes ist für die "kurze" und "lange" PV in Bild 8.43 für unterschiedliche Wellenschultergrößen in verschiedenen Belastungsniveaus für einen scharfkantigen Übergang dargestellt.

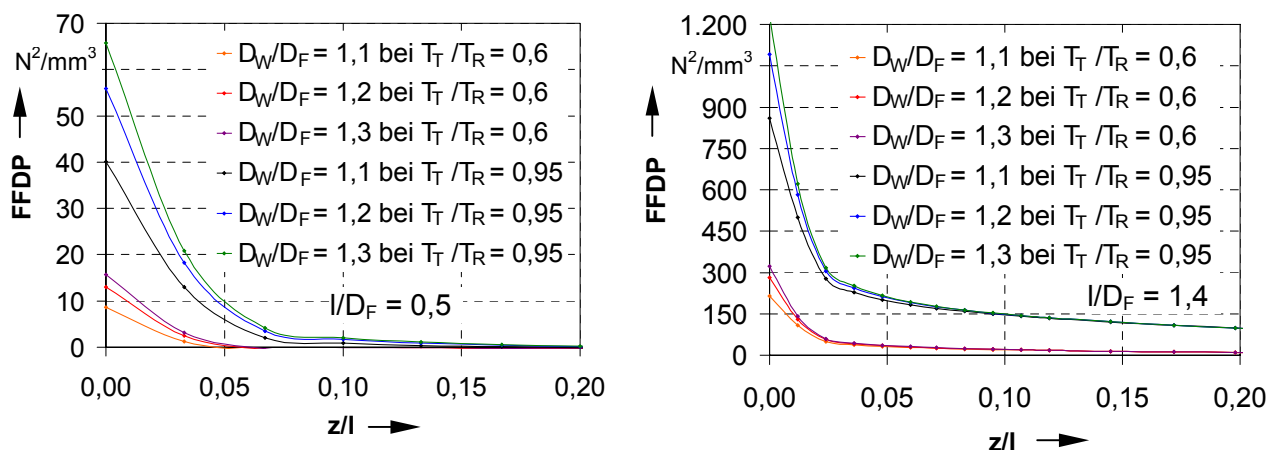


Bild 8.43: FFDP - Kennwert im Verlauf der Fugenlänge bei Variation der Nabenlänge und Belastung mit Veränderung der Wellenschulterhöhe und scharfkantigem Wellenübergang bei $Q_A = 0,46$; $\mu = 0,2$; $D_W/D_F = 1,1$

Wie erwartet, befindet sich der Ort der größten Anrisswahrscheinlichkeit wie auch die höchste Reibdauerbeanspruchung an der Nabenkante bei $z = 0$. Relativ neutral wirkt sich die Variation der Wellenschulter aus, sodass an der Nabenkante mit einem Anriss zu rechnen ist.

8.3 Abgesetzte Welle mit Freistich und Entlastungskerbe

Innerhalb dieses Kapitels wird eine abgesetzte Welle mit Freistich und Entlastungskerbe untersucht.

Für eine Verringerung der Spannungsüberhöhung an der Nabenkante wird eine zweite Kerbe (Freistich) angebracht werden, um den Kerbeffekt auf beide Stellen aufzuteilen und somit die Belastung zusätzlich zu reduzieren. Eine solche Entlastungskerbe ist in Bild 8.44 mit den dazugehörigen geometrischen Abmessungen aufgezeigt. Diese Geometriedaten mit Entlastungskerbe wurden in Anlehnung an die Empfehlung von Leidich /LEIDICH83/ für die Torsionsbelastung ausgewählt.

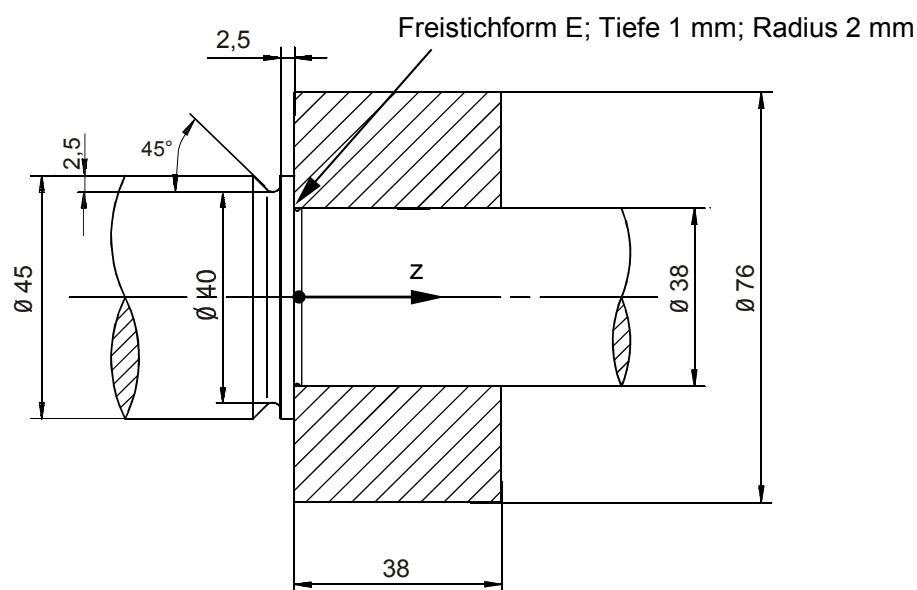


Bild 8.44: Geometrische Abmessungen der untersuchten PV mit abgesetzter Welle mit Freistich und Entlastungskerbe

Die Korrekturkurven für die analytische Berechnung des Schlupfes dieser speziellen PV sind in Bild 8.45 dargestellt. Deutlich ist auch hier der erhöhte Schlupf der optimierten PV an der Nabenkante erkennbar. Infolge der Entlastungskerbe wird die Spannungsüberhöhung an der Nabenkante reduziert, und dadurch verringert sich der auftretende Schlupf an der Nabenkante.

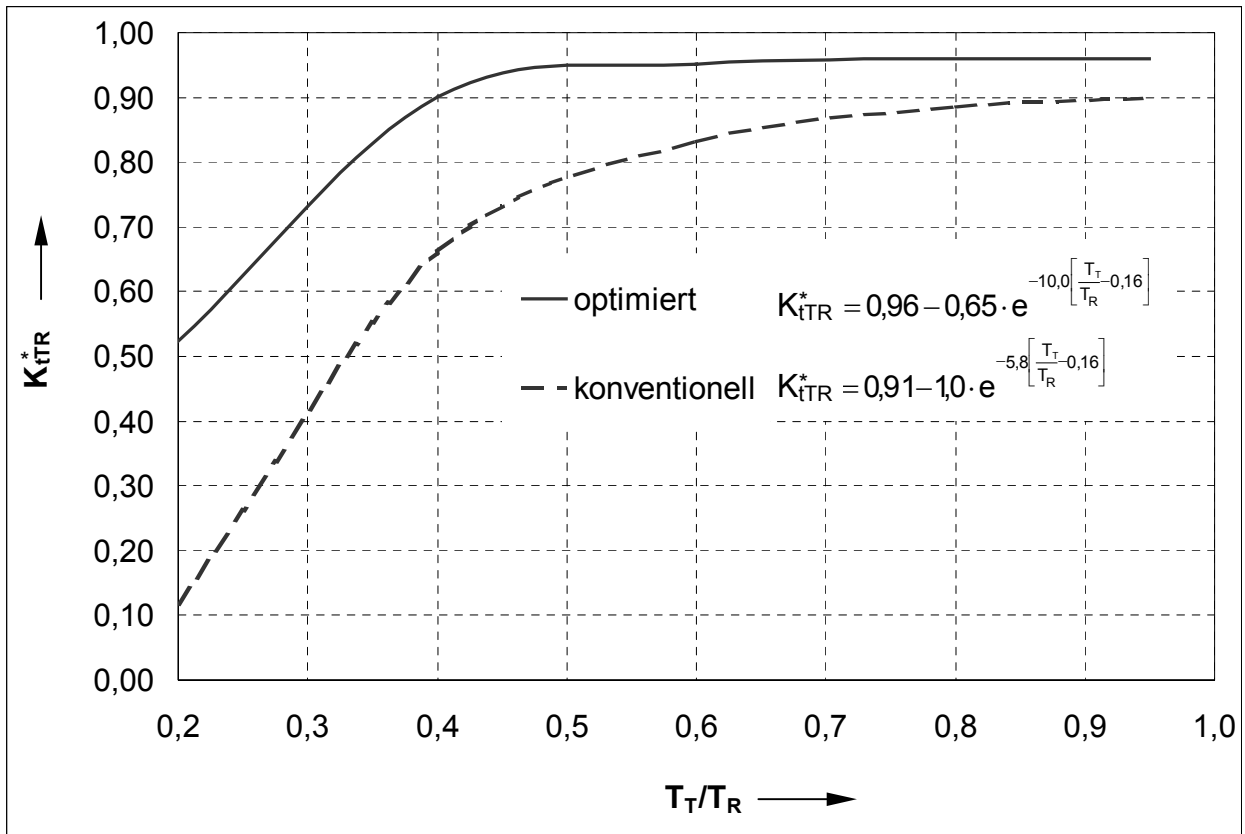


Bild 8.45: Verlauf der Korrekturfaktoren K_{tTR}^* für die optimierte und konventionell ausgeführte PV mit abgesetzter Welle mit Freistich und Entlastungskerbe bei $Q_A = 0,46$; $l/D_F = 1,4$; $\mu = 0,2$

Bei der Auswertung der spezifischen Reibenergie ist für diese Form der PV auch eine deutliche Reduzierung der Reibenergie für die optimierte PV an der Nabenkante feststellbar. Das Maximum der spezifischen Reibenergie der optimierten PV tritt infolge der veränderten Spannungsverhältnisse nicht direkt an der Nabenkante, sondern durch die Entlastungskerbe direkt hinter der Nabenkante auf. Dies erklärt sich aus den veränderten Schubspannungsverläufen durch die angebrachte Entlastungskerbe.

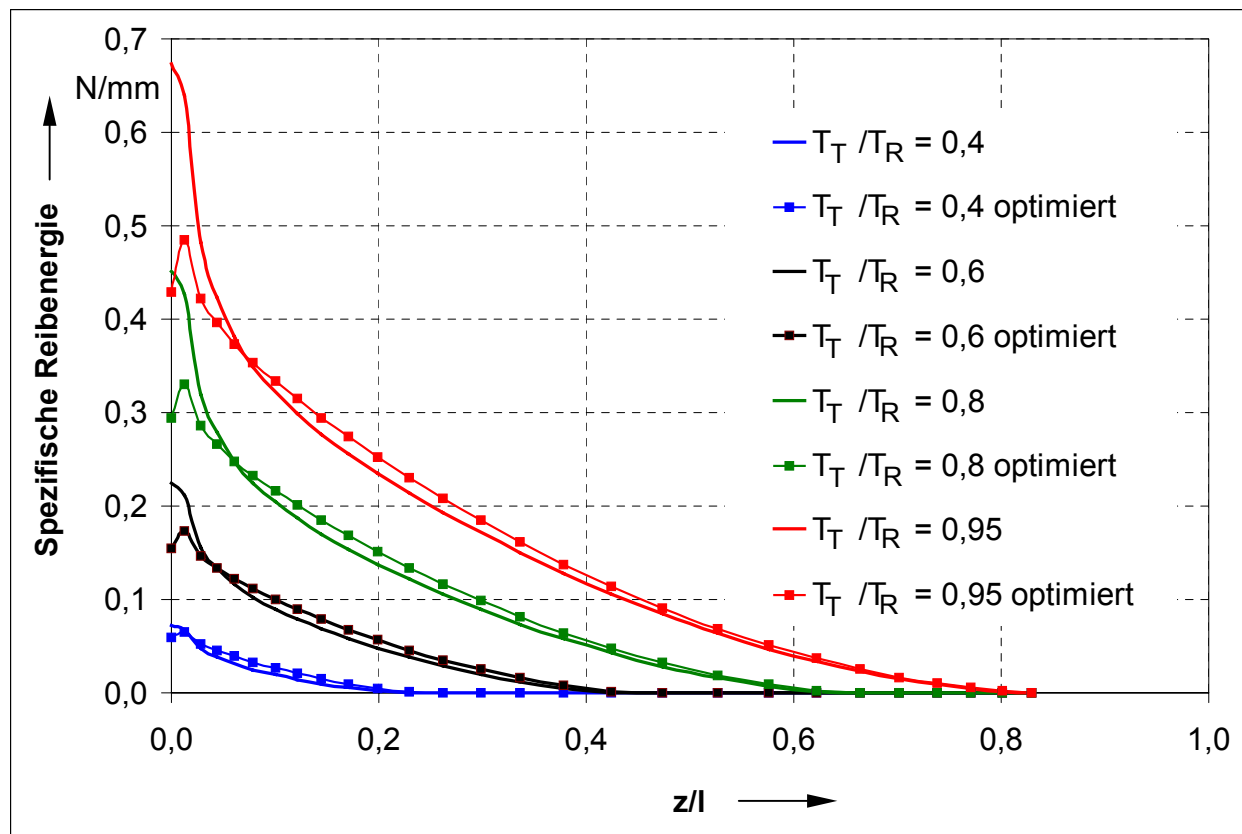


Bild 8.46: Spezifische Reibenergie bei Belastungsvariation für die konventionelle und optimierte PV mit abgesetzter Welle mit Freistich und Entlastungskerbe bei $Q_A = 0,46$; $l/D_F = 1,4$; $\mu = 0,2$

8.4 Radien-Fasen-Korrektur

Eine Annäherung an die optimale Übermaßverteilung für spannungshomogenisierte PV ist der Ansatz, mittels Radien und Fasen die Korrektur abzubilden. Dabei wird die Nabe an der Nabenkante angefast und im weiteren Verlauf wird der Übergang zum mittleren gleichbleibenden Übermaß mit einem Radius versehen. Diese Annäherung bietet den Vorteil der leichten Herstellbarkeit auf NC-gesteuerten Drehmaschinen ohne zusätzlichen Berechnungsaufwand. In Bild 8.47 ist der Übermaßverlauf einer Radien-Fasen-Korrektur abgebildet, an dem die Vorgehensweise dieser Korrektur erläutert ist.

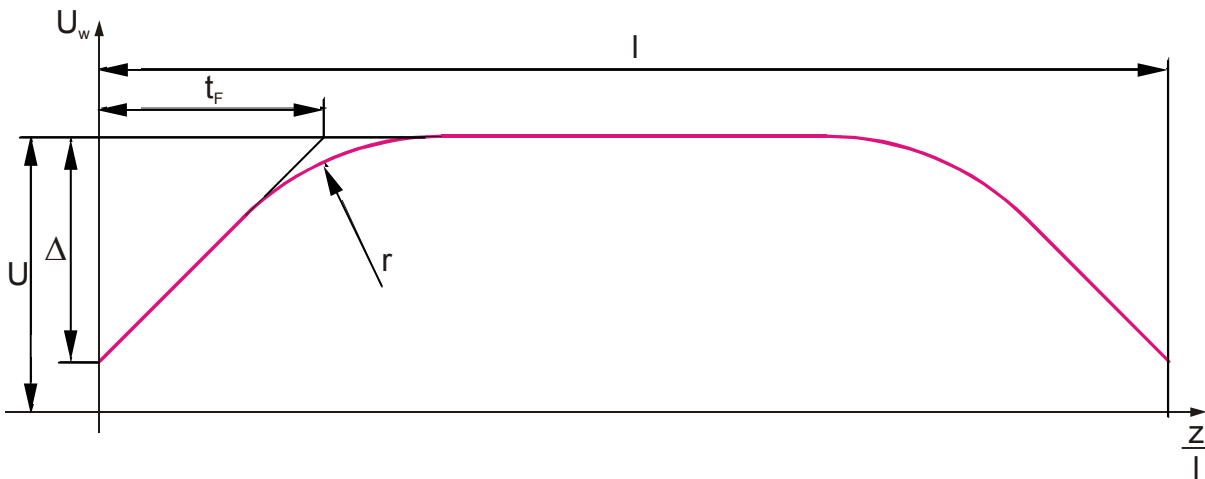


Bild 8.47: Kenngrößen der Radien-Fasen-Korrektur: *Fugenlänge (= Nabenlänge) I , Fasentiefe t_F , konstantes Übermaß U , Fashöhe am Rand Δ (Übermaßrücknahme am Rand), Übergangsradius r*

Wie bereits in den vorherigen Kapiteln beschrieben, steigt das Übermaß zu Beginn nahezu linear an, bevor es mit einem Übergang in einen nahezu konstanten Bereich mündet. Dieser lineare Bereich wird mit einer Fase angenähert, wobei ein tangentialer Übergang mit einem Radius zum konstanten mittleren Bereich gewählt wird.

Für die mathematische Beschreibung des angenäherten Übermaßverlaufs ist die Unterteilung in fünf Bereiche notwendig, an denen markante Veränderungen des Verlaufs eintreten, nämlich erstens der Übergang von Fase zu Radius und zweitens vom Radius zum konstanten Übermaß in der Mitte der Nabe. Bild 8.48 zeigt schematisch die Aufteilung in die unterschiedlichen Übermaßbereiche.

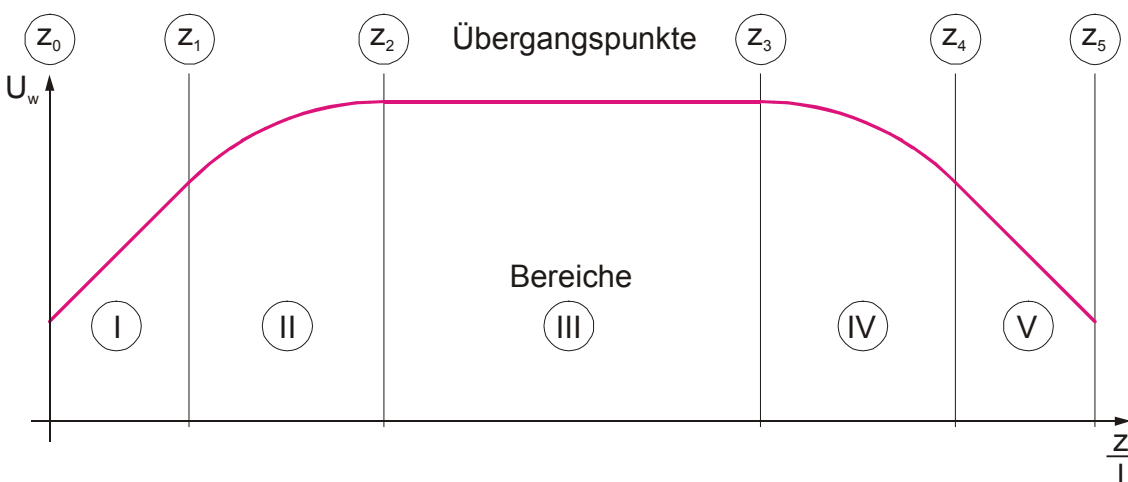


Bild 8.48: Übermaßbereiche der unterteilten Radien-Fasen-Korrektur

Für die Unterteilung in Bereiche muss die Übermaßrücknahme Δ am Rand, die Fugenlänge bzw. Nabenlänge l , die Fasentiefe t_F , das konstante Übermaß U sowie der Übergangsradius r bekannt oder vorgegeben sein. Mit diesen Angaben lässt sich die Unterteilung in Bereiche und der Übermaßverlauf mit geometrischen Zusammenhängen beschreiben. In Bild 8.49 sind die geometrischen Beziehungen der unterschiedlichen Teilabschnitte grafisch dargestellt.

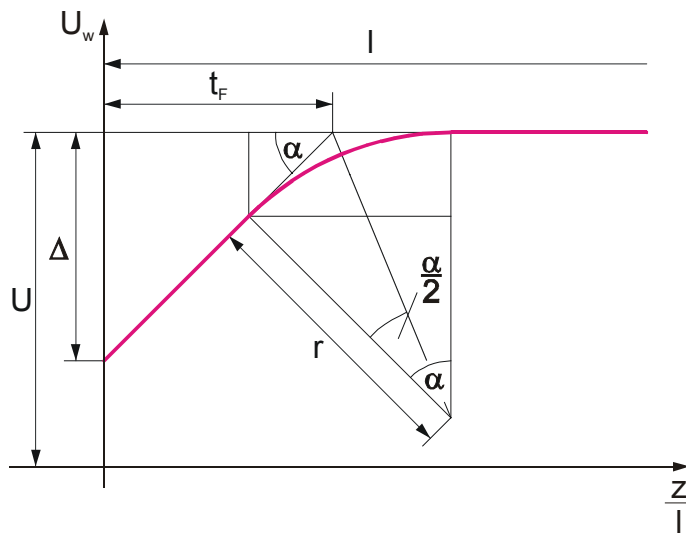


Bild 8.49: Darstellung der geometrischen Beziehungen der Radien-Fasen-Korrektur

Basierend auf Bild 8.49 ergibt sich der notwendige Steigungswinkel für die weiteren Berechnungen zu:

$$\alpha = \arctan\left(\frac{\Delta}{t_F}\right) \quad (8.6)$$

Hieraus berechnen sich die Übergangspunkte von Fase, Radius und konstantem Übermaß:

$$\text{Punkt 0:} \quad z_0 = z_{\min} \quad (8.7)$$

$$\text{Punkt 1:} \quad z_1 = z_{\min} + t_F - r \cdot \tan \frac{\alpha}{2} \cdot \cos \alpha \quad (8.8)$$

$$\text{Punkt 2:} \quad z_2 = z_{\min} + t_F + r \cdot \tan \frac{\alpha}{2} \quad (8.9)$$

$$\text{Punkt 3:} \quad z_3 = z_{\max} - \left(t_F + r \cdot \tan \frac{\alpha}{2} \right) \quad (8.10)$$

$$\text{Punkt 4:} \quad z_4 = z_{\max} - \left(t_F + r \cdot \tan \frac{\alpha}{2} \cdot \cos \alpha \right) \quad (8.11)$$

$$\text{Punkt 5:} \quad z_5 = z_0 + l_F \quad (8.12)$$

Die Bereiche für die einzelnen Berechnungsabschnitte ergeben sich somit zu:

$$\text{Bereich I:} \quad \text{Punkt } 0 \leq z \leq \text{Punkt 1} \quad (8.13)$$

$$\text{Bereich II:} \quad \text{Punkt } 1 \leq z \leq \text{Punkt 2} \quad (8.14)$$

$$\text{Bereich III:} \quad \text{Punkt } 2 \leq z \leq \text{Punkt 3} \quad (8.15)$$

$$\text{Bereich IV:} \quad \text{Punkt } 3 \leq z \leq \text{Punkt 4} \quad (8.16)$$

$$\text{Bereich V:} \quad \text{Punkt } 4 \leq z \leq \text{Punkt 5} \quad (8.17)$$

Mit den angegebenen Gleichungen berechnet sich das wirksame Übermaß innerhalb der einzelnen Bereiche:

$$\text{Bereich I:} \quad U_w = U + (z_0 + t_F - z) \cdot \tan \alpha \quad (8.18)$$

$$\text{Bereich II:} \quad U_w = U + r - \sqrt{r^2 - (z_2 - z)^2} \quad (8.19)$$

$$\text{Bereich III:} \quad U_w = U \quad (8.20)$$

$$\text{Bereich IV:} \quad U_w = U + r - \sqrt{r^2 - (z_3 - z)^2} \quad (8.21)$$

$$\text{Bereich V:} \quad U_w = U + (-z_5 + t_F + z) \cdot \tan \alpha \quad (8.22)$$

Bei dieser an die ideale Übermaßverteilung angenäherten Untersuchung werden zwei grundsätzlich verschiedene Modellvarianten angewandt. Bei der ersten Variante wird die Gewichtung auf die exakte Nachbildung des idealen Verlaufes liegen, d.h. das wirk

same Übermaß U_W wird mit Hilfe der in Bild 8.47 und Bild 8.49 definierten Variablen möglichst genau abgebildet. Anders soll bei der zweiten Variante untersucht werden, ob eine Fase am Rand des Übermaßes ausreichend ist, um die spezifische Reibenergie an der Nabenkante zu senken. Die geometrischen Werte dieser beiden Varianten sind in Tabelle 8.1 zusammengefasst.

Werte der Radien-Fasen-Korrektur					
Modell	l	t_F	r	U (radial)	Δ
Variante 1	42 mm	4,2 mm	21000 mm	20 μm	2,15 μm
Variante 2	42 mm	5,0 mm	10 mm	20 μm	2,75 μm

Tabelle 8.1: Geometrische Größen der Varianten 1 und 2

Der Verlauf dieser beiden Varianten und der Verlauf der idealen Übermaßverteilung ist in Bild 8.50 aufgetragen. Die Variante 1 nähert sich recht gut der idealen Verteilung an, wobei das Übermaß am Rand eine leichte Differenz aufweist und das wirksame Übermaß in der Mitte der PV geringer ausfällt. Das größere wirksame Übermaß am Rand der PV lässt in radialer Richtung größere Spannungen als beim optimierten Modell erwarten, und dementsprechend einen geringeren Schlupf an der Nabenkante. Entsprechend gegensätzlich sind die Ergebnisse in der Mitte der PV zu erwarten, da hier ein geringeres Übermaß simuliert wurde.

Die Variante 2 hat einen deutlich geringeren Radius und zeichnet sich an der Nabenkante mit demselben Übermaßniveau ab wie die ideale Verteilung. Da die größte Schädigung der Welle an der Nabenkante auftritt, wurde besonders Wert auf die genaue Modellierung des Übermaßes am Rand der WNV gelegt.

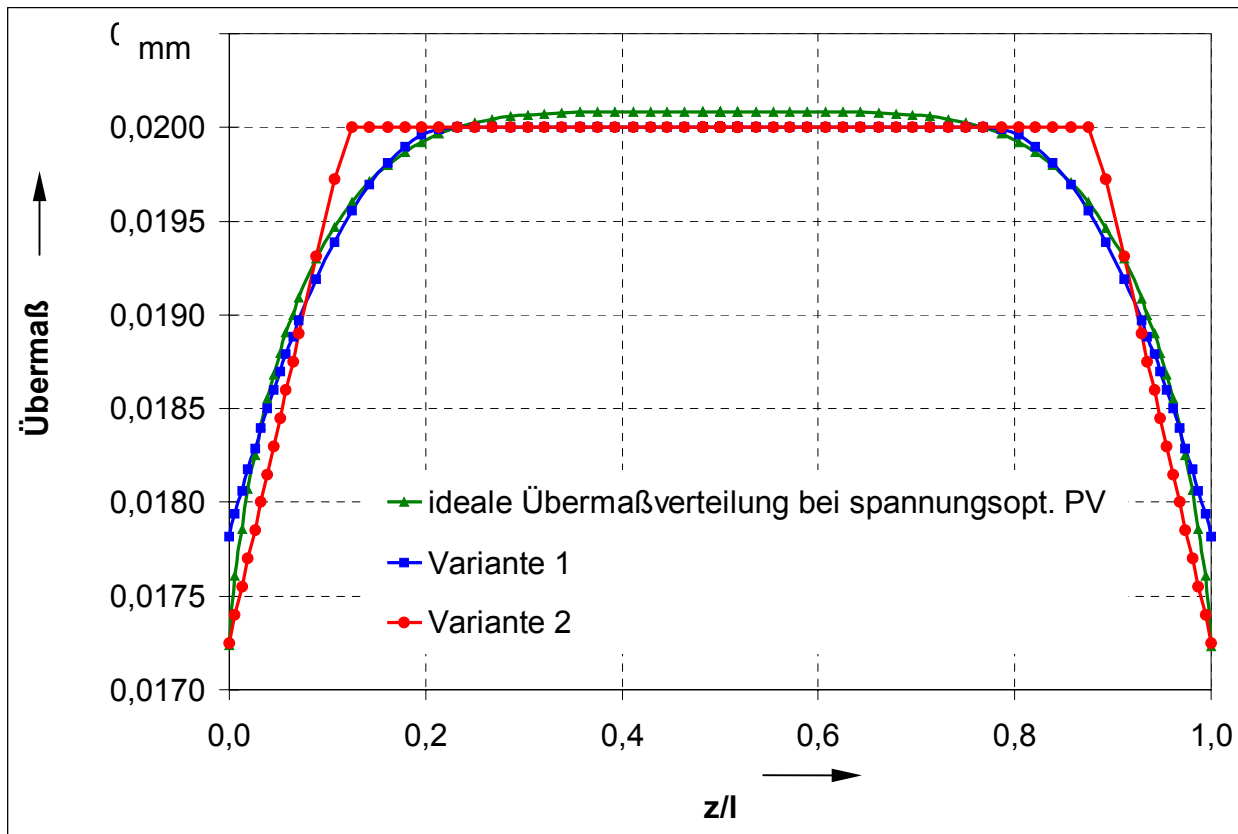


Bild 8.50: Übermaßverläufe für unterschiedliche Radien-Fasen-Korrekturen

Zur Beurteilung der Varianten wird nur die spezifische Reibenergie ausgewertet. So soll ein direkter Vergleich der beiden Varianten durchgeführt werden, um Aussagen treffen zu können, welche der beiden Varianten im Hinblick auf die Reibdauerbeanspruchung besser geeignet ist. In Bild 8.51 sind die Reibenergien der konventionellen sowie der optimierten PV den beiden Varianten 1 und 2 der Radien-Fasen-Korrektur gegenübergestellt.

Die spezifische Reibenergie der Variante 1 an der Nabenkante liegt deutlich über dem Niveau der Variante 2. Schließen lässt sich aus dem Ergebnis, dass bei einer Reduzierung der Reibdauerbeanspruchung auf das Übermaßniveau an der Nabenkante geachtet werden muss. Eine detaillierte Anlehnung an das Übermaßniveau an der Nabenkante ist daher relevanter als die genaue Abbildung des idealen Übermaßverlaufes. Daher ist eine Anschmiegung an die Ergebnisse der FE-Berechnung erforderlich, um günstige Ergebnisse zur Reduzierung der Reibkorrosion zu erhalten. Das Niveau der spezifischen Reibenergie der ideal-optimierten PV erreicht keiner der untersuchten Varianten.

Ferner ist aus dem Bild 8.51 zu entnehmen, dass sich Variante 1 ab einem gewissen Punkt besser verhält als Variante 2. Dies ist aber von untergeordneter Bedeutung in Bezug auf das Versagen infolge eines Reibdauerbruches, da sich die Schädigungen im Allgemeinen am Kontaktbeginn ereignen.

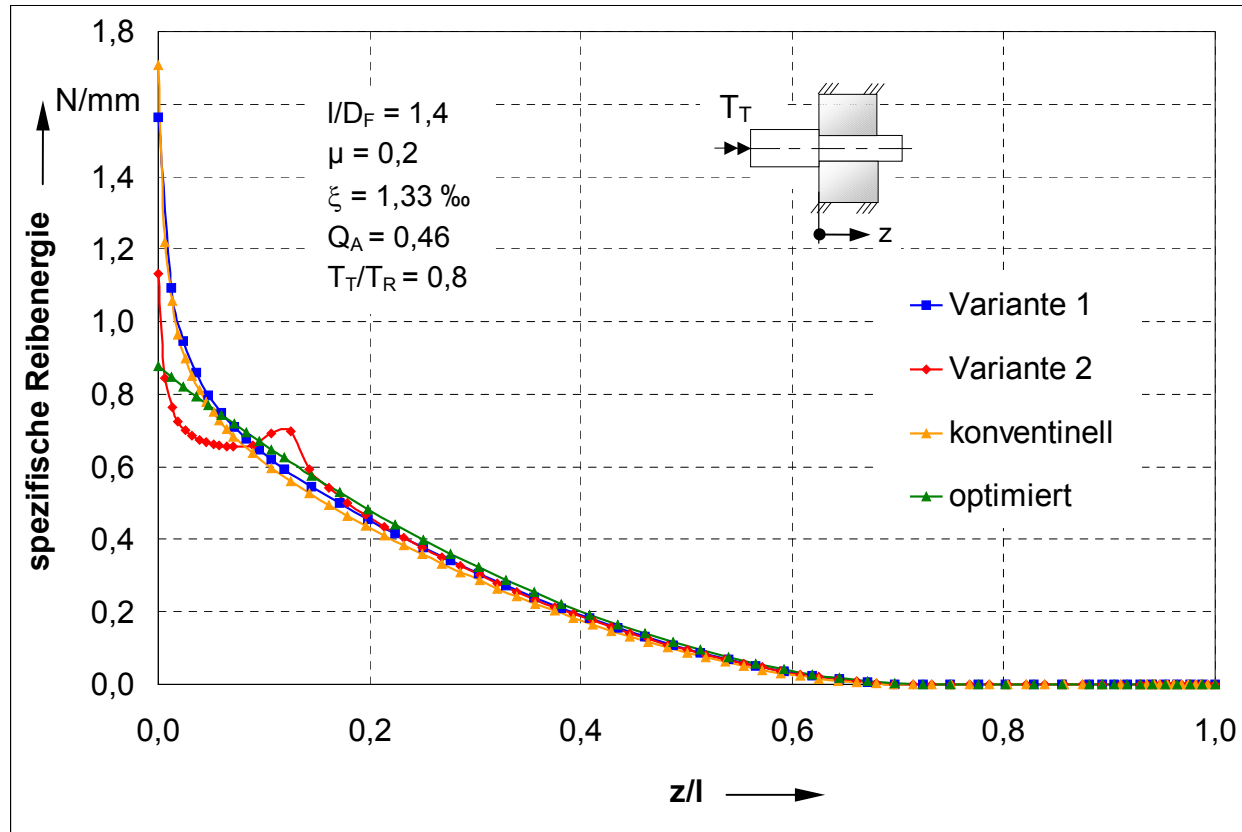


Bild 8.51: Spezifische Reibenergie im Vergleich zu den durch Radien-Fasen-Korrekturen angenäherten Übermaßverläufen bei $Q_A = 0,46$; $l/D_F = 1,4$; $\mu = 0,2$; $T_T/T_R = 0,8$

Aus den gewonnenen Ergebnissen kann geschlossen werden, dass eine sehr gute Annäherung des idealen Übermaßes an der Nabenkante zwingend erforderlich ist. Ferner ist es von geringerer Bedeutung, ob die Übermaßkorrektur mit einer Fase oder unter Zuhilfenahme eines Radius geschieht.

8.5 Lokale Veränderung des Reibwertes

Für die Dimensionierung des übertragbaren Drehmomentes einer PV hat der Reibwert einen relevanten Einfluss nach der Beziehung:

$$T = \frac{\pi}{2} \cdot D_F^2 \cdot l_F \cdot \mu \cdot \frac{p}{S_r} \quad (8.23)$$

Bei dieser Dimensionierung nach DIN 7190 /DIN7190_01/ wird mit dem integralen Reibwert gerechnet, der als konstant über der gesamten Fugenlänge angenommen wird. Die Autoren Galle /GALLE82/ und Gropp /GROPP97A/ haben in ihren experimentellen Untersuchungen integrale Reibwerte mit verschiedenartigen Oberflächenbehandlungen ermittelt. Nach Leidich /LEIDICH98/ ist der Reibwert innerhalb der lokalen Gleitgebiete sicher größer, im mittleren Bereich der PV dagegen kleiner als der mittlere, aus dem Rutschmoment und dem Fugendruck zu berechnende Wert (Bild 8.52). Weiterhin weist Leidich darauf hin, dass möglicherweise aus versuchstechnischen Gründen dieser lokale Reibwert nicht nachgewiesen werden kann.

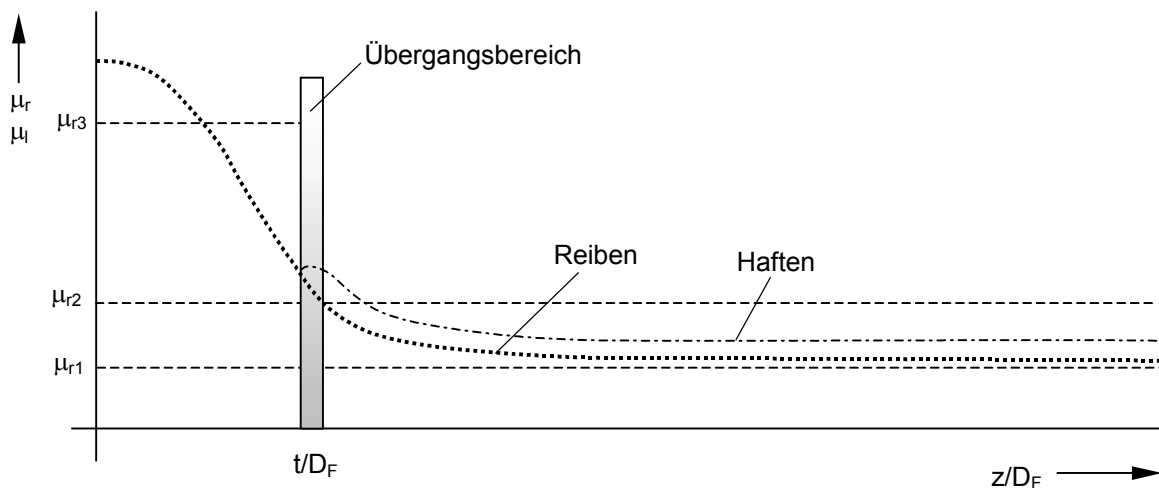


Bild 8.52: Qualitativer Verlauf der Reibwerte in einer schlupfbehafteten PV /LEIDICH98/

Zu der Bestätigung dieser Annahme stützt sich Leidich auf den nachgewiesenen Anstieg des Reibwertes in Abhängigkeit des Schlupfes /GROPP97A/. Auch die experimentellen Untersuchungen torsionsbelasteter PV im Rahmen dieser Arbeit bestätigen diese Hypothese.

Bei den verwendeten Programmsystemen zur numerischen Berechnung ist die Variation des Reibwertes in axialer Fugenlänge möglich. Die prinzipielle Vorgehensweise zur Berücksichtigung der lokalen Veränderung und der Erhöhung des Reibwertes innerhalb der numerischen Berechnung ist in Bild 8.53 gezeigt.

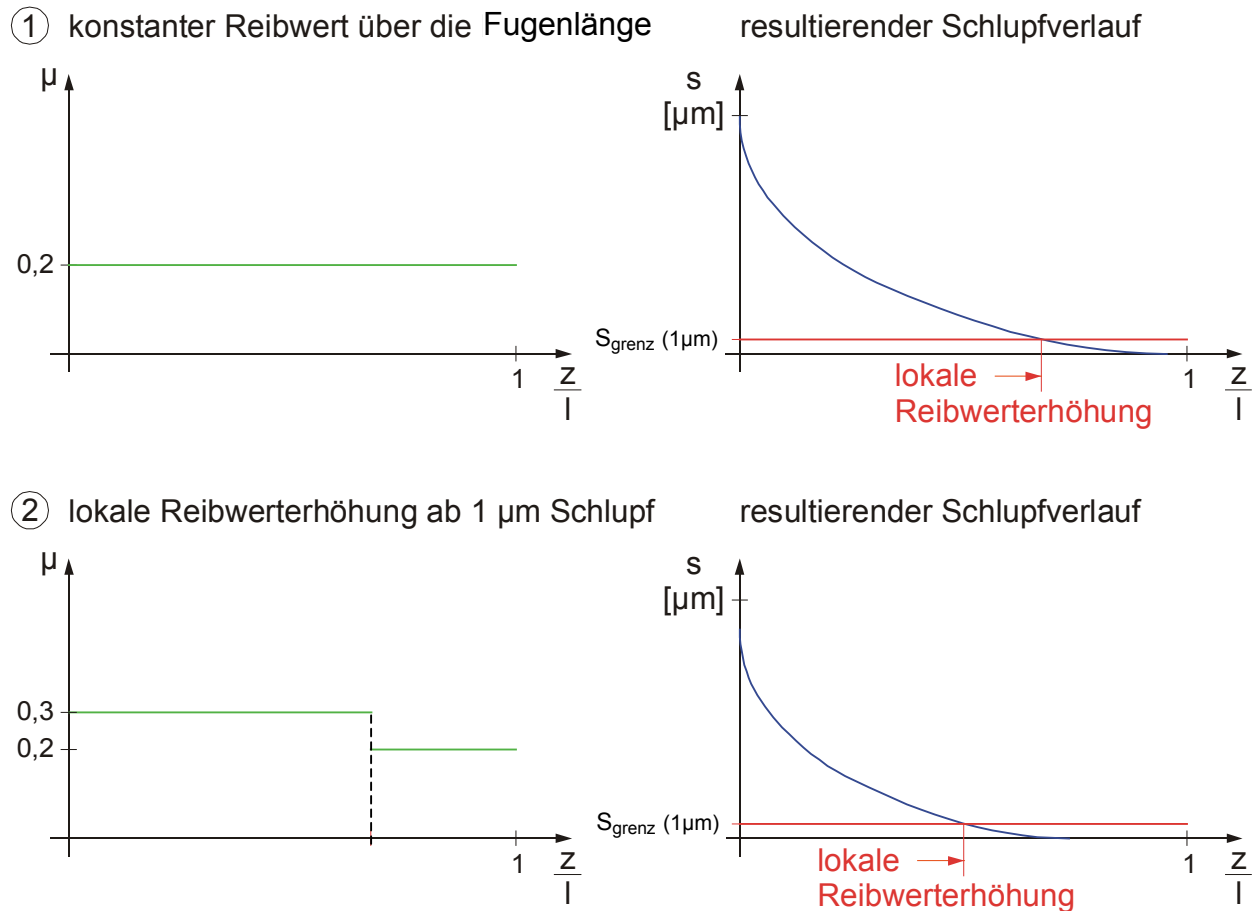


Bild 8.53: Vorgehensweise bei Veränderung des lokalen Reibwertes

Für die Nachbildung dieser lokalen Erhöhung des Reibwertes mittels der FEM wird zunächst eine PV mit einem Reibwert beim Lösen von $\mu_l = 0,2$ und einem Reibwert beim Rutschen von $\mu_r = 0,199$ berechnet. Anschließend wird der lokale Reibwert des Lösen und Rutschens um ein Inkrement von 0,1 innerhalb der Schlupfzone erhöht, in der ein nach Leidich unschädlicher Grenzschlupf von $s_{\text{grenz}} = 1 \mu\text{m}$ (Grenze der lokalen Reibwerterhöhung) überschritten wird. Anschließend wird ein neuer Rechengang mit diesen geänderten lokalen Reibwerten durchgeführt, in dessen Verlauf sich der Schlupf aufgrund der Reibwerterhöhung erniedrigt. Mit einer weiteren Berechnung dieser Vorgehensweise wird die Stelle des Grenzschlupfes in der Pressfuge und der Erhöhung des Reibwertes der darüberliegenden Schlupfzonen ermittelt. Mit Hilfe dieser Iterationschleife, die solange fortgeführt wird, bis an der Nabenkante der Grenzschlupf von $s_{\text{grenz}} = 1 \mu\text{m}$ unterschritten wird, kann der lokale Schlupfeffekt einer Pressverbindung gut nachgebildet werden.

Bei jeder berechneten PV wird das Wertepaar aus Schlupf und Reibwert an der Nabenkante ausgewertet und in einem Diagramm dargestellt. Über die experimentell gemessenen Schlupfwege, die in einem späteren Kapitel beschrieben werden, können damit über diese ermittelten Werte die lokalen Reibwerte berechnet werden.

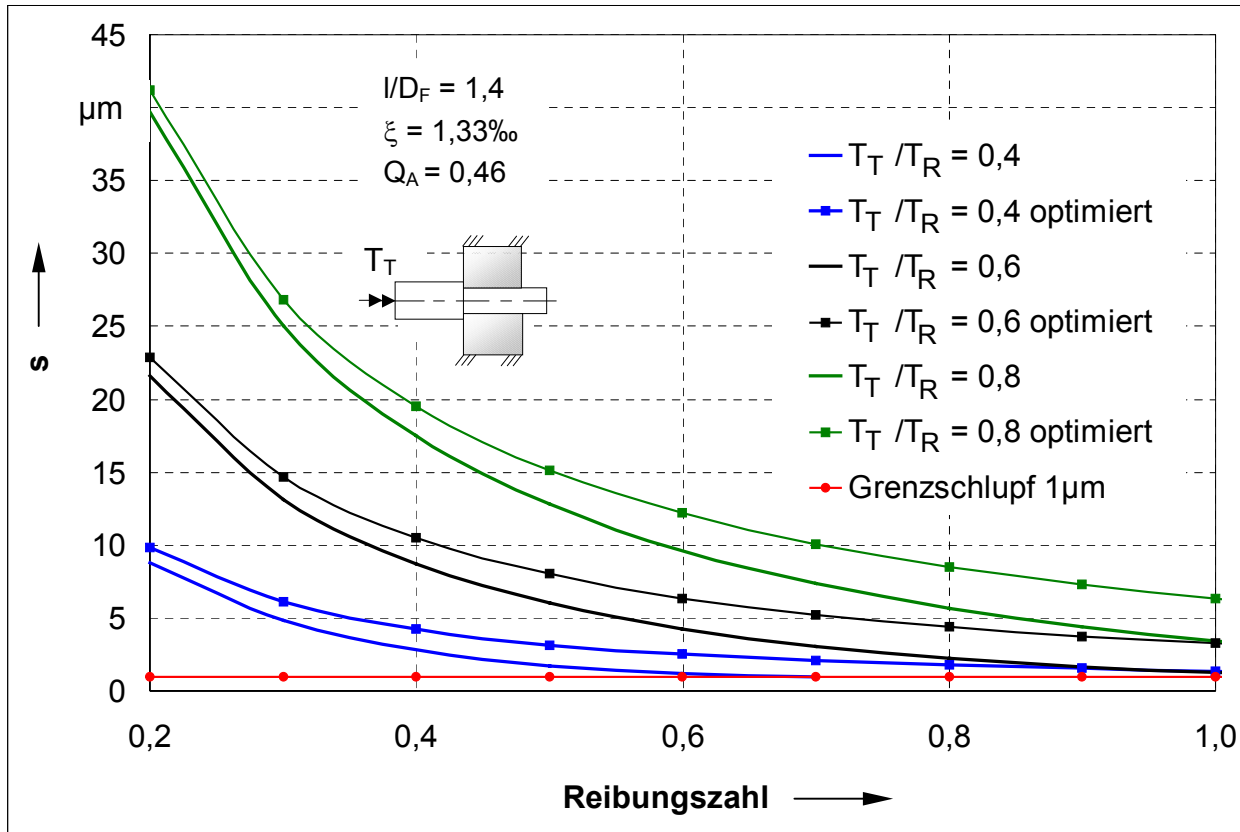


Bild 8.54: Schlupfverhalten an der Nabenkante in Abhängigkeit von der lokalen Reibwertsteigerung bei verschiedenen Belastungsniveaus bei $Q_A = 0,46$; $l/D_F = 1,4$

Infolge des Anstiegs des lokalen Reibwertes erhält die PV ein größeres Vermögen, Torsionsmomente auch in der Nähe des theoretischen Rutschmomentes mit ausreichender Sicherheit zu übertragen. Die in der FEM - Simulation ermittelten Reibwerte von über 1,0 sind natürlich recht hoch und steigen in wahrscheinlich indiskutable Bereiche. Die Simulation der optimierten PV wurde bei einem eingestellten Haftbeiwert von $\mu_H = 2,7$ abgebrochen, obwohl der Grenzschlupf von $1 \mu\text{m}$ nicht erreicht war. Eine detaillierte Auswertung mit der experimentellen Schlupfmessung wird im nachfolgenden Kapitel erörtert.

Weiterhin soll der Unterschied zwischen lokaler Reibwertvariation und integralem Reibwert untersucht werden, um den Unterschied des Schlupfes an der Nabenkante bei die

sen Reibwertvariationen aufzuzeigen. Simuliert wurde diesbezüglich eine PV mit unterschiedlichen konstanten Reibwerten über die gesamte Fugenlänge. Hingegen variiert der Reibwert beim Modell mit lokaler Reibwerterhöhung zwischen $\mu = 0,2$ im Bereich des Haftens beim Grundmodell bis hin zu $\mu = 0,8$ im Bereich mit einem Schlupf größer $1 \mu\text{m}$ (Bild 8.55).

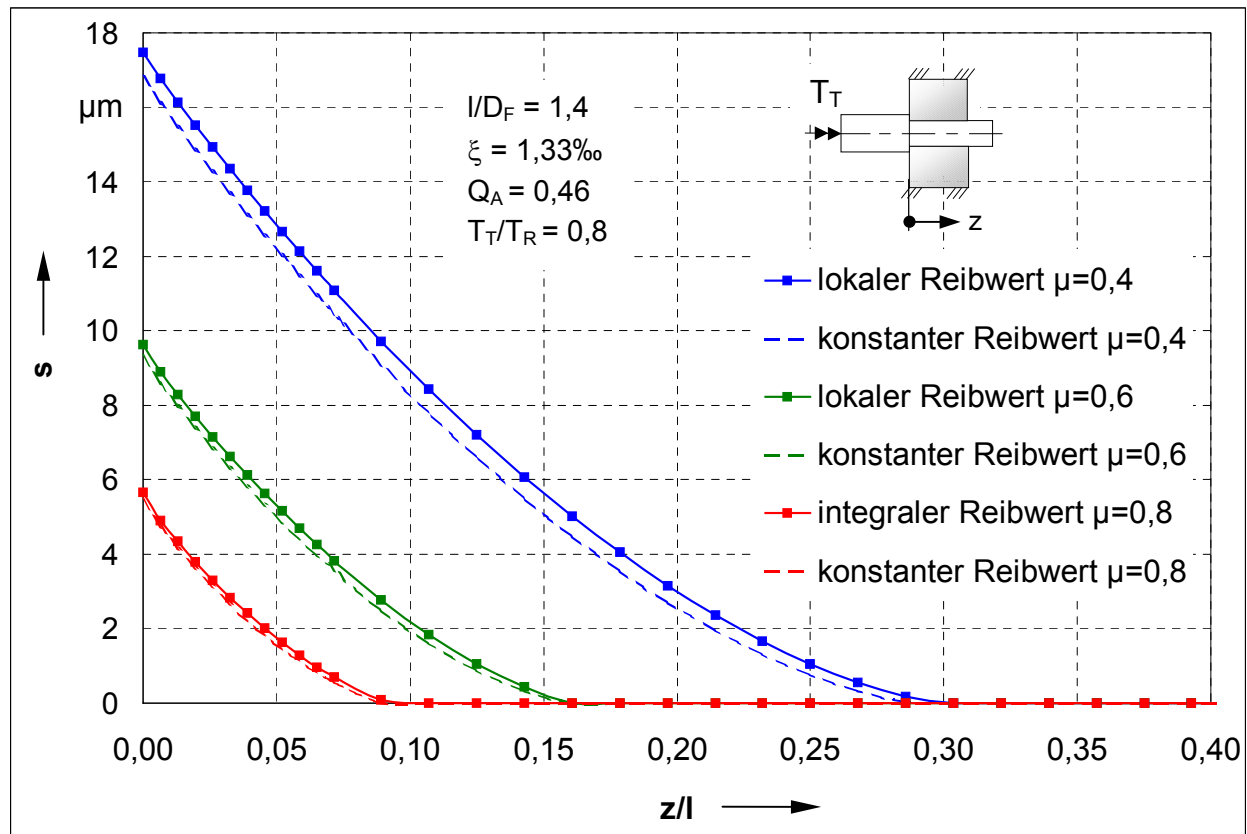


Bild 8.55: Vergleich des Schlupfverlaufes von lokal erhöhtem Reibwert und integralem Reibwert

Deutlich ist der niedrigere Schlupf über der gesamten Schlupftiefe mit den konstanten Reibwerten erkennbar. Der Unterschied der beiden Modelle beträgt maximal $1 \mu\text{m}$ bei kleineren Reibwerten und dies konstant über der gesamten Schlupftiefe. Der Schlupfunterschied zwischen dem lokalen und dem konstanten Reibwert nimmt mit Zunahme der Reibwerte ab. Dies lässt die Schlussfolgerung zu, dass eine lokale Erhöhung des Reibwertes eine geringe Niveauverschiebung des Schlupfes zur Folge hat und die Berechnungen der PV mit nur einem Reibwert der Realität doch sehr genau entspricht. Folglich ist für eine Auslegung der PV nicht der jungfräuliche Reibwert entscheidend, sondern vielmehr der Reibwert nach bzw. während der dynamischen Belastung, der bekanntlich deutlich über dem jungfräulichen liegt. Die hier gewonnenen Daten werden

im folgenden Kapitel mit den experimentell ermittelten Ergebnissen verglichen, um eine sichere Grundlage für die Auslegung von PV im Hinblick auf den Reibwert schaffen zu können.

8.6 Zusammenfassung der numerischen Ergebnisse

Die spannungshomogenisierten Pressverbindungen weisen im Vergleich zu den nicht optimierten Pressverbindungen eine Zunahme des Schlupfes an der Nabenkante auf. Zusätzlich ist eine Erhöhung der Schlupftiefe bei den spannungshomogenisierten Pressverbindungen ermittelt worden. Für die numerische Berechnung des auftretenden Schlupfes bei den spannungshomogenisierten Pressverbindungen wurden empirische Korrekturfaktoren ermittelt, die die Ermittlung dieses Schlupfes an der Nabenkante in Anlehnung an die bestehenden Gleichungen nach Leidich /LEIDICH83/ ermöglichen.

Bei allen berechneten PV zeigen die numerischen Ergebnisse, infolge der Spannungshomogenisierung, eine deutliche Reduzierung der spezifischen Reibenergie, die ein Maß der Reibdauerbeanspruchung ist. Es konnte eine Verringerung der spezifischen Reibenergie im Nabenkantenbereich bis auf 25 % des ursprünglichen Niveaus ermittelt werden und somit ein deutlicher numerischer Nachweis für eine Reduzierung der Reibdauerbeanspruchung erbracht werden. Insbesondere bei der Ausführung der Welle mit einer Wellenschulter an der Nabenkante, die oft industriell verwendet wird, empfiehlt sich diese der Art der Optimierung. Die Ausführung der Freistichform F am Durchmesserübergang der Welle zeigt eine größere Reduzierung der spezifischen Reibenergien als diejenige der Freistichform E. Eine noch größere Reduzierung der spezifischen Reibenergie durch die Spannungshomogenisierung findet bei der Ausführung einer Fase am Durchmesserübergang der Wellenschulter statt.

Bei einer Optimierung mittels einer Radien-Fasen-Korrektur spielt für die Reduzierung der spezifischen Reibenergie das am idealen Verlauf der Spannungshomogenisierung an der Nabenkante angenäherte Übermaß eine wesentlich wichtigere Rolle als der weitere axiale Verlauf. Basierend auf dieser Erkenntnis der angenäherten Korrektur, kann mittels einer Fase und einem anschließenden Radius die Reduzierung der spezifischen Reibenergie erreicht werden.

9 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

Die experimentellen Untersuchungen, die im Rahmen dieses Forschungsgebietes aufgebaut und durchgeführt wurden, decken den gesamten Bereich der relevanten experimentellen Ergebnisse für eine zylindrische PV ab (Bild 6.1). Alle dynamische Versuche innerhalb des Prüfstandes wurden mit wechselnder Torsion ($\sigma_m = 0$; $R = -1$) durchgeführt.

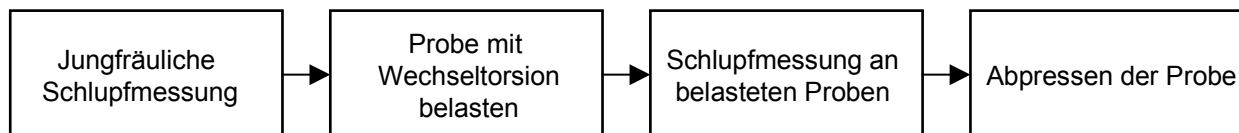


Bild 9.1: Experimentellen Abfolge der Versuche

Der Schwerpunkt dieser experimentellen Untersuchungen liegt darin, mithilfe der entwickelten Schlupfmessung den auftretenden Schlupf an der Nabenkante bei jungfräulichen PV und nach dynamischen Belastung zu ermitteln, um den direkten Vergleich der Reibwerte zu erhalten und somit die Reibwerterhöhung darzustellen. Weiterhin kann mit dem experimentell gemessenen Schlupf über analytische Formeln der Reibwert an der Nabenkante bei jungfräulichen PV und solchen nach dynamischer Belastung errechnet werden. Dieser Vergleich dient zur Untersuchung des Schlupf- und Reibverhaltens zylindrischer und spannungshomogenisierter PV. Weiterhin können mit der entwickelten Verdrehvorrichtung (Bild 6.18) die integralen Haftbeiwerte jungfräulicher und belasteter PV ermittelt und mit den lokal errechneten Reibwerten verglichen werden.

Die Ermittlung von Wöhlerlinien anhand der dynamischen Dauerversuche von spannungshomogenisierten PV war nicht Schwerpunkt dieser experimentellen Untersuchung und wird in nachfolgenden Forschungsarbeiten behandelt. Die Lastspielzahlen bei den dynamischen Versuchen (rein wechselnd) wurden auf maximal 4 bis 5 Millionen bei 9 bis 10 Hz begrenzt, da oberhalb dieser Lastspielzahlen keine nennenswerten Veränderungen im Hinblick auf die Reibverhältnisse zu erwarten sind. Nach dem heutigen Stand der Forschung /GROPP97A/, /LEIDICH83/ ist die Reibwerterhöhung nach 150 000 Lastspielen abgeschlossen. Tabelle 9.1 gibt einen Überblick über die experimentell untersuchten PV und deren gemessenes Übermaß sowie über die Rautiefen von Welle und Nabe. Für alle aufgeführten experimentellen Proben gelten die geometrischen Abmessungen der "langen dicken" PV: $Q_A = 0,46$, $D_F = 30$ mm und $l = l_F = 30$ mm. Die

Welle wurde aus 31 CrMoV 9 und die Nabe aus 42 CrMo4 V gefertigt, um mögliche Ergebnisvergleiche mit anderen Forschungsarbeiten machen zu können.

PV Teilenummer	Übermaß [µm]	R _z Welle [µm]	R _z Nabe [µm]	Lastwechsel [Mio]
Konventionelle PV				
T60041	54,6	4,05	4,19	3,39
T60042	67,2	4,71	4,72	3,39
T60053	53,1	4,11	6,03	3,58
T60054	56,7	3,32	5,46	3,58
T60055	47,1	4,65	5,75	10,1
T60056	59,2	4,24	5,46	10,1
T60057	62,6	5,0	5,76	3,84
T60058	58,7	4,91	5,99	3,84
T60059	41,9	4,14	5,33	
T60063	40,5	4,53	4,29	4,42
T60064	39,2	8,1	3,49	4,42
T60069	47,4	5,34	4,2	
T60071	47,1	5,45	3,98	4,52
T60072	45,4	7,87	7,88	4,52
T60073	53,9	7,19	5,36	
T60074	68,9	6,16	5,38	
T60075	44,0	5,69	5,42	
T60076	37,2	6,99	5,22	
T60077	67,2	2,41	5,25	
T60078	59,0	5,94	5,12	
Spannungshomogenisierte PV				
T60085	47,0	4,51	7,52	3,65
T60086	50,8	5,4	7,25	3,65
T60087	44	4,93	7,08	3,1
T60088	45,8	3,6	7,2	3,1
T60089	44,4	9,16	6,79	3,45
T60090	43,9	4,33	6,82	3,45

Tabelle 9.1: Übersicht über die experimentell untersuchten PV

Das Übermaß bei den spannungshomogenisierten PV wurde mittig in der Fugenfläche ermittelt. Aus dieser gewählten experimentell untersuchten PV können Rückschlüsse auch auf PV mit einer anderen Geometrie übertragen werden. Die Schwankung der

Übermaße ist auf die mögliche Fertigungsgenauigkeit der zur Verfügung stehenden Werkzeugmaschinen zurückzuführen.

Da keine Dauerversuche und keine statistisch abgesicherten Versuche durchgeführt wurden, sondern ein Einblick in die lokalen Reibwerte von konventionellen und spannungshomogenisierten PV gegeben wird, sind die unterschiedlichen Übermaßwerte akzeptierbar.

9.1 Aufgezeichnete Hysteresekurven

In diesem Kapitel werden die gemessenen Hysteresekurven von jungfräulichen und dynamisch belasteten PV dargestellt. Für die Wahl des jeweiligen Belastungsniveaus wurde der integrale Reibwert $\mu = 0,2$ angenommen und die jeweiligen Belastungen auf das zugehörige Rutschmoment bezogen. Bei dem direkten Vergleich der einzelnen Hysteresekurven ist auf den unterschiedlichen Darstellungsbereich der Ordinate (Schlupf) zu achten.

9.1.1 Jungfräulicher Pressverband

Um die real auftretende Relativbewegung zwischen Welle und Nabe experimentell zu messen, müssen sämtliche auftretenden Elastizitäten der Probe und des Messmittelhalters ausgeschlossen werden. Daher wird, wie bereits in Kapitel 6.4 beschrieben, der "Dummy-Schlupf" ermittelt und dieser von der gefügten vermessenen Probe subtrahiert. Somit ist die wirkliche Relativbewegung bei Belastung zwischen Welle und Nabe sichergestellt. Die bezogenen Momentbelastungen beziehen sich bei jeder Messung auf einen jungfräulichen Reibwert von $\mu = 0,2$. Auf der Abszisse wird die jeweilige Kraft in N am Hebelarm aufgetragen und auf der Ordinatenachse der dazugehörigen Schlupf in μm .

Diese Dummy-Hysteresekurven sind in Bild 9.2 für unterschiedliche Torsionsbelastungen aufgetragen. Deutlich ist die sehr geringe Hysterese bzw. deren Fehlen erkennbar, und dieser Verlauf ist zugleich eine Kontrolle für die rein elastische Verformung bei der Vermessung der Dummy-Probe.

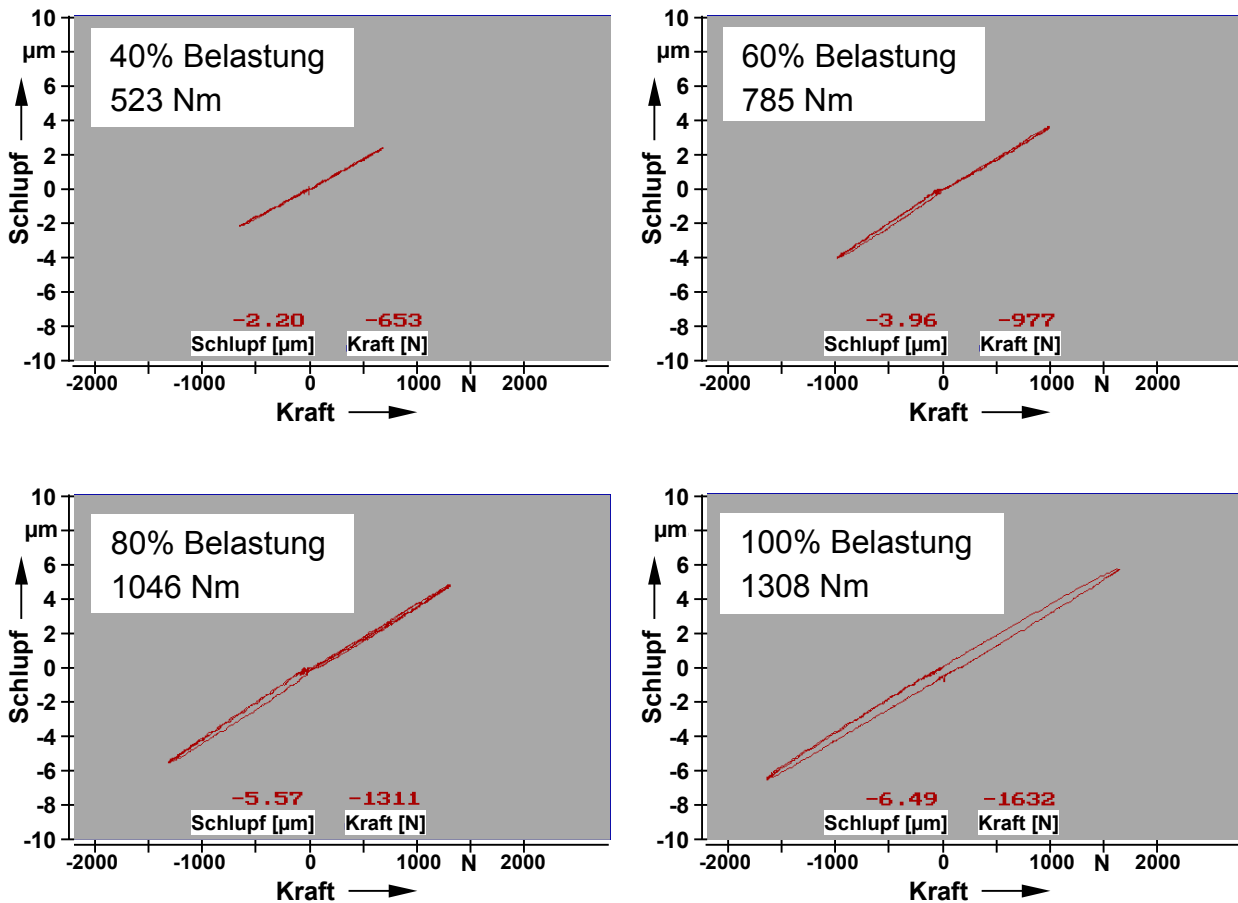


Bild 9.2: Dummy-Hysteresekurven bei 40%, 60%, 80% und 100% Torsionsbelastung bezogen auf das Rutschmoment für $\mu = 0,2$

Bei jeder experimentellen Messung wurde mit beiden Tastern nacheinander gemessen, um eine zusätzliche Kontrolle für die Messergebnisse zu erhalten. Die maximale Abweichung aller Messungen bei den beiden Tastern lag unter $0,5 \mu\text{m}$. Exemplarisch sind in Bild 9.3 und Bild 9.4 die gemessenen Hysteresekurven für die PV T60053 mit einem gemessenen Übermaß von $53,1 \mu\text{m}$ und einer gemittelten Rautiefe $R_z = 5,1$ dargestellt.

Die direkte Zunahme der Hysteresekurven einer jungfräulichen PV ist in den Bildern Bild 9.3 und Bild 9.4 erkennbar. Beim direkten Vergleich der jeweiligen Bilder ist auf das Anzeigespektren der Ordinate zu achten.

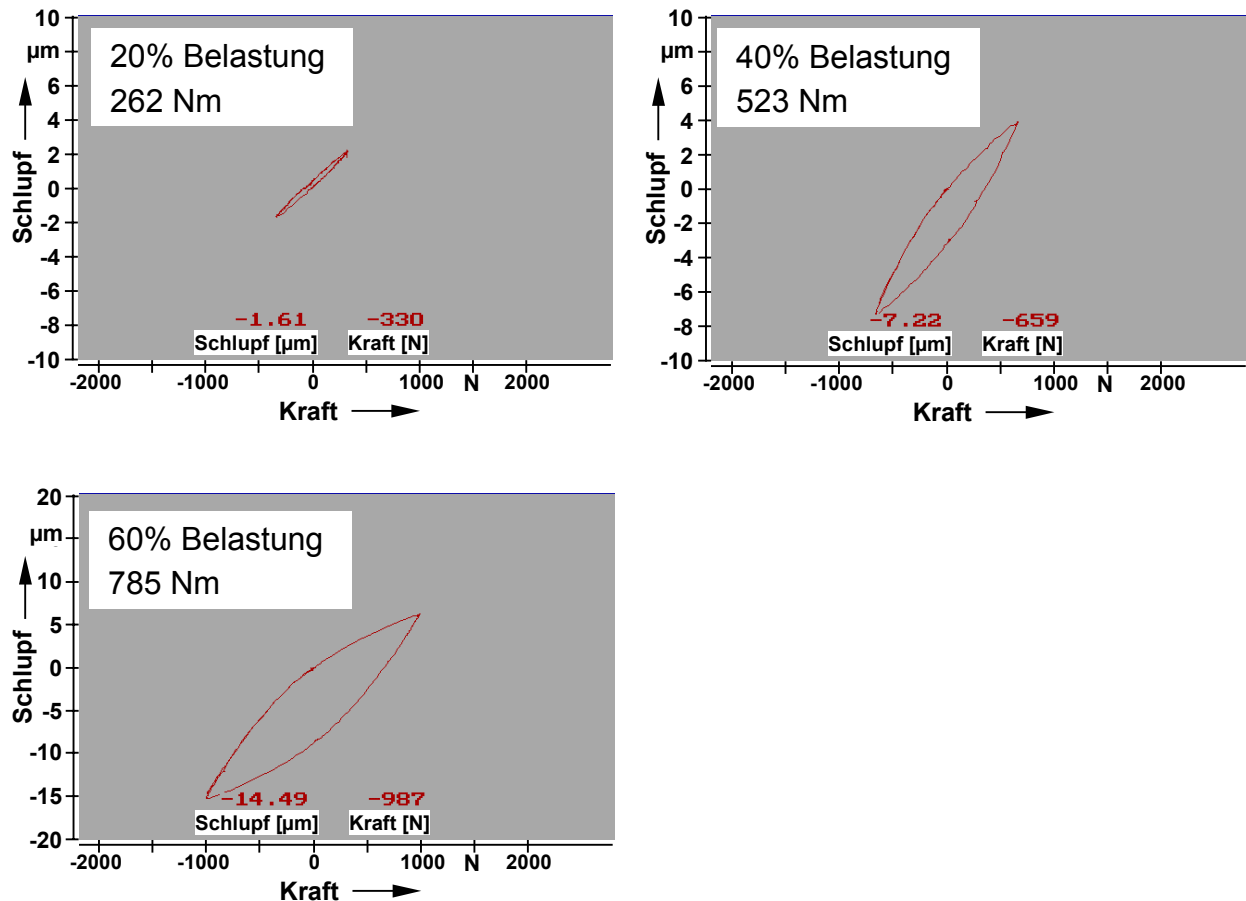


Bild 9.3: Hysteresekurven bei 20 %, 40 % und 60 % Torsionsbelastung bezogen auf des Rutschmoment für $\mu = 0,2$ bei jungfräulicher PV T60053

Bei einer wiederholten Belastung, wie sie z.B. in den Bildern bei 80 % und 100 % Belastung abgefahren wurde, sind kaum Veränderungen der Hysteresekurven erkennbar und somit ist die Reproduzierbarkeit dieser aufgezeichneten Kurven gewährleistet. Diese Wiederholgenauigkeit ist bei vielen aufgenommenen Kurven so hoch, dass keine "neue" Kurve erkennbar war, da die Auflösung des Bildschirmes keine Pixel mehr für diese detaillierte Aufzeichnung zur Verfügung hatte.

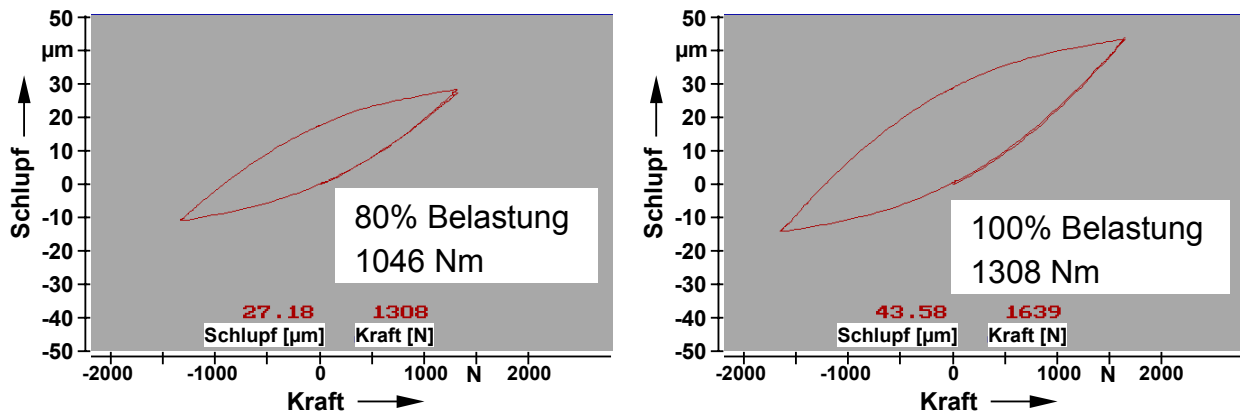


Bild 9.4: Hysteresekurven bei 80 %, und 100 % Torsionsbelastung bezogen auf des Rutschmoment für $\mu = 0,2$ bei jungfräulicher PV T60053

Von diesem gemessenen Schlupf werden die ermittelten Werte der Dummy-Messung für die jeweils gleichen Belastungen mithilfe eines Tabellenkalkulationsprogramms subtrahiert und anschließend der reale Schlupf in Abhängigkeit von der Belastung in einem Diagramm aufgetragen. In Bild 9.5 ist dies am Beispiel der PV T60057 mit einem gemessenen Übermaß von 62,6 μm dargestellt.

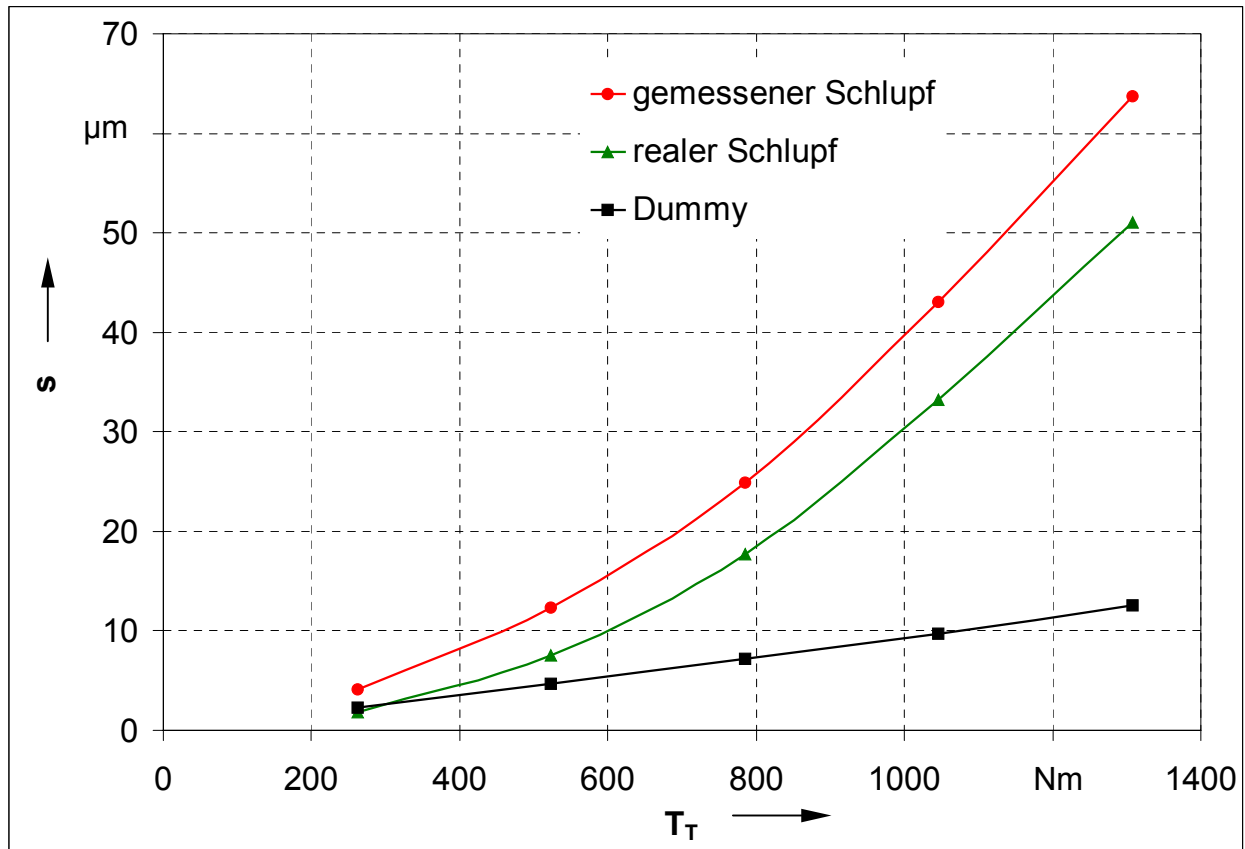


Bild 9.5: Gemessener Schlupf abzüglich der Dummywerte bei der PV T60057

Ein Überblick über die untersuchten Übermaße mit den dazugehörigen experimentell ermittelten Schlupfwegen ist in Bild 9.6 für die konventionellen und die optimierten Proben bei Variation der Belastung aufgetragen. Deutlich ist der höhere Schlupf aller untersuchten optimierten Proben im Vergleich zu den konventionellen erkennbar. Die hier untersuchten optimierten Proben (Bild 9.6) haben im Vergleich zu den nicht optimierten Proben leicht höhere mittlere Übermaße, was sich an den Anfangspunkten der aufgetragenen Kurven widerspiegelt.

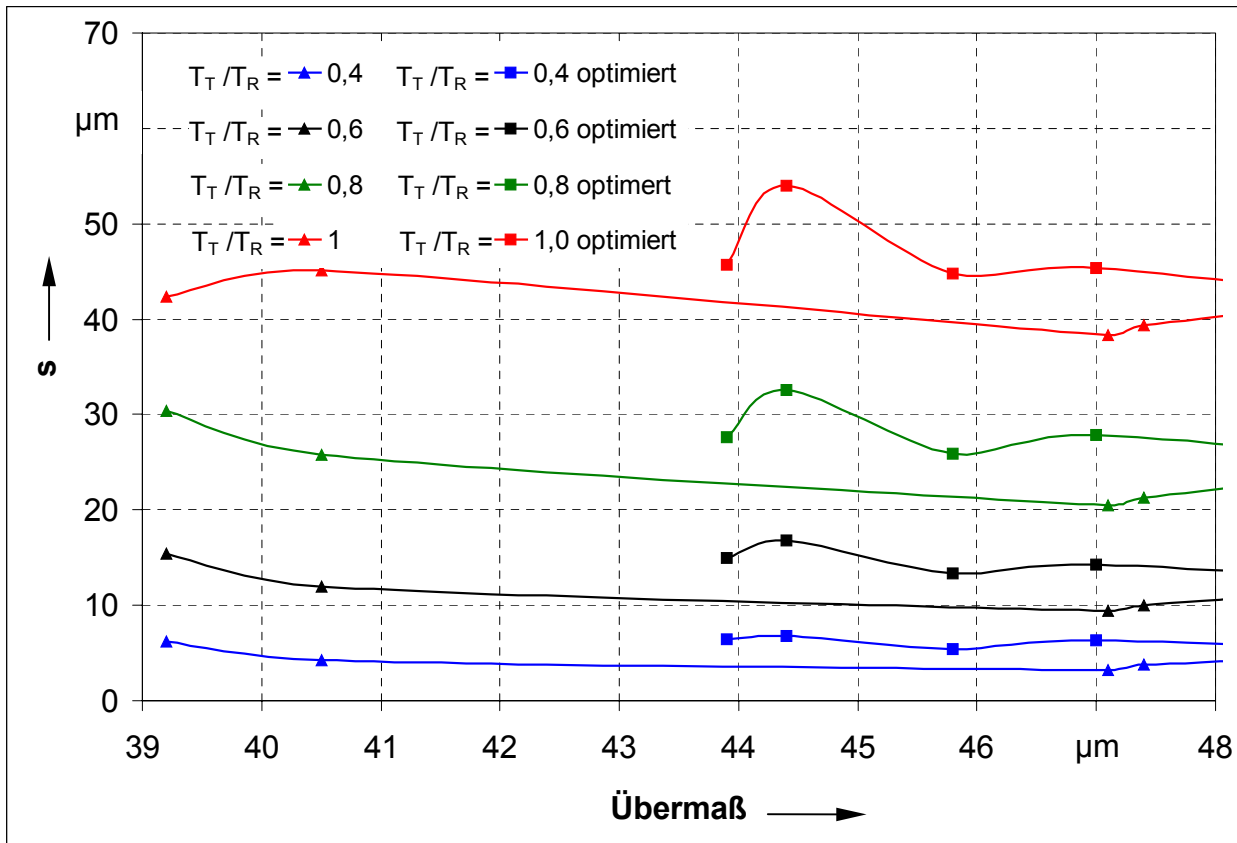


Bild 9.6: Experimentell gemessene Schlupfamplituden in Abhängigkeit vom jeweiligen Übermaß

Bei bekanntem experimentellen Schlupf kann über die analytische Formel (5.27), die bereits mithilfe der FEM bestätigt wurde, der lokale Reibwert μ so angepasst werden, dass die experimentellen Schlupfwege mit der analytischen Berechnung übereinstimmen. Die Formel (5.27) lautet mit dem unbekannten Reibwert μ :

$$s = \left[\left(\frac{T_T}{T_R} \right)^2 - \eta_{grt}^{*2} \right]^{1,1} \cdot \frac{4 \cdot l^2 \cdot p_F}{G \cdot D_F} \cdot \mu \quad (9.1)$$

In Bild 9.7 sind die experimentellen Schlupfwege von drei PV und die angepassten analytischen Reibwerte nach der Gleichung (9.1) dargestellt.

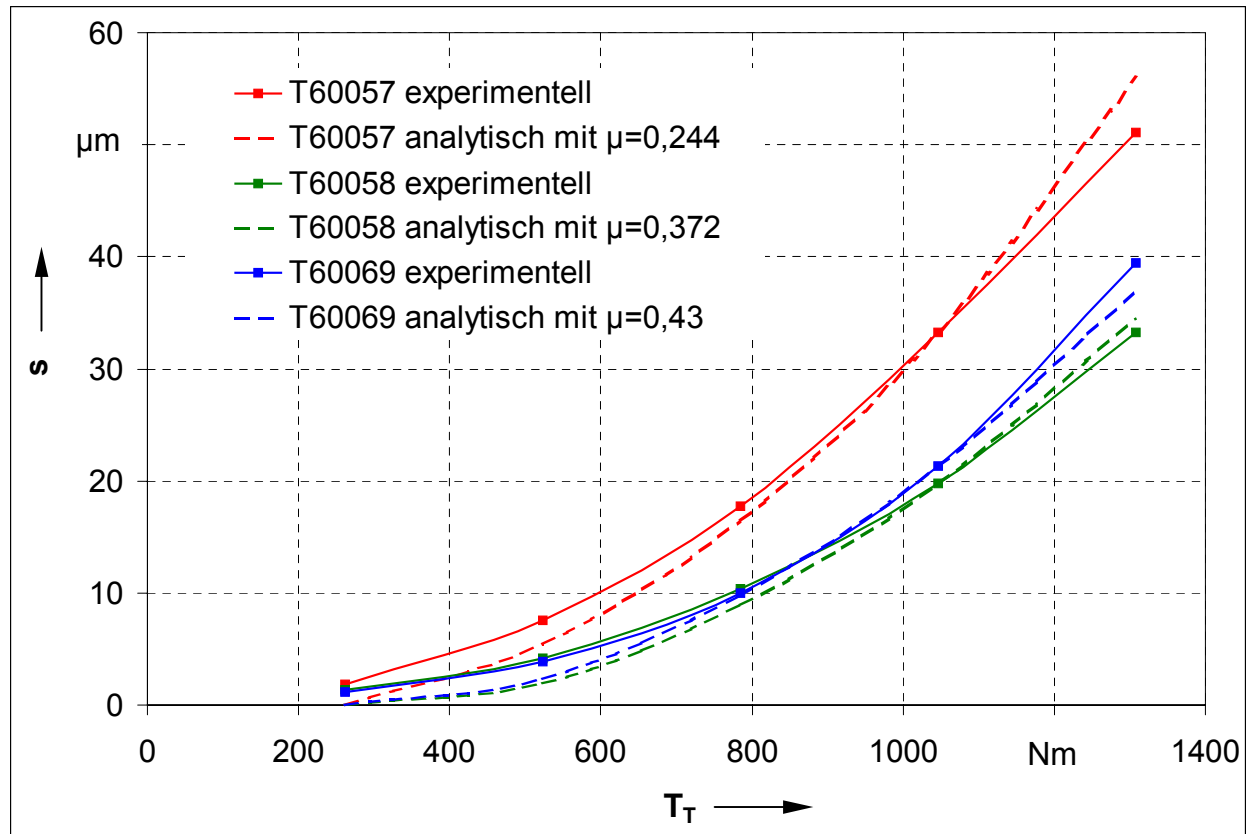


Bild 9.7: Experimentell ermittelte Schlupfwege und der analytisch berechnete Schlupf mit lokal angepasstem Reibwert jungfräulicher PV

Die in Bild 9.7 dargestellten analytischen Kurven haben für den angepassten Reibwert einen großen Streubereich von $\mu = 0,24$ bis $\mu = 0,43$. Innerhalb dieser Werte liegen alle untersuchten jungfräulichen PV. Zu beachten ist hier, dass dieser Reibwert μ nicht der integrale Reibwert über die ganze Nabenlänge ist, sondern dieser im Hinblick auf die Schlupfmessung an der Nabenkante den lokalen Reibwert in diesem Bereich widerspiegelt. In Bild 9.8 sind die lokal analytisch ermittelten Reibwerte an der Nabenkante nach Gleichung (9.1) aufgetragen. Die integralen Reibwerte der jungfräulichen PV, die über Abpressversuche ermittelt wurden, liegen unterhalb der analytisch angepassten Reibwerte und sind in Bild 9.9 dargestellt. Auch bei diesen Reibwerten ist eine Streuung der Werte erkennbar.

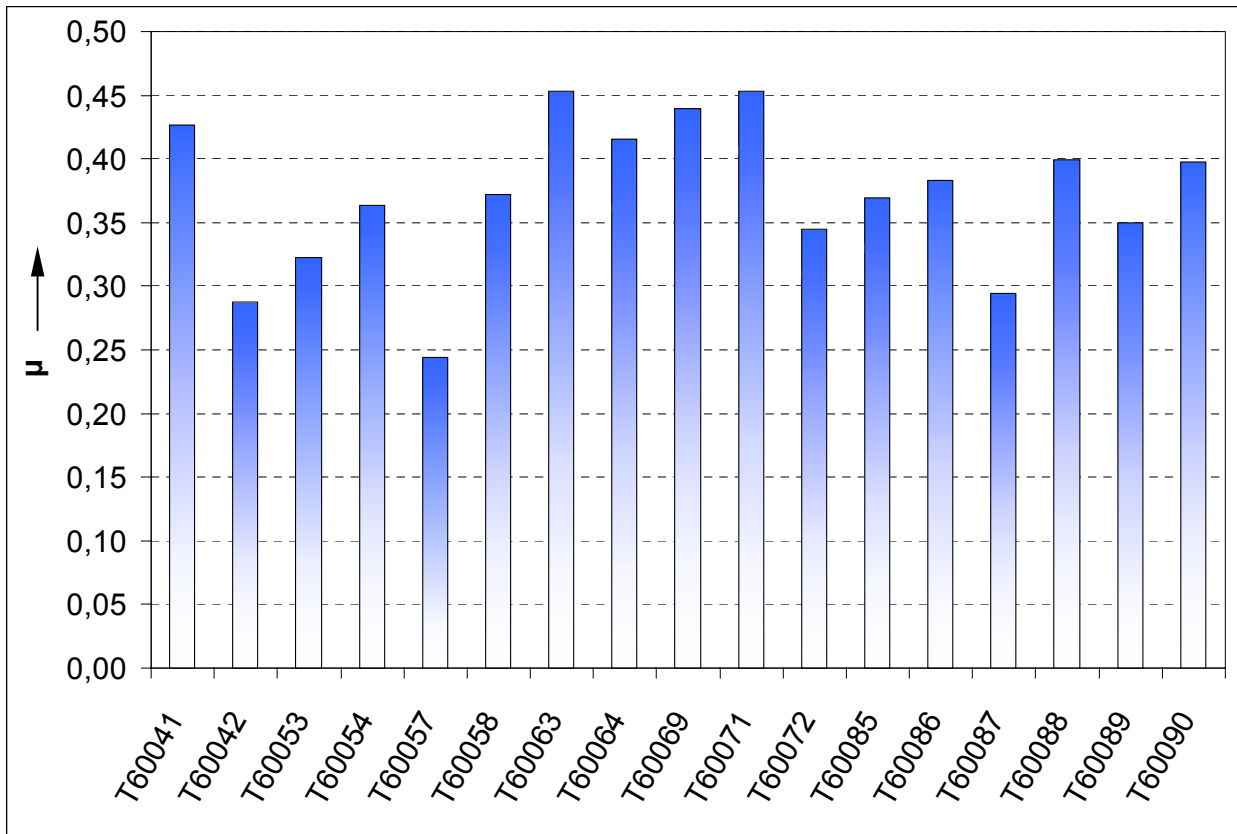


Bild 9.8: Analytisch ermittelte Reibwerte an der Nabenkante für jungfräuliche konventionelle und spannungshomogenisierte PV

Für die Ermittlung der jungfräulichen integralen Reibwerte wurden PV verwendet, die nur verdreht worden waren und nicht für nachfolgende dynamische Belastung eingesetzt wurden, da hauptsächlich die Zunahme der lokalen Reibwerte von Interesse war.

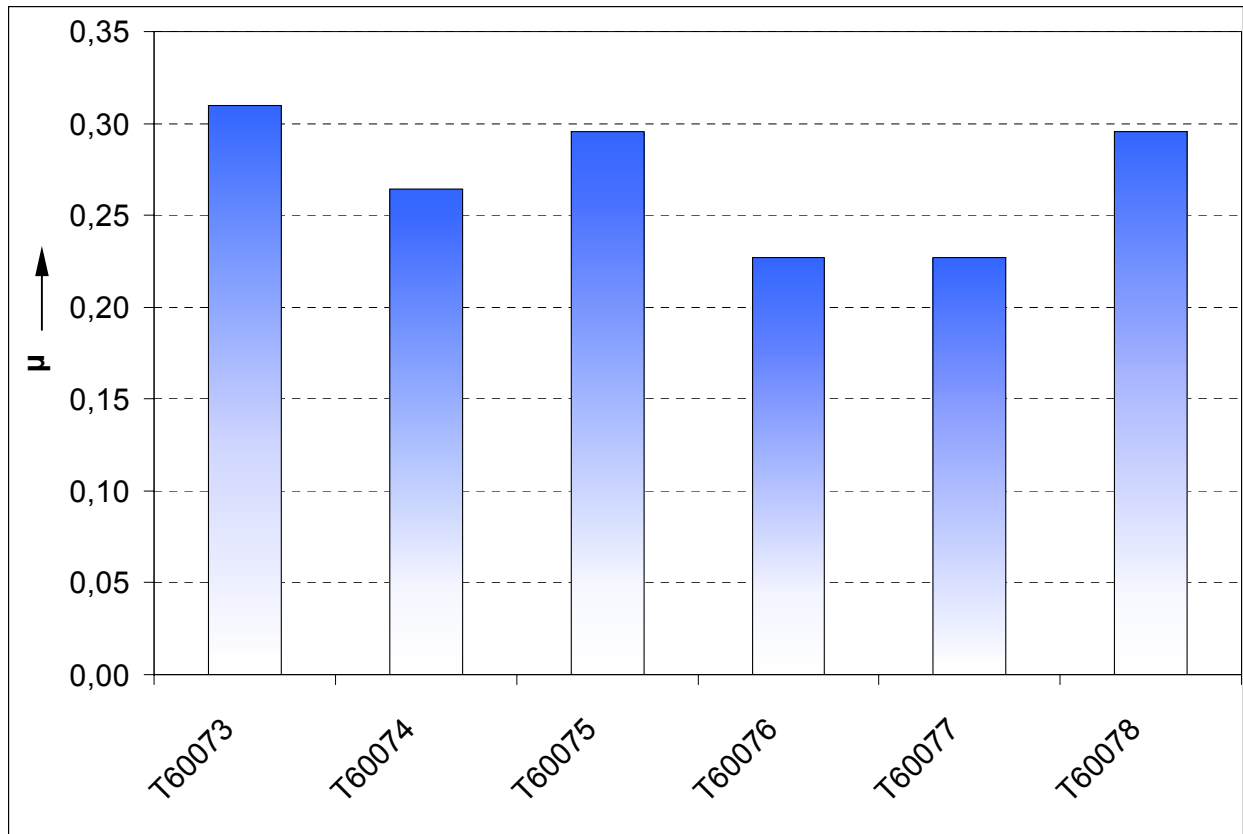


Bild 9.9: Experimentell ermittelte integrale Reibwerte jungfräulicher PV

9.1.2 Pressverband nach dynamischer Belastung

9.1.2.1 Untersuchungen am konventionellen Pressverband

Werden die PV nach der dynamischen Belastung vermessen, so verringern sich die Schlupfwege infolge der Reibverhältnisse innerhalb der Trennfuge mit der lokalen Erhöhung des Reibwertes. In Bild 9.10 und Bild 9.11 sind die gemessenen Hysteresekurven bei einer 60 % Belastung nach 3,58 Mio. Lastwechseln aufgetragen.

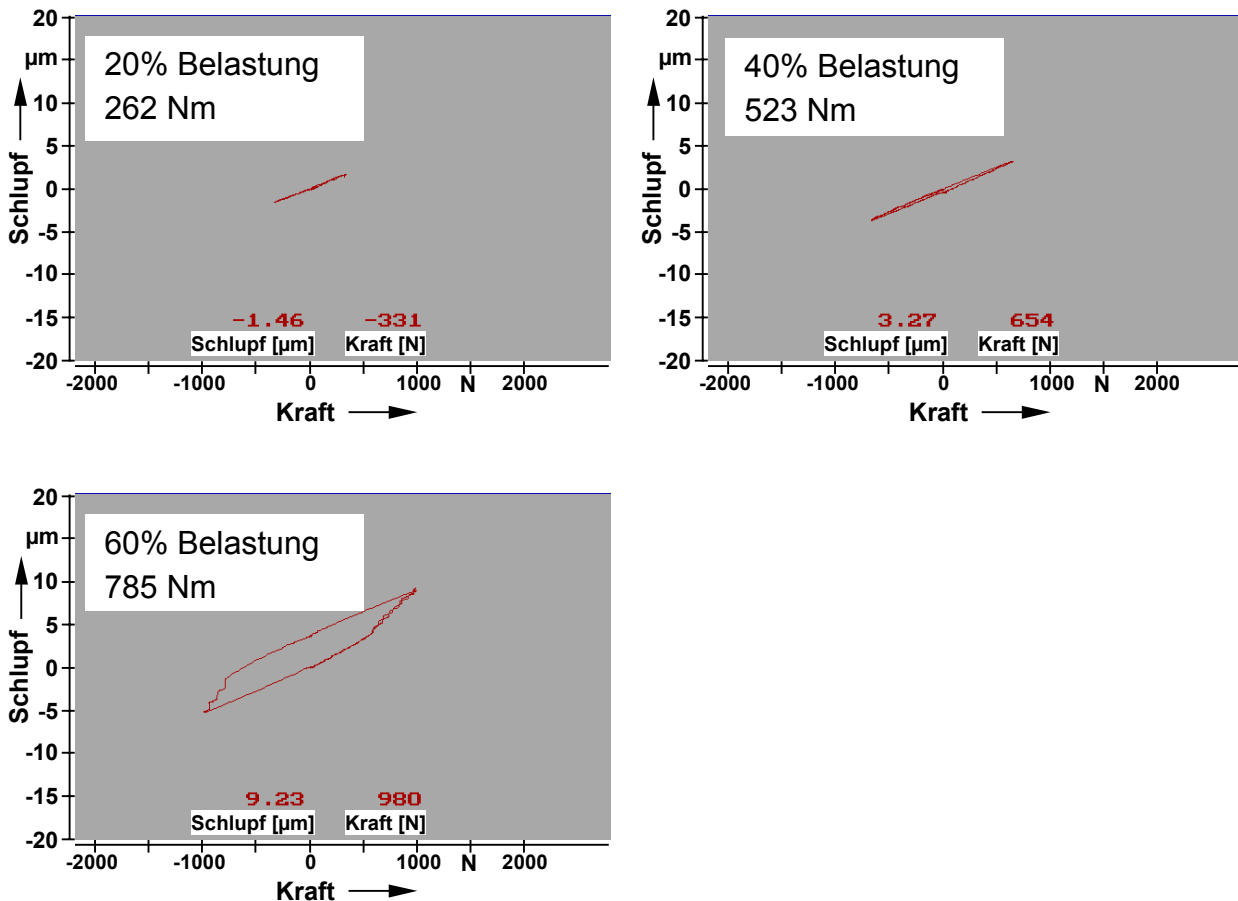


Bild 9.10: Hysteresekurven nach dynamischer Beanspruchung bei 20 %, 40 % und 60 % Torsionsbelastung bezogen auf das Rutschmoment für $\mu = 0,2$ bei jungfräulicher PV T60053

Deutlich sind die verkleinerten Hysteresekurven und der jeweils verringerte Schlupf über der gesamten Belastung, verglichen mit den jungfräulichen PV in Bild 9.3, erkennbar. Bei der mit 60% belasteten PV in Bild 9.10 ist eine Ungleichförmigkeit erkennbar. Diese Ungleichförmigkeit kann dadurch erklärt werden, dass die Mikrogeometrie der Oberflächen ineinander "verzahnt" sind und bei der Gleitbewegung diese Oberflächenerhebungen gegenseitig überwunden werden müssen. Eventuell entstehen, insbesondere bei höheren Belastungen, auch Mikro-Reibverschweißungen. Werden diese abgeschert, stellt sich wieder ein gleichmäßigen Kurvenverlauf (Bild 9.11) der Hysteresekurven ein.

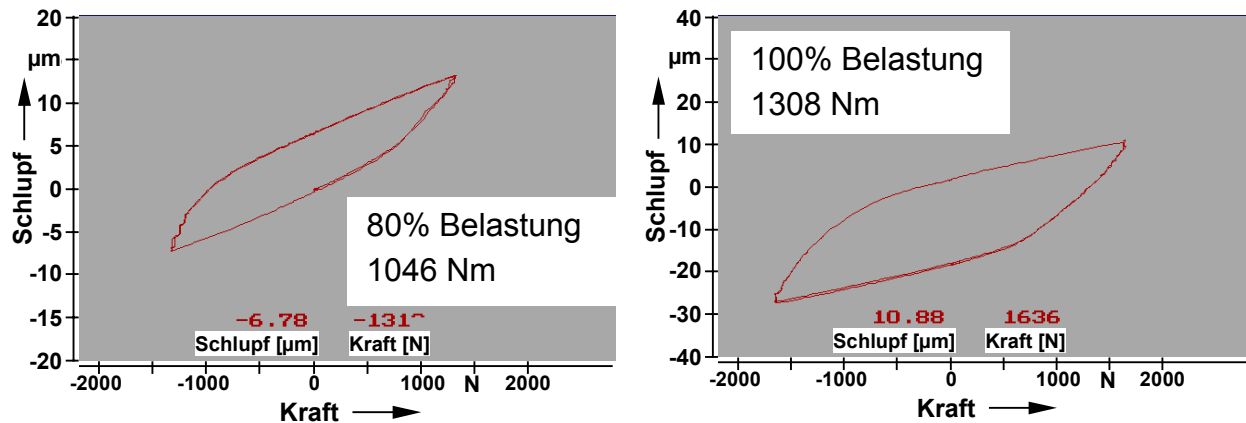


Bild 9.11: Hysteresekurven nach dynamischer Beanspruchung bei 80 %, und 100 % Torsionsbelastung bezogen auf des Rutschmomentes für $\mu = 0,2$ bei jungfräulicher PV T60053 mit verschiedengroßen Anzeigebereichen

Für einen direkten Vergleich einer jungfräulichen PV mit einer konventionellen PV nach dynamischer Belastung werden die ermittelten Schlupfverhältnisse in Bild 9.12 anhand der gemessenen Werte einander gegenübergestellt und mit Hilfe der Gleichung (9.1) für den ermittelten analytischen lokalen Reibwert die berechneten analytischen Schlupfamplituden an der Nabenkante mit aufgetragen.

Die Verläufe in Bild 9.12 zeigen deutlich die veränderten Schlupfbedingungen an der relevanten Nabenkante nach einer dynamischen Belastung bei jeder untersuchten PV. Daraus ergibt sich, dass die jungfräuliche PV nur vor dem Einbau und Inbetriebnahme existiert und sich dieser Zustand nach Inbetriebnahme ändert. In der Literatur /LEIDICH83/, /GROPP97/ wird eine Lastspielzahl von 150000 angegeben, bei dem die Reibverhältnisse innerhalb der Fuge ausgeprägt sind und einen gleichbleibenden Zustand annehmen. Somit müssten die numerischen Untersuchungen mit den Verhältnissen bei einer realen dynamischen Beanspruchung gemacht werden, da dieser Zustand dem realen Einsatz entspräche. Deshalb sollten die Reibverhältnisse der unteren Kurven aus Bild 9.12 abgebildet werden, was den (lokalen) Reibwerten entspräche, die deutlich über den Werten von 0,15 oder 0,2 liegen. Mit großer Sicherheit können die Reibwerte aus Bild 9.13, die sich auf einem Niveau von größer 0,5 befinden, nach der dynamischen Belastung für die Berechnung der Schlupfwegamplitude und der Schlupftiefe von PV verwendet werden. Bei geschliffenen Naben und Wellen könnte der Reibwert noch deutlich höher angesetzt werden, da infolge der glatteren Oberfläche mehr Reibverschleißungen auftreten werden.

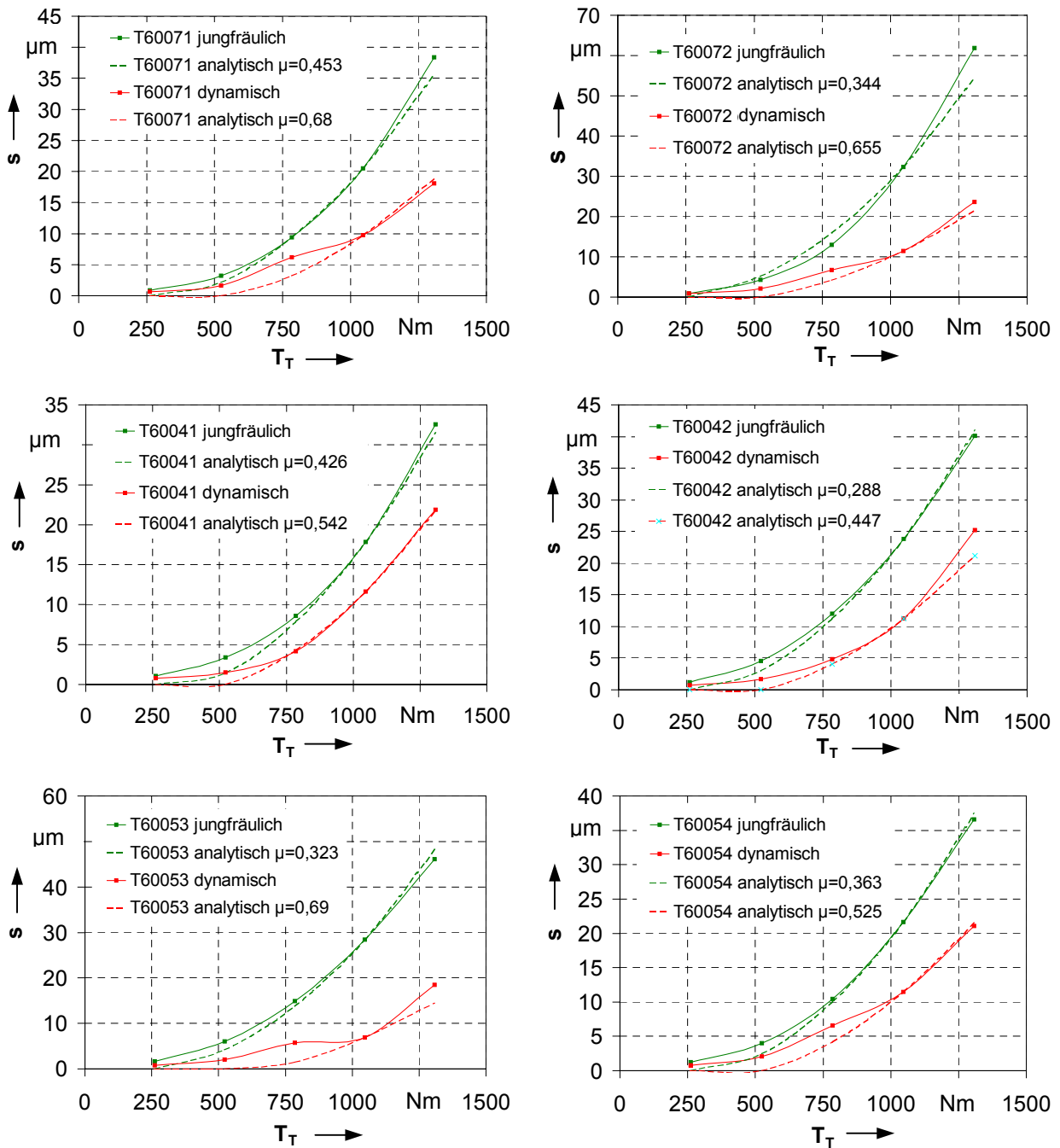


Bild 9.12: Schlupf an der Nabenkante vergleichend vor und nach dynamischer Belastung mit experimentell ermitteltem und analytisch angepasstem Reibwert

Die Erhöhung des lokalen Reibwertes nach dynamischen Belastung ist in Bild 9.13 im Vergleich zu einer unbelasteten konventionellen PV dargestellt. Deutlich sind die erhöhten Reibwerte erkennbar, die bis auf ein mittleres Niveau von 0,7 reichen. Bei den Proben T60063 und T60064 wurden sogar Reibwerte von 0,95 und 1,0 ermittelt. Da die gemessenen Rautiefen R_z über 5 μm liegen, kann davon ausgegangen werden, dass bei geschliffenen PV diese Reibwerterhöhungen noch über den in Bild 9.13 gezeigten liegen. Eine eindeutige Reibverschweißung konnte an den untersuchten Proben nicht

bestätigt werden. Dies liegt zum einen an dem beaufschlagten dynamischen Belastungsmoment von 60 % (bezogen auf das Rutschmoment von $\mu = 0,2$) und zum anderen an den Rauhtiefen.

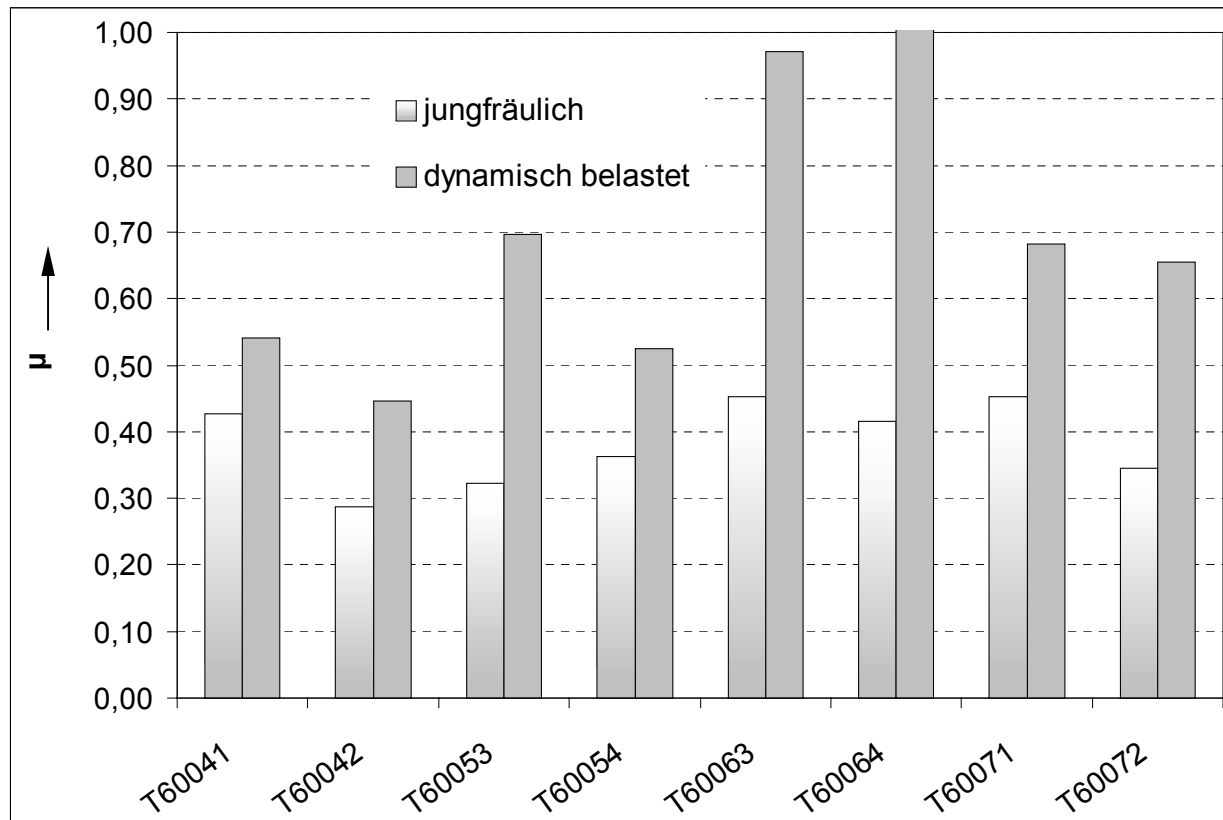


Bild 9.13: Ermittelte lokale Reibwerte an der Nabenkante vor und nach dynamischer Belastung gemäß Tabelle 9.1 für konventionelle PV

Die Abhängigkeit der Veränderung der Reibverhältnisse von der dynamischen Belastung ist in Bild 9.15 aufgetragen. Dabei wurde der Schlupf der jungfräulichen Proben vor der dynamischen Belastung und der Schlupf nach der dynamischen Torsionsbelastung gemessen und die prozentuale Zunahme errechnet (Bild 9.14).

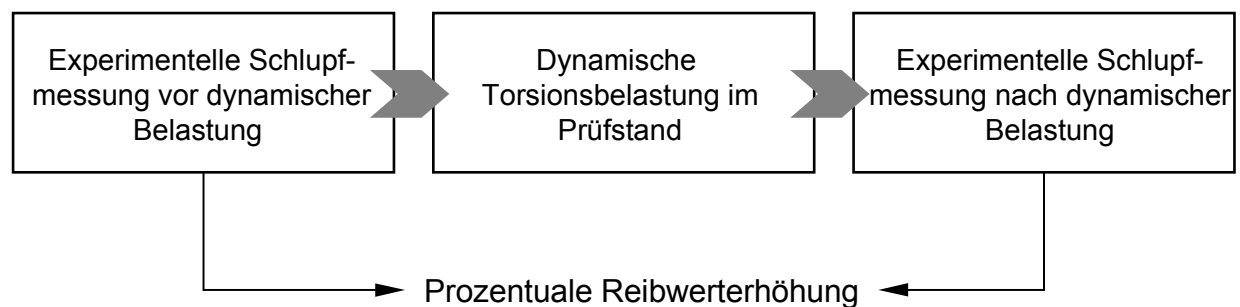


Bild 9.14: Ermittlung der prozentualen Reibwerterhöhung

Deutlich ist die Erhöhung der Reibwerte mit Zunahme der Belastung erkennbar, wobei diese Erhöhung noch von den individuellen Übermaßwerten der aufgelisteten PV abhängig ist. Somit sollen die Verläufe nur einen tendenziellen Überblick über die Veränderung der Reibcharakteristik geben.

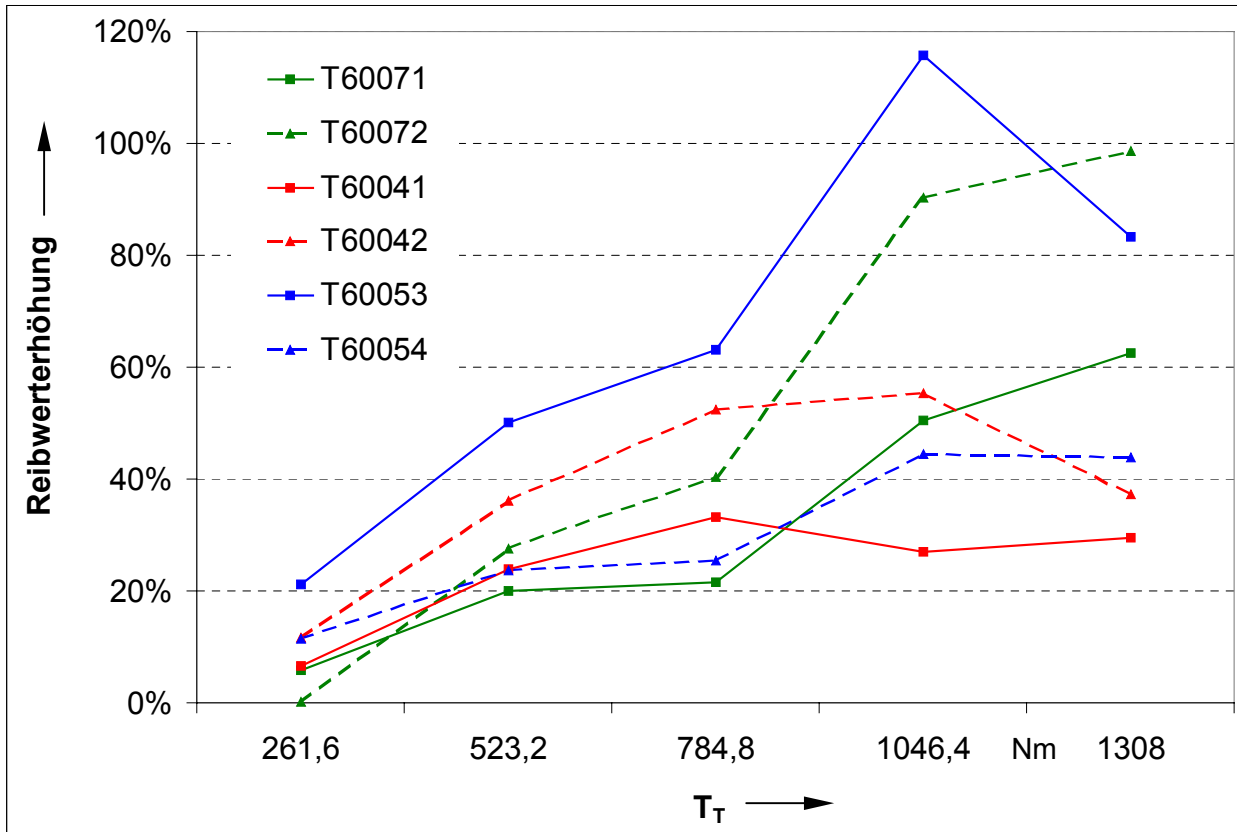


Bild 9.15: Prozentuale Reibwerterhöhung in Abhängigkeit von der Belastung

Die integralen Reibwerte der untersuchten konventionellen PV sind in Bild 9.16 dargestellt und wurden durch Verdrehversuche ermittelt. Deutlich sind die verringerten Werte gegenüber den lokal ermittelten erkennbar. Der Mittelwert dieser integralen Werte liegt bei 0,35 und somit deutlich unter den lokalen Reibwerten. Diese integralen Werte würden bei höherer Belastung und bei geringeren Rautiefen der Proben wahrscheinlich höher liegen.

Mit diesen Ergebnissen ist der im Schlupfbereich höher liegende Reibwert aus Bild 8.52 nachgewiesen.

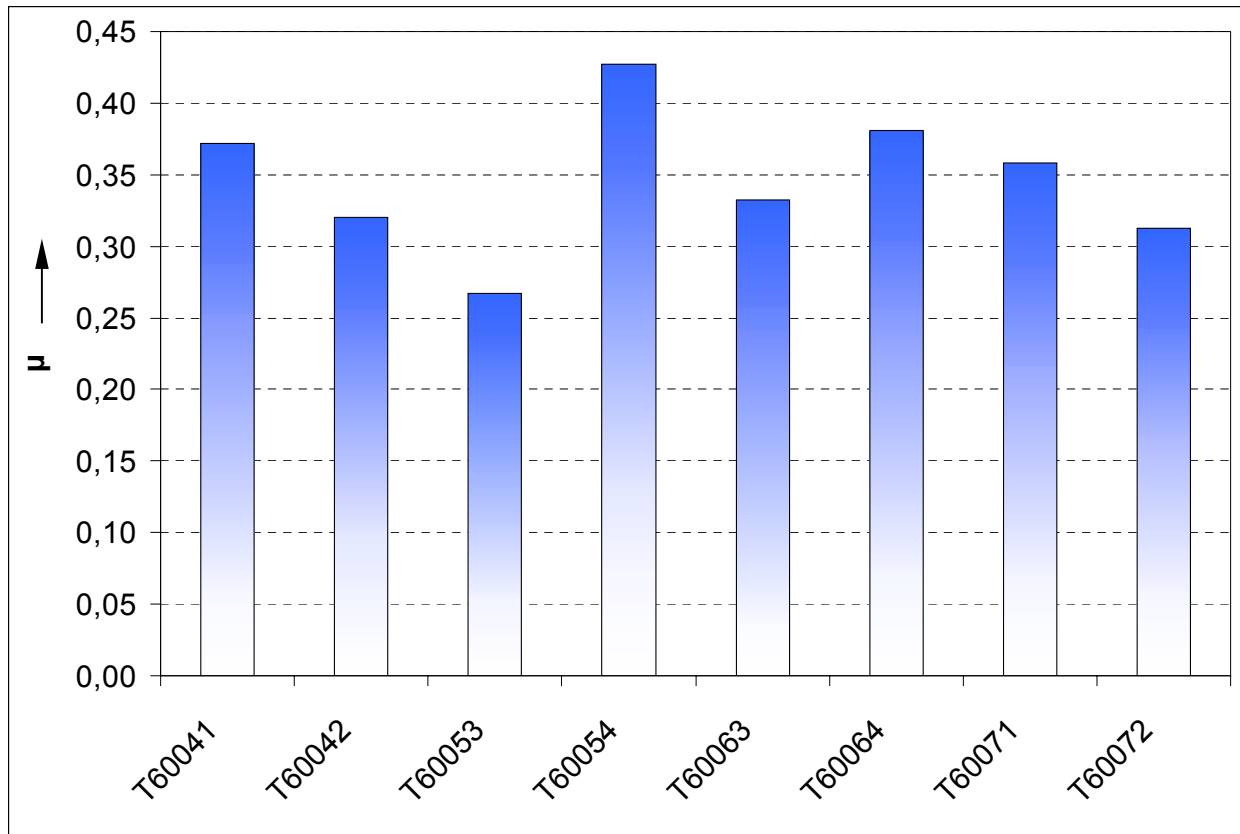


Bild 9.16: Ermittelte integrale Reibwerte nach dynamischer Belastung für konventionelle PV

9.1.2.2 Untersuchungen am optimierten Pressverband

Vergleichend zu den konventionellen PV sind die aufgenommenen Hysteresekurven einer spannungsoptimierten PV nach der dynamischen Belastung in Bild 9.17 gezeigt. Eine Ungleichförmigkeit im Verlauf der Hysteresekurven nach dem gelaufenen Zustand bei 60 % Belastung ist bei diesen optimierten PV nicht so stark ausgeprägt. Dies liegt daran, dass die fehlende Spannungsspitze die spezifische Reibenergie deutlich reduziert und somit eine Reduzierung der Tribokorrosion zu erwarten ist.

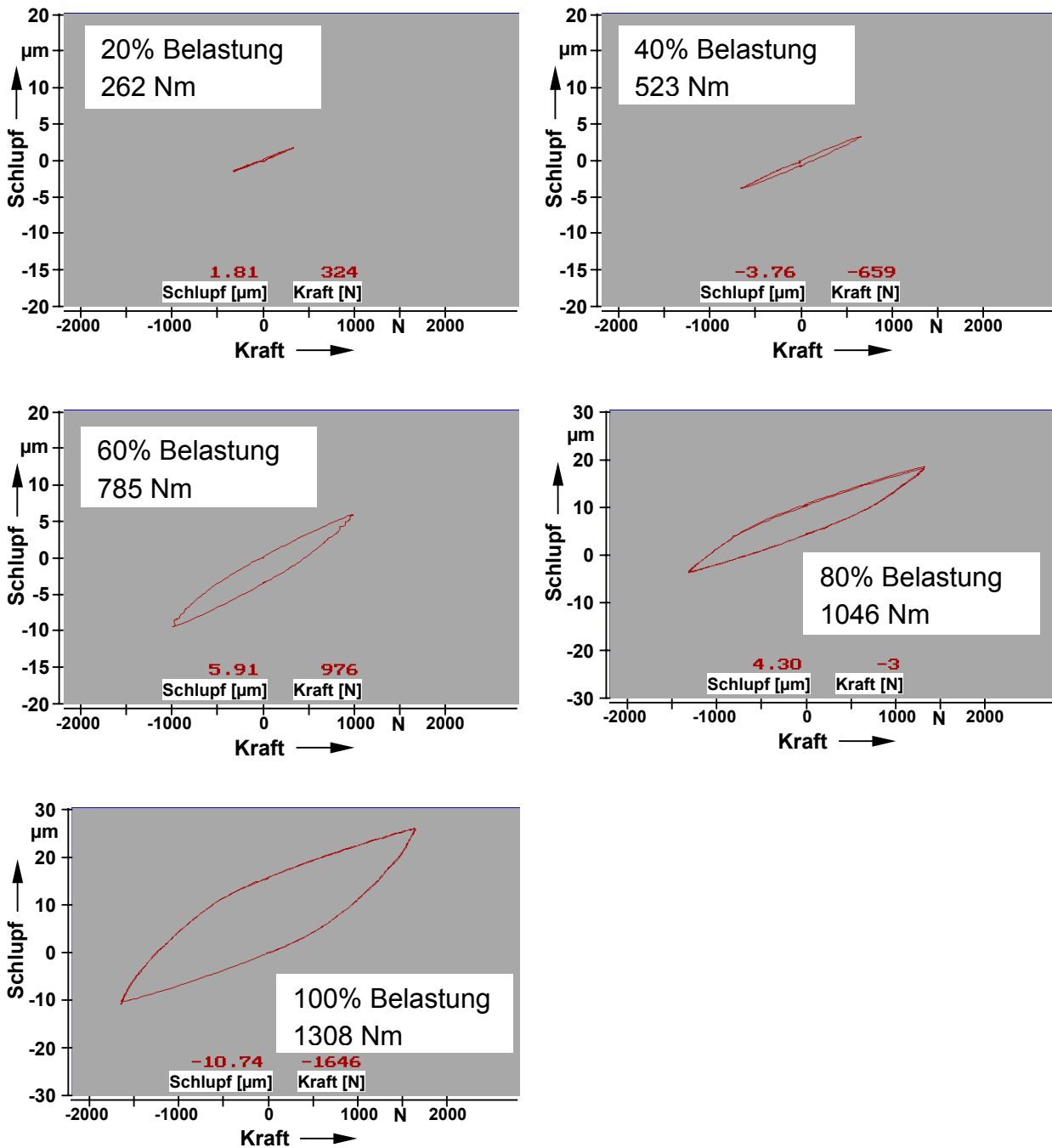


Bild 9.17: Hysteresekurven für optimierte PV nach dynamischer Beanspruchung bei 20 %, 40 %, 60 %, 80 % und 100 % Belastung bezogen auf des Rutschmoment für $\mu = 0,2$ bei jungfräulicher PV T60087

Einen Vergleich der Schlupfverhältnisse vor und nach der dynamischen Belastung zeigen die in Bild 9.18 dargestellten Schlupfkurven. Auch bei den optimierten PV ist eine deutliche Absenkung der Schlupfamplitude vom jungfräulichen zum gelaufenen Zustand an der Nabenkante erkennbar. Somit kann auch bei diesen spannungsoptimierten PV von einer deutlichen Vergrößerung der Reibzahlen ausgegangen werden. Die gestri

chelt eingezeichneten Linien bezeichnen die analytisch berechneten Kurvenverläufe mit den lokal angepassten Reibzahlen.

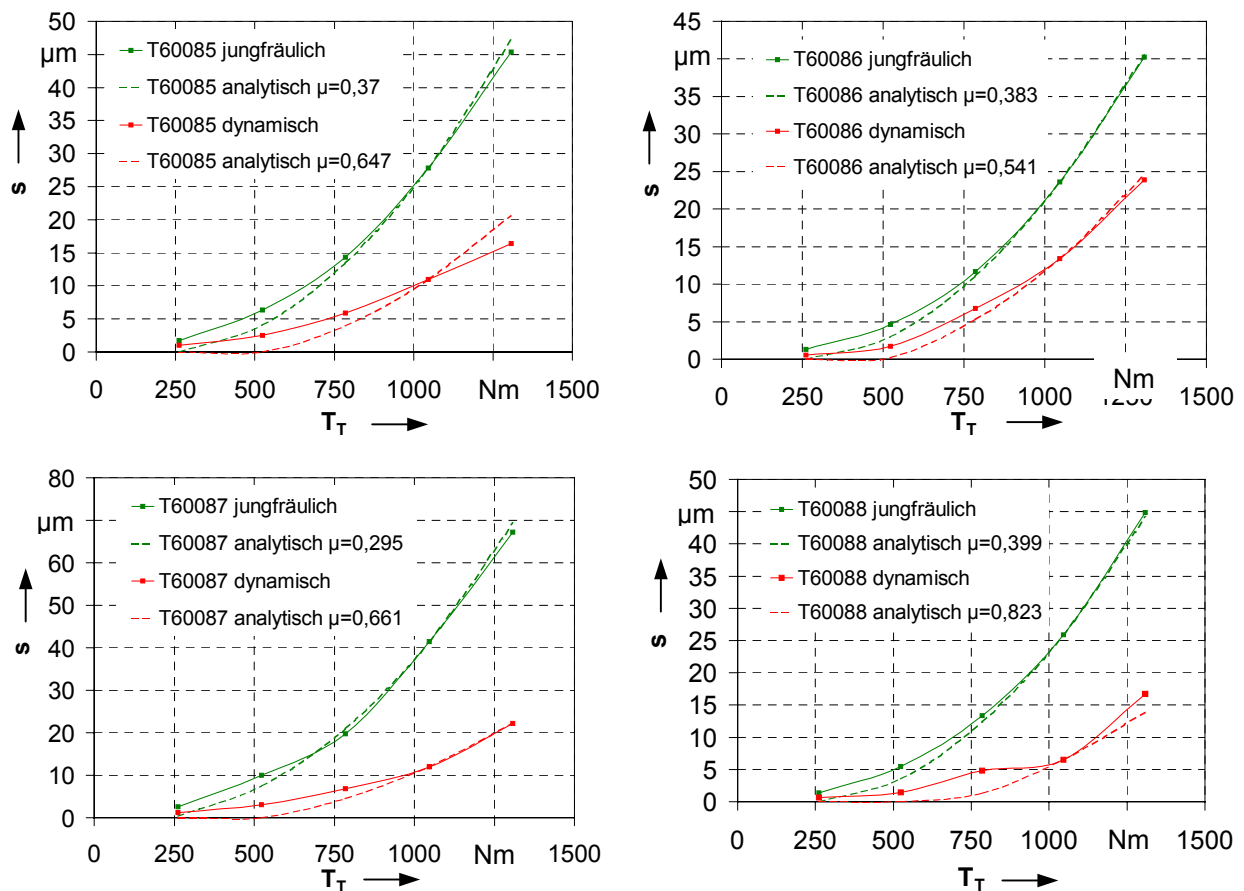


Bild 9.18: Schlupf an der Nabenkante von spannungsoptimierten PV vergleichend vor und nach dynamischer Belastung mit experimentell ermitteltem und analytisch angepasstem Reibwert

Die ermittelten lokalen Reibzahlen sind vergleichend vor und nach der dynamischen Belastung in Bild 9.19 aufgetragen. Einen deutlichen Anstieg der Reibwerte von 0,3 bis 0,35 bei jungfräulichen PV auf bis zu 0,8 repräsentiert denselben Effekt wie die bereits bei den konventionellen PV ermittelte Zunahme der Reibzahlen. Somit kann nach diesen Ergebnissen eine Auslegung von spannungsoptimierten PV auch mit deutlich höheren Reibzahlen vorgenommen werden.

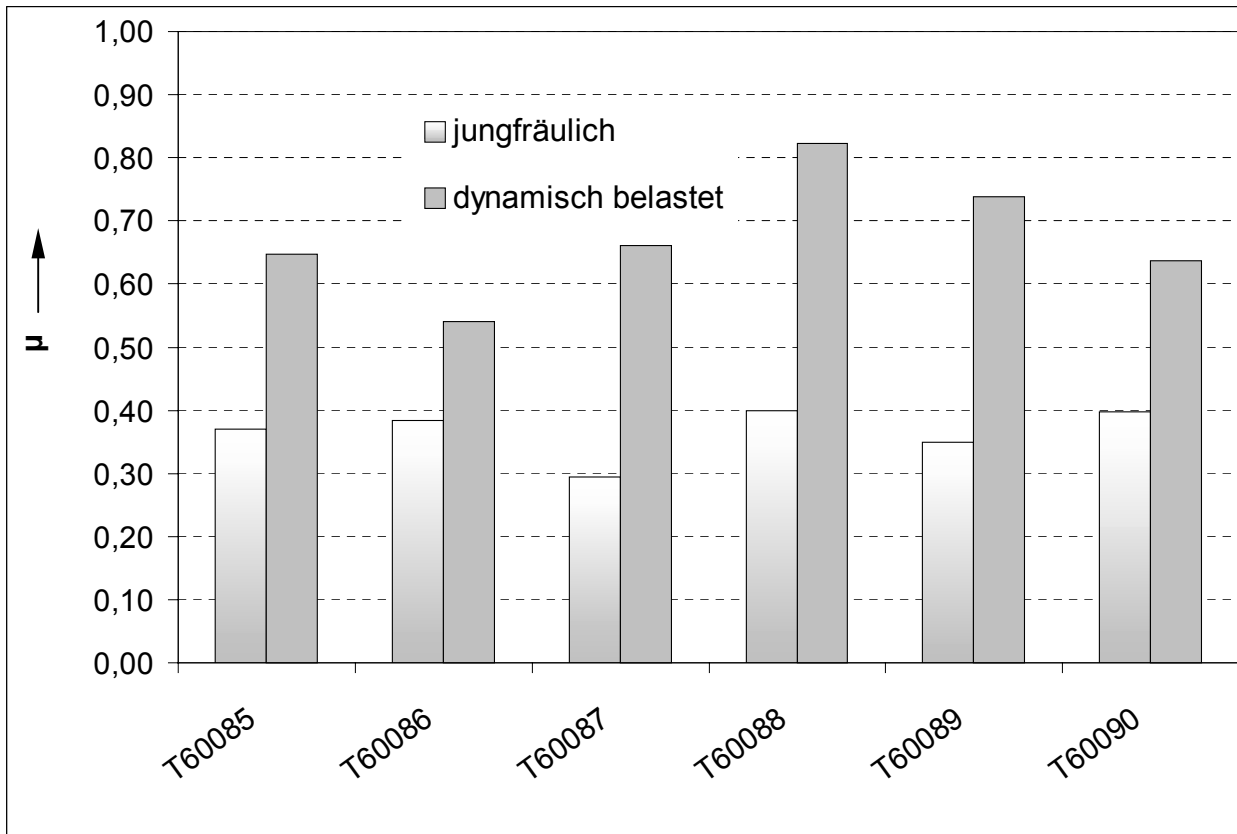


Bild 9.19: Ermittelte lokale Reibwerte an der Nabenkante vor und nach der dynamischen Belastung für spannungsoptimierte PV

Die integral ermittelten Reibwerte dieser spannungsoptimierten PV sind in Bild 9.20 aufgetragen. Auch diese Werte befinden sich unterhalb des Niveaus der lokalen Reibwerte und bestätigen bei den untersuchten spannungsoptimierten PV den qualitativen Verlauf (Bild 8.52) der Reibcharakteristik.

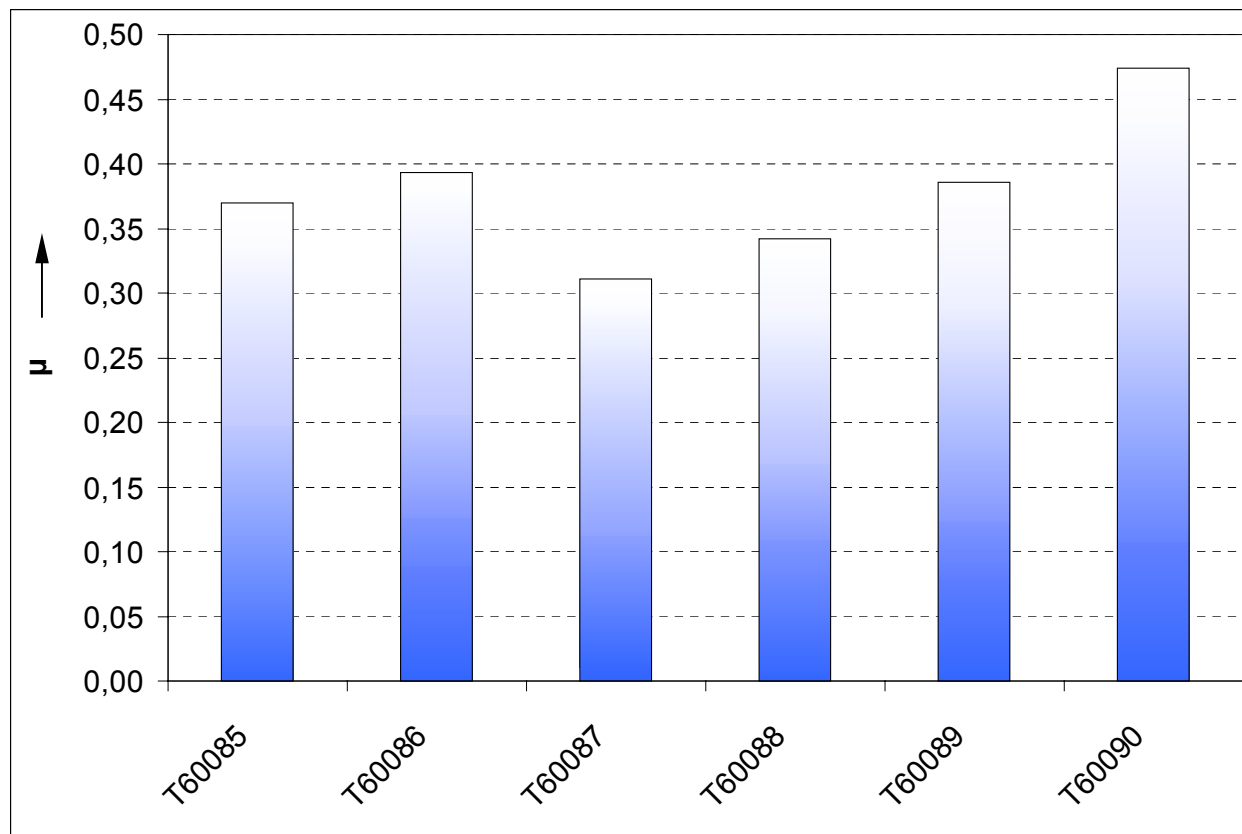


Bild 9.20: Ermittelte integrale Reibwerte nach dynamischer Belastung für spannungsoptimierte PV

9.2 Mikroskopische Untersuchungen der Proben

Die mikroskopischen Untersuchungen wurden mit dem Mikroskop MZ 125 der Firma Leica durchgeführt. Mit Hilfe eines speziellen Adapters ist eine Digitalvideokamera direkt am Mikroskop angebracht, die die gewünschten Aufnahmen direkt an einen Bildschirm weiterleitet. Auf einem Aufnahmetisch wurden die Proben für eine genaue Positionierung und Verschiebung während dieser Aufnahmen befestigt. Diese Aufnahme erlaubt eine detaillierte Auswertung der Schlupftiefe und ist somit unabhängig von der eingestellten Vergrößerung des Mikroskops und der Digitalvideokamera. Der Aufbau für die mikroskopische Untersuchung ist in Bild 9.21 dargestellt.

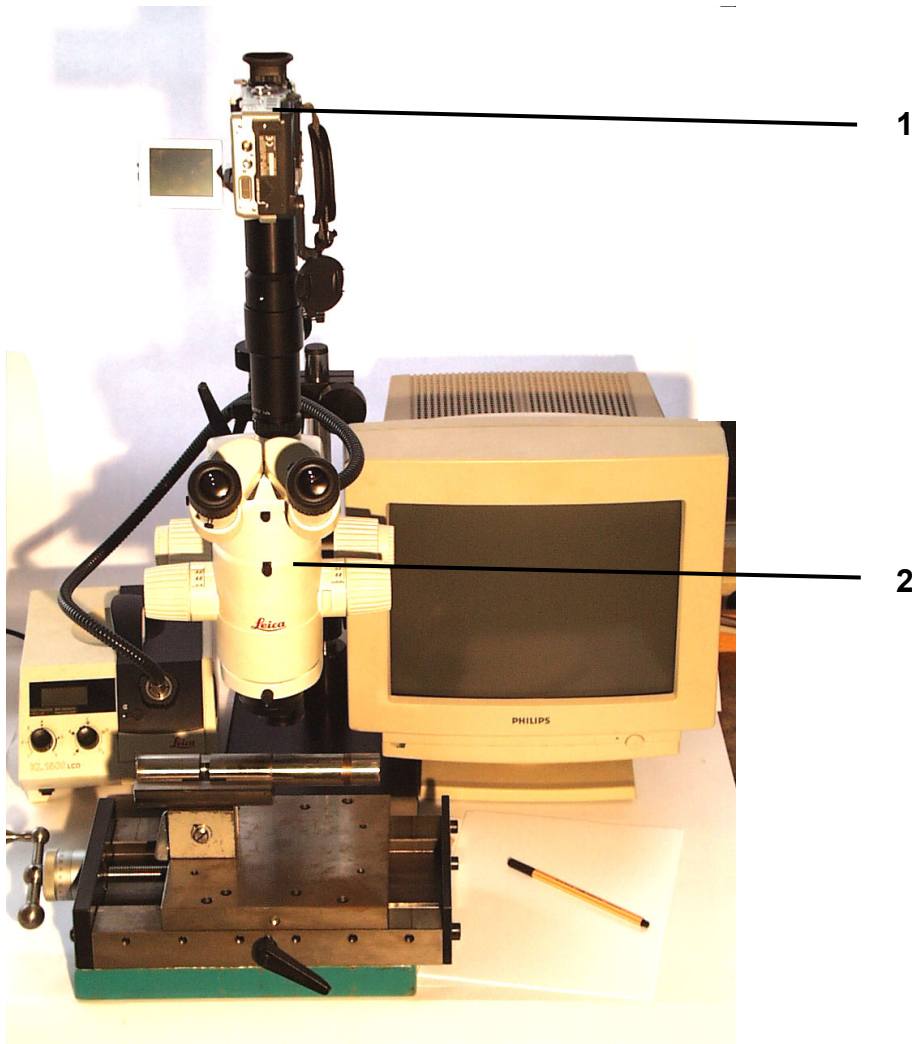


Bild 9.21: Gesamtaufbau für die mikroskopische Untersuchung; 1) *Digitalvideokamera*, 2) *Mikroskop*

Die Schädigung auf der Fugenfläche wird in drei Schädigungszonen unterteilt:

- **Primärer Schlupf:** In diesem Bereich sind die Drehriefen von der Herstellung komplett zerstört, und dies ist der am stärksten geschädigte Bereich. Zu erkennen sind kleine Krater, die mit dem Auge dunkel ohne metallischen Glanz erkennbar sind und eindeutig durch das "Bluten" der Verbindung hervorgerufen werden. Der primäre Bereich tritt direkt hinter der Nabenkante auf.
- **Sekundärer Schlupf:** Dieser Bereich ist so gekennzeichnet wegen der "unterbrochenen" Schädigung, die innerhalb dieser Zone unterschiedlich stark auftritt. In Angrenzung zum primären Be

reich ist noch starke Schädigung vorhanden, die jedoch innerhalb dieses Gebietes unterbrochen auftritt. Im hinteren Bereich treten nur noch einzelne Reibrostinseln auf.

- **Tertiärer Schlupf:** Im tertiären Bereich ist kein oder nur sehr wenig Reibrost vorhanden. Es sind nur noch leichte Verfärbungen gegenüber einer schlupffreien Zone erkennbar.

Der Übergang vom primären zum sekundären Schädigungsbereich ist in Bild 9.22 gezeigt. Die verschiedenen Schädigungszonen sind deutlich voneinander abgrenzbar.

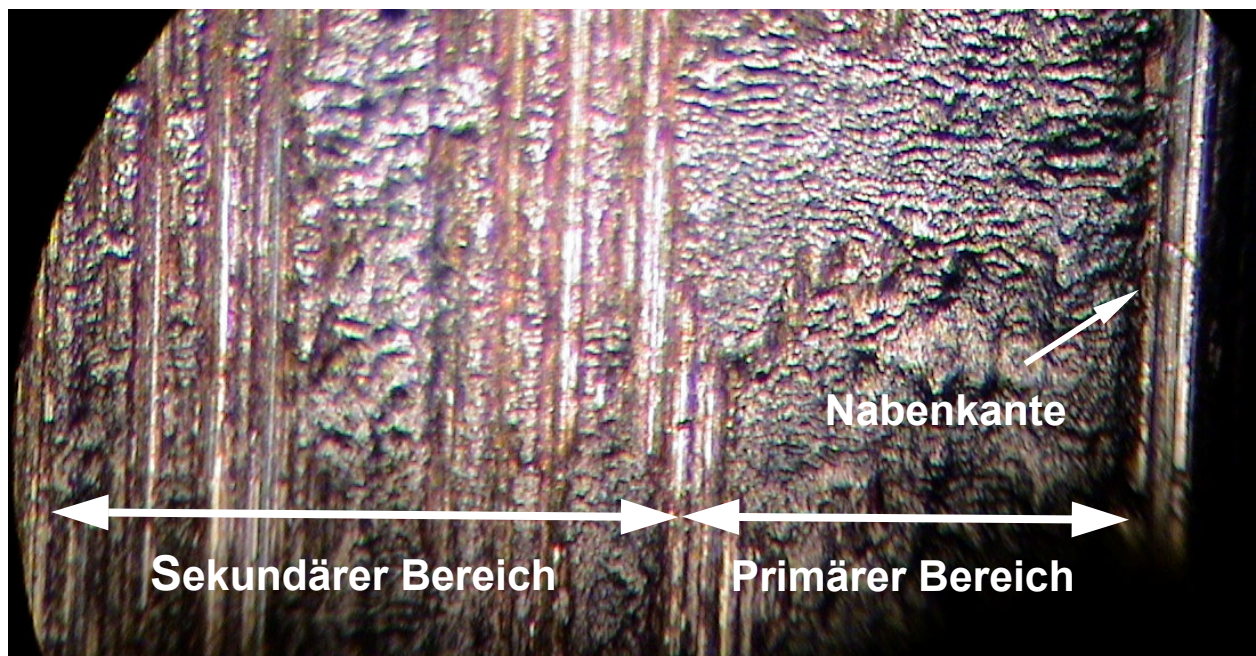


Bild 9.22: Übergang vom primären in den sekundären Schädigungsbereich

In Bild 9.23, Bild 9.24 und Bild 9.25 sind die einzelnen Bereiche der Schädigung für die PV 60055 dargestellt. Dieses Erscheinungsbild ähnelt stark allen untersuchten Proben und wird daher nur exemplarisch an dieser Probe gezeigt.

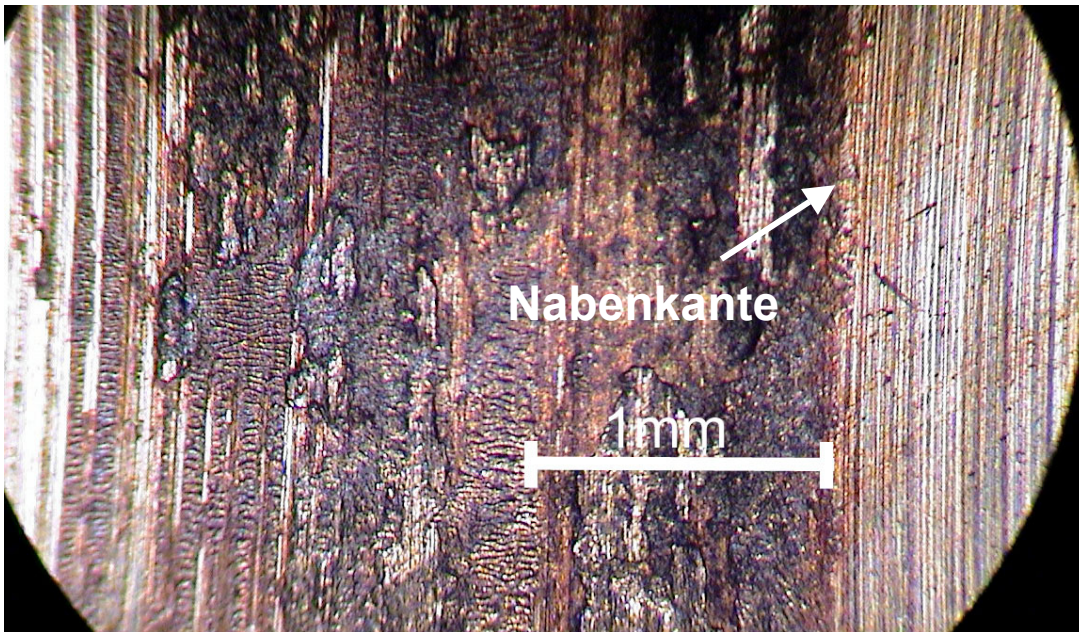


Bild 9.23: Primärer Schädigungsbereich am Kontaktflächenbeginn an der Wellenoberfläche

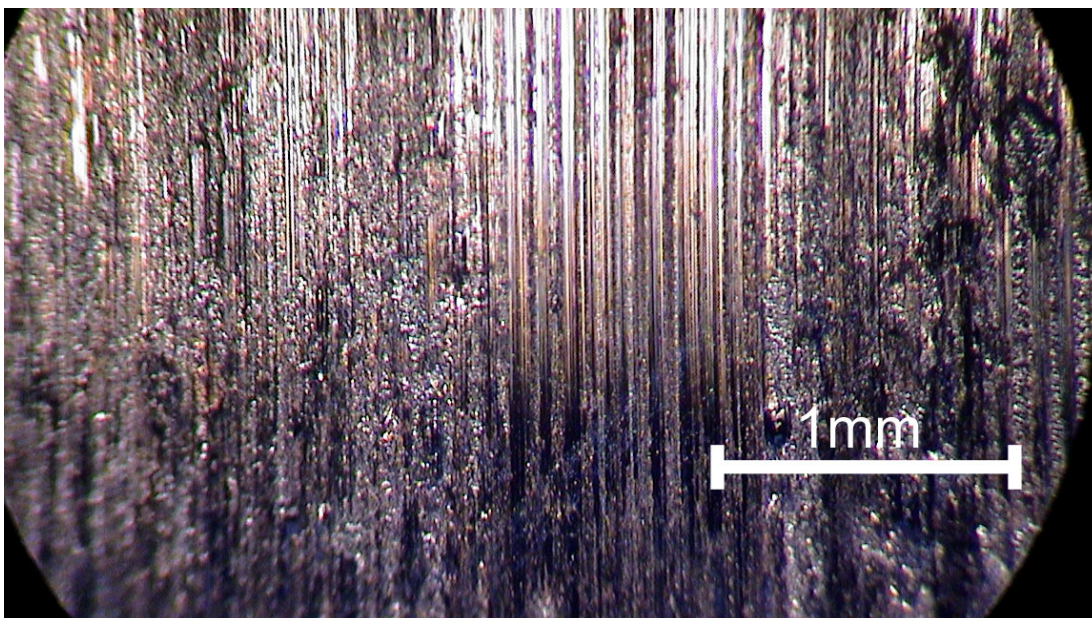


Bild 9.24: Sekundärer Schädigungsbereich an der Wellenoberfläche

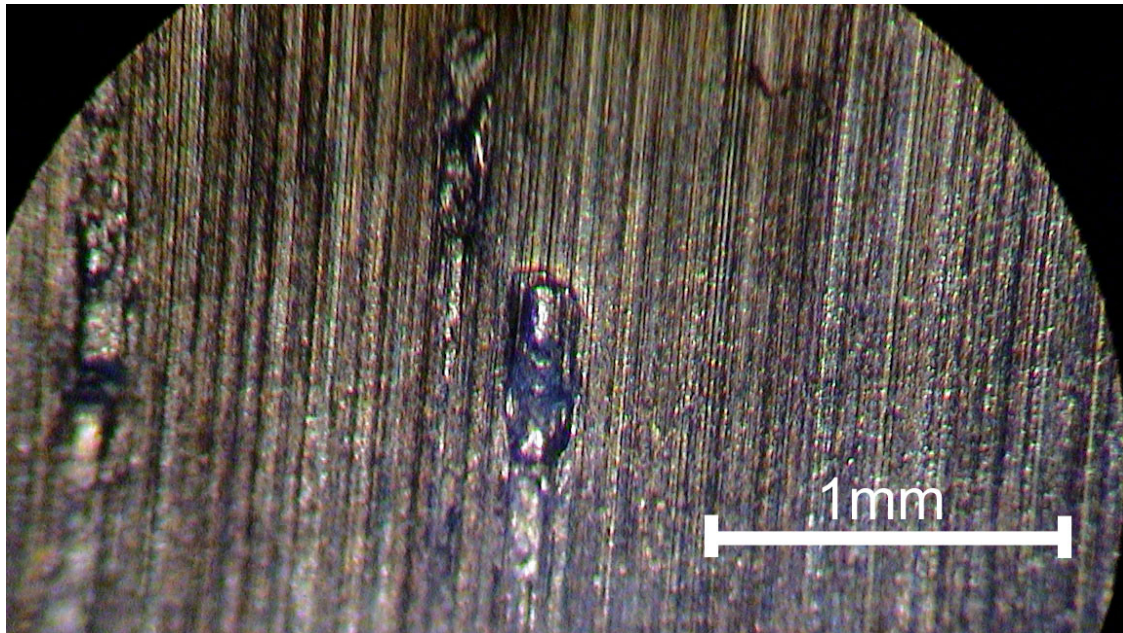


Bild 9.25: Tertiärer Schädigungsbereich an der Wellenoberfläche

Aus den ausgewerteten mikroskopischen Untersuchungen ist zu schließen, dass der primäre Schädigungsbereich die Schlupfzone und daher die Schlupftiefe nach der Reibwerterhöhung darstellt. Die sekundären und tertiären Bereiche sind die Schlupftiefen während der ersten Lastwechsel (ca.150000) vor der abgeschlossenen Reibwerterhöhung. Damit ist in den aufgenommenen Bildern die Reibwerterhöhung und die Verringerung der Schlupftiefe erkennbar.

Die ausgewerteten Schädigungslängen der untersuchten Proben sind in Bild 9.27 aufgetragen. Es ist hierbei zu beachten, dass die jeweiligen Enden der Bereiche von der Nabenkante gemessen wurden (Bild 9.26) und somit der Wert für den tertiären Bereich auch die Längen des sekundären enthält, welcher wiederum den primären Bereich beinhaltet.

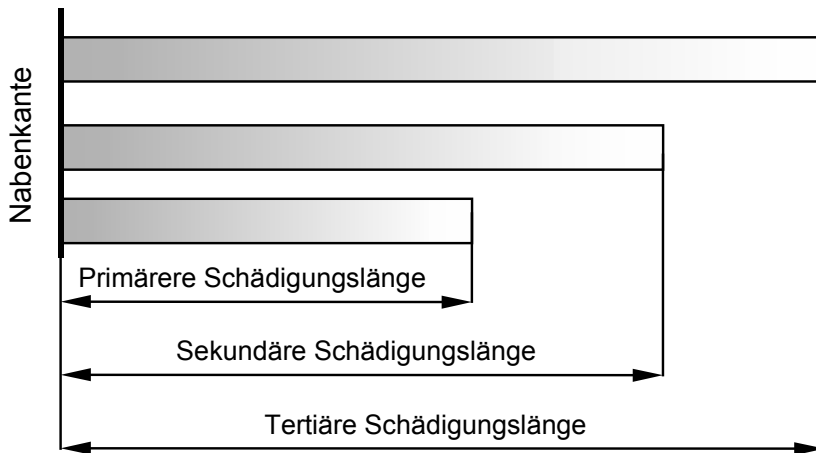


Bild 9.26: Gemessene Schädigungslängen der einzelnen Schädigungsbereiche

Die spannungsoptimierten Proben (T60085 bis T60089) zeigen größere primäre Schädigungsbereiche auf, was bereits bei der numerischen Untersuchung festgestellt wurde. Damit kann auf einen höheren Schlupf dieser PV geschlossen werden.

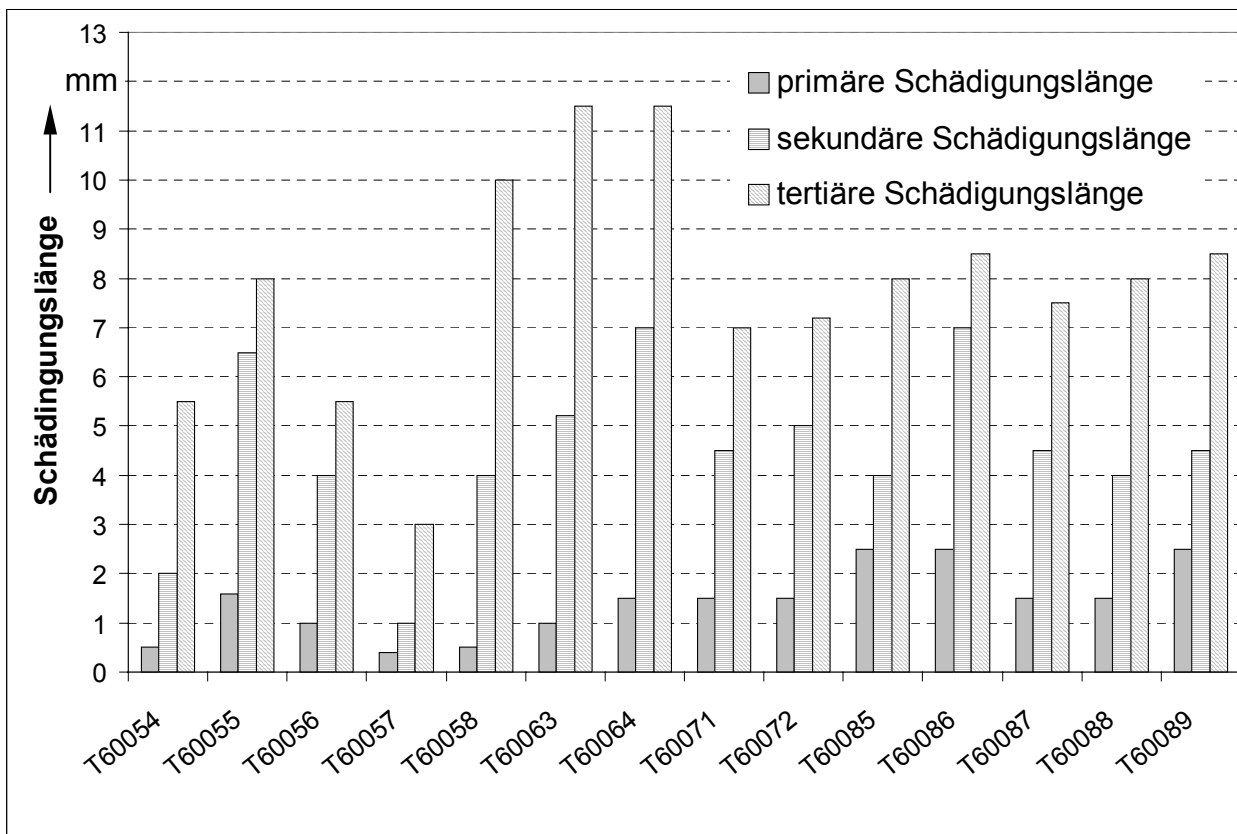


Bild 9.27: Schädigungslängen der ausgewerteten Schädigungsstufen von der Nabenkante aus gemessen

Eine Erhöhung der Dauerfestigkeit bzw. eine Verringerung der Reibdauerbeanspruchung konnte bei den experimentell untersuchten spannungsoptimierten Proben noch nicht nachgewiesen werden. Dafür wäre eine Vielzahl gleichartiger Proben notwendig, was in weiteren Forschungsarbeiten am Institut durchgeführt werden soll. Mit diesen gleichartigen Proben wäre eine detaillierte mikroskopische Auswertung der Fugenoberfläche möglich, um bei gleichartigen Proben die Oberflächenschädigung direkt miteinander vergleichen zu können. Durch die unterschiedlichen Übermaße und die verschiedenartigen Oberflächenzustände ist ein direkter Vergleich derzeit schwer möglich und daher die Verringerung der Reibkorrosion nicht nachweisbar.

10 Interpretation der Ergebnisse

Die numerischen Ergebnisse zeigen infolge der Spannungshomogenisierung eine Reduzierung der spezifischen Reibenergien bei allen berechneten Pressverbindungen. Ein Nachweis für eine Reduzierung der Reibdauerbeanspruchung im Nabenkantenbereich ist die Verringerung der spezifischen Reibenergien auf ca. 25 %. Besonders bei Vorhandensein einer Wellenschulter, die oft industriell verwendet wird, ist diese Art der Optimierung empfehlenswert. Die Ausführung der Freistichform F am Durchmesserübergang der Welle zeigt eine größere Reduzierung der spezifischen Reibenergien als diejenige der Freistichform E. Eine noch größere Reduzierung der spezifischen Reibenergie findet bei der Ausführung einer Fase am Durchmesserübergang der Wellenschulter statt.

Bei einer Optimierung mittels einer Radien-Fasen-Korrektur spielt für die Reduzierung der spezifischen Reibenergie das an den idealen Verlauf der Spannungshomogenisierung angenäherte Übermaß an der Nabenkante eine wesentlich wichtigere Rolle als der weitere axiale Verlauf. Somit kann auch die Korrektur mittels einer Fase und einem anschließenden Radius zu einer Reduzierung der spezifischen Reibenergie beitragen.

Bei der experimentellen Schlupfmessung und der nachfolgenden Auswertung der (lokalen) Reibwerte konnte festgestellt werden, dass die Reibwerte deutlich über einem Niveau von 0,2 liegen, welches häufig für die Auslegung von Pressverbindungen verwendet wird. Die ermittelten lokalen Reibwerte nach Belastung liegen über 0,4, nehmen Höchstwerte von 0,95 an und sind bei den konventionellen und spannungsoptimierten Pressverbindungen festgestellt worden. Diese hohen Reibwerte sind auf lokale Verschweißungen in der Fugenfläche zurückzuführen. Es zeigt sich auch, dass mit Zunahme der Belastung die Reibwerterhöhung steigt. Vorbehaltlich einer experimentellen Überprüfung mit einer entsprechend großen Anzahl an Proben ist nach diesen Ergebnissen davon auszugehen, dass für die Berechnung der jeweils vorhandenen Schlupfwegamplituden ein Reibwert von 0,5 zugrunde gelegt werden kann.

Im praktischen Einsatz von Pressverbindungen wirken sich weitere Einflussfaktoren aus, die in diesen Untersuchungen nicht berücksichtigt worden sind, z.B. die Veränderungen der Reibverhältnisse bei der dynamischen Belastung sowie der zusätzliche Einfluss der Betriebstemperatur. Weiterhin spielt der Partikeltransport hier, im Gegensatz

zu den nicht spannungshomogenisierten PV, eine grundsätzlich andere Rolle, da infolge des Fehlens der „Einschnürung“ an der Nabenkante die Partikel problemloser aus der Fuge transportiert werden können.

Da dieses Prinzip der Spannungsoptimierung infolge von Radien bereits seit mehreren Jahren erfolgreich im industriellen Betrieb im Einsatz ist, dürften die numerischen Ergebnisse bestätigt werden. Die hier dargestellten Ergebnisse decken den gesamten Bereich der theoretischen Voruntersuchungen torsionsbelasteter spannungshomogenisierter Pressverbindungen ab.

Falls diese ermittelten Ergebnisse in den weiteren Untersuchungen bestätigt werden, so kann eine eindeutige Handlungsempfehlung für eine topografische Veränderung torsionsbelasteter Pressverbindungen im Hinblick auf eine Spannungshomogenisierung ausgesprochen werden. Mit dieser Maßnahme kann die Gefahr der Schädigung durch Reibdauerbeanspruchung bei Pressverbindungen reduziert werden. Besonders bei Vorhandensein einer Wellenschulter ist eine Spannungshomogenisierung empfehlenswert.

.

11 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit werden Ergebnisse von numerischen Untersuchungen vorgestellt, die mit topografischer Veränderung der Fugenfläche bei zylindrischen Pressverbindungen eine Spannungsoptimierung bewirken. Durch diese Spannungsoptimierung wird das Auftreten der Spannungsspitzen reduziert und die spezifische Reibenergie, die ein Maß für die Reibdauerbeanspruchung ist, an der Nabenkante deutlich verringert.

Ziel dieses Forschungsschwerpunktes war der Aufbau einer ganzheitlichen Untersuchungsmethodik von Welle-Nabe-Verbindungen unter Torsionsbelastung, die den direkten Vergleich von numerischen und experimentellen Ergebnissen ermöglicht. Für die experimentellen dynamischen Versuche wurde ein neuartiges Prüfstandskonzept mit dazugehöriger Probenform entwickelt, das ein gleichzeitiges Belasten zweier stehender Welle-Nabe-Verbindungen ermöglicht. Bei diesem Prüfstandskonzept können alle denkbaren Belastungsfälle für Torsion untersucht werden. Zusätzlich ist eine gleichzeitige Überlagerung einer umlaufenden Biegung möglich. Für weitere experimentelle Untersuchungen wurde eine Vorrichtung aufgebaut, mit deren Hilfe der integrale Reibwert in Umfangsrichtung ermittelt werden kann. Ein neuartiges Konzept zur Messung der Relativbewegung an der Nabenkante wurde entwickelt, um die veränderte Reibcharakteristik vor und nach der dynamischen Belastung an der Nabenkante nachzuweisen.

Die numerischen Ergebnisse der spannungsoptimierten Pressverbindungen zeigen, dass eine Zunahme des Schlupfes an der Nabenkante stattfindet und die verringerte Pressung an dieser Stelle zu einer deutlichen Reduzierung der spezifischen Reibenergie bei allen untersuchten Pressverbindungen führt. Das Ergebnis bei der Ausführung einer glatter Welle ist die Reduzierung der spezifischen Reibenergie um einen Faktor von über zwei und bei abgesetzter Welle von über vier. Spezielle Übergänge zwischen den Wellenabsätzen an der Nabenkante wurden mit verschiedenen Freistichformen untersucht und auch dabei wurde eine deutliche Verringerung der Reibenergie festgestellt.

Für die analytische Berechnung des Schlupfes für spannungshomogenisierte Pressverbindungen wurden, aufbauend auf den analytischen Formeln nach Leidich /LEIDICH83/, Korrekturkurven ermittelt, mit denen der Schlupf berechnet werden kann. Weiterhin

werden Korrekturkurven angegeben, für die der Schlupf in Abhängigkeit von der Geometrie der Wellenschulter analytisch berechnet werden kann.

Zur Anpassung des optimalen Übermaßverlaufes wurde eine Annäherung mittels einer Radian-Fasen-Korrektur vorgenommen. Es zeigt sich, dass zur Reduzierung der spezifischen Reibenergie das Übermaßniveau direkt an der Nabenkante relevant ist und der darauffolgende Verlauf des Übermaßes nur von untergeordneter Bedeutung ist. Somit ist eine Reduzierung der Reibdauerbeanspruchung mittels eines an das spannungshomogenisierte Übermaß an der Nabenkante angenäherten Fasenniveaus realisierbar.

Erstmalig wurde numerisch der lokale Reibwert an den schlupfbehafteten Gleitzonen innerhalb der Fugenfläche schrittweise erhöht, um die Veränderung der realen Reibverhältnisse abzubilden. Vergleichend mit den integral eingesetzten Reibwerten bewirkt die Anpassung des lokalen Reibwertes eine Schlupfzunahme von maximal 1 μm .

Mit der experimentellen Schlupfmessung konnte infolge des direkten Vergleichs vor und nach der dynamischen Belastung eine deutliche Reduzierung der Schlupfamplituden ermittelt werden. Mithilfe analytischer Gleichungen gelingt es, den dafür angepassten lokalen Reibwert für die konventionellen und die spannungsoptimierten Pressverbindung zu errechnen. Die jungfräulich lokalen Reibwerte von 0,3 bis 0,4 stiegen während der Belastung bei gemessenen Rautiefen von $R_z = 5 \mu\text{m}$ auf ein Niveau bis 0,7 an. Diese Reibwerterhöhung wird für geschliffene Proben wahrscheinlich noch höher ausfallen und somit auch direkte Reibverschweißungen an der Nabenkante mit sich bringen.

12 Ausblick

Die Reduzierung der spezifischen Reibenergie konnte mithilfe der Finiten-Element-Berechnung bei spannungshomogenisierten Pressverbindungen auf ca. 25 % nachgewiesen werden, welche als Maß für die Reibdauerbeanspruchung gilt.

In den experimentellen Versuchen wurde der Schwerpunkt auf die veränderten Reibverhältnisse mithilfe der experimentellen Schlupfmessung vor und nach der dynamischen Belastung gelegt, wobei die Lastspielzahl auf vier Millionen begrenzt war.

Für die Ermittlung von Wöhlerlinien bzw. das Aufstellen von Dauerfestigkeitsschaubildern sollten geeignete Proben in großem Umfang experimentell untersucht werden, um die Reduzierung der spezifischen Reibenergie und somit der Reibdauerbeanspruchung experimentell nachzuweisen. Alle entwickelten Prüfstände sind auf Probendurchmesser $D_F = 80$ mm ausgelegt, so dass auch größere Fugendurchmesser untersucht werden könnten. Die Messvorrichtung für die Ermittlung des Schlupfes kann, ohne am Messprinzip etwas zu verändern, beliebig auf größere Durchmesser erweitert werden, um die experimentellen und numerischen Ergebnisse direkt zu vergleichen.

Weitere Einflussfaktoren wie z.B. Umgebungsbedingungen können mit minimalem Aufwand zusätzlich untersucht werden, da die Proben leicht zugänglich in einer abgeschlossenen Einheit eingebaut sind, die für eine Veränderung der Umgebungsbedingungen geeignet sind. Somit könnte beispielsweise eine im Ölbad eingesetzte Pressverbindung experimentell untersucht werden.

Mit der Spannungshomogenisierung erweitert sich deutlich die Einsatzmöglichkeiten von neuartigen Nabenwerkstoffen. So wäre das Fügen von spröden Werkstoffen realisierbar, um in naher Zukunft auch Werkstoffe wie z.B. Keramik für Naben von Pressverbindungen vermehrt einzusetzen.

Wie die Ergebnisse dieser Untersuchung aufzeigen, können lokale Reibwerte von 0,5 bis 0,6 innerhalb der Schlupfzonen für die Berechnung des Schlupfweges angenommen werden. Daher dürften auch die Schlupfgrenzwerte für die untersuchten Proben zu hoch angesetzt sein, da diese Berechnungen mit zu niedrigeren (lokalen) Reibwerten ermittelt wurden.

Mit dieser Arbeit ist ein Grundstein für weiteren Forschungsbedarf auf dem Gebiet von spannungshomogenisierten Pressverbindungen gelegt. Die weiterführenden aufbauenden Untersuchungen werden zur betriebssicheren Auslegung von Pressverbindungen noch viele neuartige Erkenntnisse liefern.

Literatur

- /ADAM81/** Adam, P.; Broszeit, E.; Kloos, K.H.:
Schwingungsverschleiß an Turbinenwerkstoffen.
Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York Tribologie 1981.
- /BÄR95/** Bär, C.:
Längspress-Kleb-Verbindungen unter statischer und
wechselnder Torsion - Einfluss ausgewählter
Fertigungsbedingungen.
Dudenverlag 1995.
- /BARTEL63/** Bartel, A.:
Passungsrost bzw. Reiboxydation - besondere
Verschleißprobleme.
Der Maschinenschaden 36 (1963), Heft 7/8, S. 105 - 119.
- /BERG90/** Berg, M.:
Zum Festigkeitsverhalten schrumpfgeklebter
Welle-Nabe-Verbindungen unter Torsionsbelastungen.
Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit LBF (1990) FB-189.
- /BERG91/** Berg, M., Tersch, H.:
Festigkeit schrumpfgeklebter Welle-Nabe-Verbindungen bei
kombinierter Umlaufbiege- und Torsionsbelastung.
Sonderdruck aus: Moderne Fertigungstechnologien zur
Lebensdauersteigerung
Internationales Jahrbuch der Tribologie,
Wilfried J. Bartz, 1. Ausgabe/Edition 1982,
Expertverlag (1991), S. 155 - 167.
- /BROSZEIT77/** Broszeit, E.; Heß, F.J.; Kloos, K.H.:
Werkstoffanstrengung bei oszillierender Gleitbewegung.
Werkstofftechnik 8 (1977), S. 425 - 432.
- /BROSZEIT85/** Broszeit, E.; Kloos, K.H.; Schweighöfer, B.O.:
Schwingungsverschleißprüfung im Reibkufenversuch -
zweidimensionale Spannungsanalyse und Reibwegamplituden
Werkstofftechnik 16 (1985), S. 187 - 193.
- /BROSZEIT87/** Broszeit, E.; Kloos, K.H.; Roth, Th.; Schweighöfer, B.O.:
Untersuchungen zur Eignung von ionenplattierten
metallischen Schutzschichten auf Ti-6Al-4V bei
Schwingungsverschleißbeanspruchung.
Werkstofftechnik 18 (1987), S. 67 - 73.

-
- /CZICHOS92/** Czichos, H.; Habig, K.H.:
Tribologie - Handbuch: Reibung und Verschleiß;
Systemanalyse, Prüftechnik, Werkstoffe und
Konstruktionselemente.
Vieweg, Wiesbaden 1992.
- /DIN509_98/** DIN 509:
Freistriche - Formen, Maße
Beuth Verlag GmbH, Berlin, Köln Juni 1998.
- /DIN7190_01/** DIN 7190:
Pressverbände.
Beuth Verlag GmbH, Berlin, Köln Oktober 2001.
- /DIN743_98/** DIN 743:
Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen.
Beuth Verlag GmbH, Berlin, Köln 1998.
- /DINISO8044_01/** DIN ISO 8044:
Korrosion der Metalle - Begriffe, Allgemeine Begriffe.
Beuth Verlag GmbH, Berlin, Köln. Hrsg. Deutsches Institut
für Normung 2001.
- /EDEN11/** Eden, E.M.; Rose, W.N.; Cunningham, F.L.:
Endurance of metals.
Proc. Inst. Mech. Eng 4 (1911), S. 839 - 974.
- /FERNLUND66/** Fernlund, I.:
Drehmomentübertragung in Pressverbindungen.
Konstruktion 18 (1966), Heft 12, S. 495 - 501.
- /FKM_FESTNACH02/** FKM:
Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile.
VDMA 2002.
- /FRIEDRICH00/** Friedrich C.:
Kontaktmechanik beschichteter Oberflächen am Beispiel
PVD-Hartstoffsichten.
Tribologie und Schmierungstechnik 47 (2000), Heft 3, S. 32 - 39.
- /FUNK68/** Funk, W.:
Der Einfluss der Reibkorrosion auf die Dauerhaltbarkeit
zusammengesetzter Maschinenelemente.
Dissertation TH Darmstadt 1968.
- /GALLE82/** Galle, G; Beitz, W.:
Tragfähigkeit von Querpressverbänden bei statischer und
dynamischer Belastung.
Konstruktion 34 (1982), Heft 11, S. 429 - 435.

-
- /GERBER91/** Gerber, H.W.:
Statisch überbestimmte Flanschverbindungen mit Reib- und
Formschlusselementen unter Torsions-, Biege- und
Querkraftbelastung.
Dissertation TU Berlin 1991.
- /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.
- /GROPP91/** Gropp, H.; Klose, D.; Cottin, D.; Scharrer, J.:
Eine neue Generation von Pressverbindungen zur
Übertragung hoher dynamischer Lasten.
Tagungsband zur 17. Vortragsveranstaltung des
DVM-Arbeitskreises Betriebsfestigkeit,
Schaffhausen/Schweiz (1991), Tagungsband S. 143 - 154.
- /GROPP97A/** Gropp, H.:
Das Übertragungsverhalten dynamisch belasteter
Pressverbindungen und die Entwicklung einer neuen Generation
Habilitationsschrift 1997, TU Chemnitz
- /GROPP99A/** Gropp, H.:
Neuartige Pressverbindungen für höchste Belastungen.
Antriebstechnik 38 (1999), Nr. 7, S.63 - 66
- /GRUNAU87/** Grunau, A.:
Mechanisches Verhalten klebgeschrumpfter und geklebter
Wellen-Naben-Verbindungen.
Dissertation Gesamthochschule Paderborn 1987.
- /GRUNAU88/** Grunau, A.; Berg, M.:
Schwingfestigkeit geklebter Wellen-Naben-Verbindungen.
Konstruktion 40 (1988), S.19 - 24.
- /GSCHWENDNER95/** Gschwendner, P; Dillenkofer, H; Langenbeck, K.:
Pressverbindungen mit optimiertem Wellenprofil.
Konstruktion 47 (1995), S. 339 - 343.
- /HAHN94/** Hahn, O; Schuht, U.:
Auslegung geklebter Welle-Nabe-Verbindungen mit
Unterstützung eines wissensbasierten Systems.
Konstruktion 46 (1994), S. 107 - 110.
- /HAHN95/** Hahn, O.; Hild, G.:
Grundlagen der Dimensionierung für schrumpfgeklebte
Welle-Nabe-Verbindungen.
Paderborn, Gesamthochschule, Forschungsbericht des
LWF (1995/VII).

- /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. 1981.
- /HATTORI88/** Hattori, T.; Nakamura, M.; Sakata, H.; Watanabe, T.:
Fretting Fatigue Analysis Using Fracture Mechanics.
JSME International Journal Vol. 13 No. 1 (1988), S. 100 -107.
- /HÄUSLER74/** Häusler, N.:
Zum Mechanismus der Biegemomentübertragung in
Schrumpfverbindungen.
Dissertation TU Darmstadt 1974.
- /HÄUSLER76/** Häusler, N.:
Zum Mechanismus der Biegemomentübertragung in
Schrumpfverbindungen.
Konstruktion 28 (1976), S.103 - 108.
- /HEIß49/** Heiß, A.:
Presspassungen mit Körnern in der Fuge.
Werkstofftech. u. Maschinenbau 39 (1949), Heft 11/12, S. 325 - 331.
- /HERTEL69/** Hertel A.:
Dauerfestigkeit der Konstruktionen.
Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York 1969.
- /JULIUS72/** Julius, A.:
Reibkorrosion; Zum Mechanismus des Reibdauerbruchs.
FKM-Forschungsheft 18 (1972).
- /KOLLMANN84/** Kollmann, F.:
Welle-Nabe-Verbindungen.
Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York 1983.
- /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.
- /KREITNER77/** Kreitner, L.:
Die Auswirkung von Reibkorrosion und von
Reibdauerbeanspruchung auf die Dauerhaltbarkeit
zusammengesetzter Maschinenteile.
Dissertation TU Darmstadt 1977.
- /KRICK94/** Krick, H.:
Geklebte und schrumpfgeklebte Welle-Nabe-Verbindungen
unter besonderer Berücksichtigung der Anwendung im
Maschinenbau.
Forschungsheft Forschungskuratorium Maschinenbau e. V.
Forschungs-Themenvorschlag Nr. T 261, Heft 203

-
- /KUNO89/** Kuno, W.; Waterhouse, R.B.; Nowell, D.; Hills, D.A.:
Initiation and Growth of Fretting Fatigue Cracks in the
Partial Slip Regime.
Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct. 12 (1989), S. 387 - 398.
- /KURZAWA93/** Kurzawa, T.:
Gestaltung und Berechnung von nichtschaltbaren
reibschlüssigen Flanschkupplungen.
Dissertation TU Berlin 1993.
- /LEIDICH01/** Leidich, E.; Smetana, T.; Lukschandel, J.; Haggenmüller:
Reibungserhöhende Oberflächenschichten für
Torsionsbelastungen.
Antriebstechnik 40 (2001) Nr. 10, S. 53 - 57.
- /LEIDICH83/** Leidich, E.:
Beanspruchung von Pressverbindungen im elastischen
Bereich und Auslegung gegen Dauerbruch.
FVA-Arbeitsblatt zum Forschungsvorhaben 62/1, August 1984.
- /LEIDICH87/** Leidich, E.:
Beanspruchung von Pressverbindungen im elastischen
Bereich und Auslegung gegen Dauerbruch.
Deutscher Verband für Materialprüfung e.V. (1987).
- /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-Berichte 1384 Düsseldorf: VDI-Verlag (1998).
- /LINDGREN73/** Lindgren, M.:
Drehmomentübertragung in Pressverbindungen.
Konstruktion 25 (1973), Heft 9, S. 338 - 341.
- /MAYER49/** Mayer, P.:
Erhöhung des Haftbeiwertes von Presspassungen durch
Körnerlagen in der Fuge.
Werkstofftech. u. Maschinenbau 39 (1949), Heft 11/12, S. 321 - 325.
- /MERTENS98/** Mertens, H; Paysan, G.:
Zur rechnerischen Lebensdauervorhersage für
reibkorrosionsgefährdete Maschinenelemente.
VDI-Berichte 1384 (1998), S. 159 - 174.
- /MICHLIK88/** Michligk, Th.:
Statisch überbestimmte Flanschverbindungen mit
gleichzeitigem Reib- und Formschluss.
Dissertation TU Berlin 1988.

- /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 TU Darmstadt 1961
- /MUSCHARD83/** Muschard, W.-D.:
Festigkeitsverhalten und Gestaltung geklebter und
schrumpfgeklebter Wellen-Naben-Verbindungen.
Dissertation Gesamthochschule Paderborn 1983.
- /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.
- /Nix85/** Nix, K.J.; Lindley, T.C.:
The application of fracture mechanics to fretting fatigue.
Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct. 8 (1985), S. 143 - 160.
- /Nix88/** Nix, K.J.; Lindley, T.C.:
The influence of relative slip range and contact material on
the fretting fatigue properties of 3,5NiCrMoV rotor steel.
Wear 125 (1988), S. 147 - 162.
- /NOWELL90/** Nowell, D.; Hills, D.A.:
Crack Initiation criteria in fretting fatigue.
Wear 136 (1990), S. 329 - 343.
- /NOWELL94/** Nowell, D.; Hills, D.A.:
Mechanics of fretting fatigue.
Kluwer Academic Publishers, Dordrecht/Boston/London 1994.
- /OKUBO52/** Okubo, H.:
Stress Distribution in a Shaft Press-fitted with a Collar.
Math. Mech. Vol.32, No.6 (1952), S.178 - 186.

-
- /OLDENDORF99/** Oldendorf U.:
Lastübertragungsmechanismus und Dauerhaltbarkeit von
Passfederverbindungen.
Dissertation TU Darmstadt 1999
- /PAYSAN00/** Paysan, G.:
Ein Wirkzonenkonzept zur Simulation des Verschleiß- und
Tragverhaltens reibkorrosionsgefährdeter Maschinenelemente
Dudenverlag 2000.
- /PEEKEN81/** Peeken, H.; Lukschandel, J.; Paulick, G.:
Oberflächenschichten für kraftschlüssige Verbindungen
Antriebstechnik 20 (1981), Heft 1/2, S. 38 - 43.
- /PURSCHE83/** Pursche, G.; Gropp, H.:
Belastbarkeit und Lebensdauer von Pressverbindungen mit
phosphatierten Passflächen.
IfL-Mitteilungen 22 (1983), Heft 6, S. 225 - 229.
- /PURSCHE85/** Pursche, G.; Gropp, H.; Rost, B.:
Zur Anwendung beschichteter Pressverbindungen.
Agrartechnik 35 (1985), Heft 4, S. 170 - 174.
- /ROMANOS86/** Romanos, G.; Beitz, W.; Becker, S.; Hantsche, H.:
Verhalten von Welle-Nabe-Querpressverbindungen mit
reibungverbessernder Beschichtung bei Umlaufbiegebelastung.
Konstruktion 38 (1986), Heft 9, S. 333 - 339.
- /ROOKE88/** Rooke, D.P.; Edwards, P.R.:
Waveforms in Fretting Fatigue.
Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct. 11 (1988), S. 447 - 465.
- /ROOKE89/** Rooke, D.P.; Courtney, T.J.:
The Effect of Final Friction Coefficient on Fretting Fatigue
Waveforms.
Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct. 12 (1989), S. 227 - 236.
- /RUIZ86/** 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.
- /SCHUHT92/** Schuht, U.:
Untersuchungen zum mechanischen Verhalten
klebgeschrumpfter Welle-Nabe-Verbindungen,
insbesondere bei Umlaufbiege- und überlagerter statischer
Torsionsbeanspruchung.
Dissertation Gesamthochschule Paderborn 1992.

- /SCHWÄMMLE97/** Schwämmle, T.:
Pressverbindungen ohne Spannungsspitzen.
XXIV. FEM-Kongress in Baden-Baden. 17./18. November
1997. Tagungsband.
Steckhardt, Kongressorganisation Ennigerloh 1997.
- /SCHWÄMMLE02/** Schwämmle, T.; Binz, H.:
Einsatz der FEM bei der Kontaktoptimierung
Permas User Conference 2002 in Heidelberg. 11./12. April 2002.
Tagungsband
- /TERSCH93/** Tersch, H.:
Schwingfestigkeit schrumpfgeklebter
Welle-Nabe-Verbindung unter Torsions- und Biegebelastung
Konstruktion 45 (1993), Nr. 9, S.271 - 274.
- /TERSCH96/** Tersch, H.:
Grundlagen für die Dimensionierung von schrumpfgeklebten
Welle-Nabe-Verbindungen.
Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit LBF (1996) FB-208.
- /THIELE99/** Thiele, R.:
Numerische Untersuchungen von Pressverbindungen mit
abgesetzter Welle.
Unveröffentlichte Diplomarbeit (FH) Hochschule Zwickau 1999.
- /TOMLINSON27/** Tomlinson, G. A.:
The rusting of steel surfaces in contact.
Proc. Roy. Soc. A115 (1927), S. 427 - 483.
- /VINGSBO88/** Vingsbo, O.; Söderberg, S.:
On Fretting Maps.
Wear 125 (1988), S. 131 - 147.
- /WÄCHTER87/** Wächter, K.; Mombrei, W.; Gropp, H.:
Darlegung der wissenschaftlichen Grundlagen zum
Öltransport in Phosphatschichten auf Wellen
Untersuchungsbericht HfV-Dresden, TU-Karl-Marx-Stadt 1987.
- /WÄCHTER88/** Wächter, K.; Mombrei, W.; Gropp, H.:
Untersuchungen zum Öltransport in Pressverbindungen mit
phosphatierten Fügeflächen.
Schmierungstechnik 19 (1988), Heft 9, S. 272 - 274.
- /WATERHOUSE77/** Waterhouse, R. B.:
The Role of Adhesion and Delamination in Fretting Wear of
Metallic Materials.
Wear 45 (1977), S. 355 - 364.
- /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).
- /WIEGAND40/** Wiegand, H.:
Oberfläche und Dauerfestigkeit.
Gebr. Feyl.-Verlag, Berlin 1940.
- /WINTERFELD98/** Winterfeld J.; Beitz, W.:
P4C-Welle-Nabe-Verbindungen - Der Einfluss der
Reibkorrosion auf das Tragfähigkeitsverhalten.
VDI-Berichte 1384 (1998), S.121 - 140.
- /WUNDERLICH34/** Wunderlich, F.:
Dauerbiegefestigkeit von Konstruktionsteilen an
Einspannungen, Nabensitzen und ähnlichen
Kraftangriffsstellen.
Dissertation TH Darmstadt 1934.
- /ZIAEI02/** Ziaei, M.; Leidich, E.:
Vergleichsuntersuchungen zur Optimierung der nach DIN 32711
genormten Profile für P3G-Welle-Nabe-Verbindungen
Konstruktion 1/2 (2002), S. 29 - 31.
- /ZIAEI98/** Ziaei, M.:
Empfehlung zur Optimierung von
P4C-Welle-Nabe-Verbindungen.
VDI-Berichte 1384 (1998), S. 141 - 158.
- /ZIAEI97/** Ziaei, M.:
Untersuchungen der Spannungen und Verschiebungen in
P4C-Polygon-Welle-Nabe-Verbindungen mittels der
Methode der Finiten Elemente.
Dissertation TH Darmstadt 1997.

Lebenslauf

Christian Glöggler

geboren am 01. August 1972 in Ulm

1979 bis 1983 Grundschule in Blaustein

1983 bis 1989 Realschule in Blaustein

1989 bis 1992 Technisches Gymnasium in Ulm

Abschluss: Allgemeine Hochschulreife

1992 bis 1993 Grundwehrdienst

1993 bis 1998 Studium an der Universität Stuttgart

Studiengang Maschinenwesen

Hauptfächer: Konstruktionslehre

Technologiemanagement

Praktika: Fa. Karl Gauss GmbH Stahlbau in Ulm

Fa. Röhm GmbH Präzisionstechnik in São Paulo (Brasilien)

Abschluss: Diplom-Ingenieur

1998 bis 2002 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenkonstruktion und

Getriebebau der Universität Stuttgart

seit Oktober 2002 Wissenschaftlicher Mitarbeiter bei der DaimlerChrysler AG,

Forschungszentrum Ulm