

## **Methode zur Ermittlung der Fresstragfähigkeit von Schneckengetrieben**

**Philipp Christian Roth**

Vollständiger Abdruck der von der TUM School of Engineering and Design der  
Technischen Universität München zur Erlangung eines

**Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)**

genehmigten Dissertation.

Vorsitz: Prof. Dr. ir. Daniel J. Rixen

Prüfer der Dissertation: 1. Prof. Dr.-Ing. Karsten Stahl  
2. Prof. Dr.-Ing. Manuel Oehler

Die Dissertation wurde am 08.03.2024 bei der Technischen Universität München  
eingereicht und durch die TUM School of Engineering and Design  
am 16.08.2024 angenommen.



## Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am *Lehrstuhl für Maschinenelemente, Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebesysteme (FZG)* der *Technischen Universität München (TUM)*. Sie basiert zu großen Teilen auf den Inhalten des Forschungsvorhabens FVA 799 I bzw. IGF 19564-N-1 mit dem Titel „Verschleiß- und Fresstragfähigkeit von Schneckengetrieben aus höherfesten Werkstoffen bei Langsamlauf für Öl- und Fettschmierung“. Das Vorhaben wurde durch die *Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA)* und das *Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz (BMWK)* über die *Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF)* im Rahmen der *Industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF)* gefördert.

Mein Dank gilt allen, die sowohl beruflich als auch privat zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben. Besonders danken möchte ich ...

... Prof. Dr.-Ing. Karsten Stahl, meinem Doktorvater, für die Betreuung der Arbeit, das entgegengebrachte Vertrauen, das hervorragende Arbeitsumfeld an der *FZG* und die vielfältigen thematisch Chancen, sowohl fachlich als auch organisatorisch.

... Prof. Dr.-Ing. Manuel Oehler für die Übernahme des Korreferats und den langjährigen fachlichen Austausch.

... Prof. Dr. ir. Daniel Rixen für die freundliche Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

... meinen Abteilungsleitern Dr.-Ing. Daniel Kadach für die Förderung und Schaffung der Grundlage für sorgfältigstes Arbeiten. Dr.-Ing. Michael Hein für das Umfeld, die stete Förderung sowie Begleitung und Durchsicht der Arbeit. Dr.-Ing. Josef Pellkofer für das Umfeld, Vertrauen sowie die Begleitung und Durchsicht der Arbeit.

... allen *FZG*-Mitarbeitern in Verwaltung, E-Labor, Labor und Werkstatt. Namentlich erwähnen möchte ich Kornelia Güth, Andrea Hünlein und Cornelia Ambrosch-Fischer für die unermüdliche Regelung aller organisatorischen Belange. Reiner Duschek, Ralf Kieper, Klaus Winkler, Markus Pflügler, Thomas Rath und Harald Mayr für die Unterstützung bei der Fertigung von Teilen und dem reibungslosen Betrieb der Prüfstände. Marco Breidinger, Inge Brodschelm und Wilma Leykamm für die Durchführung von taktilen und metallographischen Vermessungen.

... den Mitgliedern des projektbegleitenden Ausschusses „Schneckengetriebe“ der *FVA* sowie des *DIN*-Arbeitsausschusses „Schneckengetriebe“, die meine Forschungstätigkeiten begleitet, diskutiert, unterstützt und gefördert haben. Insbesondere Dr.-Ing. Bernhard Bouché, Dr.-Ing. Björn Sievers, Kaj Sellschopp, Michael Eleser, Walter Kappeler, Dr.-Ing. Michael Hochmann, Romina Ambrosi, Johann Lutz und Dirk Arnold. Dr.-Ing. Jens Heilemann für die tiefen fachlichen Diskussionen und die Durchsicht der Arbeit.

... meinen studentischen Hilfskräften, Bacheloranden, Semestranden und Masteranden für die umfassende und zuverlässige Mitarbeit. Insbesondere Julian Eder und Christian Reumüller für den unermüdlichen Einsatz sowie das beeindruckende Fachwissen und Geschick. Elias Saniweski, Ludwig Peuckert und Oliver Ott für die langfristige und zuverlässige Unterstützung.

... meinen Schnecken-Kollegen Sebastian Born, über den ich durch meine Bachelorarbeit den Weg an die *FZG* fand. Dr.-Ing. Werner Sigmund für die Begleitung bei meinem Start in das Thema Schneckengetriebe und allgemein in die Forschung an der *FZG*. Dr.-Ing. Eva-Maria Mautner für den kontinuierlichen Austausch und die gute Zusammenarbeit. Dr.-Ing. Philipp Norgauer für gegenseitige Unterstützung, Gestaltung der Schneckengetriebeforschung an der

*FZG* und die gemeinsamen Erlebnisse. Philipp Schnetzer, Martin Weber und Luis Haug für die stets gute Zusammenarbeit und hervorragende Übernahme und Weiterführung der Themen.

... meinen weiteren Abteilungskollegen Alexander Drechsel, Daniel Vietze und Lorenz Constien für den fachlichen Austausch und die hervorragende Atmosphäre in der Schnecken- und Kegelradabteilung.

... den Abteilungsleitern Dr.-Ing. Michael Otto und Dr.-Ing. Thomas Lohner für den fachlichen Austausch zu Berechnung und Tribologie sowie die stets gute Zusammenarbeit in der Lehre.

... meinem ersten Bürokollegen Dr.-Ing. Joshua Götz für all die privaten und beruflichen Erlebnisse, die mir immer in bester Erinnerung bleiben werden. Meinen nachfolgenden Bürokollegen Thomas Schneider und Stefan Sendlbeck für die gemeinsame Zeit, vielen Gespräche und gegenseitige Motivation.

... meinem *ELO*-Kollegen Dr.-Ing. Martin Ebner für die motivierende und unermüdliche gemeinsame Gestaltung sowie all die beruflichen und privaten Erlebnisse. Marvin Zander, Constantin Paschold und Markus Beyer für die allzeit gute Zusammenarbeit und den Austausch.

... allen weiteren Assistenten und Mitarbeitern des Lehrstuhls für die besondere, freundschaftliche Atmosphäre und Gemeinschaft mit den daraus resultierenden beruflichen und privaten Erlebnissen. Insbesondere Felix Sigmüller, Andreas Fingerle, Dr.-Ing. Maximilian Fromberger, Dr.-Ing. Maximilian Trübswetter, Martin Sedlmair, Dr.-Ing. Tobias Paucker, Christoph Leonhardt, Dr.-Ing. Uwe Weinberger, Sebastian Sepp, Dr.-Ing. Markus Daffner, Dr.-Ing. Katharina Völkel, Michael Geitner, Markus Rothemund, Daniel Schweigert, Patrick Strobl, Enzo Maier, Karl-Jakob Raddatz und Michael Hofer.

... meinen Eltern Stefanie und Thomas, die mir den beruflichen Werdegang durch ihre Erziehung und fortwährende Unterstützung in allen Belangen ermöglicht haben, sowie meinem Bruder Til für die wundervolle Familie.

... meinen Großeltern Marga und Günter, deren Erziehung und immerwährende Unterstützung mich geprägt hat. Meinen Großeltern Brigitte und Paul für ihren Rückhalt.

... meinen Schwiegereltern Angelika und Franz für die fortwährende Unterstützung und den Rückhalt.

... und schließlich und von ganzem Herzen meiner Frau Sabrina für ihre Liebe, den immerwährenden Rückhalt, die unablässliche Unterstützung in allen Belangen und die Motivation für den Abschluss der Arbeit. Du bist mein Glück.

*Philipp Roth*

Landshut, im November 2024

## **Kurzfassung**

### **Methode zur Ermittlung der Fresstragfähigkeit von Schneckengetrieben**

Schneckengetriebe finden unter anderem Einsatz in Förderanlagen, Mischern und Werkzeugmaschinen. Die Schneckenräder werden dabei derzeit meistens aus Kupferlegierungen hergestellt. Die Verwendung von Schneckenrädern aus demgegenüber festeren Werkstoffen, wie Gusseisen oder Stahl, bietet Vorteile im Hinblick auf die Wirtschaftlichkeit und gegebenenfalls Leistungsdichte. Im Vergleich zu Schneckengetrieben mit Schneckenrädern aus Kupferlegierungen sind derartige Werkstoffpaarungen jedoch anfällig gegenüber der Schadensart Fressen. Fressen ist ein Spontanschaden, bei dem beide Kontaktpartner lokal verschweißen, woraufhin in kurzer Zeit hoher Materialabtrag auftritt. Bei Stirn-, Kegel- und Hypoidrädern hat sich für die Schadensart Fressen ein Kontakttemperaturkriterium zur Tragfähigkeitsbewertung etabliert.

In der Arbeit wird eine entsprechende Methode zur Fresstragfähigkeitsbewertung von Schneckengetrieben entwickelt und beschrieben. Dazu werden experimentelle Versuche durchgeführt, auf deren Basis ein standardisierbarer Versuchsablauf für einen Fressstest definiert wird. Damit lassen sich Beanspruchungsgrenzen für einen Fressschaden für eine bestimmte Werkstoff-Schmierstoff-Kombination ermitteln. Im Rahmen theoretischer Untersuchungen wird eine Kontakttemperatursimulation entwickelt, die experimentell validiert wird. Diese wird in ein einfach verwendbares Berechnungsverfahren überführt, das bestehende Normen ergänzen kann.

Mit dem standardisierbaren Fressstest und der Kontakttemperaturberechnung stehen Forschungs- und Entwicklungswerkzeuge zur Verfügung, mit denen sich die Fresstragfähigkeit von Schneckengetrieben bestimmen lässt. Versuchsergebnisse bestätigen das Potenzial zur höheren Leistungsdichte bei Verwendung von Schneckenrädern aus festeren Werkstoffen.

## **Abstract**

### **Method to determine the scuffing load capacity of worm gear drives**

Worm gear drives are for example used in conveyer systems, mixing machines, or machine tools. Nowadays, the worm wheels are mostly made of copper alloys. However, using worm wheels made of stronger materials, such as cast iron or steel, offers advantages in terms of cost efficiency and potentially power density. Compared to worm gears with copper alloy worm wheels, such material pairings are susceptible to the damage type scuffing. Scuffing is a spontaneous failure where both contact partners weld together locally, leading to rapid material removal. For spur, helical, bevel and hypoid gears, a contact temperature criterion has proven to be suitable for assessing load-carrying capacity in regard to scuffing failure.

This work develops and describes a corresponding method to determine the scuffing load capacity of worm gear drives. Experimental tests are conducted to define a standardizable procedure for a scuffing test. This allows to determine the load limits for scuffing damage for a particular material-lubricant combination. As part of theoretical investigations, a contact temperature simulation is developed and experimentally validated. The simulation is converted into an easily usable calculation method that can complement existing standards.

With the standardizable scuffing test and contact temperature calculation, R&D tools are available to determine the scuffing load capacity of worm gears. Test results confirm the potential for increased power density when using worm wheels made of stronger materials.



## Inhaltsverzeichnis

<b>Nomenklatur .....</b>	<b>XI</b>
<b>1 Einleitung.....</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand des Wissens.....</b>	<b>3</b>
2.1 Schneckengetriebe .....	3
2.1.1 Einordnung und Klassifizierung.....	4
2.1.2 Fertigung und Geometrierzeugung.....	5
2.1.3 Schadensarten.....	9
2.1.4 Werkstoffpaarungen.....	12
2.1.5 Berechnung und Simulation .....	16
2.1.6 Fazit zu Schneckengetrieben mit festeren Radwerkstoffen .....	22
2.2 Fressschäden an Stirn- und Kegelradverzahnungen .....	23
2.2.1 Mechanismus von Fressschäden an Verzahnungen .....	23
2.2.2 Bestimmung der Fresstragfähigkeit von Stirn- und Kegelradverzahnungen .....	24
2.2.3 Fazit zu Fressschäden an Stirn- und Kegelradverzahnungen .....	27
2.3 Berechnung von Kontakttemperaturen .....	27
2.3.1 Im allgemeinen Kontakt und im Stirnradverzahnungskontakt .....	27
2.3.2 Im Schneckenverzahnungskontakt .....	28
2.3.3 Möglichkeiten zur experimentellen Validierung .....	31
2.3.4 Fazit zur Berechnung und Messung von Kontakttemperaturen .....	32
2.4 Fazit zum Stand des Wissens .....	32
<b>3 Problemstellung, Zielsetzung und Lösungsweg.....</b>	<b>33</b>
3.1 Problemstellung .....	33
3.2 Zielsetzung.....	33
3.3 Lösungsweg.....	34
<b>4 Versuche zur Fress- und Verschleißtragfähigkeit und Temperaturmessungen .....</b>	<b>37</b>
4.1 Versuchsprogramm.....	37
4.2 Schneckengetriebeprüfstand.....	38
4.2.1 Aufbau und Komponenten .....	38
4.2.2 Unsicherheitsbetrachtung der Messtechnik.....	41
4.3 Prüfradsätze.....	44
4.3.1 Verzahnungsgeometrie .....	44
4.3.2 Verzahnungsqualität .....	46
4.3.3 Werkstoffe.....	47
4.4 Schmierstoffe und Schmierstoffzufuhr .....	51
4.4.1 Ölschmierung.....	52

---

4.4.2	Fettschmierung .....	52
4.5	Versuchsergebnisse und Auswertung .....	53
4.5.1	Fresstragfähigkeit .....	53
4.5.2	Lokale Temperaturmessungen.....	61
4.5.3	Verschleißtragfähigkeit.....	65
4.5.4	Gemessener Wirkungsgrad .....	70
4.5.5	Begleitende Messungen zur Oberflächenrauheit.....	73
<b>5</b>	<b>Numerische Simulation der Oberflächentemperatur .....</b>	<b>77</b>
5.1	Geometrisches Modell.....	77
5.2	Randbedingungen.....	78
5.3	Lösungsverfahren .....	79
5.4	Exemplarische Ergebnisse der Simulation .....	82
5.5	Validierung und Diskussion der Simulation.....	85
5.5.1	Numerische Analyse .....	85
5.5.2	Vergleich mit experimentellen Temperaturmessungen.....	88
5.5.3	Vergleich mit bestehenden Berechnungsverfahren .....	90
5.5.4	Fazit zur Validierung .....	93
<b>6</b>	<b>Methode zur Ermittlung der Fresstragfähigkeit .....</b>	<b>95</b>
6.1	Berechnungsverfahren zur Bestimmung der Kontakttemperatur .....	95
6.1.1	Vorgehen zur Ableitung von Näherungsgleichungen.....	95
6.1.2	Beschreibung der Näherungsgleichungen .....	100
6.1.3	Einordnung in bestehende Normen.....	102
6.2	Standardisierbarer Werkstoff-Schmierstoff-Fresstest .....	103
6.2.1	Definition der Prüfkörper .....	104
6.2.2	Prüf- und Messtechnik .....	104
6.2.3	Definition des Versuchsablaufs .....	105
6.2.4	Dokumentation.....	106
6.3	Sicherheit gegen Fressschäden .....	108
6.4	Anwendung auf die Versuchsergebnisse.....	108
<b>7</b>	<b>Ansätze zur Weiterentwicklung der Fresstragfähigkeitsermittlung.....</b>	<b>113</b>
7.1	Diskussion der Erreichung der Zielsetzung .....	113
7.2	Auslegung einer fresskritischeren Prüfverzahnung.....	115
7.3	Berücksichtigung weiterer Einflussfaktoren .....	118
7.4	Fresssicherheit im Dauerbetrieb.....	119
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>121</b>
8.1	Zusammenfassung.....	121
8.2	Ausblick.....	123



---

<b>9</b>	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>125</b>
9.1	Normen, Richtlinien und Patente .....	125
9.2	Bücher, Zeitschriftenaufsätze, Dissertationen, Studienarbeiten .....	126
9.3	Betreute und für diese Arbeit relevante Studienarbeiten .....	137
9.4	Sonstige nicht veröffentlichte Arbeiten .....	139
<b>A</b>	<b>Anhang.....</b>	<b>141</b>
A.1	Komponenten des Schneckengetriebeprüfstands .....	141
A.2	Proben zu den Härtemessungen .....	142
A.3	Gefügeschliffe von gesamten Zähnen .....	144
A.4	Grundlegende Gleichungen der numerischen Temperatursimulation .....	146
A.5	Fresskritischere Prüfverzahnung ohne Profilverschiebung .....	148
<b>B</b>	<b>Dissertationen der FZG.....</b>	<b>151</b>



## Nomenklatur

### Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$a$	$mm$	Achsabstand
$a_T$	$m^2/s$	Thermischer Diffusionskoeffizient
$b$	$mm$	Berührbreite des Kontakts
$b_{2H}$	$mm$	Radkranzbreite
$b_H$	$mm$	Halbe Hertz'sche Abplattungsbreite
$c$	$J/(kg \cdot K)$	Spezifische Wärmekapazität
$c_f^*$	–	Fußfreiheitsfaktor
$c_\alpha$	$m^2/N$	Näherungswert für den Druckviskositätsexponenten
$\vec{e}_B$	–	Normaleneinheitsvektor an die Berührlinie
$d_a$	$mm$	Kopfkreisdurchmesser
$d_e$	$mm$	Außendurchmesser
$d_f$	$mm$	Fußkreisdurchmesser
$d_m$	$mm$	Mittlenkreisdurchmesser
$f_{f\alpha}$	$\mu m$	Profilformabweichung
$f_P$	$\mu m$	Teilungseinzelabweichung
$f_u$	$\mu m$	Teilungssprung
$f_{H\alpha}$	$\mu m$	Profilwinkelabweichung
$h_{min}$	$\mu m$	Minimale Schmierfilmdicke
$h_{minm}$	$\mu m$	Mittlere minimale Schmierfilmdicke
$h^*$	–	Kennwert für die mittlere minimale Schmierfilmdicke
$i$	–	Übersetzung
$j_t$	$mm$	Drehflankenspiel
$m_x$	$mm$	Axialmodul
$n$	$1/min$	Drehzahl
$p_H$	$N/mm^2$	Hertz'sche Pressung
$p_m^*$	–	Kennwert für die mittlere Hertz'sche Pressung
$\dot{q}$	$W/m^2$	Wärmestromdichte
$s_{mx}^*$	–	Zahndickenfaktor
$v$	$m/s$	Geschwindigkeit
$\vec{v}$	$m/s$	Geschwindigkeitsvektor
$v_g$	$m/s$	Gleitgeschwindigkeit
$v_{gm}$	$m/s$	Gleitgeschwindigkeit am Mittenkreis
$v_{g\Sigma C}$	$m/s$	Summe der Tangentialgeschwindigkeit am Teilkreis
$v_n$	$m/s$	Geschwindigkeit normal zur Berührlinie
$v_t$	$m/s$	Umfangsgeschwindigkeit am Teilkreis
$v_\Sigma$	$m/s$	Summengeschwindigkeit
$w_{Bt}$	$N/mm$	Umfangskraft je Einheit Zahnbreite
$x$	–	$x$ -Koordinate

<b>Zeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bedeutung</b>
$x$	–	Profilverschiebungsfaktor
$y$	–	$y$ -Koordinate
$z$	–	$z$ -Koordinate
$z$	–	Zähnezahl
$\mathbf{A}$	–	Koeffizientenmatrix des impliziten Verfahrens
$A_{ac}$	$mm^2$	Aktive Flankenfläche
$A_{Fl}$	$mm^2$	Flankenfläche
$B_T$	$N^2/(m^2 \cdot K^2 \cdot s)$	Thermischer Kontaktparameter
$C_2$	–	Gewichtungsfaktor für die Integraltemperatur
$E$	$N/mm^2$	Elastizitätsmodul
$E_{red}$	$N/mm^2$	Ersatzelastizitätsmodul
$F$	$N$	Normalkraft
$F_P$	$\mu m$	Teilungsgesamtabweichung des Schneckenrads
$F_{pz}$	$\mu m$	Steigungsgesamtabweichung der Schnecke
$F_r$	$\mu m$	Rundlaufabweichung
$F_\alpha$	$\mu m$	Profilgesamtabweichung
$J_W$	–	Verschleißintensität
$K_{By}$	–	Schrägungsfaktor
$K_W$	–	Schmierspalthöhenkennwert
$Pe$	–	Péclet-Zahl
$P_R$	$W/m^2$	Spezifische Reibleistung
$P_R^*$	$W/m$	Auf Länge der Berührlinie bezogene Reibungsleistung
$P_V$	$W$	Gesamtverlustleistung
$P_{VD}$	$W$	Dichtungsverlustleistung
$P_{VLO}$	$W$	Lastunabhängige Lagerverlustleistung
$P_{VLP}$	$W$	Lastabhängige Lagerverlustleistung
$P_{VX}$	$W$	Verlustleistung weiterer Getriebekomponenten
$P_{VZO}$	$W$	Lastunabhängige Verzahnungsverlustleistung
$P_{VZP}$	$W$	Lastabhängige Verzahnungsverlustleistung
$R^2$	–	Bestimmtheitsmaß
$Ra$	$\mu m$	Arithmetische Mittenrauheit
$R_{Tr}$	%	Tragbildanteil
$S_{ints}$	–	Rechnerische Fresssicherheit für die Integraltemperatur
$S_B$	–	Rechnerischer Sicherheitsfaktor für die Kontakttemperatur
$S_F$	–	Zahnbruchsicherheit
$S_{Fmin}$	–	Mindestzahnbruchsicherheit
$S_\delta$	–	Durchbiegesicherheit
$T$	$Nm$	Drehmoment
$T$	$K$	Temperatur im Kontext der numerischen Temperatursimulation
$\mathbf{T}$	$K$	Temperaturvektor im Kontext des Gitters der numerischen Temperatursimulation

<b>Zeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bedeutung</b>
$U_T$	$Nm$	Erweiterte Messunsicherheit für Drehmoment
$U_W$	$mg$	Erweiterte Messunsicherheit für Gewicht
$U_\eta$	%	Erweiterte Messunsicherheit für Wirkungsgrad
$U_\vartheta$	$K$	Erweiterte Messunsicherheit für Temperatur
$\dot{V}_{oil}$	$l/min$	Ölvolumenstrom bei Einspritzschmierung
$W_{ML}$	–	Werkstoff-Schmierstoff-Faktor
$X_{mp}$	–	Mehrfacheingriffsfaktor
$X_{BE}$	–	Geometriefaktor im Kopfeingriffspunkt E
$X_{C\alpha}$	–	Kopfrücknahmefaktor
$X_E$	–	Einlauffaktor
$X_G$	–	Geometriefaktor
$X_J$	–	Annäherungsfaktor
$X_L$	–	Schmierstofffaktor
$X_M$	–	Werkstofffaktor
$X_M$	$K \cdot N^{-0,75} \cdot s^{-0,5} \cdot m^{-0,5} \cdot mm$	Blitzfaktor
$X_Q$	–	Eingriffsfaktor
$X_R$	–	Rauheitsfaktor
$X_S$	–	Schmierungsartfaktor
$X_{Tr}$	–	Tragbildfaktor
$X_{\alpha\beta}$	–	Winkelfaktor
$X_\epsilon$	–	Überdeckungsfaktor
$X_\Gamma$	–	Kraftaufteilungsfaktor
$Y$	–	Schneckenradfräservergrößerung
$\alpha$	$m^2/N$	Druckviskositätsexponent
$\alpha_0$	°	Erzeugungswinkel
$\gamma_m$	°	Steigungswinkel am Mittenkreis
$\epsilon_\alpha$	–	Profilüberdeckung
$\eta$	%	Gesamtwirkungsgrad
$\eta_{0M}$	$N \cdot s/m^2$	Dynamische Viskosität bei Umgebungsdruck und Radmassentemperatur
$\eta_Z$	%	Verzahnungswirkungsgrad
$\vartheta_{fl}$	$K$	Blitztemperatur
$\vartheta_{fla}$	$K$	Blitztemperatur
$\vartheta_{flaE}$	$K$	Blitztemperatur im Kopfeingriffspunkt E des Ritzels für $\epsilon_\alpha = 1$
$\vartheta_{flm}$	$K$	Mittlere Blitztemperatur
$\vartheta_{flmax}$	$K$	Maximale Blitztemperatur entlang der Eingriffsstrecke
$\vartheta_{int}$	$K$	Integraltemperatur
$\vartheta_{intS}$	$K$	Fressintegraltemperatur
$\vartheta_{max}$	°C	Maximale Oberflächentemperatur

<b>Zeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bedeutung</b>
$\vartheta_{oil}$	$^{\circ}C$	Öltemperatur
$\vartheta_{Bmax}$	$^{\circ}C$	Maximale Kontakttemperatur
$\vartheta_{BP}$	$^{\circ}C$	Fresstemperatur
$\vartheta_E$	$^{\circ}C$	Einspritztemperatur
$\vartheta_M$	$^{\circ}C$	Massentemperatur
$\vartheta_S$	$^{\circ}C$	Fresstemperatur
$\lambda$	$W/(m \cdot K)$	Wärmeleitfähigkeit
$\mu$	—	Reibungszahl
$\mu_{0T}$	—	Grundreibungszahl
$\mu_{Gr}$	—	Grenzreibungszahl
$\mu_m$	—	Mittlere Reibungszahl
$\mu_{zm}$	—	Mittlere Zahnreibungszahl
$\nu_{40}$	$mm/s^2$	Kinematische Viskosität bei $40^{\circ}C$
$\nu_{100}$	$mm/s^2$	Kinematische Viskosität bei $100^{\circ}C$
$\rho$	$kg/dm^3$	Dichte
$\rho_{red}$	$mm$	Ersatzkrümmungsradius
$\rho_{relC}$	$mm$	Ersatzkrümmungsradius im Stirnschnitt am Teilkreis
$\sigma_H$	$N/mm^2$	Hertz'sche Pressung
$\sigma_{Hm}$	$N/mm^2$	Mittlere Flankenpressung
$\Delta a$	$mm$	Achsabstandsabweichung
$\Delta b$	$mm$	Breitenversatz
$\Delta t$	$s$	Zeitschrittweite
$\Delta x$	$mm$	Gitterschrittweite in $x$ -Richtung
$\Delta y$	$mm$	Gitterschrittweite in $y$ -Richtung
$\Delta z$	$mm$	Gitterschrittweite in $z$ -Richtung
$\Delta\vartheta^*$	$K$	Fiktive Temperaturerhöhung

### Häufig verwendete Indizes

<b>Index</b>	<b>Bedeutung</b>
1	Schnecke
2	Schneckenrad
$a$	Vorangegangener Zeitschritt
$li$	Linksflanke
$n$	Aktueller Zeitschritt
$re$	Rechtsflanke
$\infty$	Umgebung
○	Gitterpunkt der Schnecke
●	Gitterpunkt des Schneckenrads
□	Hilfspunkt der Schnecke
■	Hilfspunkt des Schneckenrads

**Konventionen****Kennzeichnung****Bedeutung**

⊛

Derart markierte Gleichungen sind Zahlenwertgleichungen. Sofern nicht gegenteilig im Text erwähnt, werden die Einheiten gemäß der obigen Tabelle, die die Auflistung der Formelzeichen enthält, verwendet.

**Abkürzungen****Abkürzung****Bedeutung**

A/D-Wandler

Analog/Digital-Wandler

AGMA

American Gear Manufacturers Association

Al

Elementsymbol für Aluminium

AiF

Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V.

ANSI

American National Standards Institute

API

American Petroleum Institute

BDG

Bundesverband der Deutschen Gießerei-Industrie e.V.

BS

British Standard

C

Elementsymbol für Kohlenstoff

CO<sub>2</sub>

Chemische Formel für Kohlenstoffdioxid

Cr

Elementsymbol für Chrom

Cu

Elementsymbol für Kupfer

DIN

Deutsches Institut für Normung e.V.

EDV

Elektronische Datenverarbeitung

EHD

Elastohydrodynamik

eh

Einsatzgehärtet

EN

Europäische Norm

EP-Additive

Extreme-Pressure-Additive

FEM

Finite-Elemente-Methode

FVA

Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.

FZG

Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebesysteme der Technischen Universität München

GC

Strangguss

GJL

Gusseisen mit Lamellengraphit

GJS

Gusseisen mit Kugelgraphit (auch: Sphäroguss)

GL

Gear Lubricant

GUM

Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement

GZ

Schleuderguss

HBW

Härte Brinell Wolframkarbid

HV

Vickershärte

IGF

Industrielle Gemeinschaftsforschung

ISO

International Organization for Standardization

LX

Lithiumkomplex

Mn

Elementsymbol für Mangan

---

<b>Abkürzung</b>	<b>Bedeutung</b>
Mo	Elementsymbol für Molybdän
Ni	Elementsymbol für Nickel
NLGI	National Lubricating Grease Institute
O	Elementsymbol für Sauerstoff
P	Elementsymbol für Phosphor
Pb	Elementsymbol für Blei
PG	Polyglykol
PI-Regler	Proportional-Integral-Regler
QT	Quenched and Tempered (auch: vergütet)
R&D	Research and Development
S	Elementsymbol für Schwefel
S1	Schneckengetriebepfprüfstand 1 (der Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebesysteme)
Si	Elementsymbol für Silizium
Sn	Elementsymbol für Zinn
SOR	Successive-Over-Relaxation
TUM	Technische Universität München
TS	Technical Specification
TR	Technical Report
VG	Viscosity Grade
ZA	Flankenform A bei Zylinderschneckengetrieben
ZC	Flankenform C bei Zylinderschneckengetrieben
ZG	Flankenform G bei Zylinderschneckengetrieben
ZH	Flankenform H bei Zylinderschneckengetrieben
ZI	Flankenform I bei Zylinderschneckengetrieben
ZK	Flankenform K bei Zylinderschneckengetrieben
ZN	Flankenform N bei Zylinderschneckengetrieben
Zn	Elementsymbol für Zink



## 1 Einleitung

Zahnradgetriebe sind ein zentraler Bestandteil der Antriebstechnik. Durch den Formschluss zwischen Zahnrädern werden Drehbewegungen übertragen. Entsprechend dem Übersetzungsverhältnis des Getriebes wird die Drehzahl dabei erhöht oder verringert und das Drehmoment wird entgegengesetzt verringert oder erhöht. Dies ermöglicht es, die Drehzahl und das Drehmoment einer Antriebsmaschine, etwa eines schnelllaufenden Elektromotors, bedarfsgerecht für den Abtrieb, beispielsweise ein langsamlaufendes Mahlwerk, zu wandeln.

Eine Art von Zahnradgetrieben sind Schneckengetriebe. Schneckengetriebe ermöglichen hohe Übersetzungen in einer Getriebestufe. Durch die Möglichkeit zur Selbsthemmung und Selbstbremsung können Funktionen von weiteren sonst erforderlichen Bauteilen, wie etwa Bremsen oder Halteeinrichtungen, durch die Schneckenverzahnung übernommen werden. Dadurch stellen Schneckengetriebe in Kombination mit Elektromotoren für viele Anwendungsfälle eine integrierte, robuste und somit kostengünstige Lösung zur hochgenauen Positionierung oder zum Antrieb mit hohem Drehmoment dar.

Schneckenräder werden überwiegend aus Kupferlegierungen gefertigt. Die Schneckenwellen werden typischerweise aus Stahl gefertigt. Durch eine Substitution der Kupferlegierungen durch Eisenwerkstoffe können die Kosten für ein Schneckengetriebe reduziert und Werkstoffe mit Legierungsanteilen, deren Gewinnung mit niedrigeren CO<sub>2</sub>-Emissionen verbunden ist, verwendet werden. So ist der vom Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle definierte CO<sub>2</sub>-Faktor für Eisen um das etwa vierfache niedriger als der für Kupfer-Zinn-Legierungen (Bronze) [Bun23]. Weiterhin ermöglicht die Verwendung von Eisenwerkstoffen für Schneckenräder den Aufbau robusterer Lieferketten durch eine deutlich größere Anzahl an Materiallieferanten und einen gleichartigeren Materialmix der Komponenten des Getriebes.

Dem somit vorteilhaften Einsatz von Eisenwerkstoffen als Material für das Schneckenrad steht jedoch eine erhöhte Fressneigung des Schneckengetriebes im Vergleich zu solchen mit Schneckenrädern aus Kupferlegierungen gegenüber. Die Schadensart Fressen führt in der Regel innerhalb kurzer Zeit zu einem Totalausfall des Getriebes und kann damit in schwerwiegenden technischen und wirtschaftlichen Folgen resultieren. Deswegen ist eine zuverlässige Auslegungsmethode gegen Fressen zwingend erforderlich, um eine bedarfsgerechte Konstruktion zu ermöglichen. Für Schneckengetriebe hat sich bislang jedoch kein Verfahren zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit etabliert. Zur Ermöglichung des Einsatzes von Schneckengetrieben mit Schneckenrädern aus Eisenwerkstoffen, ist das Schließen dieser Lücke des Stands der Technik notwendig. Die vorliegende Arbeit untersucht mit dieser Motivation die Fresstragfähigkeit von Schneckengetrieben simulativ und experimentell und entwickelt Methoden zur Bestimmung dieser.



Abbildung 1.1: Schneckenverzahnung mit einem Schneckenrad aus Gusseisen

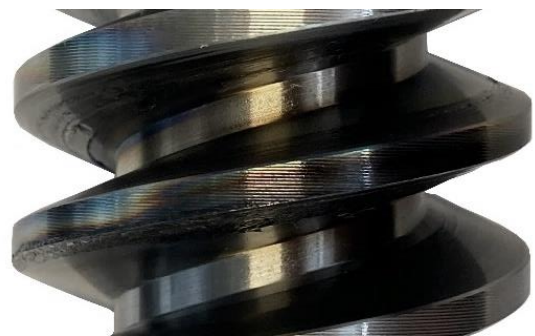


Abbildung 1.2: Fressschaden an dadurch zerstörter Schneckenwelle



## 2 Stand des Wissens

Der Stand des Wissens beinhaltet zunächst einen Überblick über die für diese Arbeit relevanten Aspekte von Schneckengetrieben. Dies bezieht sich auf die Geometrie von Schneckenverzahnungen und die daraus resultierenden Eingriffsverhältnisse, die gemeinsam mit der Werkstoff- und Schmierstoffauswahl das Schadensverhalten eines Schneckengetriebes bestimmen. Darüber hinaus werden die bestehenden Möglichkeiten zur Berechnung und Simulation von Schneckengetrieben vorgestellt.

Anschließend wird der Stand des Wissens zur Berechnung der Schadensart Fressen an Stirn-, Kegel- und Hypoidrädern überblicksweise beschrieben. Basierend darauf werden im Rahmen der vorliegenden Arbeit Rückschlüsse zur Entwicklung von entsprechenden Methoden für Schneckengetriebe gezogen. Da die Kontakttemperatur ein wesentliches Kriterium für Fressschäden ist, werden weiterhin Berechnungsmöglichkeiten zur Bestimmung von Kontakttemperaturen dargelegt. Abschließend wird die Thematik der vorliegenden Arbeit in den in diesem Kapitel beschriebenen Stand des Wissens eingeordnet.

### 2.1 Schneckengetriebe

„Gib mir einen Standpunkt und ich bewege die Erde“, sagte Archimedes als er eine Zahnradwinde (Abbildung 2.1) verwendete, um im dritten Jahrhundert vor Christus das mächtige Schiff *Syracusia* des Hieron II. von Syrakus vom Stapel laufen zu lassen [Reu00]. Bei diesem ersten dokumentierten Einsatz eines Schneckengetriebes bezieht sich Archimedes mit seiner Aussage bereits auf die hohen mit Schneckengetrieben realisierbaren Übersetzungen, durch die mit einem vergleichbar geringen Kraftaufwand größte Lasten bewegt werden können.

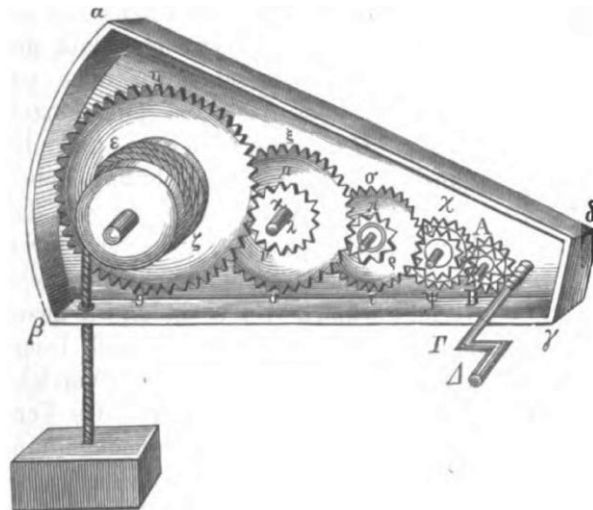


Abbildung 2.1: Zahnradwinde des Archimedes nach Pappus (Abbildung aus [Reu00])

Die hohen Übersetzungen können in praktischer Anwendung entsprechend Predki [Pre12] typischerweise bis zu  $i = 200$  in einer Stufe betragen. Dies ermöglicht einen vergleichsweise einfachen Aufbau gegenüber anderen Getriebevarianten, die für entsprechende Übersetzungen in der Regel mehrstufig ausgeführt werden müssen. Weitere positive Eigenschaften, wie die Möglichkeit zur Selbsthemmung und eine große Laufruhe mit Schwingungsdämpfung, führen nach Niemann & Winter [Nie86] zur Verwendung von Schneckengetrieben in vielfältigen industriellen Applikationen. So werden Schneckengetriebe heute als Leistungsgetriebe unter anderem in Pressen, Walzwerken, Aufzügen oder der Fördertechnik eingesetzt. Auch für die Anwendung in hochpräzisen Stellantrieben sind Schneckengetriebe bestens geeignet.

In diesem Abschnitt des Stands des Wissens soll nachfolgend ein Überblick über die wesentlichen Aspekte von Schneckengetrieben und zugehörige Arbeiten gegeben werden, die zum Verständnis der vorliegenden Arbeit erforderlich sind. Neben allgemeinen Erläuterungen zur

Geometrie von Schneckengetrieben wird besonders auf auftretende Schadensarten in Abhängigkeit der Werkstoffe, auf die Berechnung der Tragfähigkeit von Schneckengetrieben nach aktuellen Methoden sowie auf Möglichkeiten zur Simulation des Betriebsverhaltens eingegangen.

### 2.1.1 Einordnung und Klassifizierung

Eine Schneckengetriebeverzahnung setzt sich aus einer Schnecke und einem Schneckenrad zusammen. Die Schnecke ähnelt einer ein- oder mehrgängigen Verschraubung, bei der jeder Gang einem Zahn entspricht. Das Schneckenrad ist ein schrägverzahntes Zahnrad, das mit der Schnecke kämmt.

Schneckengetriebe unterscheiden sich von Stirnradgetrieben in erster Linie durch den rechtwinkligen Achskreuzwinkel und durch die Bewegungsverhältnisse. Neben einem Wälzen normal zur Berührlinie der Flanken liegt bei Schneckengetrieben auch ein Gleiten längs zu dieser Berührlinie vor. Dementsprechend werden Schneckengetriebe nach Steinhilper & Sauer [Ste12] zu den Schraubwälzgetrieben gezählt.

Nach Niemann & Winter [Nie86] lassen sich Schneckenradsätze in drei unterschiedlichen Arten paaren. Diese sind in Abbildung 2.2 schematisch dargestellt. Radsätze mit globoidförmigen Schnecken weisen aufgrund einer höheren Überdeckung in der Regel eine erhöhte Tragfähigkeit gegenüber Radsätzen mit Zylinderschnecken auf. Da diese jedoch wesentlich aufwendiger in Fertigung und Montage sind, werden heutzutage überwiegend Zylinderschneckengetriebe (links in Abbildung 2.2) verwendet. Wird in der folgenden Arbeit von Schneckengetrieben gesprochen, sind stets Zylinderschneckengetriebe gemeint.

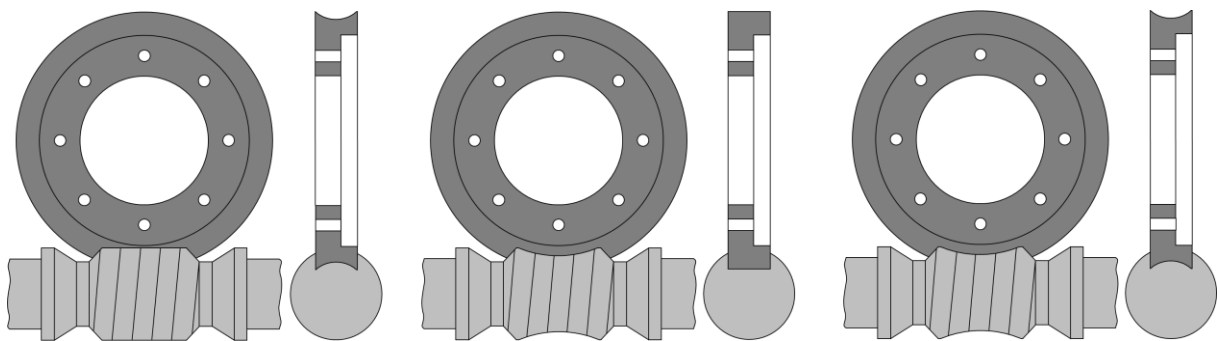


Abbildung 2.2: von links nach rechts: Zylinderschnecken-Radsatz (Zylinderschnecke & Globoidrad), Stirnrad-schnecken-Radsatz (Globoidschnecke & Stirnrad), Globoidschnecken-Radsatz (Globoidschnecke & Globoidrad) (Abbildung in Anlehnung an Niemann & Winter [Nie86])

Als Unterart von Schneckengetrieben können Schraubradgetriebe, deren Verzahnungspartner eine zylinderförmige Schnecke und ein schrägverzahntes Stirnrad sind, gesehen werden.

Diese Art von Getrieben, die schematisch in Abbildung 2.3 dargestellt ist, weist gegenüber dem sonst linienförmigen Kontakt von Schneckengetrieben einen punkt- bzw. ellipsenförmigen Kontakt auf und hat daher ein reduziertes Tragfähigkeitspotenzial. In Folge von Verschleiß während des Einlaufs entwickelt sich der punktförmige Kontakt jedoch zu einem linienförmigen Kontakt und die Eigenschaften des ursprünglichen Schraubradgetriebes nähern sich denen eines Schneckengetriebes an. Schraubradgetriebe können neben der Ausführung mit einer zylinderförmigen Schnecke ebenfalls als Zahnradpaarung aus zwei schrägverzahnten Stirnrädern unter einem Achskreuzungswinkel ungleich  $90^\circ$  ausgeführt sein.

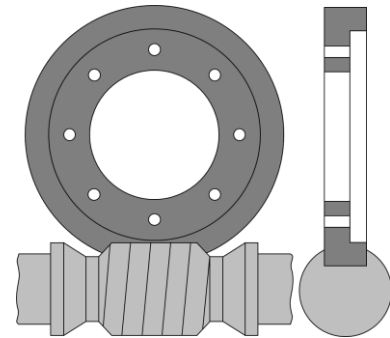


Abbildung 2.3: Schraubradgetriebe mit Zylinderschnecke und Stirnrad

Eine Mischform von Schneckengetrieben und Schraubradgetrieben sind Schneckengetriebe mit stark verkleinertem Anfangstragbild durch eine deutliche Schneckenradfräservergrößerung. Solche Getriebe werden von Weisel [Wei09a] und Sigmund [Sig15a] auch als Schneckenschraubradgetriebe bezeichnet. Durch den stark vergrößerten Schneckenradfräser werden die Berührlinien über die Radbreite deutlich verkürzt, allerdings liegt kein punktförmiger Kontakt wie bei einem Schraubradgetriebe vor. Der Vorteil eines Schneckenschraubradgetriebes liegt in der Unempfindlichkeit gegenüber Einbauabweichungen und Fertigungstoleranzen. Wie auch bei Schraubrädern nähern sich die Eigenschaften von Schneckengetrieben mit kleinem Anfangstragbild durch Verschleiß an die von Schneckenrädern an.

### 2.1.2 Fertigung und Geometrieerzeugung

Das Anfangstragbild sowie die Eingriffsverhältnisse einer Schneckenverzahnung und damit die Tragfähigkeit werden maßgeblich durch die bei den Werkzeugen und der Fertigung gewählten Parameter bestimmt. Daher wird im folgenden Abschnitt ein Überblick über die Fertigung von Schneckengetrieben angegeben. Der Ablauf der geometrischen Erzeugung von Schneckenverzahnungen lässt sich entsprechend Abbildung 2.4 gliedern. Wie links gezeigt wird die Geometrie der Schnecke basierend auf dem Werkzeug zur Fertigung der Schnecke erzeugt. Diese Werkzeuge sind gemäß Pfauter [Pfa76] oftmals Scheibenfräser, Fingerfräser oder Drehmeißel beziehungsweise zur Fertigbearbeitung Schleifscheiben oder Schleiffinger.

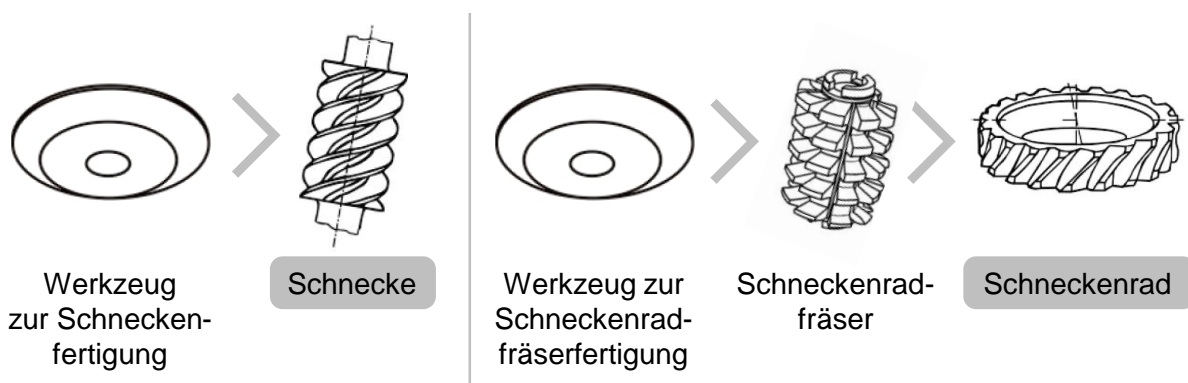


Abbildung 2.4: schematischer Überblick über die Fertigung von Schnecke (links) und Schneckenrad (rechts) (Abbildungen aus Sigmund [Sig15a])

Die Fertigung des Schneckenrads erfolgt typischerweise mit einem Schneckenradfräser auf einer Wälzfräsmaschine. Der Schneckenradfräser kann entweder als Wälzfräser oder als Schlagmesser, welches eine zum Wälzfräser entsprechende Hüllkurve erzeugt, ausgeführt

sein. Die erzeugende Geometrie des Schneckenradfräasers entspricht weitestgehend der der Schnecke und wird entsprechend durch das Werkzeug zur Schneckenradfräserfertigung definiert. Sind Geometrie von Schnecke und Schneckenradfräser identisch, liegt eine ideal konjugierte Geometrie von Schnecke und Schneckenrad vor. In der Praxis wird jedoch häufig bewusst von einer ideal konjugierten Geometrie abgewichen. Erforderlich ist gemäß Pfauter [Pfa76] diesbezüglich, die Zahndicke so zu wählen, dass ein ausreichendes Flankenspiel gewährleistet wird. Weiterhin ist es üblich, den Schneckenradfräser im Vergleich zur Schnecke im Durchmesser größer zu gestalten. Dadurch wird eine Art Breitenballigkeit der Schneckenradflanke erzeugt, die zu einem verkleinerten Anfangstragbild führt. Die Lage des Tragbilds ist jedoch weniger anfällig für Einbauabweichungen und Verlagerungen unter Last. Darüber hinaus kann ein vergrößerter Fräser nachgeschliffen werden, wodurch sich die Standzeit des Werkzeugs erhöht. Beide Aspekte begünstigen eine wirtschaftlichere Fertigung von Schneckenverzahnungen.

Die Schnecke wird in der Regel wärmebehandelt. Dies erfolgt typischerweise nach dem Vorverzahn der Schnecke. Für das Vorverzahn gängige Fertigungsmethoden sind Fräsen mit Scheibenfräsern oder Fingerfräsern sowie Wirbeln. Schneckenwellen, die mit Schneckenrädern aus Bronze gepaart werden, werden im Anschluss meist einsatzgehärtet. Schneckenwellen, die mit Schneckenrädern aus festeren Werkstoffen, wie Gusseisen, gepaart werden, werden im Anschluss meist vergütet. Nach der Wärmebehandlung wird die Schneckenverzahnung mit Schleifscheiben oder Schleiffingern fertigverzahnt und die Flankenform auf die endgültige, genaue Geometrie geschliffen sowie die Zielrauheit hergestellt.

Schneckenverzahnungen können mit verschiedenen Flankenformen gefertigt werden. Diese werden durch entsprechende Werkzeuge für die Schnecken- und Schneckenradfräserfertigung erzeugt und führen zu verschiedenen Profilen der Zähne. Tabelle 2.1 beinhaltet einen Überblick über die gängigsten Flankenformen mit dem jeweils typischen Werkzeug zur Fertigung dieser. Darüber hinaus sind weitere Flankenformen definiert, wie etwa die ZG-Flankenform [Hei05], die Hlebanja-Flankenform [Hle09] oder die Holroyd-Flankenform [Jün92].

Tabelle 2.1: Flankenformen mit dem jeweilig typischen Werkzeug und der jeweiligen Flankenlinienform im Axial- und Normalschnitt [DIN17a, ISO15, Pfa76]

Flankenform	Typisches Werkzeug	Axialschnitt	Normalschnitt
ZA	Geradflankiger, trapezförmiger Drehmeißel so angestellt, dass Schneiden im Axialschnitt liegen	Gerade	Konvex
ZN	Geradflankiger, trapezförmiger Drehmeißel um den Mittensteigungswinkel geschwenkt	Konkav	Gerade
ZI	Ebene Schleifscheibe um den Mittensteigungswinkel geschwenkt und um den Erzeugungswinkel geneigt	Konvex	Konvex
ZK	Geradflankige, trapezförmige Schleifscheibe um den Mittensteigungswinkel geschwenkt	Konkav	Konvex
ZC (oder ZH)	Kreisbogenförmige Schleifscheibe um den Mittensteigungswinkel geschwenkt	Konkav	Konkav

Die Definition der so erzeugten Geometrie ist in verschiedenen Normen festgelegt. DIN 3975-1 [DIN17a] beschreibt die grundlegenden Begriffe und Bestimmungsgrößen für Zylinder-Schneckengetriebe der in Tabelle 2.1 enthaltenen Flankenformen. Wie die Angabe der Geometrie in technischen Zeichnungen erfolgt, wird durch DIN 3966-3 [DIN18a] festgelegt. DIN 3975-2 [DIN02] beschreibt mögliche Abweichungen der Bestimmungsgrößen, die am realen Bauteil durch Abweichungen bei der Fertigung vorliegen. Welche Toleranzen für die Abweichungen der Verzahnung definiert sind, ist in DIN 3974 [DIN95a, DIN95b] enthalten. Für Schneckenradwälzfräser beschreiben DIN 3973-1 [DIN17c] und DIN 3973-2 [DIN17b] die Abweichungen und Toleranzen. Dies erlaubt ein einheitliches Verständnis von Toleranzklassen bei der Erstellung von Anforderungen zwischen Kunden und Lieferanten. Im Rahmen der internationalen Standardisierung ist ISO/TR 10828 [ISO15] maßgeblich. Dieser beinhaltet eine detaillierte Beschreibung der Geometrie von Schneckenverzahnungen. Im britischen und amerikanischen Raum sind BS 721 [BS83] und ANSI/AGMA 6022-C19 [ANS20] die Standards, die die Definitionen der Geometriegrößen festlegen.

Die Eingriffsverhältnisse im Kontakt der Schneckenverzahnung ergeben sich basierend auf der beschriebenen Geometrie von Schnecke und Schneckenrad. Eine mathematische Beschreibung der Eingriffsverhältnisse erfolgt von Niemann & Weber [Nie42] und Weber & Mauhake [Web56]. Wilkesmann [Wil74] und Predki [Pre82] überführen Berechnungen zu den Eingriffsverhältnissen in EDV-Programme. Daraus geht die Software ZSB [Vil07] hervor, die die analytische Berechnung der Geometrie und Eingriffsverhältnisse erlaubt. Lutz [Lut00] entwickelt das numerisch basierte EDV-Programm *SNETRA*, das in Abschnitt 2.1.5.2 ausführlich beschrieben wird. Die geometrischen Eingriffsverhältnisse werden durch die Berührlinien, die den Kontaktverlauf auf der Flanke in einer Eingriffsstellung beschreiben, bestimmt. Aus den Berührlinien resultiert das Tragbild, das sich aus den Berührlinien aller Eingriffsstellungen zusammensetzt. Neben den genannten Arbeiten, beinhaltet auch ISO/TR 10828 [ISO15] eine

ausführliche Beschreibung zur analytischen Berechnung der Flankengeometrie und der Berührlinien, die basierend auf Arbeiten von Ocutrue [Oct89, Oct14] entwickelt wurde.

Die Eingriffsverhältnisse unterliegen vielen Einflussfaktoren und bestimmen maßgeblich das Betriebsverhalten der Verzahnung. Nachfolgend wird auf zwei wesentliche Einflussfaktoren für das Tragbild eingegangen: die Schneckenradfräservergrößerung und die Einbauabweichungen. Für Abbildung 2.5 wird beispielhaft der Eingriff einer Verzahnung berechnet und ein Überblick über die Berührlinien aller Eingriffsstellungen und somit über das gesamte Tragbild dargestellt. Dabei wird eine ideal konjugierte Verzahnung und eine Verzahnung mit Fräservergrößerung jeweils mit und ohne Einbauabweichungen betrachtet. Die Verzahnung der Beispielrechnung weist die Geometrie des Standard-Referenzgetriebes nach DIN 3996 [DIN19] auf. Die Berechnung und Ausgabe erfolgt dabei mit *SNETRA* [Rot21b].

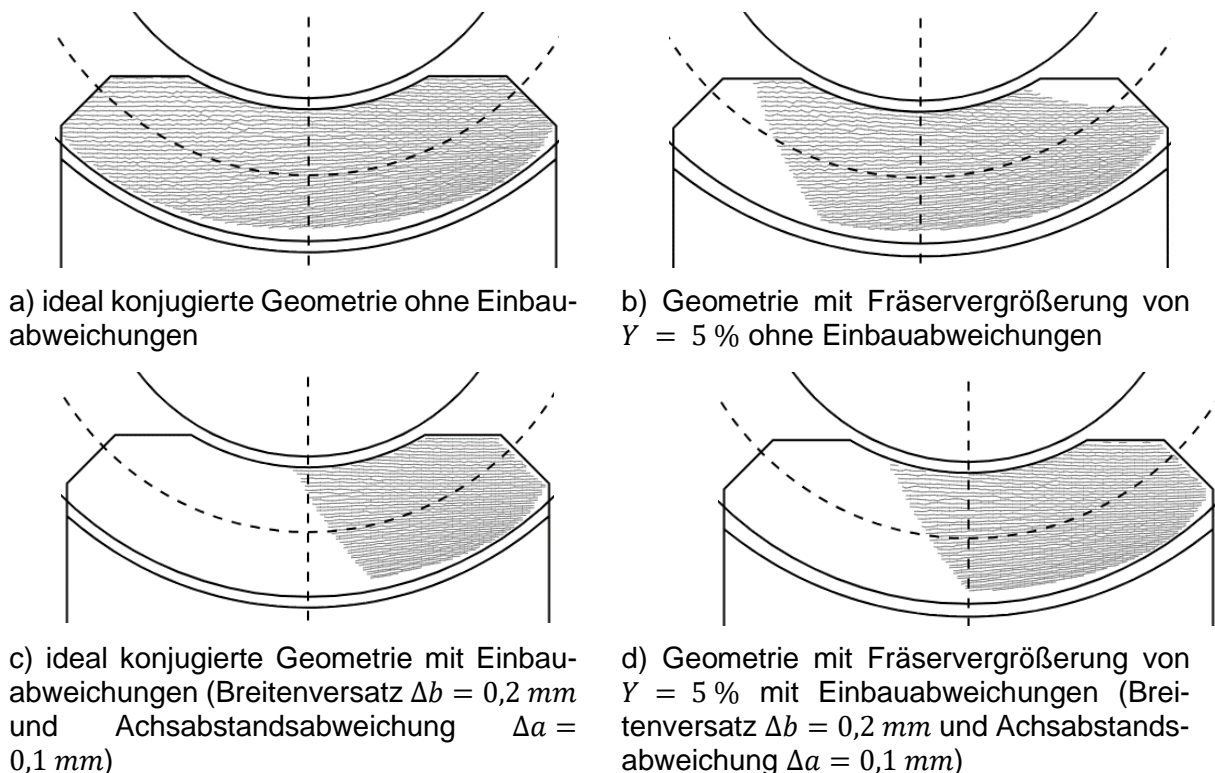


Abbildung 2.5: Berührlinien und Tragbild im Radialschnitt einer Verzahnung: a) ideal konjugiert ohne Einbauabweichungen; b) mit Fräservergrößerung ohne Einbauabweichungen; c) ideal konjugiert mit Einbauabweichungen; d) mit Fräservergrößerung mit Einbauabweichungen

Durch die Schneckenradfräservergrößerung, die typischerweise im Rahmen der Fertigung verwendet wird, ergibt sich ein kleineres Tragbild als bei dem nahezu vollen Tragbild einer ideal konjugierten Geometrie. Bei idealem Einbau liegt das kleinere Tragbild in der Regel mittig bis auslaufseitig. Weisel [Wei09a] und Sigmund [Sig15a] untersuchen derartige Schneckengetriebe, die mit stark vergrößerten Fräsern gefertigt werden und dadurch ein kleines Tragbild aufweisen. Durch Einbauabweichungen verschiebt sich in der Regel das Tragbild und wird kleiner. Simon [Sim06] und Falah et al. [Fal13] untersuchen rechnerisch den Einfluss von Einbauabweichungen auf das Tragbild und die Flankenbeanspruchung. In Abbildung 2.5 ist zu erkennen, dass bei Einbauabweichungen das Tragbild der ideal konjugierten Geometrie kleiner ist als das mit Fräservergrößerung. Dies ist darauf zurückzuführen, dass ideal konjugierte Geometrien wesentlich anfälliger für Einbauabweichungen sind als solche, die mit vergrößertem Fräser gefertigt werden. Kleinere oder verlagerte Tragbilder führen zu erhöhten lokalen



Beanspruchungen auf der Flanke und sind daher auch für die Tragfähigkeit ein maßgeblicher Einflussfaktor.

### 2.1.3 Schadensarten

In Folge der Belastungen im Kontakt können an Schneckenverzahnungen im Laufe des Betriebs typischerweise Veränderungen und Schäden auftreten, die zu einem Ausfall des Getriebes führen können und damit die Lebensdauer einschränken beziehungsweise die Tragfähigkeit bestimmen. Es gibt mehrere Arten von Schäden, die je nach Geometrie, Werkstoffen und Betriebsbedingungen unterschiedlich ausgeprägt auftreten können. Nachfolgend wird ein Überblick über die Schadensarten gegeben, die typischerweise an Schneckengetrieben auftreten.

In Abbildung 2.6 sind exemplarisch für die verschiedenen Schadensarten die Drehmomentgrenzen in Abhängigkeit der Drehzahl für ein Schneckengetriebe mit einem Schneckenrad aus Bronze gezeigt. Wie diese Grenzen konkret verlaufen, hängt von der genauen Gestaltung des Getriebes ab. Oftmals und wie in Abbildung 2.6 dargestellt, sind Zahnbruch, Verschleiß, Grübchen und Übertemperatur, welche durch den Wärmeeintrag entsteht, die begrenzenden Schadensarten. Schneckenbruch, Durchbiegung und Fressen sind bei Schneckengetrieben mit Schneckenrädern aus weicheren Werkstoffen bei normalem Betrieb in der Regel untergeordnet. Bei Schneckengetrieben mit festeren Radwerkstoffen, wie Gusseisen oder Stahl, können sich die Tragfähigkeitsgrenzen mancher Schäden verschieben. Typischerweise sinkt die Fresstragfähigkeit und die Verschleiß-, Grübchen- sowie die Zahnbruchtragfähigkeit steigen. Idealerweise wird dadurch das schadensfreie Gebiet vergrößert. Jedoch kann Fressen dann eine tragfähigkeitsbegrenzende Schadensart darstellen, gegen die das Getriebe zuverlässig ausgelegt werden muss.

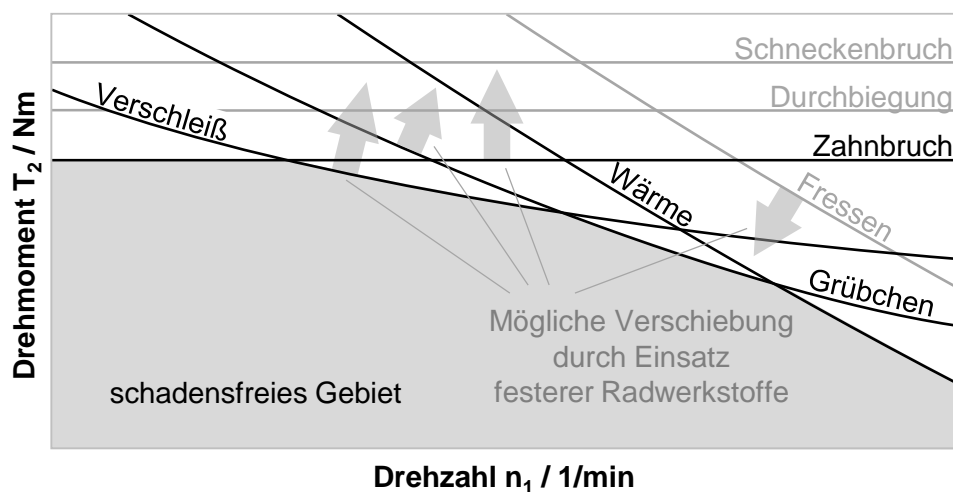


Abbildung 2.6: schematische und exemplarische Tragfähigkeitsgrenzen für eine Schneckenverzahnung mit einem Schneckenrad aus Bronze und eine mögliche Verschiebung dieser durch die Verwendung eines Schneckenrads aus einem festeren Werkstoff (Abbildung in Anlehnung an Hermes [Her08])

In den nachfolgenden Abschnitten werden die in Abbildung 2.6 enthaltenen Schadensarten ausführlicher beschrieben.

#### 2.1.3.1 Verschleiß

Verschleiß ist ein fortlaufender Abtrag von Material an der Oberfläche der Flanke, der durch die Beanspruchung im Kontakt hervorgerufen wird. Bei Schneckengetrieben tritt Verschleiß

überwiegend am Schneckenrad auf, da dies in der Regel aus dem weicheren Werkstoff gefertigt ist. Neben der Werkstoffpaarung sind wesentliche Einflussfaktoren auf Verschleiß die Schmierstoffeigenschaften, die Pressung, die Geschwindigkeitsverhältnisse und die Oberflächenstruktur. Hohe Pressungen und niedrige Geschwindigkeiten führen zu niedrigen Schmierfilmdicken und damit typischerweise zu höherem Verschleiß je Kontaktzyklus. Gemäß Norgauer [Nor21a] führen hohe Temperaturen ebenso zu niedrigen Schmierfilmdicken und damit zu einem erhöhten Verschleiß. Verschleiß an sich führt nicht zum Ausfall des Getriebes und hat zum Beginn des Betriebs sogar einen positiven Effekt. Durch den Verschleiß erfolgt ein Einlauf des Getriebes. Dieser vergrößert das Tragbild, wodurch die Beanspruchung der Flanke reduziert wird, wie von Sigmund [Sig15a] experimentell und theoretisch untersucht. Der Einlauf und die Größe des Tragbilds bestimmen dadurch das Betriebsverhalten und die Tragfähigkeit signifikant. Weiter fortschreitender Verschleiß führt jedoch zu einem spitzen Zahn am Schneckenrad, einem größeren Flankenspiel, einer reduzierten Zahnbruchsicherheit oder einer Kontamination des Schmierstoffs. Dadurch wird die Tragfähigkeit der Verzahnung begrenzt sowie das Risiko des Ausfalls von Dichtungen und Lagern erhöht.

### 2.1.3.2 Grübchen

Grübchen sind ein Ermüdungsschaden der Zahnflanke, der durch Risse entsteht, die von der Oberfläche ausgehen, in die Tiefe und schließlich wieder zur Oberfläche wachsen und dadurch zu Materialausbrüchen auf der Flanke führen. Grübchen treten typischerweise meist am Schneckenrad auf. Neben dem Schneckenradwerkstoff sind wesentliche Einflussfaktoren auf Grübchen die Schmierstoffeigenschaften, die Pressung, die Geschwindigkeitsverhältnisse und die Oberflächenstruktur. Hohe Pressungen und hohe Geschwindigkeiten führen zu beschleunigtem Grübchenwachstum. Rank [Ran96a] teilt die Grübchenentwicklung basierend auf Versuchsergebnissen in drei Phasen auf: die Grübchenentstehungsphase, in der die ersten Grübchen entstehen, die Grübchenwachstumphase, in der die Grübchenfläche auf ein Maximum anwächst, und die Verschleißphase, in der zunehmender Verschleiß die Grübchen abträgt und neue Grübchen entstehen. In der Verschleißphase stellt sich dadurch eine reduzierte Grübchenfläche ein. Sievers [Sie12] bestätigt, dass die Grübchenschädigung zunimmt, je niedriger der Verschleiß ist. Schneckenräder können auch bei großen Grübchenanteilen von über 50 % weiter betrieben werden, wie Versuche von Mautner [Mau19] zeigen. Jedoch treten nach Dinter [Din97] dynamische Zusatzkräfte durch resultierende Drehwinkelfehler auf und führen zu schlechterem Geräuschverhalten sowie Wirkungsgradschwankungen. Weiterhin erhöhen Grübchen die lokalen Pressungen durch die reduzierte tragende Flankenfläche, wie simulativ in FVA 320 VII [Rot18] untersucht wird. Dadurch wirken sich Grübchen negativ auf weitere Schadensarten, wie Verschleiß und Fressen, aus.

### 2.1.3.3 Übertemperatur

Durch die freigesetzte Wärme im verlustbehafteten Kontakt einer Schneckenverzahnung, in den Lagern, den Dichtungen und durch das Planschen der drehenden Teile im Schmierstoff steigen die Temperaturen der Komponenten des Getriebes. Die Kühlung des Getriebes wirkt dem entgegen. In FVA 69 VII [Pas18] wird dieser Temperaturhaushalt rechnerisch untersucht. Vor allem die Schmierstofftemperatur darf einen Grenzwert nicht überschreiten, da dadurch die Lebensdauer des Schmierstoffs beeinträchtigt wird. Untersuchungen in FVA 849 I [Sch23a] zeigen, dass ein reduzierter Ölfüllstand oder eine reduzierte Einspritzmenge zu höheren Temperaturen im Getriebe führen. Weiterhin reduzieren hohe Temperaturen die Schmierfilmdicke, was sich negativ auf die Verschleißtragfähigkeit, wie in FVA 503 III [Nor21b] gezeigt, auswirkt.

Somit stellt die Temperatur ein leistungsbegrenzendes Kriterium für Schneckengetriebe dar und beeinflusst darüber hinaus weitere Schäden, wie Verschleiß und Fressen.

#### **2.1.3.4 Fressen**

Fressen ist ein spontanes Verschweißen der Flanken von Schnecke und Schneckenrad unmittelbar nach einem Überschreiten einer Beanspruchungsgrenze. Durch die Bewegung reißen die verschweißten Stellen auseinander und es findet ein Materialübertrag von einem zum anderen Kontaktpartner statt. Die geschädigten Stellen führen bei andauernder Belastung zu weiteren Schäden und die Flanken werden dadurch oftmals innerhalb weniger Umdrehungen so stark geschädigt, dass das Getriebe vollständig ausfällt. Fressschäden sind überwiegend bei der Verwendung festerer Schneckenradwerkstoffe wesentlich zu berücksichtigen, da diese gegenüber Bronze oder Messing eine höhere Affinität zum Verschweißen mit der Stahlschnecke aufweisen, wie Michaelis [Mic87] beschreibt. Neben der Werkstoffpaarung sind wesentliche Einflussfaktoren auf Fressen die Schmierstoffeigenschaften, die Temperatur, die Pressung sowie die Geschwindigkeitsverhältnisse. Ein Metall-Metall-Kontakt mit hohen Temperaturen und ohne trennenden Schmierfilm oder trennende Schutzschicht wird als Ausgangspunkt eines Fressschadens angesehen. Eine niedrige Schmierstoffviskosität, hohe Temperaturen und hohe Pressungen führen zu niedrigen Schmierfilmdicken. Hohe Geschwindigkeiten verbessern zwar den Schmierfilmaufbau, aber führen in der Regel ebenfalls zu deutlich höheren Temperaturen, so dass Fressschäden häufig erst bei hohen Drehzahlen auftreten.

#### **2.1.3.5 Durchbiegung**

Die Durchbiegung der Schneckenwelle führt zu einer Verlagerung der Schneckenflanken gegenüber der Radflanken und hat damit einen Einfluss auf das Tragbild. Dies kann die Tragfähigkeit dadurch begrenzen, dass Eingriffsstörungen hervorgerufen werden, die zu lokal hohen Beanspruchungen führen können. Daraus resultieren typischerweise negative Auswirkungen auf weitere Schäden, wie Verschleiß, Grübchen und Fressen.

#### **2.1.3.6 Zahnbruch**

Zahnbruch am Schneckenrad erfolgt in der Regel ausgehend vom Zahnfuß und wird durch zu hohe Zahnfußspannungen verursacht. Ein Zahnbruch führt zu einem unmittelbaren Ausfall des Getriebes. Verschleiß führt mit fortschreitender Betriebsdauer zu einer Verringerung der Tragfähigkeit im Hinblick auf Zahnbruch, da sich die Zahndicke reduziert und die Verschleißkerbe im Zahnfuß gemäß Thiele [Thi06] und Reißmann [Rei16] die Beanspruchbarkeit mindert.

#### **2.1.3.7 Schneckenbruch**

Ein Schneckenbruch ist ein Bruch an der Verzahnung der Schneckenwelle. Je nach Gestaltung der Verzahnung kann dieser Schaden die Tragfähigkeit bei hohen Drehmomenten begrenzen. Bei der Verwendung von Schneckenrädern aus festeren Werkstoffen kann das Schneckenrad mit einem höheren Drehmoment belastet werden. Dann erfährt auch die Schneckenwelle höhere mechanischen Belastungen und die Festigkeit der Schneckenwelle rückt zunehmend in den Vordergrund und muss ausreichend sein. Entsprechend können bei derartigen Werkstoffpaarungen und bei hohen Lasten, wie von Lange [Lan00] in Versuchen festgestellt, Schneckenbrüche auftreten.

### 2.1.4 Werkstoffpaarungen

Eine wesentliche Einflussgröße auf das Schadensverhalten sind die verwendeten Werkstoffe. Schneckenverzahnungen können aus verschiedenen Werkstoffen gefertigt werden. In der Regel wird das Schneckenrad aus einem weicherem Material als die Schnecke gefertigt, da die Schnecke durch die hohen Übersetzungen deutlich mehr Lastwechselzyklen ausgesetzt ist und durch die hohen Gleitanteile im Kontakt Verschleiß zu erwarten ist. Eine typische Kombination ist eine einsatzgehärtete Schnecke mit einem Schneckenrad aus Bronze. So sind Kupfer-Zinn-Legierungen als Werkstoff für das Schneckenrad weit verbreitet. Daneben werden auch Messing-Legierungen oder Aluminiumbronze-Legierungen als Schneckenradwerkstoffe verwendet. Diese sind jedoch nicht zur Kombination mit Schmierstoffen auf Polyglykol-Basis geeignet. Ursächlich dafür ist, dass Polyglykol im Reibkontakt mit Aluminium zu einer ausgeprägten Oxidation führen kann. Weitere verwendete Werkstoffe für das Schneckenrad sind Gusseisenwerkstoffe. Die Schneckenwellen werden dann in der Regel aus vergütetem Stahl ausgeführt. Selten ist die Ausführung von Schneckenrädern aus Stahl. Die Verwendung von Kunststoff als Schneckenradwerkstoff ist ebenfalls selten und eher bei Schraubrädern üblich, die in Stellantrieben eingesetzt werden und wie sie von Barton [Bar00], Wassermann [Was05] und Pech [Pec11] untersucht werden.

Der Fokus der nachfolgenden Beschreibung liegt auf Untersuchungen an Schneckengetrieben mit metallischen Schnecken- und Schneckenradwerkstoffen. Es wird dabei beschrieben, wie die Werkstoffe und deren Eigenschaften einen Einfluss auf das Schadensverhalten zeigen. Die Beschreibung wird in die beiden Werkstoffpaarungen Stahl-Bronze und Stahl-Gusseisen unterteilt, da zu diesen die überwiegende Anzahl an Untersuchungen erfolgt ist und ihre industrielle Anwendung weit verbreitet ist. Abschließend wird auf Untersuchungen zu Schmierstoffen eingegangen.

#### 2.1.4.1 Stahl-Schnecke mit Bronze-Schneckenrad

Schneckenräder aus Bronze werden typischerweise mit einsatzgehärteten Schnecken gepaart. Eine weit verbreitete Werkstoffpaarung, die Bestandteil des Großteils der wissenschaftlichen Untersuchungen zu Schneckengetrieben ist, ist 16MnCr5 (eh) / CuSn12Ni2. Die nachfolgenden Ausführungen beschränken sich auf diese Werkstoffpaarung. Der Rohling zur Fertigung des Schneckenrads wird je nach Baugröße strang- (GC) oder schleudergegossen (GZ). Vor allem Rohlinge für große Schneckenräder werden typischerweise schleudergegossen, da dadurch in der Regel auch in den Randbereichen, in denen die Verzahnung gefräst wird, ein feinkörnigeres Gefüge vorliegt. Eigenschaften der Bronzelegierung, die einen wesentlichen Einfluss auf die Tragfähigkeit haben, sind die Korngröße, die chemische Zusammensetzung sowie die Phasenanteile. Vorgehensweisen zur Bestimmung der Eigenschaften der Bronze sind in der Richtlinie BDG P 771 [BDG17] enthalten.

Gemäß Rank [Ran96a] hat ein feinkörniges Gefüge einen positiven Einfluss auf die Härte und Zugfestigkeit und damit auf die Tragfähigkeit der Schneckenverzahnung. Entsprechend zeigen Versuche von Huber [Hub78] und Mathiak [Mat84], dass mit zunehmender Korngröße, also einem grobkörnigeren Gefüge, eine reduzierte Grübchentragfähigkeit einhergeht. Ein weiterhin positiver Einfluss einer kleinen Korngröße auf die Verschleißtragfähigkeit geht aus Versuchen von Nass [Nas95], Jacek [Jac01] und Sievers [Sie12] hervor.

Der Nickelanteil der Legierung beeinflusst die Verschleißtragfähigkeit ebenfalls. Nass [Nas95] ermittelt einen Nickelanteil von 4,5 % als verschleißoptimal. Weiterhin zeigt sich dabei, dass sich ein hoher Phosphoranteil negativ auf den Verschleiß auswirkt. Jacek [Jac01] führt die

Untersuchungen fort und stellt für einen Nickelanteil von 4 % eine gute Verschleißbeständigkeit fest. Weisel [Wei09a] beobachtet eine geringfügig längere Grübchenwachstumsphase bei einem Nickelanteil von 4 %. Im Hinblick auf den Zinnanteil stellt Huber [Hub78] eine niedrigere Grübchentragfähigkeit bei einem Zinngehalt von 14 % gegenüber einem Zinngehalt von 12 % fest.

Im Gefüge der Bronzelegierung ergibt sich eine stützende Kupfer-Grundmatrix, die auch  $\alpha$ -Phase genannt wird und weich ist. Die zinnreiche Zwischenphase, die auch  $\delta$ -Phase genannt wird, ist hart, aber dadurch spröder. So verlaufen Risse in Scheibenversuchen von Fontanari et al. [Fon13] typischerweise in der  $\delta$ -Phase. Aus Untersuchungen von Sievers [Sie12] und Sigmund [Sig15a] geht hervor, dass Verschleiß positiv von einem hohen  $\delta$ -Phasenanteil beeinflusst wird.

Im Hinblick auf die Schneckenwelle zeigen Versuche von Dinter [Din97], dass gasnitrierte Schnecken aus 16MnCr5 zu Abplatzungen neigen und zu starker Grübchenbildung und Verschleiß am Schneckenrad führen und daher nicht für den Einsatz in Schneckengetrieben geeignet sind. In den Untersuchungen von Heilemann [Hei05] wird ein Einfluss der Schneckenhärte auf den Verschleiß festgestellt und ein Härtefaktor zur Erweiterung der Verschleißberechnung nach DIN 3996 [DIN19] abgeleitet. Eine niedrige Schneckenhärte kann entsprechend zu einem höheren Verschleiß führen.

#### **2.1.4.2 Stahl-Schnecke mit Gusseisen-Schneckenrad**

Verschiedene Gusseisen-Werkstoffe für das Schneckenrad sind Bestandteil von Untersuchungen zur Tragfähigkeit. Diese sind überwiegend die Sphärogusswerkstoffe EN-GJS-400-15, EN-GJS-400-18, EN-GJS-600-3 und EN-GJS-700-2 sowie Gusseisen mit Lamellengraphit EN-GJL-250. Darüber hinaus sind teils Schneckenräder aus Stahl Bestandteil von Untersuchungen. Nachfolgend werden die bisherigen wissenschaftlichen Untersuchungen an Schneckenrädern mit diesen Werkstoffen überblicksweise beschrieben.

Von Huber [Hub78] werden Untersuchungen an Schneckenrädern aus EN-GJL-250 und EN-GJS-700-2 bei niedrigen Drehzahlen hinsichtlich deren Verschleißtragfähigkeit durchgeführt. Die Schnecke ist aus einsatzgehärtetem Stahl gefertigt. Die Schmierung beider Radwerkstoffe mit Mineralöl führt zu sehr niedrigem Verschleiß, der jedoch bei hohem Drehmoment stark ansteigt.

Michels [Mic68] untersucht Schneckengetriebe mit Schneckenrädern aus Grauguss und einsatzgehärteten Stahlschnecken. Dabei wird niedriger Verschleiß gemessen und es werden Einlaufverfahren mit Oberflächenbeschichtungen und Einlaufmitteln erfolgreich erprobt.

In FVA 138 I [Haa91] wird das Selbsthemmungs- und Anlaufverhalten von Schneckengetrieben mit Schneckenrädern aus EN-GJL-250 und EN-GJS-600-3 bestimmt. Bei nicht eingelaufenen Verzahnungen sind die Anlaufreibungszahlen von Gusseisenschneckenrädern niedriger als die von Bronzeschneckenrädern.

Steingröver [Ste93a] untersucht die Schneckenradwerkstoffe EN-GJL-250, EN-GJS-400-15 und EN-GJS-600-3 mit sowohl einsatzgehärteten als auch vergüteten Schneckenwellen aus 42CrMo4+QT. Dabei wird EN-GJS-400-15 mit einer vergüteten Schnecke als am höchsten fresstragfähige Werkstoffpaarung identifiziert. Auch hohe Antriebsdrehzahlen können mit geeigneten hochlegierten Ölen auf Polyglykolbasis schadensfrei übertragen werden und weisen dabei niedrigen Verschleiß auf. Die Katalogdrehmomente für vergleichbare Getriebe mit

Schneckenrädern aus Bronze werden dabei überschritten. Lange [Lan00] bestätigt diese Ergebnisse und schlägt darüber hinaus eine Phosphatbeschichtung am Schneckenrad zur Vermeidung von Fressen während des Einlaufs vor. Im Hinblick auf die Grübchenbildung stellt Lange [Lan00] einen von Bronzeschneckenrädern abweichenden Verlauf fest. Es entstehen frühzeitig Grübchen, deren Fläche über die weitere Lebensdauer annähernd konstant bleibt.

Von Weisel [Wei09a] und Sigmund [Sig15a] werden Verschleißversuche an Schneckenrädern mit kleinem Anfangstragbild aus dem Werkstoff EN-GJS-400-15 und mit vergüteter Schnecke aus 42CrMo4+QT durchgeführt. Gegenüber Bronzeschneckenrädern liegt ein deutlich niedriger Verschleiß vor und das Tragbild wächst entsprechend nur langsam an.

Von Monz [Mon12] und in FVA 522 II [Rei15b] wird stichprobenartig der Verschleiß von Schneckengetrieben mit Schneckenrädern aus EN-GJS-600-3 und vergüteter Schnecke aus 42CrMo4+QT bei Fettschmierung und niedrigen Antriebsdrehzahlen untersucht. Bei Drehzahlen von  $n_1 = 150 \text{ 1/min}$  treten bereits bei niedrigen Lasten Fressschäden auf. Bei den Drehzahlen  $n_1 = 10 \text{ 1/min}$  und  $n_2 = 40 \text{ 1/min}$  liegt der Verschleiß deutlich unter dem von Bronzeschneckenrädern.

Fontanari et al. [Fon16] untersuchen die Werkstoffpaarung 42CrMo4+QT / EN-GJS-700-2 in Scheibenversuchen. Es zeigt sich ein starker Einfluss des Schmierstoffs auf Fresserscheinungen und die Rissbildung.

Im Hinblick auf Schneckenräder aus einsatzgehärtetem Stahl messen Sternberg [Ste96] und Pfäfflin [Pfäh98] niedrige Verschleißraten. Die vorliegende Fressgefahr kann durch eine Oberflächenbeschichtung mit Manganphosphat und synthetische Schmierstoffe mit EP-Additiven reduziert werden.

Sievers et al. [Sie09] führen eine Literaturrecherche zu Möglichkeiten der Beschichtung von Schneckengetrieben mit Stahl-Stahl-Werkstoffpaarungen durch. Es werden verschiedene Technologien zur Bauteilbeschichtung vorgestellt. Eine konkrete Empfehlung kann aufgrund der nur begrenzt vorliegenden Grundlagenuntersuchungen nicht gegeben werden, so dass für einen Anwendungsfall die geeignete Technologie individuell ausgewählt werden muss.

Li et al. [Li10, Li11] untersuchen eine Stahl-Stahl-Werkstoffpaarung an einem Modellprüfstand für einen Schneckenverzahnungskontakt im Hinblick auf Verschleiß und Fressen. Die Ergebnisse lassen auf eine Abhängigkeit der beiden Schäden von der Härte der Kontaktpartner schließen.

Versuche von Chmill et al. [BMBF16] zur Tragfähigkeit von Schneckenrädern aus Stahl resultieren in niedrigen Verschleißwerten, jedoch ebenfalls in frühzeitigen Fressschäden. Eine Beschichtung oder ein Gleitschleifen des Schneckenrads kann die Tragfähigkeit verbessern. In den Versuchen können auch im Dauerbetrieb vergleichbare Leistungen wie von Schneckengetrieben mit Bronzerädern übertragen werden.

### 2.1.4.3 Schmierstoffe

Der verwendete Schmierstoff ist eine wesentliche Einflussgröße auf das Betriebsverhalten von Schneckengetrieben. Der Schmierstoff und die Schmierung werden dabei von mehreren Aspekten charakterisiert. Unterschieden wird zunächst zwischen der Schmierung mit Ölen oder Fetten. Öle können mittels Einspritzschmierung oder Tauchschmierung schmieren. Wesentliche Eigenschaften des verwendeten Öls sind das Grundöl, die Viskosität und die Additivierung.

Entsprechend Neupert [Neu90] und Norgauer [Nor21a] liegen bei der Verwendung von Mineralölen gegenüber synthetischen Grundölen höhere Verschleißraten vor, die den Einlauf beschleunigen. Bei fortgeführtem Betrieb kann der höhere Verschleiß jedoch die Lebensdauer begrenzen. Synthetische Grundöle, wie Polyglykol, zeigen in Untersuchungen von Norgauer [Nor21a] und Rank [Ran96a] eine entsprechend günstige Verschleiß- und Grübchen-tragfähigkeit.

Gemäß Weisel [Wei09a] sind die Schmierfilmdicken im Schneckenverzahnungskontakt typischerweise so niedrig, dass Mischreibung auftritt. Bei Mischreibung liegt gemäß Bartel [Bar10] ein kombinierter Reibungszustand vor. Dieser kann sich aus Flüssigkeits-, Festkörper-, Grenzschicht- und Grenzreibung zusammensetzen. Flüssigkeitsreibung ist gemäß Niemann, Winter, Höhn & Stahl [Nie19] die innere Reibung im Schmierfilm durch den Scherwiderstand. Festkörperreibung ist die innere und äußere Reibung zwischen Stoffbereichen mit Festkörpereigenschaften. Grenz- und Grenzschichtreibung liegt vor, wenn sich berührende Stoffbereiche durch feste Grenzschichten oder Grenzfilme bedeckt sind. Vor allem durch den Festkörperanteil können bei Schneckengetrieben ein erhöhter Verschleiß und ein reduzierter Wirkungsgrad vorliegen. Je größer die Baugröße desto besser ist der Schmierfilm ausgeprägt, da größere Bauteildurchmesser zu höheren Umfangsgeschwindigkeiten führen und höhere Geschwindigkeiten zu einem besseren Schmierfilmaufbau. Entsprechend sind kleinere Schneckengetriebe stärker verschleißgefährdet und große Schneckengetriebe laufen, wie von Mautner [Mau19] untersucht, durch die niedrigeren Verschleißraten nur verhältnismäßig langsam ein. Die Viskosität, als Schmierstoffeigenschaft, beeinflusst die Schmierfilmdicke maßgeblich. Oehler et al. [Oeh15] zeigen simulativ, dass höhere Viskositäten zu höheren Schmierfilmdicken führen. Die Grübchentrugfähigkeit wird entsprechend Rank [Ran96a] und Evans & Tourret [Eva52] positiv durch eine höhere Viskosität beeinflusst.

In FVA 849 I [Sch23a] werden die Einflussfaktoren Viskosität, Additivierung und Grundöl auf das Verschleißverhalten untersucht. Es wird bestätigt, dass eine niedrige Viskosität zu höherem Verschleiß führt. Die Additivierung, eine Kernkompetenz der Schmierstoffhersteller, hat ebenfalls einen maßgeblichen Einfluss auf den Verschleiß und ist daher sorgfältig für die Anwendung bei Schneckengetrieben auszulegen. Weitere Untersuchungsbestandteile von FVA 849 I [Sch23a] sind die Füllmenge bei Tauchschmierung und die Einspritzmenge bei Einspritzschmierung. Es zeigt sich, dass diese Faktoren einen Einfluss auf die Radmassentemperatur und damit auf den Verschleiß haben können. Grundsätzlich geht aus Versuchen von Norgauer [Nor21a] hervor, dass die Schmierungsart an sich das Verschleißverhalten nicht unmittelbar beeinflusst.

Neben der Schmierung mit Öl ist bei Schneckengetrieben ebenfalls die Schmierung mit Fett üblich. Aus den Untersuchungen von Monz [Mon12] und FVA 522 II [Rei15b] geht hervor, dass Fettschmierung oftmals zu höherem Verschleiß gegenüber Ölschmierung führt. Ein wesentliches Kriterium bei Fettschmierung ist die Gewährleistung eines ausreichenden Wärmetransports durch das die Verzahnung umgebende Fett. Die daraus resultierenden thermischen Grenzen sind weniger kritisch bei niedrigen Antriebsdrehzahlen und im Aussetzbetrieb. Für solche Anwendungsfälle kann Fettschmierung gemäß FVA 522 II [Rei15b] einen besseren Schmierfilmaufbau im Mischreibungsgebiet gewährleisten.

### 2.1.5 Berechnung und Simulation

Im Zuge der Entwicklung und Konstruktion von Schneckengetrieben ist es erforderlich, diese gegen die vorherig beschriebenen Schadensarten auszulegen, damit die Tragfähigkeit gegeben ist, um die geforderte Lebensdauer zuverlässig schadensfrei zu erreichen. Dazu stehen umfangreiche Normen und Richtlinien zur Verfügung. Neben diesen standardisierten Tragfähigkeitsberechnungen existieren weitere Simulationsprogramme, die die umfassende rechnerische Analyse des Verhaltens von Schneckengetrieben erlauben. Die Möglichkeiten zur Berechnung und Simulation von Schneckengetrieben sind in den nachfolgenden Abschnitten beschrieben.

#### 2.1.5.1 Tragfähigkeitsberechnung

Gemäß Höhn & Steingröver [Höh96] wurden Schneckengetriebe bis zur Veröffentlichung von DIN 3996 [DIN19] im deutschsprachigen Raum überwiegend nach Niemann & Winter [Nie86] ausgelegt. DIN 3996 [DIN19] erlaubt die Berechnung des Wirkungsgrads, der Radmasstemperatur sowie der Tragfähigkeit im Hinblick auf die Schadensarten Verschleiß, Grübchen, Durchbiegung, Radzahnbruch und Wärme. In DIN 3996:2012 [DIN12] wird der Wirkungsgrad mit dem Berechnungsverfahren von Neupert [Neu90] bestimmt. Mit DIN 3996:2019 [DIN19] wird die Wirkungsgradberechnung basierend auf den Untersuchungen von Oehler [Oeh18, Oeh17b] eingeführt. Der Berechnung der Verschleißtragfähigkeit in DIN 3996 [DIN19] liegt das Berechnungsverfahren nach Neupert [Neu90] zugrunde. Die Grübchenberechnung basiert auf Niemann & Winter [Nie86], welche wiederum leicht modifiziert auf der Grübchenberechnung von Huber [Hub78] basiert. Zur genaueren Abschätzung der Lebensdauer im Hinblick auf Grübchen und Verschleiß ist die Berechnung nach Rank [Ran96a] im informativen Anhang von DIN 3996 [DIN19] aufgeführt. Die Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit basiert auf Mathiak [Mat84] und die der Durchbiegesicherheit der Schneckenwelle auf Niemann & Winter [Nie86]. Weiterhin beinhaltet DIN 3996 [DIN19] eine Berechnung, ob eine Übertemperatur infolge der Verlustwärme vorliegt.

Der Berechnung nach DIN 3996 [DIN19] liegt für die genannten Schadensarten das Prinzip zugrunde, dass eine Sicherheit berechnet wird, die zum Nachweis der Tragfähigkeit einen Mindestwert überschreiten muss. Die Sicherheit ist das Verhältnis eines zulässigen Grenzwerts und der Beanspruchung. Die zulässigen Grenzwerte werden teils unmittelbar in DIN 3996 [DIN19] genannt oder müssen durch weiterführende, in der Regel experimentelle Untersuchungen ermittelt werden. Zur Bestimmung der Beanspruchung werden verschiedene Parameter, wie die Gleitgeschwindigkeit oder Pressung, in Abhängigkeit der Belastung und der Gestaltung der Verzahnung berechnet. Die Beanspruchungsparameter können nach verschiedenen Methoden ermittelt werden. Gemäß DIN 3996 [DIN19] ist Methode A im Streitfall genauer als Methode B und Methode B ist genauer als Methode C. Methode A sieht die Ermittlung durch Messung, umfassende mathematische Analyse oder Betriebserfahrung vor. Methode B sieht die Ermittlung durch ein Verfahren vor, das für die meisten Anwendungsfälle hinreichend genau ist. Ein Beispiel dafür ist die Verwendung der Finite-Elemente-Methode (FEM) zur Ermittlung der Durchbiegung. Methode C sieht die Ermittlung durch Näherungsgleichungen vor, die in DIN 3996 [DIN19] aufgeführt sind. Für Schäden, die wie Fressen auf den Zahnflanken auftreten, sind insbesondere Beanspruchungsparameter im Flankenkontakt ausschlaggebend. Daher beschränken sich die nachfolgenden Beschreibungen auf die Berechnung von Gleitgeschwindigkeit, Pressung und Schmierfilmdicke nach



DIN 3996 [DIN19]. Diese Werte werden im Rahmen von DIN 3996 [DIN19] jeweils gemittelt für den Kontakt bestimmt.

Die Berechnung der Gleitgeschwindigkeit am Mittenkreis erfolgt nach Gleichung (2.1) in Abhängigkeit der Schneckendrehzahl  $n_1$ , des Mittenkreisdurchmessers der Schnecke  $d_{m1}$  und des Mittensteigungswinkels  $\gamma_m$ .

$$v_{gm} = \frac{d_{m1} \cdot n_1}{19098 \cdot \cos(\gamma_m)} \quad \textcircled{*} \quad (2.1)$$

Die Berechnung der Pressung und der Schmierfilmdicke erfolgt unter Zuhilfenahme von dimensionslosen Kennwerten, die auch Sternwerte genannt werden. Diese hängen rein von der Geometrie der Verzahnung ab und erlauben somit einen direkten Vergleich zwischen Verzahnungsauslegungen im Hinblick auf deren Beanspruchungsgrößen. Die dimensionslosen Kennwerte können nach Methode B mit EDV-Programmen, wie ZSB [Vil07] oder SNETRA [Rot21b], oder nach Methode C mit in DIN 3996 [DIN19] enthaltenen Näherungsgleichungen berechnet werden. Eine Methode A, etwa durch Vermessung, existiert nach heutigem Stand nicht.

In Kombination mit der Belastung und Materialkennwerten werden die dimensionslosen Kennwerte genutzt, um die Beanspruchungsgrößen Pressung und Schmierfilmdicke zu bestimmen. Für die mittlere Pressung  $\sigma_{Hm}$  erfolgt dies gemäß Gleichung (2.2) unter Verwendung des dimensionslosen Sternkennwerts für die mittlere Hertz'sche Pressung  $p_m^*$ . Dabei werden ebenfalls das Drehmoment am Schneckenrad  $T_2$ , der Ersatzelastizitätsmodul  $E_{red}$  sowie der Achsabstand  $a$  berücksichtigt.

$$\sigma_{Hm} = \frac{4}{\pi} \cdot \left( \frac{p_m^* \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot E_{red}}{a^3} \right)^{0,5} \quad \textcircled{*} \quad (2.2)$$

Für die mittlere minimale Schmierfilmdicke  $h_{minm}$  für die Verschleißberechnung erfolgt dies gemäß Gleichung (2.3) unter Verwendung des dimensionslosen Sternkennwerts für die Schmierfilmdicke  $h^*$ .

$$h_{minm} = 21 \cdot h^* \cdot \frac{c_\alpha^{0,6} \cdot \eta_{0M}^{0,7} \cdot n_1^{0,7} \cdot a^{1,39} \cdot E_{red}^{0,03}}{T_2^{0,13}} \quad \textcircled{*} \quad (2.3)$$

Neben den dimensionslosen Kennwerten für die Pressung und Schmierfilmdicke enthält DIN 3996 [DIN19] ebenfalls die Berechnung eines dimensionslosen Kennwerts zur Bestimmung des Verschleißwegs.

Im Rahmen der internationalen Normung folgt ISO/TS 14521 [ISO20] weitestgehend den Inhalten von DIN 3996 [DIN19]. Darüber hinaus liegen mit BS 721 [BS83] und ANSI/AGMA 6034-C21 [ANS21] weitere Standards vor, die mit unterschiedlichen Berechnungsgängen ebenfalls die normgerechte Bestimmung der Tragfähigkeit von Schneckengetrieben ermöglichen.

Neben den Berechnungsverfahren der nationalen und internationalen Normung liegen im deutschsprachigen Raum FVA-Richtlinien zur Bestimmung der Tragfähigkeit von Schneckengetrieben vor, die aus entsprechenden Forschungsvorhaben hervorgehen. Diese können ergänzend zu den Verfahren der Normung eingesetzt werden. Nach FVA 141 I [Ste93b] wird eine Einschätzung der Fresstragfähigkeit ermöglicht. FVA 12 IV [Ran96b] beinhaltet die Lebensdauerabschätzung von Rank [Ran96a] im Hinblick auf Grübchen, wie sie auch im informativen Anhang von DIN 3996 [DIN19] enthalten ist. Mit der Berechnung nach FVA 205 I

[Nas96] können die Zusammensetzung und Gefügestruktur von Bronzelegierungen sowie die Auswirkung von Last- und Drehzahlkollektiven durch Faktoren in der Verschleißberechnung berücksichtigt werden. FVA 465 I [Her13] und FVA 465 II [Ber13] beschreiben eine Berechnung, mit der sich für Last- und Drehzahlkollektive ein resultierendes effektives Drehmoment und eine resultierende effektive Drehzahl bestimmen lassen. Diese beiden Werte können zur Berechnung der Tragfähigkeit verwendet werden. FVA 729 I [Oeh17a] stellt eine Vorgehensweise zur Bestimmung des Wirkungsgrads zur Verfügung. Diese verwendet gegenüber dem in DIN 3996:2019 [DIN19] integrierten Verfahren einen iterativen Ansatz zur Berechnung der Zahnreibungszahl und beinhaltet Ansätze für verschiedene Verlustleistungsquellen des Getriebes. FVA 503 III [Nor21b] erweitert den Anwendungsbereich der Verschleißberechnung nach DIN 3996 [DIN19] auf kleinere Achsabstände und stellt darüber hinaus eine Näherungsmethode für die Verschleißberechnung mit einem energetischen Ansatz vor. In FVA 849 I [Sch23a] werden von Schnetzer et al. [Sch23b] Zweiseibenversuche verwendet, um Kennwerte für die Verschleißberechnung von Schneckengetrieben zu ermitteln.

Das EDV-Programm *SNDIN* [Ste01] bietet die Möglichkeit, einen Großteil der genannten Berechnungsverfahren zur Bestimmung der Tragfähigkeit rechnergestützt durchzuführen.

### 2.1.5.2 Simulationen zum Betriebsverhalten

Als Simulationen werden in der nachfolgenden Beschreibung Rechenprogramme und -verfahren verstanden, die eine analytische oder numerische oder gemischt analytisch-numerische Berechnung des Verhaltens von Schneckengetrieben ermöglichen. In diesem Abschnitt wird eine Auswahl davon vorgestellt.

Predki [Pre82] entwickelt ein analytisches Verfahren, mit dem sich die Geometrie und die Berührlinien von Schneckengetrieben bestimmen lassen. Das Verfahren ist die Grundlage für das Programm *ZSB* [Vil07], das in verschiedenen Varianten in der industriellen Praxis verwendet wird und darüber hinaus Bestandteil des Programmsystems *SNESYS* [Ste01] ist. Neben *ZSB* enthält *SNESYS* fünf weitere Programme: *SNETRA*, *SNDIN*, *SNOPT*, *SNEBRE* und *AWZ*. *SNETRA* als Programm zur numerischen Berechnung von Geometrie und Tragbild wird nachfolgend in diesem Abschnitt ausführlicher beschrieben. *SNDIN* ermöglicht, wie im vorherigen Abschnitt erwähnt, die Berechnung nach Normen und Richtlinien. *SNOPT* [Mul08] verknüpft die Ergebnisse von *ZSB*, *SNETRA* und *SNDIN* und führt basierend darauf eine automatisierte Vorauslegung von Verzahnungsgeometrien durch. *SNEBRE* [Jür98] ermöglicht die Simulation der Selbstbremsung und *AWZ* [Haa91] die Simulation von Anlaufwirkungsgraden. Für Schraubradgetriebe ermöglicht das Programm *SCHRAD2* [Nor20a, Nor17] die Berechnung der Geometrie und Lastverteilung. Das Programm *WTplus* erlaubt die Berechnung des Wärmehaushalts verschiedener Getriebearten und beinhaltet dabei entsprechend Paschold et al. [Pas20] die Bestimmung der Komponententemperaturen eines Schneckengetriebes unter Verwendung der Thermalnetzwerkmethode. Norgauer et al. [Nor23] untersuchen die dafür maßgebliche Wärmestromaufteilung aus dem Zahnkontakt mit experimentellen Versuchen an Schneckengetrieben.

Ein Schwerpunkt von Simulationsverfahren ist die Ermittlung von Reibungszahlen im Kontakt von Schneckenverzahnungen. Bouché [Bou91] berechnet Reibungszahlen im Mischreibungsgebiet mit der Aufteilung in Festkörper- und Flüssigkeitsreibung. Magyar [Mag12] berechnet lokale Reibungszahlen ebenfalls im Mischreibungsgebiet und bestimmt basierend darauf das tribo-dynamische Schwingungsverhalten von Schneckengetrieben. Oehler [Oeh18, Oeh17b]

entwickelt diese Simulationsumgebung zur Bestimmung des Wirkungsgrads weiter und Daubach [Dau22, Nor21b] integriert eine energetische Verschleißsimulation darin. Die Geometrie für diese Simulationsumgebung wird von *SNETRA* zur Verfügung gestellt. Tošić et al. [Toš23] verwenden bei ihrer thermoelastohydrodynamischen Simulation des Schneckenkontakts ebenfalls die von *SNETRA* erzeugte Geometrie und Lastverteilung zur Untersuchung des Schmierfilmaufbaus. Oftmals werden tribologische Simulationen mit Verschleißsimulationen kombiniert. Sharif et al. erstellen ein Verschleißmodell [Sha06] auf Basis einer elastohydrodynamischen Modellierung des Schneckenkontakts [Sha01a, Sha01b]. Die Verschleißsimulation von Jibly et al. [Jbi16] basiert auf errechneten lokalen Schmierfilmdicken.

Rein mechanische Simulationen beziehen sich überwiegend auf die Lastverteilung im Eingriff, die Zahnfußtragfähigkeit oder das Verformungsverhalten. Die von Reißmann [Lei16, Rei16] entwickelte Simulation zur Bestimmung der Zahnfußtragfähigkeit am Schneckenrad verwendet die Geometrie und Lastverteilung aus *SNETRA*. Die Biegung und Beanspruchung der Schneckenwelle wird von Gründer et al. [Grü23, Grü21] und Norgauer et al. [Nor20b] mit der FEM untersucht. Bodzás [Bod20] nutzt ebenfalls die FEM zur Berechnung der Berührlinien und Lastverteilung im Zahnkontakt. In FVA 920 I [Hau23] wird die Entstehung und das Wachstum von Rissen auf der Flanke des Schneckenrads mit der FEM untersucht.

*SNETRA* ist ein Programm, das an der *Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebesysteme (FZG)* von Lutz [Höh03, Lut00] entwickelt wurde und dort kontinuierlich weiterentwickelt wird [Bor15, Rot18, Rot21b, Sig11, Ste01]. Es wird, wie vorherig beschrieben, in mehreren weiteren Simulationen verwendet. Es beinhaltet die Erzeugung der Geometrie, eine mechanische Lasttragbildberechnung und darauf aufbauend Berechnungen lokaler Kontaktgrößen, wie Schmierfilmdicke oder Pressung. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird *SNETRA* verwendet, um die Geometrie, das Leerlauftragbild, die Lastverteilung und die lokalen Beanspruchungsgrößen des Kontakts zu berechnen. Die im Rahmen der Arbeit entwickelte Oberflächentemperatursimulation wird daher direkt in *SNETRA* eingebunden. Dementsprechend wird nachfolgend ausführlicher auf die Funktionsweise und den für die vorliegende Arbeit relevanten Funktionsumfang von *SNETRA* eingegangen. Alle Berechnungen in *SNETRA* werden numerisch durchgeführt.

Die Geometrieerzeugung in *SNETRA* folgt dem Fertigungsablauf nach Abbildung 2.4. Zunächst wird die Geometrie der Schnecke berechnet. Dazu wird ausgehend von der Werkzeugkontur das Profil der Schneckenflanke erzeugt. Dieses wird verschraubt und ergibt dadurch die Geometrie der Schneckenverzahnung.

Die Geometrie des Schneckenradfräsers wird gleichermaßen zu der der Schnecke erzeugt. Die Hüllkurve, die durch ein Abwälzen des Fräsers entsteht, wird berechnet und daraus die Kontur des Schneckenrads bestimmt. Die so erzeugten Geometrien von Schnecke und Schneckenrad werden, wie in Abbildung 2.7 dargestellt, durch Parallelschnittebenen diskretisiert. Jede Parallelschnittebene beinhaltet einen Polygonzug aus mehreren Punkten, der die Kontur der Flanken beschreibt. Alle in *SNETRA* nachfolgenden Berechnungen erfolgen entsprechend dieser Diskretisierung der Punkte, die die Geometrie beschreiben.

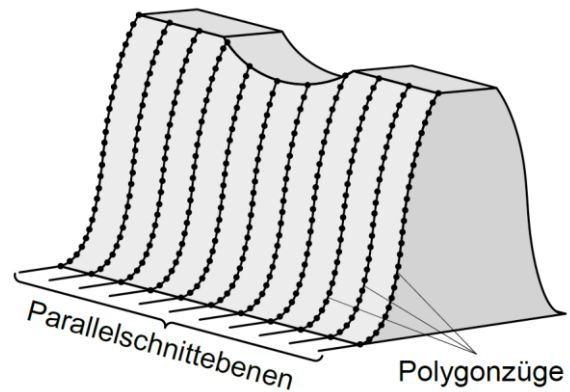


Abbildung 2.7: Diskretisierung der Verzahnungsgeometrie durch Parallelschnitte und Polygonzüge (Abbildung aus [Rot16])

Nach der Erzeugung der Geometrie werden Schnecke und Schneckenrad in *SNETRA* räumlich zueinander ausgerichtet. Dabei können die Montageabweichungen in Form von Achsabstandsfehler, Breitenversatz, Neigungswinkelfehler und Kreuzungswinkelfehler, wie sie in einer realen Fertigung ebenfalls auftreten, berücksichtigt werden. Für die so gepaarte Geometrie werden die Flankenabstände an jedem Punkt und für jede Eingriffsstellung berechnet. Die Ausrichtung erfolgt dabei so, dass der Flankenabstand nur an einem Punkt gleich Null ist. Für jede Eingriffsstellung wird in jeder Parallelschnittebene der Punkt mit dem kleinsten Flankenabstand ermittelt. Alle so ermittelten Punkte gelten als Berührungspunkte, sofern der Flankenabstand kleiner als eine obere Grenze ist. Aus diesen Punkten setzt sich die Berührlinie für die jeweilige Eingriffsstellung zusammen. Alle Berührlinien zusammen ergeben das Leerlauftragbild.

Das Leerlauftragbild ergibt sich somit vollständig aus der erzeugten Geometrie der Verzahnung. Zur Bestimmung des Lasttragbilds wird ebenfalls das Drehmoment, das die Verzahnung belastet, berücksichtigt. In Abhängigkeit der Flankenabstände aus der Berechnung des Leerlauftragbilds und der elastischen Verformung des Getriebes unter Last wird für jeden Berührungspunkt einer Eingriffsstellung eine lokale Kraft berechnet. Dies erfolgt mit dem Feder-Kissen-Modell nach Placzek [Pla88]. Die elastischen Verformungen, die dabei berücksichtigt werden, sind die Schneckenwellenbiegung, die Schnecken Zahn- und die Schneckenradzahnbiegung nach Weber & Banaschek [Web55] sowie die Gehäuse- und Lagerverformung. Diese Berechnung erfolgt für alle Eingriffsstellungen. Ein Mehrfacheingriff der Zähne wird dabei berücksichtigt, so dass die Lastverteilung auf alle sich im Eingriff befindlichen Zähne ermittelt wird.

Erweiterungen von Sigmund [Sig07, Sig09] und Weisel [Wei09a] an *SNETRA* ermöglichen die Berechnung lokaler Beanspruchungsgrößen im Schneckenverzahnungskontakt. Dabei werden die im Zuge der Leerlauftragbildberechnung ermittelte Geometrie sowie die im Zuge der Lasttragbildberechnung ermittelten lokalen Kräfte verwendet. Die Berechnung der lokalen Beanspruchungsgrößen erfolgt an den Punkten der jeweiligen Berührlinien und liegt somit für jede Eingriffsstellung vor.

Nachfolgend werden die Gleichungen, die in *SNETRA* für die Berechnung der lokalen Hertz'schen Pressung, der lokalen Gleitgeschwindigkeit und des lokalen Krümmungsradius verwendet werden, aufgeführt. Diese sind zentrale Eingangsgrößen für die in der vorliegenden Arbeit entwickelte Oberflächentemperatursimulation.

Entsprechend Wilkesmann [Wil74] werden die Gleitgeschwindigkeit  $v_g$  und der Anteil der Summengeschwindigkeit  $v_\Sigma$ , der normal zur Berührlinie verläuft, entsprechend Gleichung (2.4) und Gleichung (2.5) berechnet.  $\vec{v}_1$  und  $\vec{v}_2$  stellen dabei die Geschwindigkeitsvektoren von Schnecke beziehungsweise Schneckenrad dar.  $\vec{e}_B$  ist der Normaleneinheitsvektor an die Berührlinie.

$$v_g = |\vec{v}_2 - \vec{v}_1| \quad (2.4)$$

$$v_\Sigma = |(\vec{v}_1 + \vec{v}_2) \circ \vec{e}_B| \quad (2.5)$$

Die Berechnung der Hertz'schen Pressung  $p_H$  erfolgt nach Gleichung (2.6). Die Gleichungen für Ersatzelastizitätsmodul  $E_{red}$  und Ersatzkrümmungsradius  $\rho_{red}$  können beispielsweise Niemann, Winter, Höhn & Stahl [Nie19] entnommen werden.

$$p_H = \sqrt{\frac{F \cdot E_{red}}{2 \cdot \pi \cdot \rho_{red} \cdot b}} \quad \textcircled{*} \quad (2.6)$$

Die minimale Schmierfilmdicke  $h_{min}$  hängt maßgeblich von der Summengeschwindigkeit  $v_\Sigma$  ab und beschreibt die niedrigste Dicke des Schmierfilms über der Abplattungsbreite des Kontakts. Die Berechnung der minimalen Schmierfilmdicke  $h_{min}$  erfolgt in *SNETRA* gemäß Downson & Higginson [Dow66] nach Gleichung (2.7).

$$h_{min} = 1,6 \cdot \alpha^{0,6} \cdot \eta_{0M}^{0,7} \cdot E_{red}^{0,03} \cdot \rho_{red}^{0,43} \cdot \left(\frac{v_\Sigma}{2}\right)^{0,7} \cdot \left(\frac{F}{b}\right)^{-0,13} \quad \textcircled{*} \quad (2.7)$$

Über diese Berechnungsmöglichkeiten hinaus kann *SNETRA* durch die von Born [Bor12] umgesetzten Erweiterungen lokale Zahnfußspannungen berechnen. Mit den Erweiterungen aus FVA 320 VI [Bor15] können die Einflüsse aus der Wellengeometrie und -anordnung durch das Modul *WELLNESS* [Fin18], das auf *WELLAG* [Tho12] basiert, ausführlicher berücksichtigt werden. Sigmund [Sig15a, Sig15b] entwickelt eine lokale Verschleißberechnung. In FVA 320 VII [Rot16, Rot18] wird diese mit der lokalen Grübchenberechnung von Mautner [Mau19] zu einer kombinierten Verschleiß- und Grübchensimulation in *SNETRA* verbunden.

Die grafische Darstellung von exemplarischen lokalen Beanspruchungen, die mit *SNETRA* berechnet sind, ist in Abbildung 2.8 enthalten.

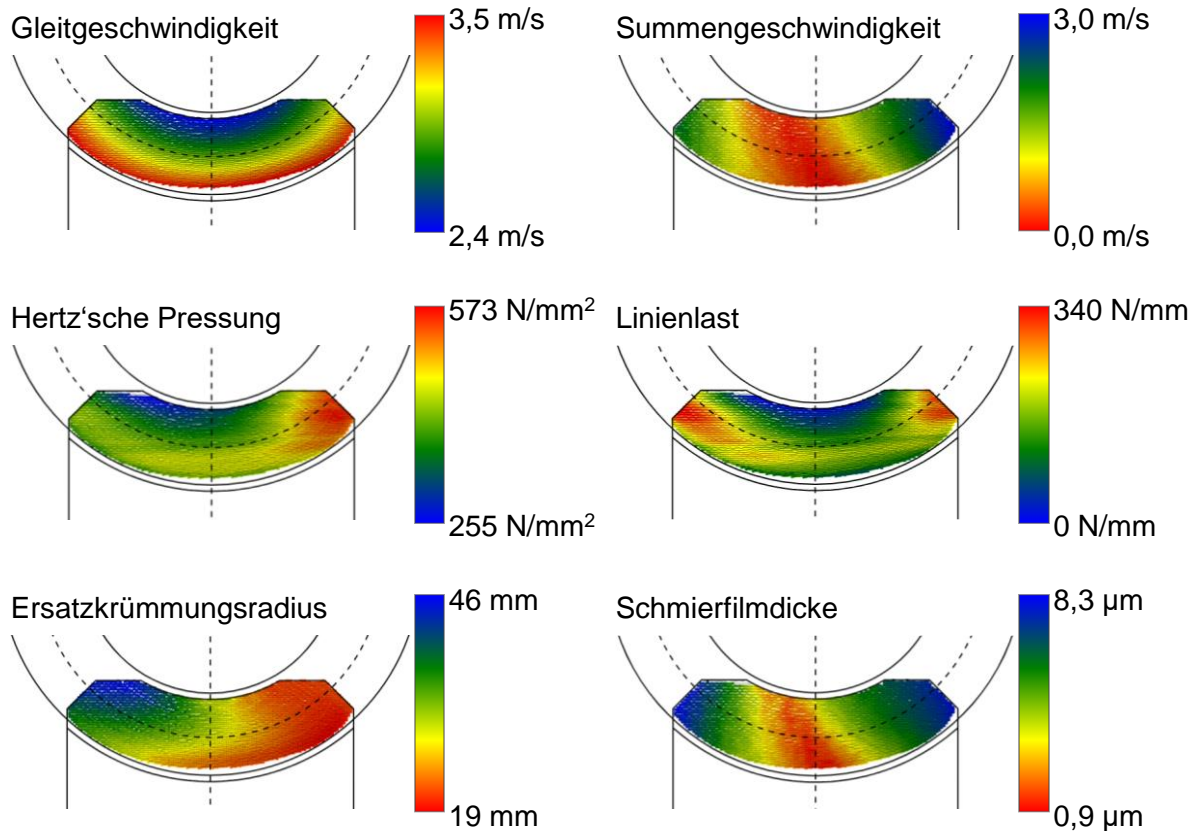


Abbildung 2.8: Darstellung von mit *SNETRA* berechneten lokalen Beanspruchungsgrößen

Insgesamt ermöglicht der Berechnungsumfang von *SNETRA* dadurch die umfassende numerische Bestimmung der fertigungsnahen Geometrie und der lokalen Beanspruchungen während des gesamten Kontaktablaufs einer Schneckenverzahnung.

### 2.1.6 Fazit zu Schneckengetrieben mit festeren Radwerkstoffen

Aus dem beschriebenen Stand des Wissens zu Schneckengetrieben geht hervor, dass die Geometrie, die Werkstoffe und die Betriebsbedingungen einen maßgeblichen Einfluss darauf haben, welche Schadensarten die Tragfähigkeit begrenzen. Die Bestimmung der Tragfähigkeit ist ein wesentlicher Bestandteil der Entwicklung und Konstruktion von Schneckengetrieben. Es liegen verschiedene Normen und Richtlinien vor, die dabei verwendet werden können. So können Schneckengetriebe etwa gegen die beiden maßgeblichen Schadensarten Verschleiß und Grübchen nach DIN 3996 [DIN19] und ISO/TS 14521 [ISO20] ausgelegt werden. Darüber hinaus liegen mehrere Simulationsverfahren vor, mit denen sich Schneckenverzahnungen im Hinblick auf das tribologische Verhalten, den Verschleiß und Zahnfußbruch analysieren lassen. Somit existieren umfangreiche Berechnungsmöglichkeiten und Untersuchungsergebnisse für die an Schneckenverzahnungen typischen Schadensarten. Basierend auf durchgeführten Untersuchungen und Erfahrungen aus der Industrie zeigen sich Schneckengetriebe mit Schneckenrädern aus festeren Werkstoffen vor allem bei höheren Drehzahlen jedoch besonders anfällig für die Schadensart Fressen. Bisherige Untersuchungen solcher Werkstoffpaarungen beziehen sich oft auf niedrigere Drehzahlen und nur wenige Arbeiten untersuchen explizit die Fresstragfähigkeit. Für die Schadensart Fressen an Schneckenverzahnungen liegen daher nur wenige Untersuchungen vor und es haben sich bislang keine verbreiteten Auslegungsmethoden dafür etabliert.

## 2.2 Fressschäden an Stirn- und Kegelradverzahnungen

Wie im vorherigen Abschnitt beschrieben, sind Fressschäden eine maßgebliche Schadensart bei Schneckengetrieben mit Schneckenrädern aus festeren Radwerkstoffen und es liegen dafür nach dem bisherigen Stand des Wissens keine verbreiteten Auslegungsmethoden vor. Für Stirn- und Kegelradverzahnungen hingegen sind etablierte Auslegungsmethoden in der breiten Anwendung. Die nachfolgenden Abschnitte behandeln daher überblicksweise den Stand des Wissens zur Schadensart Fressen bei diesen Verzahnungsarten. Zunächst wird der allgemeine Mechanismus von Fressschäden an Verzahnungen beschrieben. Anschließend wird beschrieben, wie die Fresstragfähigkeit bei Stirnrad- sowie Kegel- und Hypoidverzahnungen nach dem aktuellen Stand des Wissens unter der Verwendung von Temperaturkriterien bestimmt wird.

### 2.2.1 Mechanismus von Fressschäden an Verzahnungen

Fressschäden können bei vielen Anwendungen auftreten, wenn sich zwei metallische Bauteile im belasteten und bewegten Kontakt befinden. Beispiele dafür sind Kolben, Lager und Zahnräder. Dieser Abschnitt fokussiert sich auf Zahnräder und es wird der Mechanismus und das Erscheinungsbild von Fressschäden an Stirnrad-, Kegelrad- und Hypoidverzahnungen beschrieben.

Michaelis [Mic87] und Lechner [Lec66] identifizieren Fressschäden als ein Verschweißen von Kontaktflächen durch eine Verbindung der Metallgitter der beiden Kontaktpartner in einem direkten, gegebenenfalls lokal sehr begrenzten Metall-Metall-Kontakt. Da sich Zahnräder relativ zueinander bewegen, wird ein sofortiges Auseinanderreißen der verschweißten Stelle erzwungen. Dabei wird Material zwischen den Kontaktpartnern übertragen. Wie in Abbildung 2.9 enthalten, führt diese Schädigung zu Fressspuren, die als Riefen in Richtung der Relativbewegung zwischen den beiden Kontaktpartnern zu erkennen sind.

Die durch Fressen geschädigten Oberflächen führen bei weiterem Betrieb in der Regel zu Folgeschäden, wie zu einem deutlich erhöhten Materialabtrag und zu überaus hohen Wärmeinträgen durch erhöhte Reibungszahlen und einen reduzierten Wirkungsgrad. Daraus resultiert oftmals ein schneller Totalausfall des Getriebes.



Abbildung 2.9: typische Fresserscheinungen auf (von links nach rechts) Stirnradflanke, Kegelritzelflanke und Hypoidritzelflanke (Abbildungen aus [Sag21] und [Kle12])

Nach Michaelis [Mic87] ist ein Verschweißen, also die Ausbildung eines gemeinsamen Metallgitters, nur möglich, wenn trennende Schutzschichten, wie ein Schmierfilm oder eine Additivschicht, nicht vorhanden sind. Entsprechend werden Fressschäden typischerweise mit einem Zusammenbrechen des Schmierfilms verbunden, wie etwa Joop [Joo18] beschreibt.

Gemäß Li et al. [Li21] gibt es in der Literatur verschiedene Erklärungen zu Mechanismen, die zu einem Metall-Metall-Kontakt durch Versagen der trennenden Schichten führen. Bowman & Stachowiak [Bow96] geben einen Überblick über diese Mechanismen, wie etwa eine hohe

Reibenergiedichte, eine hohe Oberflächenrauheit im Kontakt oder ein Zersetzen des Schmierstoffs. Ein Ausbrechen von Partikeln aus den Kontaktflächen, die anschließend durch den Kontakt gezogen werden und zu Fressschäden führen, wird von Gusmag et al. [Gus23] an einem Modellprüfstand und mit Gusseisen untersucht.

Als Einfluss auf die Fresstragfähigkeit von Zahnrädern zeigt sich, dass eingelaufene Oberflächen zu einer höheren Fresstragfähigkeit führen. So kann die Fresstragfähigkeit einer nicht eingelaufenen Stirn- oder Kegelradverzahnung gemäß Michaelis [Mic87] und Klein [Kle12] auf etwa 25 – 50 % der Tragfähigkeit einer eingelaufenen Verzahnung reduziert sein. Ebenso hat der Schmierstoff im Hinblick auf die Viskosität und Additivierung, wie Ueda et al. [Ued22] zeigen, einen maßgeblichen Einfluss auf die Fresstragfähigkeit.

Unabhängig vom auslösenden Mechanismus ist gegenwärtig jedoch die Temperatur im Kontakt als geeignetes Kriterium etabliert, um die Fressneigung zu bestimmen und daher die Grundlage für die Fresstragfähigkeitsberechnung von Stirnrad-, Kegelrad- und Hypoidverzahnungen. Grundsätzlich sind die Betriebsbedingungen daher so zu wählen, dass die auftretenden Temperaturen im Kontakt unter den zulässigen Temperaturen liegen.

### 2.2.2 Bestimmung der Fresstragfähigkeit von Stirn- und Kegelradverzahnungen

Entsprechend wird die Fresssicherheit von Verzahnungen typischerweise als Verhältnis von zulässiger Fresstemperatur zu auftretender Temperatur definiert. Zusätzlich kann die Differenz von zulässiger und auftretender Temperatur angegeben werden. Nachfolgend werden die für den aktuellen Stand des Wissens relevanten Verfahren eingeordnet, mit denen sich die Fresssicherheit berechnen lässt.

Derzeit aktuelle und weit verbreitete Normen zur Berechnung der Fresstragfähigkeit von Stirnrädern sind ISO/TS 6336-20 [ISO22a], ISO/TS 6336-21 [ISO22b], DIN 3990-4 [DIN87] und AGMA 925-C22 [AGM22]. Die Verfahren unterscheiden dabei nach dem Blitztemperaturverfahren und nach dem Integraltemperaturverfahren. Beim Blitztemperaturverfahren, das auf Blok [Blo63, The67] zurückzuführen ist, wird grundsätzlich als Kriterium zur Bewertung der Fresstragfähigkeit eine maximale Kontakttemperatur verwendet. Beim Integraltemperaturverfahren, das auf Michaelis [Mic87] zurückzuführen ist, wird hingegen eine mittlere Integraltemperatur der Zahnflanke als Kriterium verwendet. Die Kontaktzeit-Methode von Collenberg [Col90] berücksichtigt bei der Berechnung der zulässigen Fresstemperatur die Dauer des Kontakts. Dem liegt die Annahme zugrunde, dass bei nur kurzen Kontaktzeiten, also hohen Geschwindigkeiten, eine höhere Temperatur für das Zersetzen der Schutzschichten erforderlich ist. Dieser Ansatz ist in ISO/TS 6336-20 [ISO22a] und ISO/TS 6336-21 [ISO22b] enthalten. Schlenk [Sch95] erweitert diesen Ansatz auf die Temperatur-Zeit-Methode, bei der die zulässige Fresstemperatur zusätzlich von der Kontakttemperatur abhängt. Als ursächlich dafür wird angesehen, dass schützende Additive bei höheren Kontakttemperaturen eine bessere Wirksamkeit haben. Joop [Joo18] bestätigt den Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit auf die zulässige Fresstemperatur und entwickelt eine Berechnung basierend auf einer spezifischen Kontaktenergie für Umfangsgeschwindigkeiten größer 30 m/s. Der von Klein [Kle12] für Kegel- und Hypoidverzahnungen entwickelte Ansatz basiert auf dem Blitztemperaturverfahren und verwendet Reibungszahlen die entlang der Eingriffstrecke berechnet werden anstelle von mittleren Reibungszahlen. Dadurch können Kontakttemperaturen und Fresssicherheiten über die Eingriffstrecke ermittelt werden. Die Berechnung nach Klein [Kle12] für die Fresstragfähigkeit von Kegel- und Hypoidverzahnungen ist in ISO/TS 10300-20 [ISO21] genormt.



Nachfolgend werden die etablierten und standardisierten Berechnungen für Stirnräder nach ISO/TS 6336-20 [ISO22a] für das Blitztemperaturverfahren und nach ISO/TS 6336-21 [ISO22b] für das Integraltemperaturverfahren auszugsweise aus den beiden Normen dargestellt. Dabei werden die Haupteinflussgrößen der Temperaturberechnung beschrieben.

Eine Definition der Fresssicherheit  $S_B$  im Blitztemperaturverfahren nach ISO/TS 6336-20 [ISO22a] ist in Gleichung (2.8) gegeben. Zudem wird empfohlen, ebenfalls die Differenz von zulässiger Fressstemperatur  $\vartheta_S$  und auftretender Kontakttemperatur  $\vartheta_{Bmax}$  anzugeben. Da eine kurzzeitige Überlastung für einen Fressschaden ausreicht, sollte eine ausreichend hohe Sicherheit gewählt werden.

$$S_B = \frac{\vartheta_S - \vartheta_{oil}}{\vartheta_{Bmax} - \vartheta_{oil}} \quad (2.8)$$

Die Kontakttemperatur  $\vartheta_{Bmax}$  setzt sich gemäß Gleichung (2.9) aus der Massentemperatur  $\vartheta_M$  und der Blitztemperatur  $\vartheta_{flmax}$  zusammen. Die Blitztemperatur ist die Temperaturüberhöhung durch den Kontakt. Beim Blitztemperaturverfahren wird die über die Eingriffsstrecke maximale Kontakttemperatur verwendet.

$$\vartheta_{Bmax} = \vartheta_M + \vartheta_{flmax} \quad (2.9)$$

Eine Möglichkeit, die Massentemperatur  $\vartheta_M$  zu berechnen, ist mit der Näherung nach Gleichung (2.10). Die Öltemperatur  $\vartheta_{oil}$  wird dabei um einen Wert erhöht, der bestimmt wird von einem Faktor für die Schmierungsart  $X_S$ , einem Faktor für die Anzahl an eingreifenden Zahnradern  $X_{mp}$  sowie dem Durchschnitt der Blitztemperatur über der Eingriffsstrecke  $\vartheta_{flm}$ .

$$\vartheta_M = \vartheta_{oil} + 0,47 \cdot X_S \cdot X_{mp} \cdot \vartheta_{flm} \quad (2.10)$$

Die Blitztemperatur  $\vartheta_{fl}$  an einem Punkt der Eingriffsstrecke wird nach Gleichung (2.11) berechnet. Wesentliche Einflussgrößen sind dabei die Reibungszahl  $\mu_m$ , das Zahnradmaterial (Faktor  $X_M$ ), der Schmierfilmaufbau bei Eingriffsbeginn (Faktor  $X_J$ ), die Geometrie (Faktor  $X_G$ ), die Lastverteilung (Faktor  $X_L$ ), die Umfangskraft je Einheit Zahnbreite  $w_{Bt}$ , die Umfangsgeschwindigkeit am Teilkreis  $v_t$  und der Achsabstand  $a$ .

$$\vartheta_{fl} = \mu_m \cdot X_M \cdot X_J \cdot X_G \cdot (X_L \cdot w_{Bt})^{\frac{3}{4}} \cdot \frac{v_t^{\frac{1}{2}}}{a^{\frac{1}{4}}} \quad \textcircled{*} \quad (2.11)$$

Die Reibungszahl kann dafür nach verschiedenen Methoden bestimmt werden. Methode A sind Messungen, Methode B sind genauere Berechnungsverfahren unter Berücksichtigung der temperaturabhängigen Viskosität des Schmierstoffs und Methode C ist eine Näherung entsprechend Gleichung (2.12). Darin werden die Umfangskraft je Einheit Zahnbreite  $w_{Bt}$ , die Tangentialgeschwindigkeit am Teilkreis  $v_{g\Sigma C}$ , der Krümmungsradius  $\rho_{relC}$ , der Schmierstoff (Faktor  $X_L$ ) und die Rauheit (Faktor  $X_R$ ) berücksichtigt.

$$\mu_m = 0,06 \cdot \left( \frac{w_{Bt}}{v_{g\Sigma C} \cdot \rho_{relC}} \right)^{0,2} \cdot X_L \cdot X_R \quad \textcircled{*} \quad (2.12)$$

Im Integraltemperaturverfahren nach ISO/TS 6336-21 [ISO22b] ist die Definition der Fresssicherheit  $S_{ints}$  in Gleichung (2.13) als Verhältnis von der zulässigen Integraltemperatur  $\vartheta_{ints}$

und der Integraltemperatur  $\vartheta_{int}$  gegeben. Damit eine niedrige Fressgefahr vorliegt, sollte die Fresssicherheit größer als Zwei sein.

$$S_{ints} = \frac{\vartheta_{ints}}{\vartheta_{int}} \geq 2,0 \quad (2.13)$$

Gemäß Gleichung (2.14) setzt sich die Integraltemperatur  $\vartheta_{int}$ , wie auch die Blitztemperatur, ebenfalls aus der Massentemperatur  $\vartheta_M$  und einer Temperaturerhöhung durch den Kontakt zusammen. Die Temperaturerhöhung wird anhand eines Gewichtungsfaktors  $C_2$ , der Blitztemperatur am Zahnkopf  $\vartheta_{flaE}$  und der Überdeckung (Faktor  $X_\epsilon$ ) bestimmt.

$$\vartheta_{int} = \vartheta_M + C_2 \cdot \vartheta_{flaE} \cdot X_\epsilon \quad (2.14)$$

Für die Berechnung der Integraltemperatur  $\vartheta_{int}$  wird die Blitztemperatur am Zahnkopf  $\vartheta_{flaE}$  anhand von Gleichung (2.15) berechnet. Die Berechnung und die Einflussgrößen entsprechend dabei weitestgehend denen des Blitztemperaturverfahrens nach Gleichung (2.11). Durch den Faktor  $X_E$  wird zudem der Einfluss eines Einlaufs berücksichtigt.

$$\vartheta_{flaE} = \mu_m \cdot X_M \cdot X_{BE} \cdot X_{\alpha\beta} \cdot \frac{(K_{BY} \cdot w_{Bt})^{0,75} \cdot v^{0,5}}{|\alpha|^{0,25}} \cdot \frac{X_E}{X_Q \cdot X_{Ca}} \quad \textcircled{*} \quad (2.15)$$

Die Ermittlung der für die Berechnung der Sicherheit benötigten zulässigen Fressstemperatur  $\vartheta_S$  oder  $\vartheta_{ints}$  erfolgt anhand von Prüfstandtests, da eine rein rechnerische Bestimmung der Fressstragfähigkeit von Schmierstoffen bislang nicht möglich ist. Entsprechend ist in ISO 14635-1 [ISO23a] das Testverfahren *A/8,3/90* beschrieben, mit dem sich die Fressstragfähigkeit von Ölen ermitteln lässt. Dazu sind Stirnräder in Geometrie, Werkstoff, Qualität und Oberflächenbeschaffenheit definiert. Diese werden auf einem *FZG*-Stirnradverspannungsprüfstand in mehreren Stufen zunehmend stärker belastet und auf Schäden inspiziert. Dabei bleibt die Drehzahl über alle Kraftstufen konstant und nur das Drehmoment wird erhöht. Die Laufzeit einer Kraftstufe beträgt etwa 15 Minuten. Überschreiten im Anschluss die über alle Zähne summierten Fressschäden eine Breite, die größer als die Breite eines Zahns ist, gilt diese als Schadenskraftstufe. Aus der Belastung der Schadenskraftstufe lässt sich anschließend die zulässige Fressstemperatur mit Hilfe der obigen Formeln berechnen. Im Test erfolgt die Schmierung mit Öлтаuchschmierung, bei der das Öl zu Beginn einer Kraftstufe eine Temperatur von etwa 90 °C aufweist.

Darüber hinaus liegen weitere Spezifikationen von Fressstests vor. Das Testverfahren *A10/16,6R/120* nach ISO 14635-2 [ISO23b] führt gegenüber ISO 14635-1 [ISO23a] zu höheren Beanspruchungen durch unter anderem höheren Drehzahlen und erlaubt damit die Prüfung und Differenzierung von tragfähigeren, hochadditivierten Ölen bis zu API GL-4. Für noch tragfähigere Öle bis API GL-5, wird gemäß Höhn et al. [Höh08] ein Sprungtest *S-A10/16,6R/90* verwendet, bei dem die Last nicht stufenweise erhöht wird, sondern direkt die erwartete Schadenskraftstufe getestet wird. ISO 14635-3 [ISO23c] beschreibt das Verfahren *A/2,8/50*, mit dem Getriebefette auf ihre Fressstragfähigkeit geprüft werden können. Hypoidgetriebeöle können mit dem Test *A44/Cr*, wie von Reimann et al. [Rei15a] beschrieben, an der Hypoidprüfverzahnung *A44* klassifiziert werden. Da die *A44*-Prüfverzahnung jedoch nicht mehr verfügbar ist, entwickeln Drechsel et al. [Dre23] einen angepassten Test zu Klassifizierung von Hypoidölen mit der Prüfverzahnung *G44*. Auch in diesen Testverfahren wird stufenweise das Drehmoment erhöht.

### 2.2.3 Fazit zu Fressschäden an Stirn- und Kegelradverzahnungen

Zusammenfassend geht aus dem Stand des Wissens zu Fressschäden an Stirn- und Kegelradverzahnungen hervor, dass die Temperatur im Kontakt ein etabliertes Kriterium ist, um die Fressneigung zu bestimmen. Entsprechend wird die Fresstragfähigkeit für diese Verzahnungen durch das Verhältnis einer zulässigen und einer auftretenden Kontakttemperatur berechnet.

Dazu haben sich zwei Auslegungsmethoden bewährt. Dies ist zum einen die Blitztemperaturmethode, die in ISO/TS 6336-20 [ISO22a] für Stirnradverzahnungen und in ISO/TS 10300-20 [ISO21] für Kegelrad- und Hypoidverzahnungen genormt ist. Zum anderen ist dies die Integraltemperaturmethode, die in ISO/TS 6336-21 [ISO22b] für Stirnradverzahnungen genormt ist. In beiden Methoden sind wesentliche Einflussfaktoren auf die auftretende Kontakttemperatur die Geschwindigkeit, die Reibungszahl, die Drehmomentbelastung, die Geometrie sowie die Werkstoffe.

Die zulässige Temperatur charakterisiert die ertragbare Beanspruchung einer Werkstoff-Schmierstoff-Kombination und wird mit standardisierten Testverfahren an Getriebeprüfständen ermittelt. Dabei wird mit einer stufenweisen Erhöhung des Drehmoments erprobt, in welcher Stufe die Verzahnung Fressschäden zeigt. Aus der Belastung dieser Schadenskraftstufe kann anschließend die zulässige Temperatur ermittelt werden. Es sind verschiedene Testverfahren definiert, die grundsätzlich dem gleichen Ablauf folgen, aber zu unterschiedlich hohen Beanspruchungen führen. Dadurch können auch sehr tragfähige Schmierstoffe differenziert werden.

## 2.3 Berechnung von Kontakttemperaturen

Wie aus den vorangegangenen Abschnitten zu Fressschäden hervorgeht, werden in der Regel Temperaturkriterien verwendet, um die Fresstragfähigkeit zu charakterisieren. Dazu ist die Kenntnis von Kontakttemperaturen erforderlich. Die nachfolgenden Abschnitte beschreiben Verfahren zur Berechnung von Kontakttemperaturen im allgemeinen Kontakt sowie im Stirnradkontakt und anschließend Berechnungsverfahren, die speziell für die Bestimmung der Temperaturen im Kontakt von Schneckenverzahnungen verwendet werden.

### 2.3.1 Im allgemeinen Kontakt und im Stirnradverzahnungskontakt

Zur Bestimmung der Kontakttemperatur von Stirn- und Kegelradverzahnungen sind, wie vorherig beschrieben, grundsätzlich zwei Verfahren etabliert: das Blitztemperaturverfahren und das Integraltemperaturverfahren. Bei dem Integraltemperaturverfahren, das auf den Untersuchungen von Michaelis [Mic87] basiert, wird aus einer mittleren Kontakttemperatur die Integraltemperatur gebildet. Die Blitztemperatur hingegen bezieht sich auf eine maximale Kontakttemperatur und ist auf Untersuchungen von Blok [Blo37a, Blo37b, Blo63, Blo70] zurückzuführen. Beide Verfahren zur Bestimmung der Kontakttemperatur gehen auf analytische Berechnungen zurück.

Erste Überlegungen zur Natur der Temperaturerhöhung von bewegten Kontaktflächen stellt Blok [Blo37a, Blo37b] vor und liefert analytische Lösungen zur Temperaturberechnung von Körpern, die mit verschiedenförmigen Wärmequellen belastet werden. Die Wärmequellen werden dabei modellhaft zur Einbringung der Kontaktreibungswärme verwendet. Dieser Ansatz wird in den Arbeiten von Jäger [Jae43] und Archard [Arc59] aufgegriffen und erweitert. In [Blo63] legt Blok die Bedeutung der Temperatur als Kriterium für die Fresstragfähigkeit dar,

was Theyse [The67] dazu bewegt, die Blitztemperaturhypothese in zugänglicher Form und deutscher Sprache für die Zahnradkonstruktion aufzubereiten.

Gnilke [Gni82] löst die Gleichungen der Temperaturen von bewegten Halbebenen mittels Fourierintegralen. Da diese Lösungen unter der Randbedingung gleicher Oberflächentemperaturen auch außerhalb des Kontaktbereichs gelten, sind nur Berechnungen von Kontaktpartnern mit gleichen Grundtemperaturen möglich.

Reißmann & Plote [Rei95] stellen eine weitere Berechnungsmethode für den trockenen Kontakt vor, bei der die Wärmestromaufteilung auf die beiden Körper zunächst nach Blok [Blo37a, Blo37b] berechnet wird. Basierend auf der Wärmestromaufteilung wird die Oberflächentemperatur mit der Lösung für Temperaturerhöhungen durch linienförmige Wärmequellen nach Griggull & Sandner [Gri90] bestimmt. Anschließend wird die Wärmestromaufteilung iterativ so lange angepasst, bis das Kriterium gleicher Oberflächentemperaturen im Kontakt erfüllt ist. Dadurch kann das Anwendungsgebiet der Blok'schen Aufteilung der Wärmeströme [Blo37a, Blo37b] auf Gegenlauf und kleine Geschwindigkeiten erweitert werden.

Plote [Plo97] berechnet den Temperaturverlauf in einem Schmier-spalt näherungsweise mit quadratischen Ansatzfunktionen. Zudem erweitert er die Berechnung der Temperaturen der Kontaktkörper mit Fourierintegralen von Gnilke [Gni82] um den Fall des Gegenlaufs und verallgemeinerte Randbedingungen.

Bartel [Bar10] beschreibt ein Verfahren zur instationären Lösung der Wärmeleitungsgleichung mittels Laplace-Transformationen, um Kontakttemperaturen zu berechnen. Zur Berechnung von Temperaturverteilungen in den gesamten Körpern empfiehlt er numerische Verfahren.

Der Vorteil numerischer Simulationen liegt darin, die Gleichungen der Wärmeleitung mit weniger Einschränkungen lösen zu können als dies analytisch möglich ist. So benutzt Winkler [Win86] ein numerisches Finite-Differenzen-Verfahren, um Oberflächentemperaturen und -spannungen verschiedener Bewegungs- und Kontaktfälle zu berechnen. Zeitliche Einflüsse können dabei erfasst werden. Bei einem Finite-Differenzen-Verfahren wird das Berechnungsgebiet mit einem Gitter aus Punkten diskretisiert. Dies ermöglicht die Abbildung von Geometrien.

Fortgeschrittene numerische Simulationen berechnen die Beanspruchungsgrößen des Kontakts unter Berücksichtigung der Elastohydrodynamik (EHD) im Schmier-spalt. Ein wesentlicher Unterschied dieser Berechnungen zu den bisher beschriebenen Verfahren ist die Vorstellung über die Entstehung der Wärme im Kontaktbereich. So ist die Wärmequelle bei EHD-Simulationen nicht auf die direkte Reibung zwischen den beiden Körpern beschränkt, sondern kann ebenfalls Kompression und Scherung des trennenden Schmierstoffs berücksichtigen. Beispiele solcher Rechnungen sind unter anderem die Arbeiten von Wang et al. [Wan04], Almqvist & Larsson [Alm08], Chu et al. [Chu09], Bobach et al. [Bob12] und Lohner et al. [Loh15]. Vergleiche von Xue et al. [Xue14] mit nach Blok [Blo37b] berechneten Temperaturen im Kontext der Fresstragfähigkeit zeigen, dass die ausführlichen Simulationen realitätsnähere Ergebnisse liefern können.

### 2.3.2 Im Schneckenverzahnungskontakt

Temperaturberechnungen speziell für Schneckenverzahnungen führen Steingröver [Ste93a] und Pfäfflin [Pfäh98] mit einem modifizierten Ansatz nach Winkler [Win86] durch. Sternberg [Ste96] entwickelt das Programm *FRESSCAL*, bei dem zur Berechnung der Fresstragfähigkeit zunächst Temperaturen mit einem kombinierten Verfahren aus Blok [Blo37a, Blo37b] und Winkler [Win86] bestimmt werden. Anschließend wird aus den berechneten Temperaturen

die Fresstragfähigkeit ermittelt. Lange [Lan00] verwendet Näherungsformeln von Reißmann & Plote [Rei95], die aus deren iterativem Verfahren abgeleitet werden. Alle diese Berechnungen liefern als Ergebnis Temperaturen entlang einzelner Berührlinien entsprechend der jeweiligen Auflösung der lokalen Kontaktgrößen über die Berührlinien.

Unter Verwendung von Ersatzwalzenpaaren zur Diskretisierung der Berührlinien von Schneckengetrieben bestimmt Bouché [Bou91] die Temperaturen im Schmierpalt mit einem energetischen Ansatz. Dieser Ansatz wird von Muminović et. al [Mum06] zur Bestimmung des Wirkungsgrads aufgegriffen.

Magyar [Mag12] entwickelt ein tribologisches Modell des Kontakts von Schneckengetrieben, um lokale Reibungszahlen berechnen zu können. Dabei werden die Berührlinien in mehrere nebeneinander liegende Ersatzwalzenpaare mit entsprechenden Krümmungsradien aufgeteilt. Für die Ersatzwalzenpaare wird jeweils der tribologische Zustand berechnet. Im Laufe dieser Berechnung werden auch der Temperaturverlauf über den Schmierpalt und die Oberflächentemperaturen von Schnecke und Schneckenrad mit dem von Plote [Plo97] erweiterten Fourierreihenansatz nach Gnilke [Gni82] berechnet. Die mit diesem Verfahren errechneten Wirkungsgrade stimmen nach Magyar & Sauer [Mag14] gut mit Versuchsergebnissen überein. Oehler [Oeh18] entwickelt die Berechnung weiter und führt damit umfangreiche Simulationen zur Bestimmung und Optimierung des Verzahnungswirkungsgrads durch.

Nachfolgend wird die Berechnung von Lange [Lan00] nach Reißmann & Plote [Rei95] ausführlicher beschrieben, da diese im weiteren Verlauf der Arbeit für eine Vergleichsrechnung herangezogen wird. Es wird in der Berechnung zwischen Gleich- und Gegenlauf unterschieden. Gleichlauf wird dabei so definiert, dass die die Geschwindigkeitsanteile beider Kontaktpartner normal zur Berührlinie in die gleiche Richtung zeigen. Zeigen sie in unterschiedliche Richtungen, liegt Gegenlauf vor. Im Schneckenverzahnungskontakt liegt somit auf der Einlaufseite der Schneckenradflanke Gegenlauf zwischen Schnecke und Schneckenrad vor. Auf der Auslaufseite liegt Gleichlauf vor.

Die Temperaturerhöhung  $\vartheta_{fla}$  für den Geschwindigkeitszustand Gleichlauf wird mit Gleichung (2.16) berechnet.

$$\vartheta_{fla} = \frac{\Delta\vartheta_1^* \cdot \Delta\vartheta_2^*}{\Delta\vartheta_1^* + \Delta\vartheta_2^*} \quad (2.16)$$

Dabei werden die fiktiven Temperaturerhöhungen  $\Delta\vartheta_{1,2}^*$  nach Gleichung (2.17) berechnet.

$$\Delta\vartheta_{1,2}^* = \begin{cases} \frac{P_R^*}{\lambda_{1,2}} \cdot \left( \frac{1,23}{\sqrt[5]{Pe_{1,2}}} - 0,54 \right) & \text{für } Pe < 6 \\ \frac{0,786 \cdot P_R^*}{\lambda_{1,2} \cdot \sqrt{Pe_{1,2}}} & \text{für } Pe \geq 6 \end{cases} \quad (2.17)$$

Die Temperaturerhöhung  $\vartheta_{fla}$  für den Geschwindigkeitszustand Gegenlauf wird mit Gleichung (2.18) berechnet.

$$\vartheta_{fla} = \frac{1,2 \cdot P_R^* \cdot \left( 1 - 0,4 \cdot e^{-(1,2 \cdot Pe_1 \cdot Pe_2)^{1/6}} \right)}{\left( \lambda_1^{1/4} \cdot Pe_1^{1/8} + \lambda_2^{1/4} \cdot Pe_2^{1/8} \right) \cdot (\lambda_1^2 \cdot Pe_1 + \lambda_2^2 \cdot Pe_2)^{3/8}} \quad \textcircled{*} \quad (2.18)$$

Die dabei verwendete Péclet-Zahl  $Pe$  ergibt sich nach Gleichung (2.19) aus dem Betrag der Geschwindigkeit normal zur Berührlinie  $v_n$  und der halben Hertz'schen Abplattungsbreite  $b_H$ .

$$Pe = \frac{v_n \cdot b_H}{a_T} \quad (2.19)$$

Der thermische Diffusionskoeffizient  $a_T$  ergibt sich nach Gleichung (2.20) aus der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$ , der Dichte  $\rho$  und der spezifischen Wärmekapazität  $c$ .

$$a_T = \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \quad (2.20)$$

Die auf die Länge der Berührlinie bezogene Reibungsleistung  $P_R^*$  ergibt sich nach Gleichung (2.21) aus der Reibungszahl  $\mu$ , der Gleitgeschwindigkeit  $v_g$ , der Hertz'schen Pressung  $p_H$  und der halben Hertz'schen Abplattungsbreite  $b_H$ .

$$P_R^* = \mu \cdot v_g \cdot \frac{\pi}{4} \cdot p_H \cdot 2 \cdot b_H \quad (2.21)$$

Als Berechnungsergebnis dieses Verfahrens ermittelt Lange [Lan00] die Temperaturerhöhungen in Folge des Reibkontakts entlang der Berührlinien einer Schneckenverzahnung und bildet diese, wie in Abbildung 2.10 dargestellt, ab. In der Mitte der Flanke zeigt sich eine ausgeprägte Spitze, die auf dort niedrige Péclet-Zahlen zurückzuführen ist. Die niedrigen Péclet-Zahlen ergeben sich, da der Anteil der Geschwindigkeit normal zur Berührlinie durch die Drehbewegung der Schnecke in Flankenmitte sehr klein ist. Weitere Geschwindigkeitsanteile werden in der Berechnung nicht berücksichtigt.

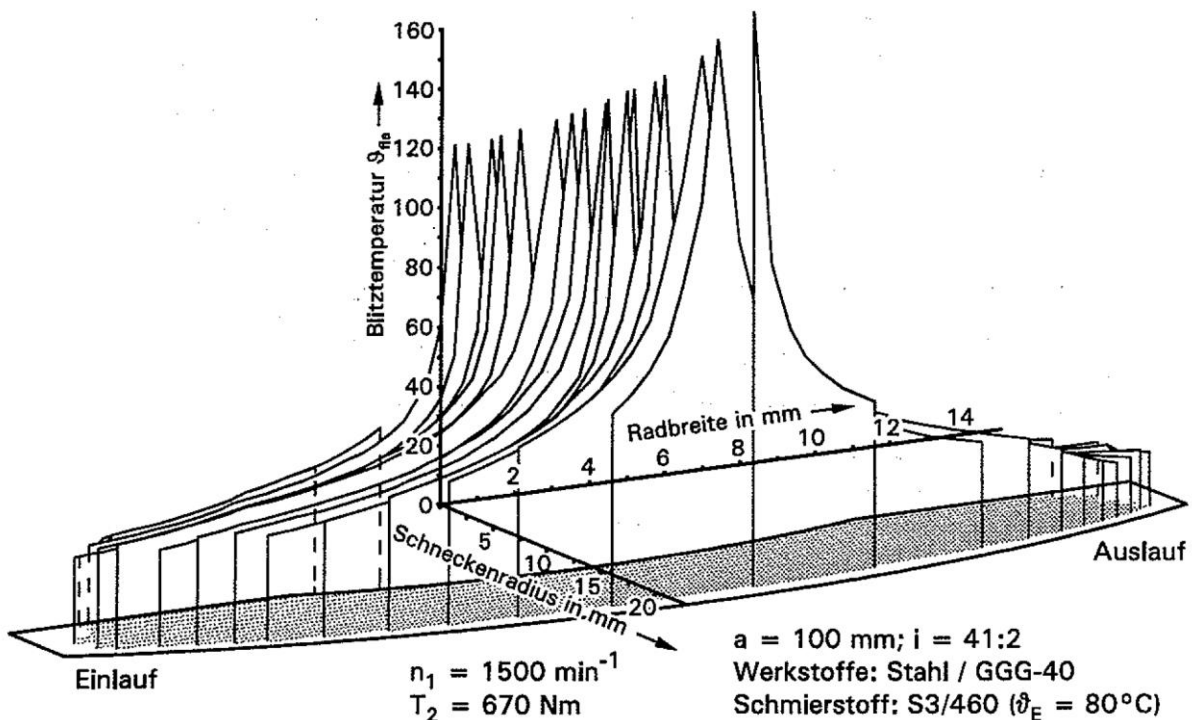


Abbildung 2.10: Darstellung der Berechnungsergebnisse von Lange [Lan00] zur lokalen Temperaturerhöhung im Kontakt einer Schneckenverzahnung (Abbildung aus [Lan00])

### 2.3.3 Möglichkeiten zur experimentellen Validierung

Wie aus den vorangegangenen Ausführungen hervorgeht, ist die genaue Berechnung der Oberflächentemperaturen im Kontakt von Schneckengetrieben eine komplexe Problemstellung, die einer Vielzahl an Einflüssen unterliegt. Zur Validierung der Berechnungsergebnisse ist es somit sinnvoll, experimentelle Vergleichsmessungen durchzuführen.

Zur experimentellen Messung von Oberflächentemperaturen gibt es nach Reißmann & Plote [Rei95], Kennedy [Ken01] und Yap et al. [Yap15] verschiedene Ansätze: eingebettete Thermoelemente, Dünnschichtsensoren, aktive Thermoelemente bestehend aus den Kontaktpartnern sowie optische Temperaturmessverfahren.

In die Körper eingebettete Thermoelemente erfassen nicht direkt die Temperatur an der Oberfläche, sondern nur dicht darunter. Eine Installation kann durch Bohrungen und ein Einkleben der Thermoelemente mit Wärmeleitpaste erfolgen. Die dadurch verursachte Geometrieänderung kann den Wärmefluss beeinflussen. Um diesen Einfluss möglichst gering zu halten, können die Sensoren bei Zahnrädern auf mehrere Zähne verteilt werden und in jedem Zahn an einer anderen Stelle platziert werden. Dadurch liegt an jedem Zahn nur eine Bohrung vor. Bei der Verwendung sehr kleiner Thermoelemente kann eine hohe Ansprechgeschwindigkeit auf Temperaturänderungen erzielt werden. Auch die Genauigkeit von Thermoelementen erfüllt hohe Anforderungen: der gängige Typ K (Nickel-Chrom) hat nach DIN EN 60584-1 [DIN14] im hier relevanten Temperaturbereich eine zulässige Grenzabweichung von  $1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Das Verfahren mit eingebetteten Thermoelementen stellt Fürstenberger [Für13] zur Messung der Temperaturverteilung in Kunststoffzahnradern vor. Brandão et al. [Bra10] verwenden dicht unter der Oberfläche platzierte Thermoelemente, um die Temperaturen beim Gewindeschneiden zu messen. Yashiro et al. [Yas13] ermitteln auf gleichem Weg die Temperaturen beim Schneiden von faserverstärkten Kunststoffen. Die dabei betrachteten Zeiträume von 3 Sekunden liegen in ähnlichen Größenordnungen wie bei langsam laufenden Schneckengetrieben (ca. 1,4 Sekunden bei einer Drehzahl von  $n_1 = 50\text{ }1/\text{min}$  und der Geometrie des Standard-Referenzgetriebes nach DIN 3996 [DIN19]).

Dünnschichtsensoren zur Temperaturmessung setzen sich nach Tian et al. [Tia92] aus einem Thermoelement, einer Trennschicht zwischen Thermoelement und dem Träger und einer Trennschicht zwischen Thermoelement und dem Kontaktpartner zusammen. Der so aufgebaute Sensor wird in die Kontaktfläche eingebettet und ist selbst im Kontakt, wenn Festkörper- oder Mischreibung vorliegt. In Tian et al. [Tia92] wird ein geringer Einfluss des Sensors auf den Wärmefluss und ein sehr schnelles Ansprechverhalten festgestellt. Kennedy et al. [Ken97] verwenden eine Matrix aus Dünnschichtsensoren, um die Temperaturen an mehreren Messstellen gleichzeitig zu messen.

Aktive Thermoelemente verwenden die Kontaktfläche zweier Körper zur Bildung eines Thermoelements. Dieses Thermoelement misst keine lokalen Temperaturen, sondern die mittlere Temperatur der gesamten Kontaktfläche. Weitere Einschränkungen dieses Messverfahrens sind nach Yap et al. [Yap15]: die Kalibrierung unter dynamischen Bedingungen und der Einfluss von trennenden Schichten zwischen den Kontaktkörpern.

Optische Temperaturmessverfahren beeinflussen nach Yap et al. [Yap15] die Messstellen nicht. Sie erfordern jedoch eine korrekte Kalibrierung des Emissionskoeffizienten von dem zu messenden Körper, um genaue Ergebnisse zu liefern. Eine Zugänglichkeit der Kontaktstelle ist notwendig. Dies ist bei Getrieben nur dann der Fall, wenn die betrachteten Zähne nicht im Eingriff sind und daher nicht dafür geeignet, die Temperatur unmittelbar während des Kontakts zu erfassen.

### 2.3.4 Fazit zur Berechnung und Messung von Kontakttemperaturen

Aus dem Stand des Wissens zur Berechnung von Kontakttemperaturen geht hervor, dass mehrere Verfahren existieren, die sich auf verschiedene Kontaktarten beziehen. Für beispielsweise den Kontakt von Stirnradverzahnungen haben sich Blitz- und Integraltemperaturberechnung bewährt [Blo63, Mic87]. Der Kontakt von Schneckenverzahnungen weist gegenüber Stirnradverzahnungen komplexere Bewegungsverhältnisse auf. Daher greifen die Arbeiten, die die Temperaturen im Kontakt von Schneckenverzahnungen berechnen, auf unter anderem Berechnungsverfahren von Winkler [Win86] und Reißmann & Plote [Rei95] zurück, die allgemeinere Bewegungsverhältnisse berücksichtigen können. Dabei werden die Temperaturen an einzelnen Stellen der Flanke berechnet, ohne den gesamten Wärmetransport in den Zähnen zu berücksichtigen.

Zur experimentellen Validierung von Ergebnissen einer Kontakttemperaturberechnung gibt es verschiedene Messmöglichkeiten. Die reduzierte Zugänglichkeit der Flankenoberflächen einer Schneckenverzahnung erschwert jedoch die dort direkte Messung von lokalen Kontakttemperaturen. Eine praktikable Möglichkeit ist daher eine punktuelle Messung von Temperaturen mit möglichst kleinen Thermoelementen, die dicht unterhalb der Oberfläche in die Zähne eingebettet werden.

## 2.4 Fazit zum Stand des Wissens

Aus dem Stand des Wissens geht hervor, dass bislang keine umfangreich abgesicherten und verbreiteten Berechnungsverfahren vorliegen, die für die Fresstragfähigkeit von Schneckengetrieben mit Rädern aus festeren Werkstoffen verwendet werden können. Im Hinblick auf die Verschleiß- und Grübchentrugfähigkeit sowie den Wirkungsgrad können die bestehenden Berechnungsverfahren nach DIN 3996 [DIN19] und ISO/TS 14521 [ISO20] verwendet werden. Dazu werden für die Werkstoffe und Schmierstoffe die jeweiligen Tragfähigkeitskennwerte benötigt. Bezüglich der Schadensarten Verschleiß und Grübchen liegen darüber hinaus Ergebnisse aus diversen Forschungsvorhaben zu Schneckengetrieben mit Schneckenrädern aus festeren Werkstoffen vor. Dabei werden jedoch vor allem Versuche bei niedrigen Drehzahlen durchgeführt. Vor allem für höhere Drehzahlen und damit zur Schadensart Fressen liegen hingegen nur wenige Untersuchungen und dementsprechend keine verbreiteten Erkenntnisse und Auslegungsmethoden vor.

Zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit von Stirn- und Kegelradgetrieben haben sich Auslegungsmethoden mit der Blitz- und Integraltemperatur [ISO21, ISO22a, ISO22b] als Schadenskriterium etabliert. Mit standardisierten Testverfahren werden dafür Grenzwerte ermittelt, die die maximal ertragbare Beanspruchung beziehungsweise Kontakttemperatur charakterisieren.

Die Kontakttemperaturberechnungsverfahren, auf denen die Blitz- und Integraltemperaturberechnung für Stirn- und Kegelradverzahnungen beruht, lassen sich nicht unmittelbar auf Schneckenverzahnungen übertragen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Bewegungsverhältnisse in der Schneckenverzahnung außerhalb des Anwendungsbereichs der Kontakttemperaturberechnungsverfahren für Stirn- und Kegelradverzahnungen liegen. Arbeiten, die die Kontakttemperatur von Schneckenverzahnungen berechnen, greifen daher auf erweiterte oder alternative Berechnungsverfahren zurück. Damit werden jedoch bislang ebenfalls nicht alle Bewegungseinflüsse im Schneckenverzahnungskontakt hinreichend berücksichtigt.



### 3 Problemstellung, Zielsetzung und Lösungsweg

Basierend auf der Einleitung und dem Stand des Wissens werden in diesem Kapitel die Problemstellung und die darauf ausgerichtete Zielsetzung der vorliegenden Arbeit definiert. Im Anschluss wird der Lösungsweg dargelegt, mit dem die Zielsetzung in der Arbeit erreicht werden soll.

#### 3.1 Problemstellung

Bei Schneckenrädern bringt der Einsatz von gegenüber Bronze festeren Werkstoffen, wie Gusseisen oder Stahl, je nach Anwendungsfall sowohl technologische, ökologische als auch wirtschaftliche Potenziale mit sich. Diese können etwa eine erhöhte Leistungsdichte, ein reduzierter CO<sub>2</sub>-Abdruck oder niedrigere Kosten sein. Aus vorliegenden Untersuchungen geht jedoch hervor, dass die Fressneigung von Schneckenverzahnungen mit derartigen Werkstoffpaarungen wesentlich ausgeprägter ist. Dadurch ist Fressen für derartige Getriebe oftmals die tragfähigkeitsbegrenzende Schadensart. Da Fressen in der Regel zu einem plötzlichen Totalausfall eines Getriebes führt, ist für Schneckengetriebe ein zuverlässiges Auslegungsverfahren gegen Fressschäden notwendig, um den Einsatz von Schneckenrädern aus festeren Werkstoffen in einem größeren Umfang als bisher zu ermöglichen.

Das Auslegungsverfahren erfordert zum einen die Kenntnis der Oberflächentemperatur im Kontakt. Zum anderen ist ein definierter Testablauf erforderlich, um eine Tragfähigkeitsgrenze für Fressen in Form einer maximalen Kontakttemperatur für eine Werkstoff-Schmierstoff-Kombination experimentell ermitteln zu können. Sowohl ein geeignetes Berechnungsverfahren zur Bestimmung der Kontakttemperatur als auch ein standardisierbarer Testablauf zur Ermittlung von Fresstragfähigkeitsgrenzen sind derzeit für Schneckengetriebe nicht verfügbar.

#### 3.2 Zielsetzung

Entsprechend dieser Problemstellung ist das Ziel der vorliegenden Arbeit, die Verwendbarkeit von Schneckengetrieben aus festeren Werkstoffen zu verbessern und dadurch deren breiteren Einsatz zu ermöglichen. Dies soll durch die Entwicklung einer Methode zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit von Schneckengetrieben erfolgen, welche praxistauglich im Rahmen von deren Auslegung verwendet werden kann und relevante Einflussfaktoren berücksichtigt. Dementsprechend soll die Methode in bestehende Normen integriert werden können.

Für die Methode sind zwei Bestandteile zu erarbeiten. Der erste Bestandteil ist eine Simulation beziehungsweise Berechnung der Kontakttemperatur im Kontakt einer Schneckenverzahnung. Diese Berechnung muss in der Lage sein, die Verhältnisse im Kontakt von Schneckenverzahnungen zu berücksichtigen. Weiterhin soll diese anhand von experimentellen Untersuchungen validiert werden können. Zur Bewertung der so berechneten Kontakttemperatur im Hinblick auf die Fresstragfähigkeit ist es als zweiter Bestandteil der Methode erforderlich, die zulässige Kontakttemperatur als Grenzwert zu kennen. Dazu soll ein Prüfverfahren definiert werden, das standardisierbar ist. Das Prüfverfahren soll geeignet sein, die Tragfähigkeit von verschiedenen Werkstoff-Schmierstoff-Kombinationen zu differenzieren. Es soll mit einem möglichst niedrigen Zeit- und Kostenaufwand durchführbar sein.

Tabelle 3.1 fasst die somit definierten Ziele der Arbeit mit den jeweils zugehörigen Anforderungen zusammen. Anhand dieser Anforderungen wird in Abschnitt 7.1 die Zielerreichung der Arbeit diskutiert und bewertet.

Tabelle 3.1: Bestandteile der Zielsetzung der vorliegenden Arbeit und zugehörige Anforderungen

Bestandteil der Zielsetzung	Anforderungen
Fresstragfähigkeitsberechnung	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Praxistauglich (Rechenzeit, Handhabung)</li> <li>• Integrierbar in bestehende Normen</li> <li>• Berücksichtigung relevanter Einflussfaktoren</li> </ul>
Oberflächentemperatursimulation	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Für Kontaktverhältnisse von Schneckengetrieben</li> <li>• Validiert (experimentell und theoretisch)</li> </ul>
Prüfverfahren für Grenztemperatur	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Differenzierung von Werk- und Schmierstoffen</li> <li>• Standardisierbar</li> <li>• Zeit- und kostenökonomisch</li> </ul>

### 3.3 Lösungsweg

Unter Berücksichtigung des Stands des Wissens folgt die vorliegende Arbeit dem nachfolgend beschriebenen Lösungsweg zur Erreichung der definierten Zielsetzung. Ein Überblick über den Lösungsweg und die Zuordnung von dessen Bestandteilen zu den Kapiteln des Hauptteils der Arbeit ist in Abbildung 3.1 dargestellt.

Im Rahmen der Arbeit werden experimentelle Untersuchungen an Schneckengetrieben durchgeführt, die in Kapitel 4 dokumentiert werden. Dabei werden Schneckengetriebe mit Werkstoffpaarungen erprobt, die gegenüber einer Stahl-Bronze-Werkstoffpaarung eine erhöhte Fressneigung aufweisen. Neben der Fresstragfähigkeit wird auch das Verschleiß- und Wirkungsgradverhalten untersucht. Dadurch werden Erkenntnisse zum allgemeinen Betriebsverhalten generiert. Basierend auf den Versuchen zur Fresstragfähigkeit wird ein standardisierbarer Fresstest für Schneckengetriebe definiert. Mit diesem soll durch stufenartig steigende Belastungen bestimmt werden können, bei welcher Beanspruchung eine Werkstoff-Schmierstoff-Kombination, die in einem Schneckengetriebe verwendet wird, durch einen Fressschaden ausfällt. Wie auch bei Stirn- und Kegelradgetrieben wird als die für Fressen maßgebliche Beanspruchungsgröße die Oberflächentemperatur im Zahnkontakt verwendet. Dazu wird im Rahmen der Arbeit eine numerische Oberflächentemperatursimulation speziell für Schneckenverzahnungen entwickelt, die in Kapitel 5 beschrieben wird. Die Validierung der Simulation erfolgt zum einen durch einen theoretischen Vergleich mit anderen Berechnungsverfahren und zum anderen anhand von Temperaturmessungen, die in den experimentellen Untersuchungen durchgeführt werden. Auf Basis der Simulationsergebnisse wird ein vereinfachtes Berechnungsverfahren abgeleitet, mit dem sich praxistauglich und mit geringem Rechenaufwand die Kontakttemperatur von Schneckenverzahnungen bestimmen lässt. Diese Berechnung wird in Kapitel 6 gemeinsam mit dem Fresstest zu der Methode zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit zusammengesetzt. Mit der Kenntnis der berechneten Kontakttemperatur und dem im Test ermittelten Tragfähigkeitsgrenzwert wird mit der entwickelten Methode eine Sicherheit gegen Fressschäden ermittelt. Die Eignung der entwickelten Methode und die Erreichung der Zielsetzung werden in Kapitel 7 diskutiert. Basierend darauf werden Möglichkeiten zur Erweiterung der Methode zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit von Schneckengetrieben abgeleitet.

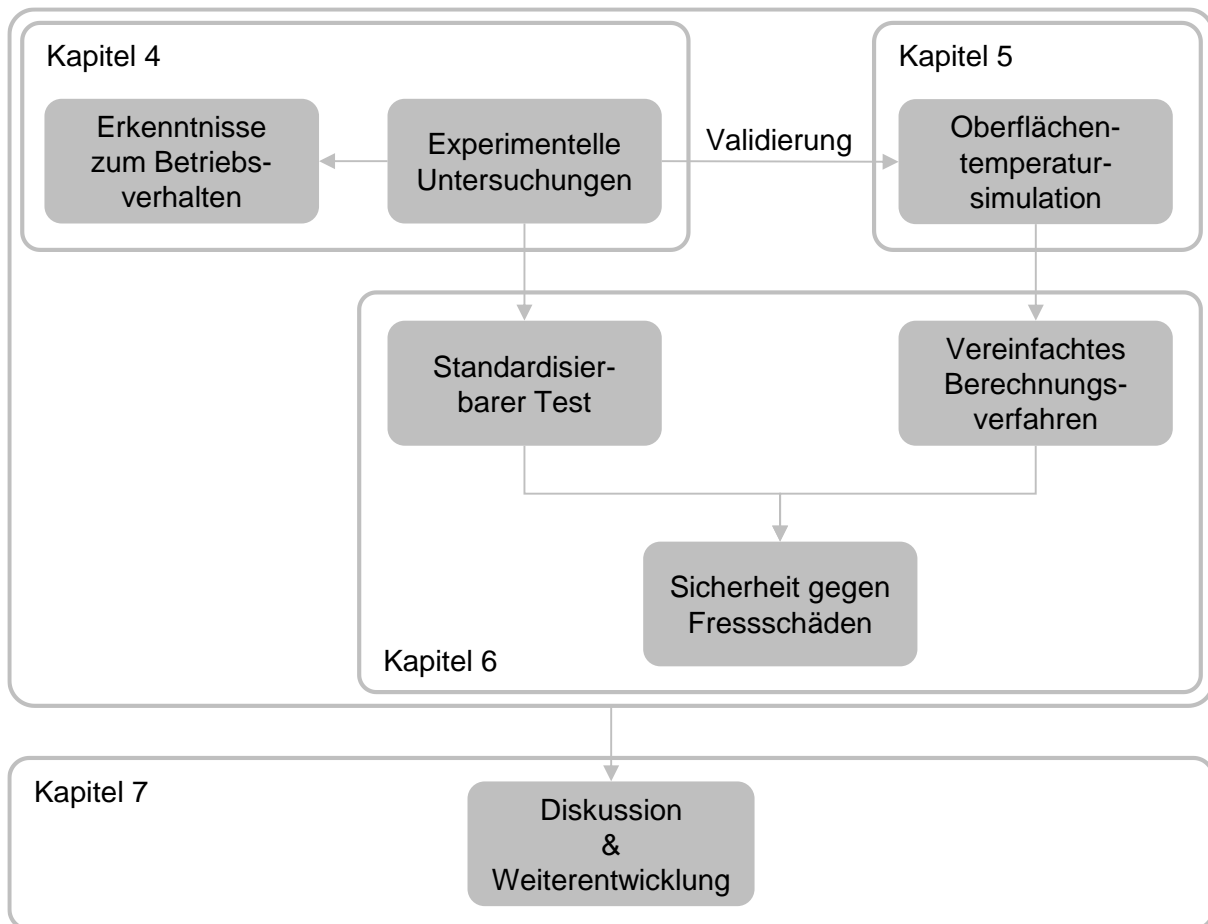


Abbildung 3.1: Lösungsweg und Zuordnung zu den Kapiteln des Hauptteils der vorliegenden Arbeit



## 4 Versuche zur Fress- und Verschleißtragfähigkeit und Temperaturmessungen

Zur experimentellen Untersuchung der Fresstragfähigkeit und des Betriebsverhaltens von Schneckengetrieben werden in diesem Kapitel die durchgeführten Prüfstandsversuche und deren Ergebnisse beschrieben. Es werden Schneckengetriebe mit Schneckenrädern aus festeren Werkstoffen bis an die Belastungsgrenze betrieben und das Schadensverhalten analysiert. Zur Validierung der Temperatursimulation werden zudem Temperaturmessungen im Prüfgetriebe durchgeführt. In kleinerem Umfang wird das Verschleißverhalten untersucht und mit einer Referenz verglichen, bei der das Schneckenrad aus Bronze gefertigt ist. Dadurch kann das Potenzial von Schneckengetrieben mit festeren Radwerkstoffen zur Leistungsdichtensteigerung evaluiert werden. Begleitend zu den Versuchen wird der Wirkungsgrad erfasst und ausgewertet. In den nachfolgenden Abschnitten werden zunächst das Versuchsprogramm, der verwendete Prüfstand, die Prüfradsätze sowie deren Werkstoffe und die Schmierstoffe beschrieben. Im Anschluss daran werden die Versuchsergebnisse dargestellt.

### 4.1 Versuchsprogramm

Das in Tabelle 4.1 zusammengefasste Versuchsprogramm beinhaltet drei verschiedene Werkstoffpaarungen von Schnecke und Rad. Weiterhin wird Öl- und Fettschmierung untersucht. Für die Versuche wird größtenteils eine Verzahnungsgeometrie entsprechend der des Standard-Referenzgetriebes nach DIN 3996 [DIN19] mit dem Kenner *Ref* verwendet. Zudem wird mit der Verzahnung mit dem Kenner *i80* eine Verzahnung mit höherer Übersetzung erprobt.

Ein wesentlicher Untersuchungsschwerpunkt ist die Fresstragfähigkeit. Die dafür verwendete Werkstoffpaarung ist 42CrMo4+QT für die Schnecke und EN-GJS-600-3 für das Schneckenrad. Es werden Stufentests durchgeführt, bei denen die übertragene Leistung alle 30 Minuten erhöht wird. Zudem werden Dauerlaufversuche durchgeführt, bei denen das Getriebe für einen längeren Zeitraum mit einer konstanten Last betrieben wird und der Einfluss möglicher Änderungen an der Verzahnung oder Schmierung untersucht werden kann. Ergänzend wird das Verschleißverhalten untersucht und mit dem einer Stahl-Bronze-Werkstoffpaarung verglichen. Die Stahl-Bronze-Werkstoffpaarung wird zudem gemeinsam mit der Werkstoffpaarung 16MnCrS5 (eh) / C45 für Temperaturmessungen verwendet. Diese erfolgen an verschiedenen Positionen dicht unterhalb der Flankenoberflächen und dienen der Ermittlung der Temperaturverteilung im Zahn, um damit die Temperatursimulation zu validieren.

Tabelle 4.1: Versuchsprogramm der experimentellen Untersuchungen

Werkstoff Schnecke	42CrMo4+QT		16MnCrS5 (eh)	
Werkstoff Rad	EN-GJS-600-3		CuSn12Ni2-C-GC	C45
Schmierstoff	Öl	Fett	Öl	
Geometrie	<i>Ref</i>	<i>i80</i>	<i>Ref</i>	
Fressen (Stufentest)	•	•	•	
Fressen (Dauerlauf)	•			
Verschleiß	•			•
Temperatur				•

## 4.2 Schneckengetriebeprüfstand

Die experimentellen Untersuchungen werden auf einem bestehenden Schneckengetriebeprüfstand der *FZG* durchgeführt. Der Schneckengetriebeprüfstand trägt die interne Bezeichnung *S1*. In den nachfolgenden Abschnitten werden der Aufbau des Prüfstands und die Komponenten beschrieben sowie die Messunsicherheit des Systems analysiert. Die Komponenten des Prüfstands sind im Anhang A.1 vollständig aufgelistet.

### 4.2.1 Aufbau und Komponenten

Der Schneckengetriebeprüfstand ist nach dem Motor-Generator-Prinzip aufgebaut. Er besteht dementsprechend aus einem An- und einem Abtriebsstrang, die das Prüfgetriebe mit jeweils einer E-Maschine belasten. Neben den mechanischen Komponenten ist am Prüfstand Messtechnik zur Datenaufzeichnung und Regelung installiert. Der Aufbau und die Komponenten des Prüfstands sind in den nachfolgenden Abschnitten beschrieben.

#### 4.2.1.1 Überblick und Funktionsweise

Die schematische Anordnung der Hauptkomponenten des Prüfstands ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Ein Asynchronmotor treibt den Antriebsstrang an. Der Antriebsstrang enthält eine Drehmomentmesswelle, mit der das Eingangsdrehmoment des Prüfgetriebes an der Schneckenwelle erfasst wird. Das Schneckenrad des Prüfgetriebes ist Bestandteil des Abtriebsstrangs. Dieser enthält ebenfalls eine Messwelle zur Erfassung des Ausgangsdrehmoments des Prüfgetriebes am Schneckenrad.

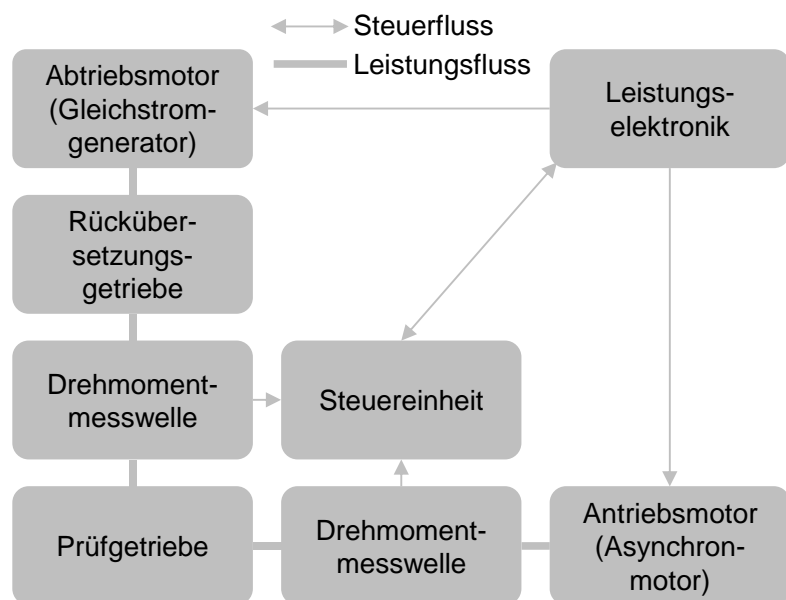


Abbildung 4.1: schematische Darstellung des Aufbaus des für die experimentellen Untersuchungen verwendeten Schneckengetriebeprüfstands

Nach der Drehmomentmesswelle des Abtriebsstrangs erhöht ein Rückübersetzungsgetriebe, das als Planetengetriebe ausgeführt ist, die Drehzahl für den Abtriebsmotor. Dieser ist ein fremderregter Gleichstrommotor, der generatorisch betrieben wird. Das Gehäuse des Prüfgetriebes ist ein fester Bestandteil des Prüfstands. Die Prüfteile sind somit ausschließlich die Schneckenwellen und Schneckenräder. Die Schneckenwellen weisen Lagersitze auf und werden dementsprechend nach einer Montage der Lager in das Getriebegehäuse eingesetzt und über eine Passfeder mit dem Antriebsstrang verbunden. Die Schneckenräder werden mit einem Flansch der Schneckenradwelle über einen Presssitz und Schrauben gefügt. Die Schneckenradwelle ist somit ebenfalls ein fester Bestandteil des Prüfstands.

In Abbildung 4.2 wird der so aufgebaute Schneckengetriebeprüfstand *S1* der *FZG* gezeigt. Die Schutzeinrichtungen, die als Berührungsschutz von drehenden Teilen dienen, sind für die Aufnahme demontiert. Das Ölaggerat, das in Abbildung 4.2 nur teilweise ersichtlich ist, ist als

gesonderte Einheit neben dem Prüfstand platziert und über eine flexible Zuleitung mit dem Prüfgetriebe verbunden. Das Öl läuft über eine starre Abflussrohrleitung zurück in den Tank des Ölaggregats.

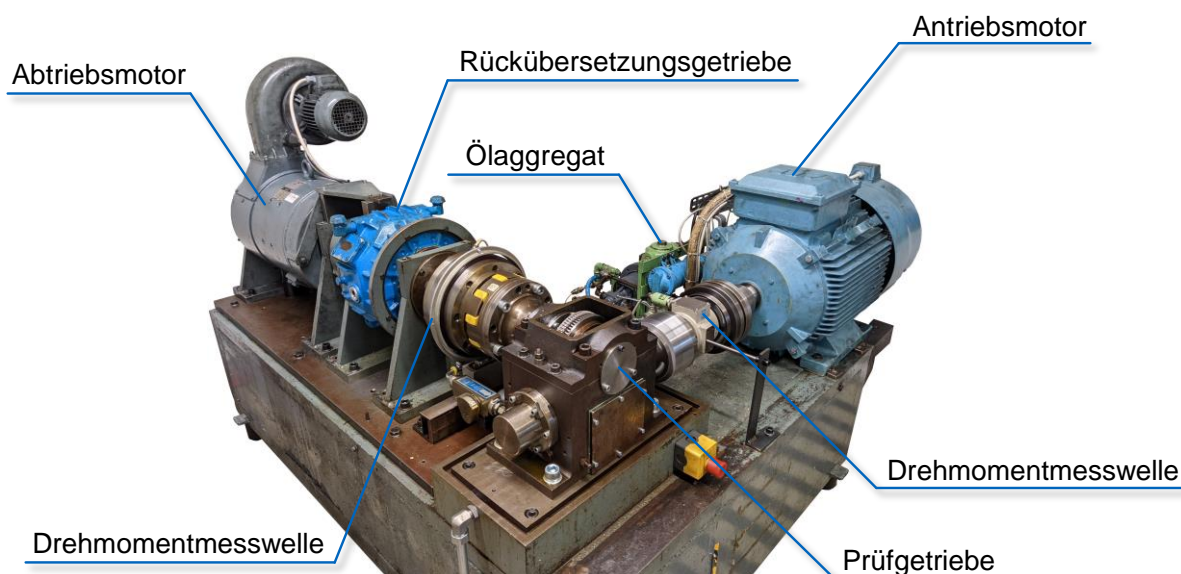


Abbildung 4.2: Schneckenge triebeprüfstand S1 der FZG mit demontiertem Berührschutz

#### 4.2.1.2 Erfassung und Regelung von Drehmoment und Drehzahl

Die Messkette zur Erfassung der Drehmomente ist in Abbildung 4.3 dargestellt. Die Messwellen der Firma *HBM* am An- und Abtrieb liefern Eingangssignale in den Messverstärker. Dessen Ausgänge werden über einen A/D-Wandler von *NI* an einen Rechner zur Messdatenaufzeichnung mit dem Programm *LabVIEW* übertragen. Zudem liefert der Ausgang des Messverstärkers das Abtriebsdrehmoment als Ist-Größe für das Regelungssystem des Prüfstands, über das das Abtriebsdrehmoment eingestellt wird. Das Abtriebsdrehmoment wird vom Bediener des Prüfstands vorgegeben. Das Regelungssystem dafür besteht aus einem analogen PI-Regler.

Die Drehzahl des Antriebs wird durch den Bediener vorgegeben und durch den Frequenzumrichter der Antriebsmaschine realisiert. Die Drehzahl der Abtriebsmaschine folgt der des Antriebs. Der Abtrieb wirkt dabei generatorisch und belastet das Prüfgetriebe mit dem vorgegebenen Drehmoment. Zur Messdatenaufzeichnung der Drehzahl erfasst die Messwelle am Antrieb die Drehzahl und überträgt diese über den Messverstärker an die Messdatenaufzeichnung mit *LabVIEW*.

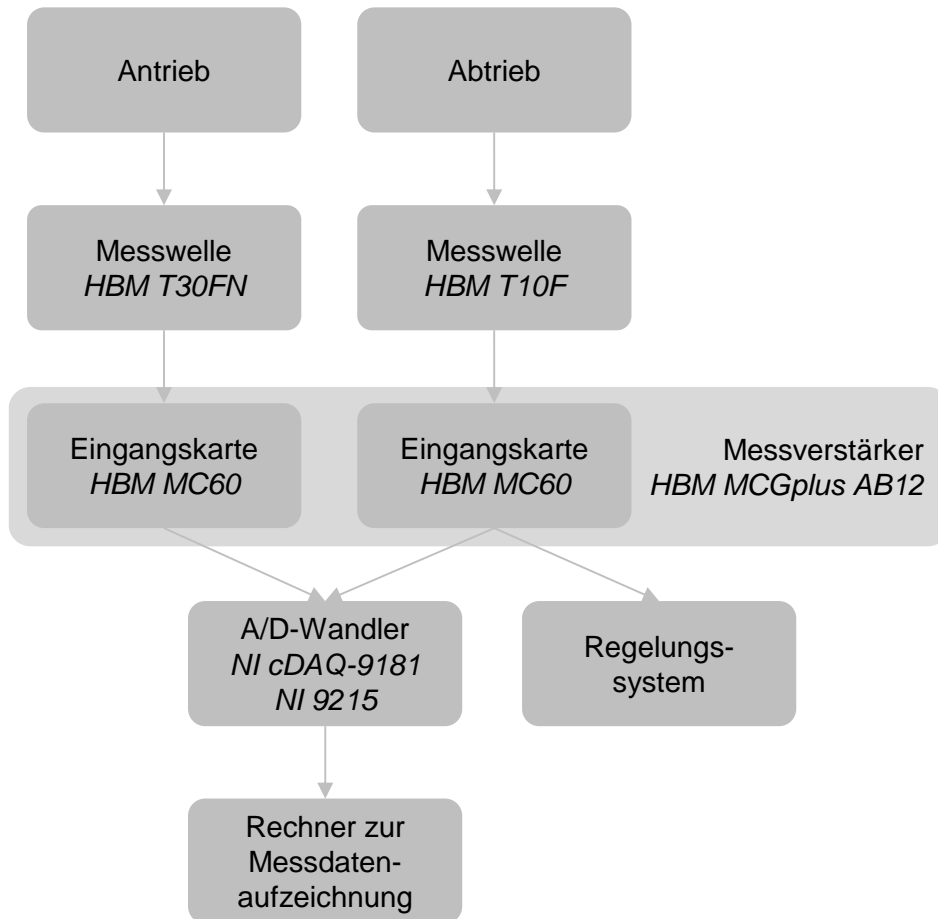


Abbildung 4.3: Messkette der Drehmomentmeseinrichtung

#### 4.2.1.3 Lokale Temperaturmessung

Für Temperaturmessungen am Schneckenrad wird eine Temperaturmeseinrichtung mit der in Abbildung 4.4 dargestellten Messkette verwendet. Als Sensoren werden Thermoelemente aufgrund des schnellen Ansprechverhaltens und der punktuellen Temperaturmessung eingesetzt. Über eine Steckverbindung wird das Signal mit einer Telemetrie von der rotierenden Schneckenradwelle zum Spannungseingangsmodul übertragen. Die Telemetrie der Firma *KMT* besteht aus der Rotorelektronik *TEL-1-PCM-TH-K*, der gewickelten Rotorspule, dem Induktivaufnehmer und dem Empfängermodul *TEL1-PCM-DEC*. Das daran angeschlossene Spannungseingangsmodul *NI 9215* ist mit einem Messrechner zur Auswertung und Datenaufzeichnung verbunden. Die Messdatenaufzeichnung erfolgt darauf mit *LabVIEW*.



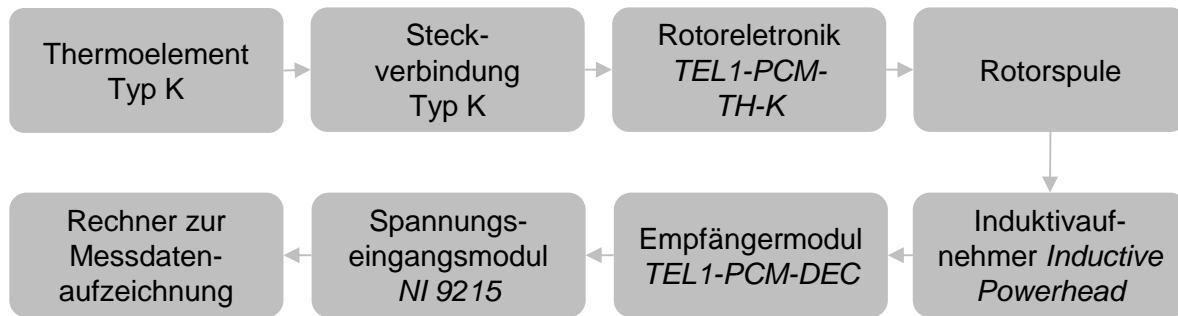


Abbildung 4.4: Messkette der Temperaturmesseinrichtung

Das Thermoelement (Typ K Nickel-Chrom-Nickel-Thermoelement mit einem Durchmesser von  $0,5\text{ mm}$ ) wird mit einer Wärmeleitpaste (metallisch,  $\lambda = 79\text{ W}/(m \cdot K)$ ) seitlich in einer Bohrung mit einem Durchmesser von  $0,6\text{ mm}$  im Schneckenradzahn montiert. Eine Bohrschablone dient dabei der genauen und reproduzierbaren Fertigung der Bohrungen. Durch eine Durchgangsbohrung in der Welle wird die Leitung des Thermoelements nach außen geführt. Eine Steckverbindung verbindet das Kabel mit der Rotorelektronik, die das Signal an den Induktivaufnehmer sendet. Durch ein Empfängermodul und ein Spannungseingangsmodul wird das Signal verarbeitet und an den mobilen Messrechner mit der Messdatenerfassung geleitet. Der Aufbau dieses Systems ist in Abbildung 4.5 gezeigt.

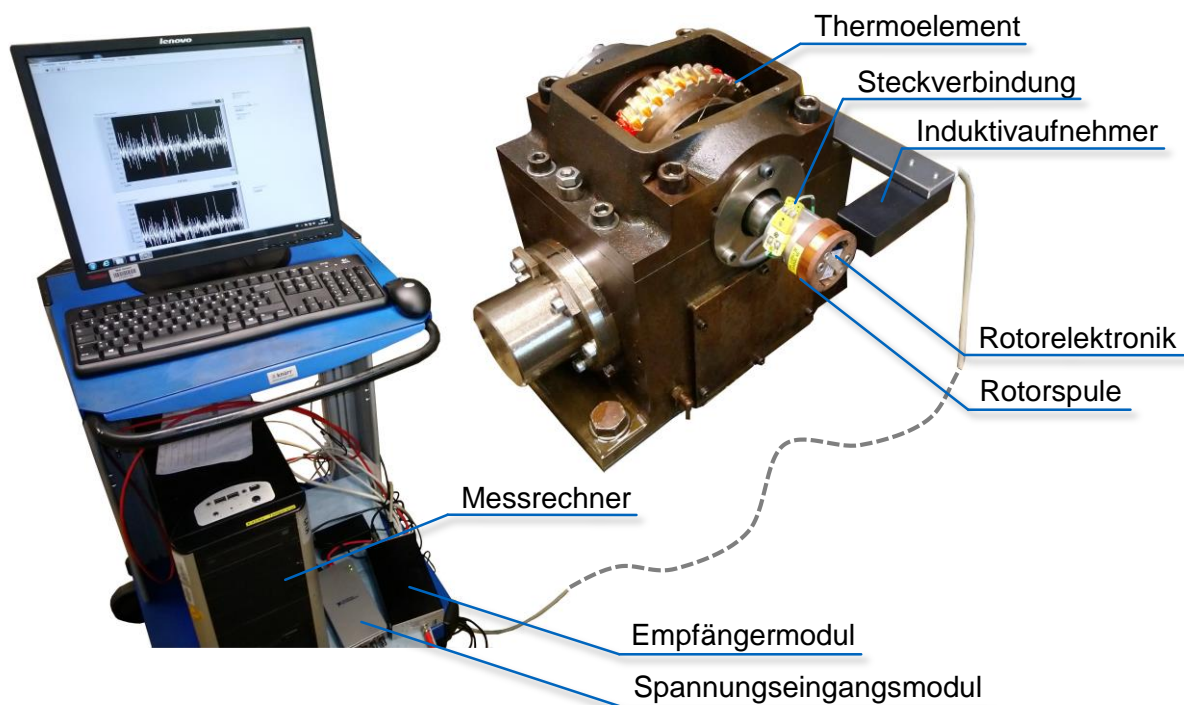


Abbildung 4.5: Aufbau der Temperaturmesstechnik und der mobilen Messrechnerstation am Prüfgetriebe des Schneckengetriebeprüfstands S1 der FZG

#### 4.2.2 Unsicherheitsbetrachtung der Messtechnik

Die Unsicherheit der Messtechnik ist maßgeblich für die Beurteilung und Güte der Versuchsergebnisse. Dazu wird in diesem Abschnitt die Unsicherheit bei der Messung von Drehzahl, Drehmoment, Temperatur und bei der Versuchsauswertung abgeschätzt. Durch die Drehzahl und das Drehmoment werden die Betriebsbedingungen am Prüfstand eingestellt und aufgezeichnet. Die Größen werden jeweils am Antrieb und Abtrieb gemessen. Die Temperaturen

werden im Rahmen der lokalen Temperaturmessungen erfasst und sind das wesentliche Ergebnis der Temperaturversuche. Der Abschnitt zur Versuchsauswertung bezieht sich auf die Genauigkeit der Erfassung von Schäden und Veränderungen der Verzahnungen, wie Fressen und Verschleiß.

#### 4.2.2.1 Drehzahl

Die Drehzahl wird sowohl vom Frequenzumrichter der Antriebsmaschine als auch von der Messwelle des Typs *HBM T30FN* am Antrieb erfasst. Zudem werden die Umdrehungen der Abtriebswelle von einem induktiven Näherungssensor zum Zählen der Lastwechsel am Schneckenrad erfasst. Alle drei Quellen für den Drehzahlwert liefern konsistente Ergebnisse, so dass von einer genauen Erfassung der Antriebsdrehzahl ausgegangen werden kann. Die Sollvorgabe der Antriebsdrehzahl durch das Potentiometer ist jedoch in der Regel nur auf  $\pm 1 \text{ 1/min}$  möglich. Dadurch weicht die am Prüfstand vorgegebene Antriebsdrehzahl oftmals minimal von der Nenndrehzahl der Versuche ab, wird dabei jedoch korrekt aufgezeichnet. Da die Übersetzung des Prüfgetriebes definiert und bekannt ist, lässt sich die Abtriebsdrehzahl aus der Antriebsdrehzahl berechnen.

Die Genauigkeit der Messung der Drehzahl wird damit als hinreichend erachtet, um die Belastung der Verzahnung so vorgeben und messen zu können, dass die Tragfähigkeit der untersuchten Verzahnungen absolut bewertet werden kann.

#### 4.2.2.2 Drehmoment

Das gemessene Drehmoment am Abtrieb des Prüfstands ist zum einen die Regelgröße für die Belastung des Prüfgetriebes. Zum anderen werden die Drehmomente am Antrieb und Abtrieb des Prüfstands aufgezeichnet. Dadurch wird die Belastung erfasst und dokumentiert. Zusammen mit den Drehzahlen der Antriebs- und Abtriebswelle kann über eine Leistungsdifferenzmessung der Wirkungsgrad des gesamten Prüfgetriebes bestimmt werden. Die Unsicherheit bei der Messung der Drehmomente wirkt sich daher neben der Belastung des Prüfgetriebes auch auf den ermittelten Wirkungsgrad aus.

Für die Messung des Drehmoments am Antrieb ergibt sich nach dem Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement (GUM) [JCG08] eine erweiterte Messunsicherheit von  $U_T = 0,03 \text{ Nm}$  bei  $T_1 = 20 \text{ Nm}$  und  $U_T = 0,1 \text{ Nm}$  bei  $T_1 = 70 \text{ Nm}$ . Am Abtrieb ergibt sich seine erweiterte Messunsicherheit von  $U_T = 0,6 \text{ Nm}$  bei  $T_2 = 400 \text{ Nm}$  und von  $U_T = 1 \text{ Nm}$  bei  $T_2 = 1400 \text{ Nm}$ . Die Werte gelten für ein Vertrauensintervall von 95 %.

Für den Wirkungsgrad ergibt sich damit nach GUM [JCG08] eine erweiterte Messunsicherheit von  $U_\eta = 0,4 \%$  für die in Abschnitt 4.5.4 höchste betrachtete Leistung und von  $U_\eta = 2,9 \%$  für die in Abschnitt 4.5.4 niedrigste betrachtete Leistung. Mit sinkender Leistung nimmt die Unsicherheit bei der Wirkungsgradmessung zu.

Die Genauigkeit der Messung des Drehmoments wird damit als hinreichend erachtet, um die Belastung der Verzahnung so vorgeben und messen zu können, dass die Tragfähigkeit der untersuchten Verzahnungen absolut bewertet werden kann. Wirkungsgradmessungen des Prüfgetriebes können derart genau erfolgen, dass ein relativer Vergleich von Messungen möglich ist.

#### 4.2.2.3 Temperatur

Als erweiterte Messunsicherheit des gesamten Temperaturmesssystems wird nach GUM [JCG08] ein Wert von  $U_\theta = 3,4 \text{ K}$  (Vertrauensintervall: 95 %) bei einer Messtemperatur

von 400 K berechnet. Für die Berechnung werden für die Anteile die Werte aus Pritzel [Pri19] verwendet, die für ein identisches System ermittelt werden. Vor den Messungen erfolgt jeweils eine Kalibrierung aller verwendeten Thermoelemente bei 0 °C und 100 °C durch einen Vergleich mit einem bereits kalibrierten Temperaturmessgerät *testo 925*. Für beide Kalibrierpunkte zeigen sich Abweichungen von kleiner als 0,9 K zwischen den verwendeten Thermoelementen und dem Temperaturmessgerät.

Voruntersuchungen von Eder [Ede19] mit kochendem Wasser zeigen zudem, dass das System einen Temperatursprung von 75 K innerhalb von etwa einer halben Sekunde erfassen kann.

Die Genauigkeit und das Ansprechverhalten der Messung der Temperatur werden damit als hinreichend erachtet, um das dynamische Temperaturverhalten dicht unterhalb der Verzahnungsoberfläche so messen zu können, dass die an den Verzahnungen auftretende Temperatur absolut bewertet werden kann.

#### 4.2.2.4 Versuchsauswertung

Im Hinblick auf die Versuchsauswertung wird nachfolgend die Unsicherheit der Erfassung von Fressschäden und Verschleißabträgen bewertet.

Zur Bestimmung des Auftretens von Fressschäden werden während der Versuchsläufe das Antriebsdrehmoments und dadurch der Wirkungsgrad überwacht. Erhöht sich das erforderliche Antriebsdrehmoment damit das vorgegebene Abtriebsdrehmoment gehalten werden kann, ist von einem schlechteren Wirkungsgrad auszugehen. Beim Auftreten von Fressen erfolgt dieser Abfall des Wirkungsgrads in der Regel schnell und deutlich, wie beispielsweise in Abbildung 4.15 ersichtlich wird. Nach jedem Versuchslauf erfolgt zudem eine Sichtkontrolle und Dokumentation aller Flanken der Verzahnung. Wie etwa in Abbildung 4.14 zu erkennen ist, äußern sich Fressschäden an Schneckenverzahnungen deutlich sichtbar durch einen ausgeprägten Materialübertrag und Verfärbungen.

Bei der Feststellung von Fressschäden ist durch die ausgeprägte Änderung des Betriebsverhaltens sowie durch das deutliche Schadensbild somit von einer niedrigen Unsicherheit auszugehen. Die Definition von Belastungsstufen, bei denen Fressen an den Verzahnungen aufgetreten ist, kann im Anschluss an den Versuchslauf eindeutig erfolgen.

In Kühberger [Küh21] wird die Reproduzierbarkeit des Wiegens von Schneckenrädern untersucht. Das Wiegen dient der Ermittlung des Massenabtrags während eines Versuchslaufs. Anhand des Massenabtrags wird der Verschleiß charakterisiert. Für Schneckenräder aus Gusseisen zeigt sich für den Reinigungsprozess (Handwäsche jeden Zahns mit Bürste und Fettlöser, Abspülen mit klarem Wasser, Trocknen mit Druckluft und Handschuhwechsel), der in den Untersuchungen der vorliegenden Arbeit verwendet wird, über drei Messungen hinweg eine Spannweite von 10 mg beim Wiegen der Teile. Für Schneckenräder aus Bronze kann von einer identischen Spannweite in Folge des Reinigungsprozesses ausgegangen werden. Schneckenräder aus Gusseisen werden auf einer Digitalwaage der Firma *Mettler-Toledo* gewogen. Bei den Messungen von Kühberger [Küh21] zeigt sich dabei eine Wiederholbarkeit von 1 mg. Schneckenräder aus Bronze werden aufgrund ihres höheren Gewichts auf einer Analogwaage der Firma *Mettler* gewogen. Für diese Waage ergibt sich bei Messungen von Kühberger [Küh21] eine Wiederholbarkeit von 8 mg. Messungen zum Einfluss der Temperatur zeigen, dass sich für beide Materialien das Messergebnis je 5 K höhere Bauteilaußentemperatur um etwa 10 mg reduziert. Beim Wiegen wird daher darauf geachtet, dass die Bauteile bei Temperaturen von 21 °C bis 23 °C gemessen werden. Der maximale Fehler durch dieses

Temperaturband liegt somit bei 4 mg. Aus diesen drei Einflussgrößen (Reinigungsprozess, Wiederholbarkeit der Waage, Temperatur) wird nach GUM [JCG08] für die vorliegenden Untersuchungen eine erweiterte Messunsicherheit von  $U_W = 12 \text{ mg}$  (Vertrauensintervall: 95 %) für die Schneckenräder aus Gusseisen und eine erweiterte Messunsicherheit von  $U_W = 15 \text{ mg}$  (Vertrauensintervall: 95 %) für die Schneckenräder aus Bronze bestimmt.

Vor allem bei niedrigen Massenabträgen ist somit zu berücksichtigen, dass diese Messunsicherheit einen erheblichen Einfluss auf die Auswertung haben kann und die absolute Bewertung der Massenabträge daher nur eingeschränkt möglich ist.

### 4.3 Prüfradsätze

In den nachfolgenden Abschnitten werden die für die Versuche verwendeten Prüfradsätze beschrieben. Die Beschreibungen umfassen die Verzahnungsgeometrie sowie die Vermessung der Verzahnungen im Neuzustand. Mit den Ergebnissen der Vermessung wird die Qualität der Verzahnungen bewertet. Im Anschluss werden die Werkstoffe der Schnecken und Schneckenräder sowie deren metallographische Analyse dokumentiert.

#### 4.3.1 Verzahnungsgeometrie

Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen werden Verzahnungen mit zwei unterschiedlichen Geometrien verwendet. Der Großteil der Versuche wird mit einer Verzahnung durchgeführt, deren Geometrie der des Standard-Referenzgetriebes nach DIN 3996 [DIN19] entspricht. Diese Verzahnung wird in der vorliegenden Arbeit mit dem Kenner *Ref* bezeichnet. Eine weitere Verzahnung ist mit vergleichbaren Mittenkreisdurchmessern und unter Berücksichtigung des Bauraums des Prüfgetriebegehäuses ausgelegt. Gegenüber der Verzahnung *Ref* hat diese Verzahnung eine höhere Übersetzung  $i = 80$ . Diese zweite Verzahnung wird in der vorliegenden Arbeit entsprechend mit dem Kenner *i80* bezeichnet. Durch die deutlich höhere Übersetzung soll der Übersetzungseinfluss auf die Fresstragfähigkeit untersucht werden können. Die Daten zu der jeweiligen Hauptgeometrie der beiden Verzahnungen sind in Tabelle 4.2 zusammengefasst.

Tabelle 4.2: Hauptverzahnungsgeometrie der beiden Prüfverzahnungen

<b>Kenner der Verzahnung</b>	<b>Ref</b>	<b>i80</b>
Achsabstand $a$ / mm	100	100
Flankenform / –	ZI	ZI
Zähnezahlverhältnis $z_2/z_1$ / –	41/2	80/1
Axialmodul $m_x$ / mm	4,0	2,0
Profilverschiebungsfaktor $x_2$ / –	0,0	0,0
Erzeugungswinkel $\alpha_0$ / °	20°	20°
Mittensteigungswinkel $\gamma_m$ / °	12,52	2,86
Mittlenkreis-Ø Schnecke $d_{m1}$ / mm	36,0	40,0
Fußkreis-Ø Schnecke $d_{f1}$ / mm	26,67	35,33
Kopfkreis-Ø Schnecke $d_{a1}$ / mm	44,0	44,0
Mittlenkreis-Ø Rad $d_{m2}$ / mm	164,0	160,0
Fußkreis-Ø Rad $d_{f2}$ / mm	154,67	155,33
Kopfkreis-Ø Rad $d_{a2}$ / mm	172,0	164,0
Außen-Ø Rad $d_{e2}$ / mm	176,0	166,0
Radkranzbreite $b_{2H}$ / mm	30,0	34,0
Fräservergrößerung $Y$ / %	2,25	4,1

Die für die Verzahnungen angegebene Fräservergrößerung  $Y$  bezieht sich auf den Mittlenkreisdurchmesser von Schnecke  $d_{m1}$  und Schneckenradfräser  $d_{m0}$  und ist dementsprechend folgendermaßen definiert:

$$Y = \left( \frac{d_{m0}}{d_{m1}} - 1 \right) \cdot 100 \quad \textcircled{*} \quad (4.1)$$

Die Fräservergrößerung von  $Y = 2,25$  % für die Verzahnung *Ref* und die Fräservergrößerung von  $Y = 4,1$  % für die Verzahnung *i80* führen nicht zu einem signifikanten Unterschied in der Tragbildgröße sowie im Wälzverhalten. Für beide Verzahnungen soll sich durch die Fräservergrößerungen ein Tragbildanteil von etwa 70 % ergeben.

In Abbildung 4.6 sind die beiden Prüfverzahnungen im Neuzustand dargestellt. Bei den gezeigten Verzahnungen ist das Schneckenrad jeweils aus dem Werkstoff EN-GJS-600-3 ausgeführt. Die Schneckenwellen sind aus 42CrMo4+QT gefertigt.

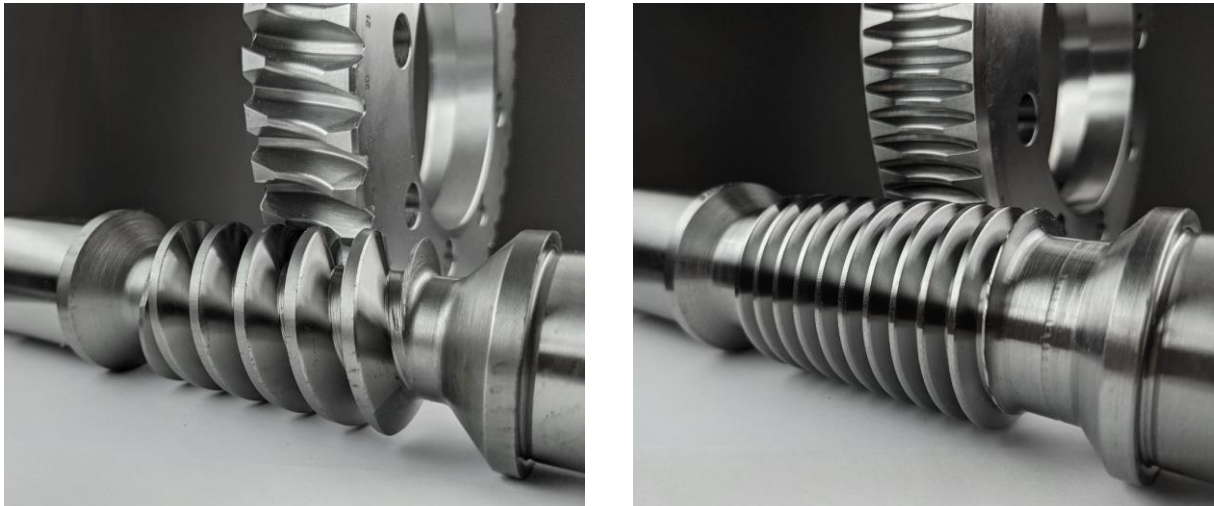


Abbildung 4.6: Aufnahmen der Prüfverzahnungen im Neuzustand (links: *Ref*, rechts: *i80*)

### 4.3.2 Verzahnungsqualität

Die Verzahnungen, die in den Fressversuchen verwendet werden, werden einer taktilen Vermessung auf einem Verzahnungsmesszentrum der Firma *Klingelnberg* des Typs *P40* unterzogen. Dadurch können die Abweichungen und die Qualität der Verzahnungen nach DIN 3974 und DIN 3975-2 [DIN95a, DIN95b, DIN02] bestimmt und dokumentiert werden. Die Verwendung von Verzahnungen mit niedriger Qualität, die die Versuchsergebnisse beeinflussen würde, kann dadurch ausgeschlossen werden.

Die Ergebnisse der Vermessung der Schneckenwellen sind in Abbildung 4.7 in Form der Verzahnungsqualität für jede Abweichung zusammengefasst. Dazu wird die Anzahl der Schneckenwellen in der jeweiligen Qualität in Bezug auf die entsprechende Abweichung dargestellt.

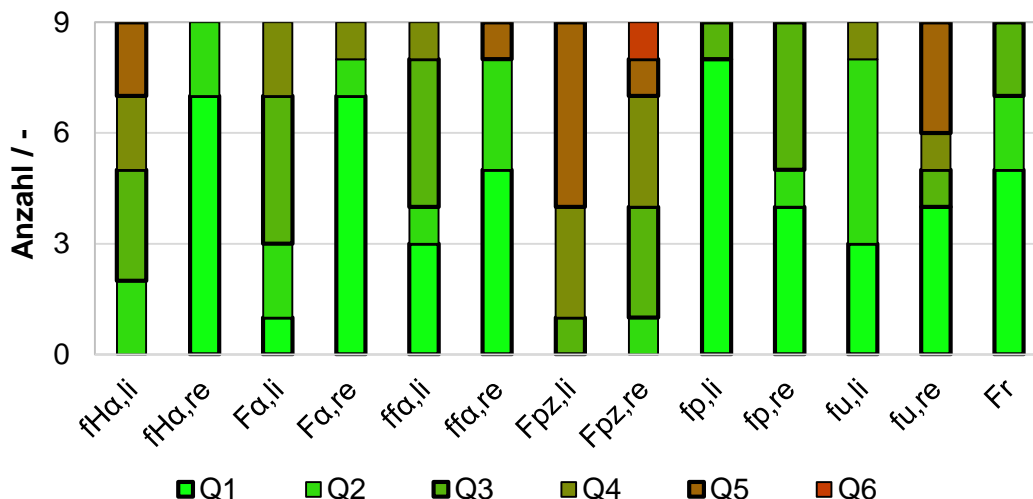


Abbildung 4.7: Anzahl der Schneckenwellen mit der jeweiligen Qualität in Bezug auf die gemessenen Abweichungen

Die Bezeichnungen entsprechen denen aus DIN 3974 [DIN95a, DIN95b]. Die Ergänzungen „li“ und „re“ beziehen sich auf die Links- und Rechtsflanke. Q1 steht beispielsweise für die Verzahnungsqualität der Stufe 1. Je niedriger der Wert der Verzahnungsqualität ist, desto höher ist die Qualität der gefertigten Verzahnung.

Die Schneckenwellen weisen für alle Abweichungen Verzahnungsqualitäten auf, die die geforderte Qualitätsstufe von maximal 6 in der Regel deutlich unterschreiten. Eine Schneckenwelle erreicht bei der Steigungsgesamtabweichung der Linksflanke  $F_{pz,re}$  die Qualitätsstufe 6. Diese ist damit ebenfalls noch im Rahmen der geforderten Qualität.

Abbildung 4.8 zeigt analog die Auswertung der vermessenen Qualitäten für die Schneckenräder. Auch für die Schneckenräder resultieren aus der Vermessung überwiegend Qualitäten unterhalb der geforderten Qualität von maximal 6. Vor allem bei der Rundlaufabweichung  $F_r$  zeigen sich überwiegend Qualitätsstufen von 6 und bei zwei Rädern Qualitätsstufen von 7. Auch bei dem Teilungssprung der Linksflanke  $f_{u,li}$  eines Schneckenrads wird eine Qualitätsstufe von 7 gemessen. Da die Verzahnungen zunächst einem Einlauf unterzogen werden, sind diese Qualitäten jedoch akzeptabel und es wird nicht von einem negativen Einfluss auf die Tragfähigkeit ausgegangen. Grundsätzlich ist es üblich, dass für Schneckenwellen eine höhere Qualität angestrebt wird als für das weichere Schneckenrad. Dies ist für die vorliegenden Verzahnungen der Fall. Beim Vergleich mit vorherigen Untersuchungen an Schneckengetrieben, wie etwa von Sigmund [Sig15a] oder von Norgauer [Nor21a], ist die Qualität der vorliegenden Prüfverzahnungen als vergleichbar zu bewerten.

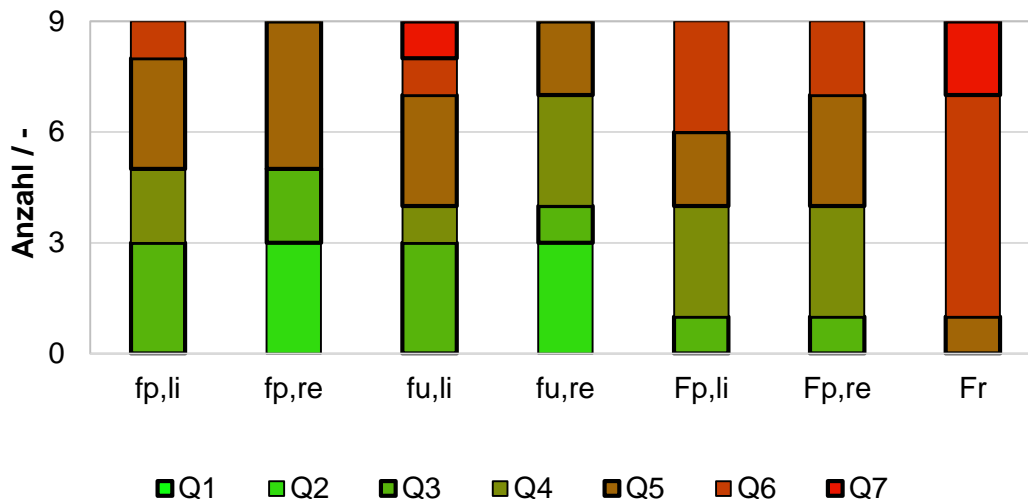


Abbildung 4.8: Anzahl der Schneckenräder mit der jeweiligen Qualität in Bezug auf die gemessenen Abweichungen

### 4.3.3 Werkstoffe

Für die untersuchten Schneckenwellen werden als Werkstoffe der Vergütungsstahl 42CrMo4+QT und der Einsatzstahl 16MnCrS5 (eh) verwendet. Für die untersuchten Schneckenräder werden als Werkstoffe der Sphäroguss EN-GJS-600-3, die stranggegossene Kupfer-Zinn-Bronzelegierung CuSn12Ni2-C-GC und der unbehandelte Qualitätsstahl C45 verwendet. Die Schneckenwellen und Schneckenräder aus den verschiedenen Werkstoffen werden jeweils wie folgt gepaart:

- 42CrMo4+QT / EN-GJS-600-3,
- 16MnCrS5 (eh) / CuSn12Ni2-C-GC,
- 16MnCrS5 (eh) / C45.

Die Haupteigenschaften der verwendeten Werkstoffe sind in Tabelle 4.3 und Tabelle 4.4 zusammengefasst. Abgesehen von der Härte sind die Werte die allgemein spezifizierten Standardkennwerte der jeweiligen Werkstoffe. Die Härtewerte werden an den verwendeten

Prüfverzahnungen im Anschluss an die Versuche zerstörend gemessen. Den Härtewerten liegen jeweils Messungen, die über die Zahnhöhe verteilt sind, an mehreren Proben zugrunde. Die genauen Messpositionen sind im Anhang A.2 dokumentiert.

Tabelle 4.3: Werkstoffeigenschaften der Schneckenwellen

Bezeichnung	42CrMo4+QT	16MnCrS5 (eh)
E-Modul $E / N/mm^2$	210000	210000
Dichte $\rho / kg/dm^3$	7,72	7,76
Wärmeleitfähigk. (20 °C) $\lambda / W/(m \cdot K)$	42,6	44,0
Spez. Wärmekap. (20 °C) $c / J/(kg \cdot K)$	470	431
Oberflächenhärte (am Bauteil gemessen)	~ 305 HV 0,5	~ 780 HV 1

Tabelle 4.4: Werkstoffeigenschaften der Schneckenräder

Bezeichnung	EN-GJS-600-3	CuSn12Ni2-C-GC	C45
E-Modul $E / N/mm^2$	174000	98100	210000
Dichte $\rho / kg/dm^3$	7,2	8,8	7,85
Wärmeleitfähigk. (20 °C) $\lambda / W/(m \cdot K)$	35,2	50,0	48,0
Spez. Wärmekap. (20 °C) $c / J/(kg \cdot K)$	515	376	470
Oberflächenhärte (am Bauteil gemessen)	~ 225 HBW 1/30	nicht gemessen	~ 175 HBW 1/30

In den nachfolgenden Abschnitten werden weitere durchgeführte Vermessungen und Analysen der maßgeblich untersuchten Werkstoffpaarung 42CrMo4+QT / EN-GJS-600-3 dokumentiert.

#### 4.3.3.1 Vergütungsstahl 42CrMo4+QT

Die Härte des für die Schneckenwellen verwendeten Werkstoffs 42CrMo4+QT wird an drei Proben ermittelt, die aus derselben Schneckenwelle stammen. Als Proben werden Segmente der Zähne im Axialschnitt aus der Prüfverzahnung entnommen. Die Entnahmestellen sind so gewählt, dass dort eine Kontaktstelle der Verzahnung ist. An den Proben werden jeweils 19 bis 21 Härtemessungen gleichmäßig über die Zahnhöhe verteilt vorgenommen. Für diese Messungen wird das Härteprüfverfahren HV 0,5 verwendet. Zudem werden an den Proben neun Härtemessungen im Kern (in Achsrichtung) durchgeführt, aus denen die Kernhärte hervorgeht. Für die Messung der Kernhärte wird das Härteprüfverfahren HV 1,0 angewendet. Eine Abbildung der Messpositionen ist im Anhang A.2.1 dargestellt. Tabelle 4.5 und Tabelle 4.6 beinhalten die Ergebnisse der Härtemessungen. Ergänzend ist zu erwähnen, dass die Härteverteilung homogen ist und keine Tendenzen über die Zahnhöhe zu erkennen sind.



Tabelle 4.5: Zusammenfassung der Härtemessungen für den Werkstoff 42CrMo4+QT an der Flankenoberfläche (gleichmäßig über die Zahnhöhe verteilt, siehe auch Anhang A.2.1)

	Probe 1	Probe 2	Probe 3
Anzahl Messungen	20	19	21
Maximalwert / HV 0,5	320	334	327
<b>Arithmetisches Mittel / HV 0,5</b>	<b>299</b>	<b>309</b>	<b>301</b>
Minimalwert / HV 0,5	281	281	283

Tabelle 4.6: Zusammenfassung der Härtemessungen für den Werkstoff 42CrMo4+QT im Kern des Bauteils (quadratischer Bereich mittig zwischen Links- und Rechtsflanke und auf Höhe des Fußkreisdurchmessers, siehe auch Anhang A.2.1)

	Probe 1	Probe 2	Probe 3
Anzahl Messungen	9	9	9
Maximalwert / HV 1	313	316	314
<b>Arithmetisches Mittel / HV 1</b>	<b>305</b>	<b>299</b>	<b>305</b>
Minimalwert / HV 1	295	284	297

Das Gefüge des Werkstoffs 42CrMo4+QT wird anhand von jeweils einer Probe aus zwei Schneckenwellen dokumentiert. Wie auch bei den Härtemessungen wird dazu ein Segment eines Zahns im Axialschnitt entnommen. Auszugsweise daraus enthält Abbildung 4.9 das aufgenommene Gefüge in zwei Vergrößerungen. Die Abbildungen stellen den Gefügeschliff auf Höhe des Mittenkreisdurchmessers und an der Flankenoberfläche dar. Die Ursache für die dunklen, zeilenartigen Bestandteile des Gefüges können Mangansulfideinlagerungen sein. Gemäß Nickel et al. [Nic18] haben diese einen negativen Einfluss auf die dynamische Festigkeit und können durch einen niedrigen Schwefelgehalt reduziert werden. Insgesamt liegt jedoch für die Legierung ein typisches Gefüge vor. Ergänzend ist zu erwähnen, dass das Gefüge über den gesamten Axialschnitt der Zähne gleichmäßig ist. Die Gefügebildungen der Probe eines gesamten Zahns sind in Anhang A.3.1 enthalten.

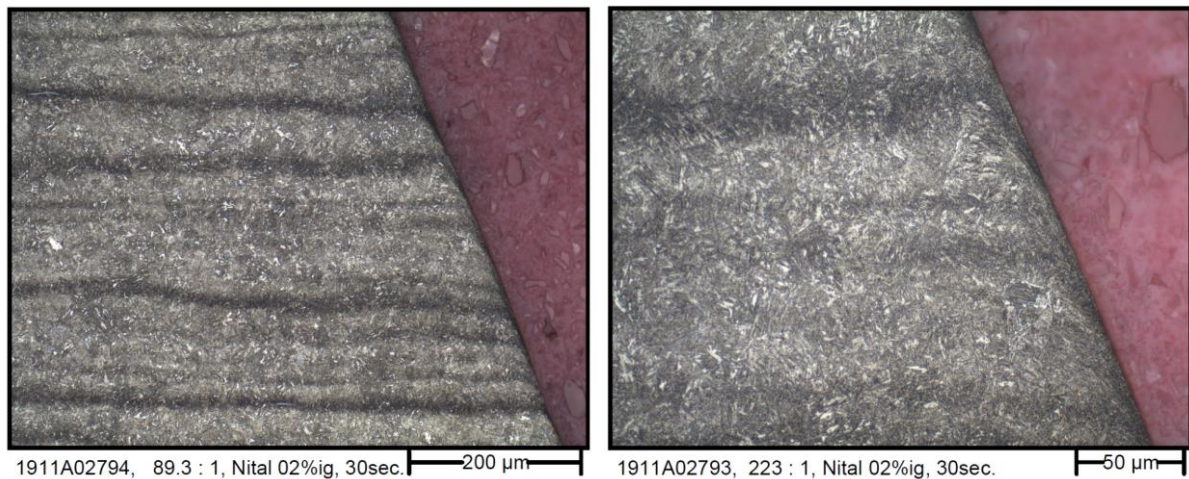


Abbildung 4.9: Ausschnitte aus einem Gefügeschliff einer Schneckenwelle aus dem Werkstoff 42CrMo4+QT

Die chemische Zusammensetzung der Schneckenwellen aus 42CrMo4+QT wird mit einem Funkenspektrometer geprüft. Dafür wird eine Probe aus dem Kernbereich der Welle verwendet. In Tabelle 4.7 sind die gemessenen chemischen Bestandteile angegeben. Diese werden in die nach DIN EN ISO 683-2 [DIN18b] spezifizierten Grenzwerte eingeordnet. Alle Werte liegen im vorgeschriebenen Bereich.

Tabelle 4.7: chemische Zusammensetzung des verwendeten Werkstoffs 42CrMo4+QT in Masseprozent (Maximal- und Minimalwerte nach DIN EN ISO 683-2 [DIN18b])

	C	Si	S	P	Mn	Ni	Cr	Mo	Cu	Al	Pb	Zn
Max.	0,45	0,40	0,035	0,025	0,90	-	1,20	0,30	0,40	-	-	-
Ist	<b>0,41</b>	<b>0,24</b>	<b>0,02</b>	<b>0,01</b>	<b>0,80</b>	<b>0,10</b>	<b>1,13</b>	<b>0,27</b>	<b>0,15</b>	<b>0,03</b>	<b>0,00</b>	<b>0,00</b>
Min.	0,38	0,10	-	-	0,60	-	0,90	0,15	-	-	-	-

#### 4.3.3.2 Sphäroguss EN-GJS-600-3

Die Härte des für die Schneckenräder verwendeten Werkstoffs EN-GJS-600-3 wird an drei Proben ermittelt, die aus drei verschiedenen Prüfrädern stammen. Als Proben werden Segmente der Zähne im Axialschnitt aus der Prüfverzahnung entnommen. An den Proben werden jeweils fünf Härtemessungen vorgenommen. Diese werden in etwa 1,5 mm Abstand zur Flankenoberfläche durchgeführt und sind über die Zahnhöhe und den Fußbereich verteilt. Für diese Messungen wird das Härteprüfverfahren HBW 1/30 verwendet. Eine Abbildung der Messpositionen ist im Anhang A.2.2 dargestellt. Tabelle 4.8 fasst die Ergebnisse der Härtemessungen zusammen. Ergänzend ist zu erwähnen, dass die Härteverteilung homogen ist und keine Tendenzen über die Zahnhöhe zu erkennen sind. Aufgrund der Annahme einer homogenen Härte in den Schneckenrädern erfolgen im Gegensatz zu den Schneckenwellen keine gesonderten Messungen der Härte an der Oberfläche und im Kern.

Tabelle 4.8: Zusammenfassung der Härtemessungen für den Werkstoff EN-GJS-600-3 unterhalb der Flankenoberfläche (gleichmäßig über die Zahnhöhe verteilt und im Kern, siehe auch Anhang A.2.2)

	Probe 1	Probe 2	Probe 3
Anzahl Messungen	5	5	5
Maximalwert / HBW 1/30	222	238	235
<b>Arithmetisches Mittel / HBW 1/30</b>	<b>218</b>	<b>223</b>	<b>227</b>
Minimalwert / HBW 1/30	215	214	222

Das Gefüge des Werkstoffs EN-GJS-600-3 wird anhand von jeweils einer Probe aus drei Schneckenrädern dokumentiert. Wie auch bei den Härtemessungen wird dazu ein Segment eines Zahns im Axialschnitt entnommen. Auszugsweise daraus enthält Abbildung 4.10 das aufgenommene Gefüge in zwei Vergrößerungen. Die Abbildungen stellen den Gefügeschliff auf Höhe des Mittenkreisdurchmessers und nahe der Flankenoberfläche dar. Im Gefüge befindet sich globularer Graphit, teilweise körniger Perlit und Ferrit. Insgesamt ist das Gefüge typisch für Gusseisen mit Kugelgraphit. Ergänzend ist zu erwähnen, dass das Gefüge über den gesamten Axialschnitt der Zähne gleichmäßig ist. Im Kopfbereich zeigen sich vereinzelte Dendritenstrukturen. Die Gefügaufnahmen der Probe eines gesamten Zahns sind in Anhang A.3.2 enthalten.

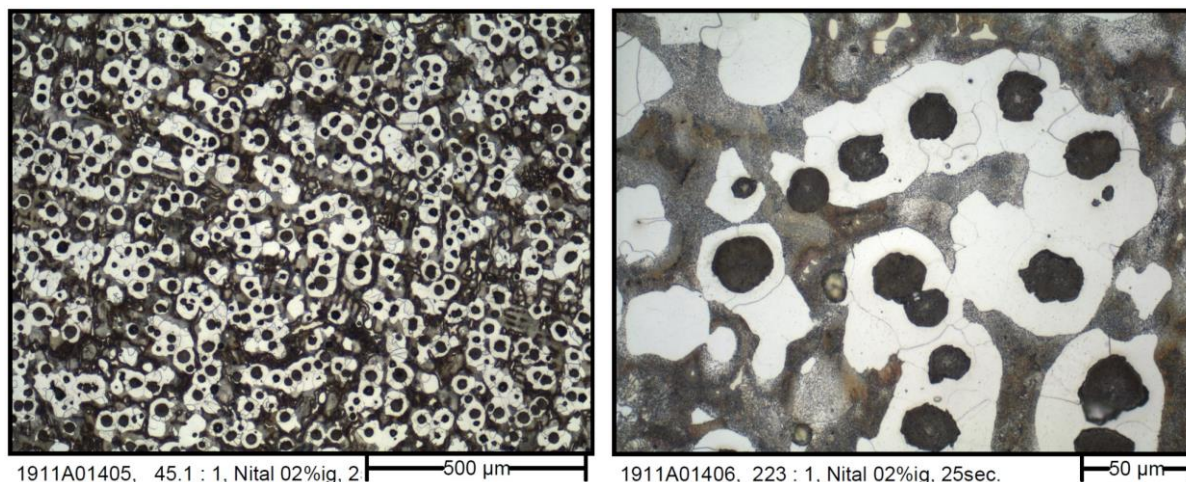


Abbildung 4.10: Ausschnitte aus einem Gefügeschliff eines Schneckenrads aus dem Werkstoff EN-GJS-600-3

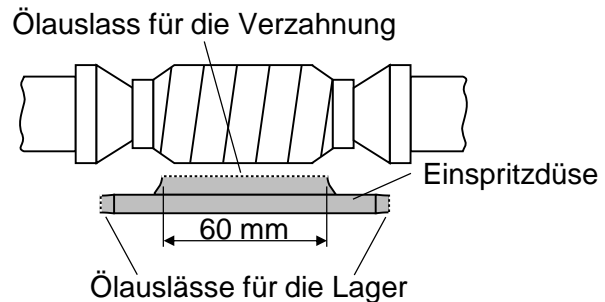
#### 4.4 Schmierstoffe und Schmierstoffzufuhr

Im Rahmen der Versuche wird die sowohl die Schmierung mit Öl als auch mit Fett erprobt. Die Versuche mit Fettschmierung sind jedoch Stichversuche, so dass der Großteil der Versuche mit Ölschmierung erfolgt. Nachfolgend werden die verwendeten Schmierstoffe und die Schmierstoffzufuhr beschrieben, aufgeteilt in einen Abschnitt zu Öleinspritzschmierung und einen Abschnitt zu Fettschmierung.

#### 4.4.1 Ölschmierung

Für die Versuche mit Öl-Einspritzschmierung wird das handelsübliche Schmieröl *RENOLIN PG 680* der Firma *Fuchs Petrolub* verwendet. Es handelt sich dabei um ein synthetisches Schmieröl auf Polyglykolbasis. Die Viskositätsklasse des Schmierstoffes ist ISO VG 680 (kinematische Viskosität  $\nu_{40} = 680 \text{ mm}^2/\text{s}$  bei  $40 \text{ }^\circ\text{C}$  und  $\nu_{100} = 110 \text{ mm}^2/\text{s}$  bei  $100 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Der Schmierstoff erfüllt mindestens API GL-4.

Die Schmierung erfolgt mittels Einspritzschmierung. Die Einspritzdüse weist eine Länge von ca.  $60 \text{ mm}$  bei einer Öffnungshöhe von ca.  $3 \text{ mm}$  auf. Sie ist entlang der Schnecke auf der Höhe des Zahneingriffs in einem Abstand von ca.  $10 \text{ mm}$  vom Außendurchmesser der Schneckenwellenverzahnung positioniert, wie in Abbildung 4.11 dargestellt.



Die Einspritzung erfolgt von der Seite, von der das Öl mit der Rotationsbewegung der Schnecke in den Zahneingriff befördert wird.

Abbildung 4.11: schematische Darstellung der Einspritzdüse (grau) für die Ölversorgung

Das Öl wird in einem Tank so temperiert, dass eine Einspritztemperatur von ca.  $80 \text{ }^\circ\text{C}$  vorliegt. Vom Tank aus wird das Öl mit einer Pumpe zur Einspritzdüse befördert. Dabei wird das Öl durch einen Hauptstromfilter mit einer Filtergröße von  $10 \text{ }\mu\text{m}$  gefiltert. Der Durchfluss beträgt beim Einspritzen in das Getriebegehäuse etwa  $7 \text{ l/min}$  und wird mit einem viskositätskompensierten, analogen Durchflussmesser *Kobold VKM* erfasst. Der Durchfluss wird überwacht und der Prüfstand bei Unterschreiten einer Untergrenze automatisch in einen Not-Halt-Zustand versetzt. Nach der Einspritzung läuft das Öl aus dem Getriebegehäuse zurück in den Tank.

Zur Beurteilung der Fresstragfähigkeit des Öls wird ein Stirnrad-Fresstest nach ISO 14635-2:2004 [ISO04] durchgeführt. Der Test erfolgt nach der Spezifikation A10/16,6R/120. Der Fressschaden tritt dabei in Kraftstufe 11 auf. Die rechnerische integrale Kontakttemperatur für die Schadenskraftstufe 11 beträgt nach ISO/TS 6336-21 [ISO22b]  $\vartheta_{ints} = 761 \text{ }^\circ\text{C}$ . Für die nächstniedrigere Kraftstufe 10 beträgt die rechnerische integrale Kontakttemperatur  $\vartheta_{ints} = 651 \text{ }^\circ\text{C}$ .

#### 4.4.2 Fettschmierung

Für die Versuche mit Fettschmierung wird das handelsübliche Schmierfett *RENOLIT LX-PG 2* der Firma *Fuchs Petrolub* verwendet. Es handelt sich dabei um ein Schmierfett auf Polyglykolbasis mit Lithiumkomplex-Verdicker. Die NLGI-Konsistenzklasse des Fetts ist 1 bis 2. Die Grundölviskosität beträgt  $\nu_{40} = 380 \text{ mm}^2/\text{s}$  bei  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ . Der Anwendungsbereich liegt zwischen  $-40 \text{ }^\circ\text{C}$  und  $160 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Zur Schmierung mit dem Fett wird das Getriebegehäuse in Anlehnung an das Vorgehen von Monz [Mon12] bis zur Mitte des Schneckenrads, also auf Höhe der Schneckenradwellenachse, vollständig mit Schmierfett gefüllt. Die Schnecke ist somit vollständig davon eingeschlossen. Die oben freiliegenden Zahnluken des Schneckenrads werden vor dem Anlauf des Getriebes ebenfalls mit Fett bedeckt. Vor jedem Versuchslauf wird das Fett vollständig erneuert.

## 4.5 Versuchsergebnisse und Auswertung

Die Ergebnisse des vorherig beschriebenen Versuchsprogramms werden in den nachfolgenden Abschnitten vorgestellt. Diese sind in die Untersuchungsschwerpunkte Fresstragfähigkeit, Temperaturmessungen, Verschleißtragfähigkeit, Wirkungsgrad und Rauheitsmessungen gegliedert.

### 4.5.1 Fresstragfähigkeit

Entsprechend dem Versuchsprogramm in Tabelle 4.1 wird die Fresstragfähigkeit der Verzahnungsgeometrien *Ref* und *i80* bei Ölschmierung untersucht. Weiterhin wird die Fresstragfähigkeit bei Fettschmierung untersucht. Die Werkstoffpaarung aller Verzahnungen, für die die Fresstragfähigkeit untersucht wird, ist 42CrMo4+QT / EN-GJS-600-3.

Die Versuche zur Schadensart Fressen erfolgen zum einen als Stufentest, bei dem die Last in verhältnismäßig kurzen Abständen stufenweise erhöht wird, und zum anderen als Dauertest, bei dem die Betriebsbedingungen über einen längeren Zeitraum konstant bleiben. Die Ergebnisse der beiden Versuchsarten sind in den nachfolgenden Abschnitten beschrieben.

#### 4.5.1.1 Stufentest

Für die Stufentests werden zunächst die Testabläufe und die dabei untersuchten Betriebsbedingungen beschrieben. Es werden drei verschiedene Testabläufe verwendet, deren Betriebsbedingungen in Abbildung 4.12 dargestellt sind. Dazu werden in Abbildung 4.12 für die jeweiligen Belastungsstufen das Drehmoment am Schneckenrad  $T_2$  und die Drehzahl der Schneckenwelle  $n_1$  gezeigt. Zunächst werden drei Radsätze einem Ablauf mit feinen, nah beieinanderliegenden Belastungsstufen (orange) unterzogen. Ausgehend von einem Einlauf wird in den ersten Belastungsstufen das Drehmoment bei konstanter Drehzahl erhöht. Ist ein Drehmoment am Schneckenrad von  $T_2 = 1400 \text{ Nm}$  erreicht, wird die Drehzahl stufenweise bis zur maximalen Drehzahl des Prüfstands von  $n_1 = 3000 \text{ 1/min}$  erhöht. Die feine Abstufung soll ein genaueres Eingrenzen der Fresstragfähigkeit ermöglichen. Es wird kein Einfluss des Stufenabstands auf die Fresstragfähigkeit erwartet. In blau dargestellt ist der Ablauf eines standardisierbaren Tests mit einer reduzierten Stufenanzahl, wie er ausführlicher in Abschnitt 6.2 beschrieben wird. Nach dem Einlauf wird das Drehmoment am Schneckenrad direkt auf  $T_2 = 1400 \text{ Nm}$  erhöht. Dann wird stufenweise die Drehzahl bis  $n_1 = 2900 \text{ 1/min}$  erhöht. Mit diesem Testablauf werden drei Radsätze bei Ölschmierung und ein Radsatz bei Fettschmierung untersucht. Für zwei Radsätze mit der Verzahnungsgeometrie *i80* wird der Testablauf angepasst (grün), da diese aufgrund des kleineren Axialmoduls weniger tragfähig sind. Entsprechend ist für diesen Testablauf das Drehmoment auf  $T_2 = 800 \text{ Nm}$  begrenzt. Die Drehzahl für den Einlauf ist erhöht, damit aufgrund der niedrigeren Abtriebsdrehzahl durch die höhere Übersetzung ein stabiler Betrieb des Prüfstands möglich ist.

Für alle Testabläufe beträgt die Dauer des Einlaufs 20 Stunden. Die Dauer der einzelnen Stufen beträgt jeweils 30 Minuten. Nach jeder Stufe wird geprüft ob ein Fressschaden aufgetreten ist.

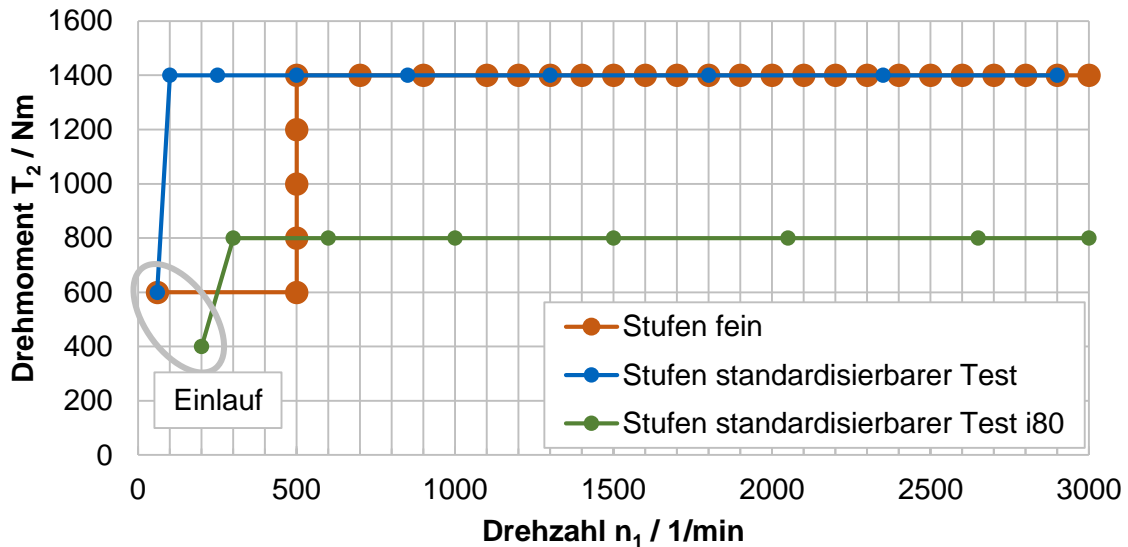


Abbildung 4.12: Versuchsablauf und Betriebsbedingungen der Belastungsstufen der Stufentests

Abbildung 4.13 stellt für die durchgeführten Versuche mit Ölschmierung die Betriebsbedingungen der Laststufen dar, bei denen im Versuchsablauf gemäß Abbildung 4.12 erstmalig Fresschäden aufgetreten sind. Jede Markierung bezieht sich auf einen Versuch.

Mit der Geometrie *Ref*, für die die Versuchsabläufe „Stufen fein“ (orange Datenpunkte) und „Stufen standardisierbarer Test“ (blaue Datenpunkte) angewendet werden, erreichen alle Verzahnungen in beiden Versuchsabläufen ein Drehmoment am Abtrieb von  $T_2 = 1400 \text{ Nm}$ . Beim Ablauf mit der feineren Abstufung fällt jeweils eine Verzahnung bei einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 2200 \text{ 1/min}$  und von  $n_1 = 2700 \text{ 1/min}$  aus. Eine Verzahnung erreicht schadensfrei die letzte Belastungsstufe mit einer Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 3000 \text{ 1/min}$ . Beim Ablauf gemäß des standardisierbaren Tests fallen die drei damit untersuchten Verzahnungen nicht aus und erreichen dementsprechend schadensfrei eine Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 2900 \text{ 1/min}$ . Die ertragbare Leistung der Verzahnungen mit der Geometrie *Ref* unterliegt somit einer gewissen Streuung.

Die beiden erprobten Verzahnungen mit der Geometrie *i80* erreichen im für diese Geometrie angepassten Versuchsablauf ein Abtriebsdrehmoment von  $T_2 = 800 \text{ Nm}$  und fallen dabei bei Antriebsdrehzahlen von  $n_1 = 1000 \text{ 1/min}$  sowie  $n_1 = 2650 \text{ 1/min}$  aus. Die ertragbare Leistung in den Versuchen mit Verzahnungen der Geometrie *i80* weist dementsprechend eine ausgeprägte Streuung auf.

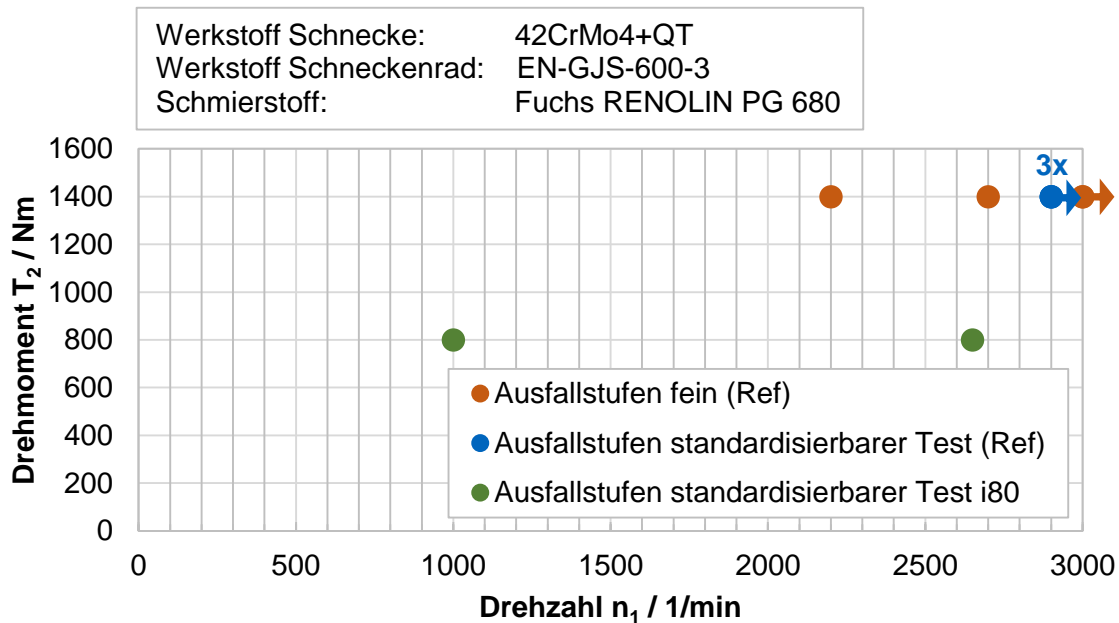


Abbildung 4.13: Ausfallstufen in den Stufentests mit Ölschmierung (Datenpunkte, die mit einem Pfeil markiert sind, haben die angegebene Belastung schadensfrei übertragen)

Zur Einordnung der ertragenen Leistungen der Prüfverzahnungen werden nachfolgend die Versuchsergebnisse mit der Tragfähigkeit einer Stahl-Bronze-Werkstoffpaarung der gleichen Geometrie verglichen. Dazu werden die maximal zulässigen Drehmomente für eine Lebensdauer von 25000 Stunden für die Werkstoffpaarung 16MnCr5 (eh) / CuSn12Ni2-C-GC bei Einspritzschmierung mit Polyglykol der ISO VG 680 berechnet. Die Berechnung erfolgt nach DIN 3996 [DIN19] und es ist dabei maßgeblich, dass alle dort geforderten Mindestsicherheiten eingehalten werden. Die Verzahnung *Ref* hat mit einer Stahl-Bronze-Werkstoffpaarung bei einer Drehzahl von  $n_1 = 3000 \text{ 1/min}$  ein maximal zulässiges Drehmoment von  $T_2 = 600 \text{ Nm}$ , das durch die Mindestgrübchensicherheit begrenzt wird. Dies entspricht einer Abtriebsleistung von  $9,2 \text{ kW}$ . In den beschriebenen Stufenversuchen ist teilweise ein schadensfreier Betrieb bei einer Drehzahl von  $n_1 = 3000 \text{ 1/min}$  und bei einem Drehmoment von  $T_2 = 1400 \text{ Nm}$  möglich. Dies entspricht einer Abtriebsleistung von  $21,4 \text{ kW}$ . Entsprechend können mit der untersuchten Werkstoff-Schmierstoff-Kombination Leistungen fressschadensfrei übertragen werden, die deutlich über den Tragfähigkeitsgrenzen von Getrieben mit Stahl-Bronze-Werkstoffpaarungen liegen. In Kombination mit der typischerweise höheren Verschleißtragfähigkeit von Schneckengetrieben mit Schneckenrädern aus festeren Werkstoffen, deutet dies auf ein signifikantes Tragfähigkeitspotenzial hin. Die Voraussetzung dafür ist, dass die Leistungen auch außerhalb von Stufentests dauerhaft schadensfrei übertragen werden können.

Bei allen in den Versuchen aufgetretenen Fressschäden zeigt sich ein vergleichbares Schadensbild, das in Abbildung 4.14 für die beiden Verzahnungsgeometrien exemplarisch abgebildet ist. Auf den Schneckenwellen ist eine deutliche Materialauftragung zu erkennen. Diese ist zerklüftet und liegt auf dem ursprünglichen Material. Es zeigt sich, dass der Materialauftrag im aktiven Flankenbereich weitestgehend über die gesamte Zahnhöhe der Schnecke ausgedehnt ist und sich über die im Eingriff befindliche Verzahnungslänge zunehmend Richtung Zahnkopf verschiebt. Der Materialauftrag ist von dunklen, teils bläulichen Verfärbungen begleitet. Diese Verfärbungen sind an manchen Schneckenwellen ausgeprägter vorhanden als an anderen. Eine mögliche Ursache dafür ist, dass die Zeitspanne bis zum Ausschalten des Prüfstands

nach Fressbeginn nicht für jeden Versuch identisch ist. Die Verzahnungen erfahren daher einen unterschiedlich langen Fressvorgang und damit auch unterschiedlich hohe Temperaturen, die zu den Verfärbungen führen.

An den Schneckenrädern stellt sich der Fressschaden durch eine zerfurchte Oberfläche dar, von der ein ausgeprägter Materialabtrag erfolgt ist. Die Fressspuren verlaufen kreisbogenförmig entsprechend der Relativbewegung der Schnecke zum Schneckenrad. Am in Abbildung 4.14 unten rechts abgebildeten Schneckenrad mit der Geometrie *i80* sind, wie auch an der zugehörigen Schnecke, leichte Verfärbungen zu erkennen, die aus erhöhten Temperaturen während des Fressvorgangs resultieren. Während des Fressens wird häufig eine Rauchbildung beobachtet, die ebenfalls auf hohe Temperaturen hindeutet und aus verkohlendem Schmierstoff resultieren kann.



Abbildung 4.14: Aufnahmen von exemplarischen Fresschäden an Schneckenwellen (links) und Schneckenrädern (rechts) der Geometrie *Ref* (oben) und der Geometrie *i80* (unten)

Die Änderung des Betriebsverhaltens während eines Fressschadens geht exemplarisch aus der in Abbildung 4.15 dargestellten Messdatenaufzeichnung der Antriebsdrehzahl  $n_1$  (blaue Linie) und des Gesamtwirkungsgrads  $\eta$  (grüne Linie) hervor. Der Gesamtwirkungsgrad wird mittels Leistungsdifferenzmessung aus den am Antrieb und Abtrieb gemessenen Drehmomenten und Drehzahlen ermittelt. Er berücksichtigt neben der Verzahnungsverlustleistung alle weiteren Verlustleistungskomponenten des Prüfgetriebes mit Ausnahme der Leistung, die der Betrieb des Ölaggregats beansprucht. Die Darstellung enthält zwischen Minute 0 und Minute 33 die Messwerte einer Belastungsstufe mit der Antriebsdrehzahl  $n_1 = 2600 \text{ 1/min}$ . Nach einem kurzen Stillstand (graue Bereiche) zur Sichtkontrolle zwischen Minute 33 und Minute 35 erfolgt das Anfahren (grüne Bereiche) auf die nächsthöhere Belastungsstufe mit der Antriebsdrehzahl  $n_1 = 2700 \text{ 1/min}$ . Während der Anfahrvorgänge steigt der Gesamtwirkungsgrad an und erreicht für beide Drehzahlstufen einen Maximalwert von etwa  $\eta = 88 \%$ . Beim Anfahren wird zunächst die Zieldrehzahl eingestellt und anschließend das Drehmoment erhöht. Dadurch ergibt sich eine Änderung des Wirkungsgrads noch nachdem die Zieldrehzahl erreicht ist. Die Stufe mit einer Drehzahl von  $n_1 = 2600 \text{ 1/min}$  wird schadensfrei durchlaufen und zeigt über



die gesamte Dauer einen konstanten Wirkungsgrad. Innerhalb der Stufe mit einer Drehzahl von  $n_1 = 2700 \text{ 1/min}$  beginnt die Verzahnung etwa 30 Sekunden nach dem abgeschlossenen Anfahrvorgang zu fressen (roter Bereich). Dies ist mit einem deutlichen Abfall des Gesamtwirkungsgrads verbunden. Dieser fällt innerhalb von 20 Sekunden um etwa 20 Prozentpunkte. Dann schaltet sich der Prüfstand automatisch ab, da die Obergrenze für das Antriebsdrehmoment, das in Folge des niedrigeren Wirkungsgrads höher geregelt wird, überschritten wird. Alle aufgezeichneten Fressschäden zeigen ein vergleichbares Verhalten. Alle Fressschäden treten innerhalb der ersten Minute der jeweiligen Belastungsstufe auf.

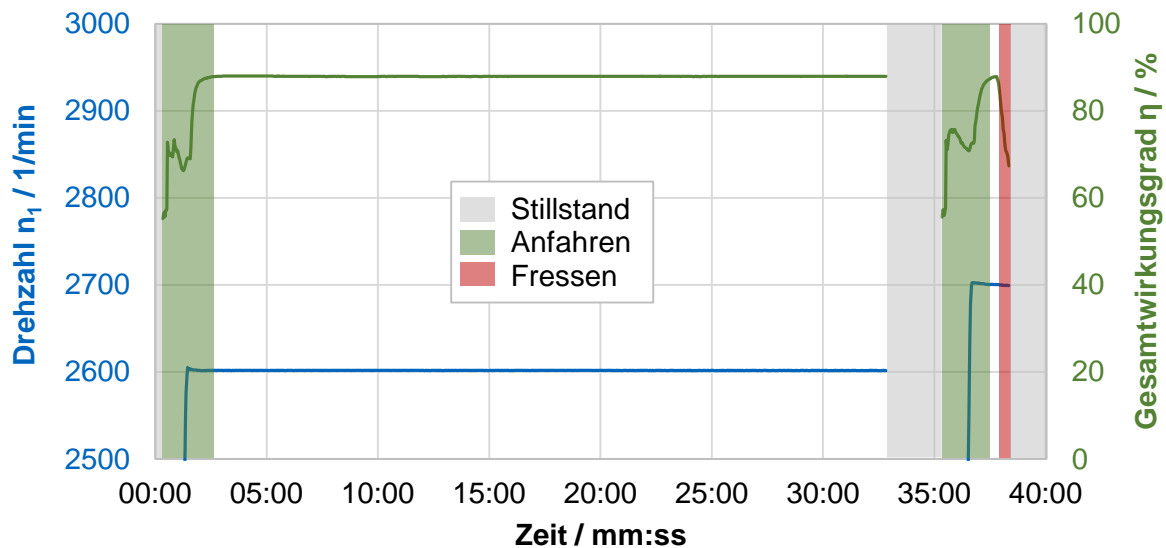


Abbildung 4.15: Messdaten zu Drehzahl und Wirkungsgrad während eines Stufenversuchs mit eintretendem Fressschaden (roter Bereich)

#### 4.5.1.2 Stichversuche zum Dauerbetrieb

Wie im vorherigen Abschnitt beschrieben, durchlaufen vier Radsätze die Stufenversuche schadensfrei. Im Anschluss an die Stufenversuche werden die ungeschädigten Radsätze im Dauerlauf erprobt. Die Ergebnisse davon sind in Tabelle 4.9 zusammengefasst. Alle Radsätze fallen im Dauerlauf nach etwa 6 bis 16 Stunden durch Fressschäden aus. Die Belastungen, die zum Schaden führen, sind entweder niedriger als die im Stufenversuch schadensfrei ertragenen oder, wie bei Dauerlaufversuch Nummer 1, identisch dazu. Auch bei gegenüber den Stufenversuchen wesentlich niedrigeren Drehzahlen von  $n_1 = 1300 \text{ 1/min}$  tritt nach einer längeren Laufzeit spontan Fressen auf.

Tabelle 4.9: Ausfälle während der Dauerlaufversuche

Nummer Dauerlaufversuch	Drehzahl der Schnecke $n_1 / \text{1/min}$	Drehmoment am Schneckenrad $T_2 / \text{Nm}$	Betriebsdauer bis Eintritt Fressschaden / hh:mm
1	3000	1400	05:56
2	2350	1400	08:05
3	1800	1400	16:15
4	1300	1400	14:02

Das Schadensgeschehen ist vergleichbar zu dem, wie es in den Stufenversuchen beobachtet wird. Dazu ist in Abbildung 4.16 die Messdatenaufzeichnung zum Dauerlaufversuch Nummer 2 mit einer Drehzahl von  $n_1 = 2350 \text{ 1/min}$  abgebildet. Nach dem Anlauf, der ein zu den Stufenversuchen vergleichbares Verhalten zeigt, hat das Getriebe über den gesamten Versuchslauf einen konstanten Gesamtwirkungsgrad von etwa  $\eta = 89 \%$ . Nach acht Stunden tritt plötzlich und ohne vorherige Änderungen am Gesamtwirkungsgrad Fressen auf.

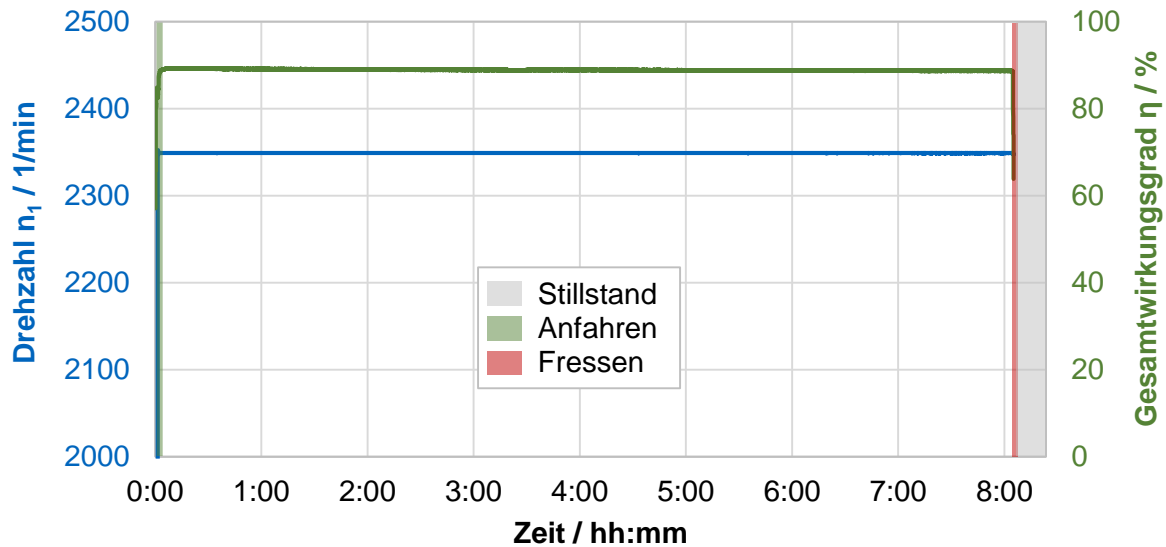


Abbildung 4.16: Messdaten zu Drehzahl und Wirkungsgrad während eines Dauerlaufversuchs mit eintretendem Fressschaden (roter Bereich)

Abbildung 4.17 zeigt einen etwa zweiminütigen Ausschnitt aus Abbildung 4.16, der die Messdaten vor und während des Fressschadens beinhaltet. Der angezeigte Bereich der Achse für den Wirkungsgrad ist dabei ebenfalls reduziert, so dass der Verlauf des abfallenden Wirkungsgrads besser zu erkennen ist. Wie auch in den Stufenversuchen sinkt während des Fressschadens der Wirkungsgrad innerhalb von 20 Sekunden um etwa 20 Prozentpunkte bevor der Prüfstand in Folge der überschrittenen Grenze für das Antriebsdrehmoment automatisch abschaltet. Die Schadensbilder sind ebenfalls identisch zu denen der Stufenversuche.

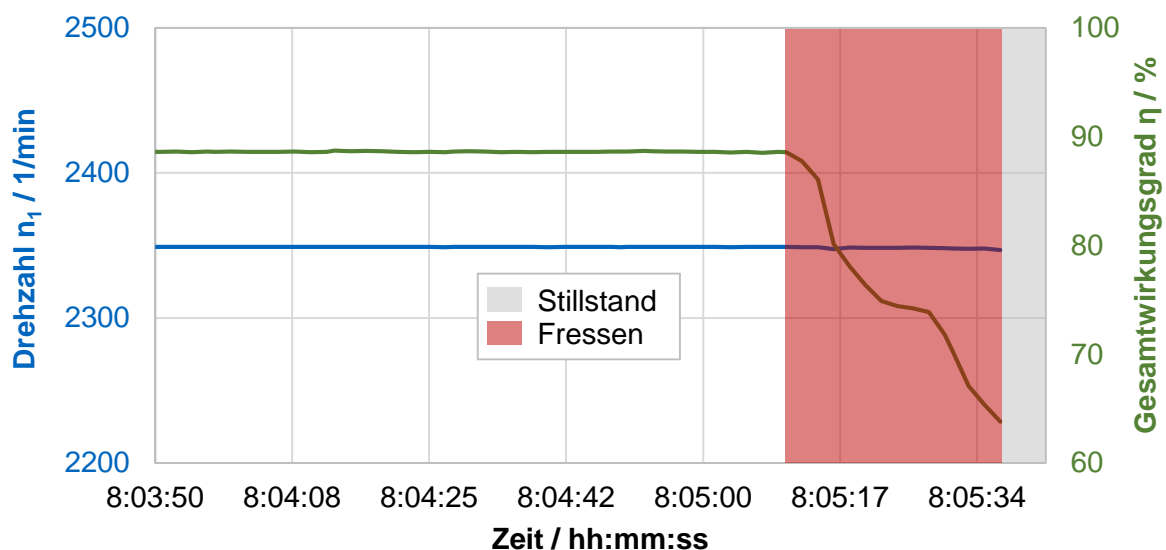


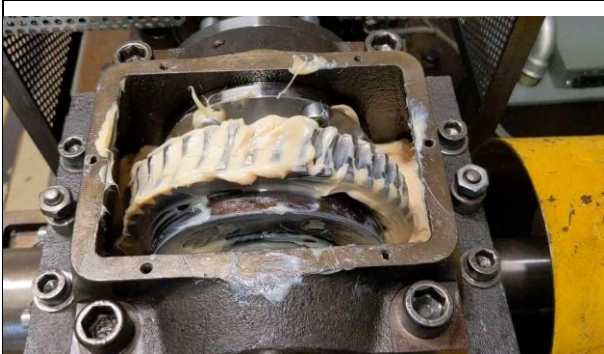



Abbildung 4.17: Messdaten zu Drehzahl und Wirkungsgrad während eines Dauerlaufversuchs mit eintretendem Fressschaden (roter Bereich) (Auszug aus Abbildung 4.16)

Aus den Ergebnissen der Dauerlaufversuche geht hervor, dass Radsätze, die gemäß den Stufenversuchen eine Belastung fressschadensfrei übertragen können, nicht zwangsläufig in der Lage sind, die gleiche und teils eine niedrigere Belastung dauerhaft über mehrere Stunden übertragen zu können. Basierend auf den vorliegenden Untersuchungen kann für dieses Verhalten keine abschließende Erklärung gegeben werden. Gemäß dem aktuellen Verständnis von Fressschäden treten diese auf, wenn der schützende Schmierfilm lokal zusammenbricht. Dies kann in Folge eines Temperaturanstiegs, einer kurzzeitigen Überlastung oder durch eine externe Störung der Schmierung erfolgen. In den Dauerlaufversuchen kann durch die Messdatenaufzeichnung ausgeschlossen werden, dass ein Temperaturanstieg oder eine kurzzeitige Überlastung ursächlich für die Fressschäden ist. Eine mögliche Erklärung für die Fressschäden kann in geänderten Randbedingungen der Schmierung liegen. Nach dem Ausschalten des Prüfstands in Folge der Fressschäden in den Dauerlaufversuchen zeigt sich das Öl im Tank des Ölaggregats leicht trübe und milchig. Dies kann auf den Einschluss kleiner Luftblasen zurückgeführt werden, da sich dieses Erscheinungsbild mit fortschreitender Stillstandszeit des Ölaggregats zurückbildet. In den Stufenversuchen wird dieses Verhalten nicht beobachtet. Die Lufteinschlüsse im Schmierstoff können ursächlich für eine Änderung des Schmierfilmaufbaus sein und dadurch die Fresstragfähigkeit herabsetzen. Eine weitere Möglichkeit sind Partikel, die durch den Kontakt gezogen werden und Ausgangspunkte für Fressschäden sein können. Dies sind jedoch vorläufige Hypothesen zur Ursache der Fressschäden in den Dauerlaufversuchen. Die Fresstragfähigkeit von Schneckengetrieben bei längerem Betrieb ist daher im Verlauf der weiteren Forschung ausführlicher zu untersuchen. Gegebenenfalls müssen Vorkehrungen getroffen werden, damit der Schmierstoff keine Lufteinschlüsse bildet oder keine Verunreinigungen in die Nähe des Kontakts kommen können. Eine ausreichende Sicherheit ist in jedem Fall erforderlich.

#### 4.5.1.3 Stichversuch zur Fettschmierung

Zur stichprobenartigen Untersuchung der Fresstragfähigkeit bei Fettschmierung wird ein Radsatz mit der Geometrie *Ref* und der Werkstoffpaarung 42CrMo4+QT / EN-GJS-600-3 mit einem Fett der NLGI-Klasse 1 bis 2 betrieben. Der Radsatz fällt bereits beim Starten des Einlaufs durch Fressschäden aus. Die Betriebsbedingungen beim Einlauf sind dabei  $T_2 = 600 \text{ Nm}$  und  $n_1 = 150 \text{ 1/min}$ . Die Entwicklung der Fettverteilung um die Verzahnung herum beim Start des Getriebes ist in Tabelle 4.10 abgebildet.

Tabelle 4.10: Entwicklung der Fettverteilung beim Start des Getriebes auf eine Drehzahl von  $n_1 = 150 \text{ 1/min}$

	
<p><b>0 Lastwechsel am Rad:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Zahnlücken zu Beginn mit Fett gefüllt</li> </ul>	<p><b>1 Lastwechsel am Rad:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Zahnlücken beginnen, sich frei zu graben</li> <li>• Nach wie vor leichte Fettrückstände auf den aktiven Flanken (rechte Flanke)</li> <li>• Beginn der Bildung einer Fettraupe durch Bewegung des Rads (rechts im Bild)</li> </ul>
	
<p><b>4 Lastwechsel am Rad:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Zahnlücken weitestgehend freigegeben</li> <li>• Flankenoberfläche nur noch mit minimalem Fettfilm bedeckt</li> <li>• Fettraupe wächst an</li> </ul>	<p><b>8 Lastwechsel am Rad:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Beginnender Fressschaden</li> <li>• Beginnende Verschmutzung der Fettraupe durch starken Abrieb der Schneckenradzähne</li> </ul>

In den Fotos in Tabelle 4.10 ist zu erkennen, dass sich die Verzahnung im Fettsumpf innerhalb weniger Lastwechsel freigräbt und nur ein minimaler Fettfilm auf der Flankenoberfläche verbleibt. Nach der Demontage des Schneckenrads zeigt sich, dass die Schneckenwelle ebenfalls weitestgehend freigegeben ist. Es ist entsprechend davon auszugehen, dass nur unzureichende Schutzschichten gegen Fressen auf den Flankenoberflächen gebildet werden können. Dadurch tritt selbst bei vergleichsweise niedrigen Lasten Fressen auf, wie dies ebenfalls aus FVA 522 II [Rei15b] hervorgeht. Das Fressen wird begleitet von einer leichten Rauchbildung, so dass von deutlich erhöhten Temperaturen während des Fressens auszugehen ist. Der Schadensfall ist somit konsistent mit der Theorie zu Fressschäden, dass ein nur kurzzeitiger, ungeschützter Metall-Metall-Kontakt ausreichend für das Auftreten von Fressen ist. Auch die Notlaufeigenschaften durch das im Sphäroguss enthaltene Kugelgraphit reichen in dem vorliegenden Belastungsfall nicht aus, um einen Fressschaden zu verhindern.

Entsprechend ist davon auszugehen, dass eine Schmierung, die zu jedem Zeitpunkt die Schmierstoffversorgung sicherstellt, wie etwa eine Öleinspritzschmierung, für einen sicheren Betrieb von Schneckengetrieben mit festeren Radwerkstoffen, die zu Fressen neigen, erforderlich ist. Inwiefern fließfähigere Schmierfette eine höhere Fresstragfähigkeit aufweisen, ist im Rahmen der weiterführenden Forschung zu untersuchen.

#### 4.5.2 Lokale Temperaturmessungen

Der Aufbau zur Messung von lokalen Temperaturen an Schneckenradzähnen wird in Abschnitt 4.2.1.3 dargestellt. Die nachfolgende Beschreibung der Ergebnisse der lokalen Temperaturmessung ist in zwei Teile aufgeteilt. Zum einen werden die Ergebnisse der Messung der Temperaturverteilung in der Flanke durch an verschiedenen Stellen montierten Thermoelementen beschrieben. Diese Messungen erfolgen an einer Verzahnung mit einem Schneckenrad aus der Bronzelegierung CuSn12Ni2-C-GC und werden in Abschnitt 5.5.2 als Vergleichsmessungen zur Validierung der Temperatursimulation verwendet. Zum anderen werden Messergebnisse dargestellt während an der Verzahnung ein Fressschaden auftritt. Dazu ist ein Thermoelement in einem Schneckenrad aus dem Stahl C45 eingebettet. Es kann damit der oberflächennahe Temperaturanstieg in Folge eines Fressschadens dokumentiert werden.

##### 4.5.2.1 Messung der Temperaturverteilung

Zur Validierung der in Kapitel 5 beschriebenen Temperatursimulation werden Temperaturmessungen durchgeführt. Unter Beachtung der in Abschnitt 2.3.3 vorgestellten Messverfahren, wird die Temperaturmessung mittels eingebetteter Thermoelemente als am vielversprechendsten erachtet. Die direkte Messung von Oberflächentemperaturen ist aufgrund der unzugänglichen Kontaktstelle optisch nicht möglich. Weiterhin würden Sensoren zur Messung der Oberflächentemperatur, die direkt an der Oberfläche angebracht sind, durch die hohen Gleitanteile und den resultierenden Verschleiß unmittelbar abgetragen. Daher wird in der vorliegenden Arbeit ein Messaufbau verwendet, der die Temperaturen dicht unterhalb der Oberfläche misst. An diesen Stellen kann die Simulation die Temperaturen und deren zeitlichen Verlauf über den Eingriff berechnen. Somit ist eine Validierung der Simulation möglich, ohne dass Messwerte direkt an der Oberfläche vorliegen müssen. Die Platzierung der Temperatursensoren ist in Abbildung 4.18 dargestellt. Durch eine unterschiedliche Platzierung über die Zahnhöhe und -breite kann die Temperaturverteilung gemessen werden.

Es sind nicht alle Sensoren gleichzeitig in einem Zahn, sondern an mehreren Zähnen in separaten Bohrungen und dort jeweils an unterschiedlichen Stellen montiert. So wird ein einzelner Zahn nicht durch mehrere Bohrungen übermäßig geschwächt.

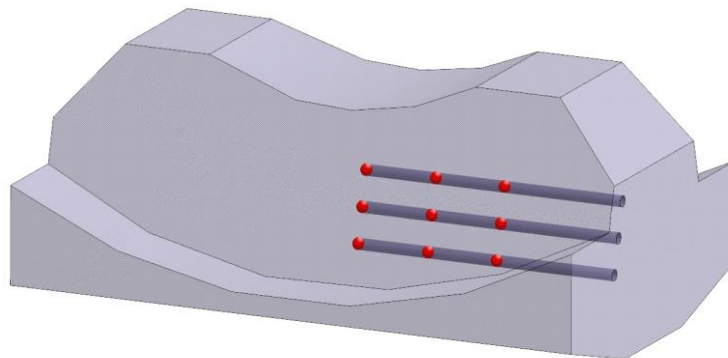


Abbildung 4.18: Schema der eingebetteten Temperatursensoren mit seitlichen Bohrungen im Schneckenradzahn

Die Untersuchungen werden an einer Verzahnung der Werkstoffpaarung 16MnCrS5 (eh) / CuSn12Ni2-C-GC und der Geometrie *Ref* durchgeführt. Die Schmierung erfolgt mit *Fuchs RENOLIN PG 680*. Der Schmierstoff wird dabei temperiert mit  $\vartheta_{oil} = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$  eingespritzt. Es werden drei Belastungsstufen betrachtet:

- $T_2 = 400\text{ Nm} / n_1 = 150\text{ 1/min}$ ,
- $T_2 = 400\text{ Nm} / n_1 = 300\text{ 1/min}$ ,
- $T_2 = 400\text{ Nm} / n_1 = 500\text{ 1/min}$ .

Die Temperaturen werden an neun Messstellen erfasst. Jede Bohrung für eine Messstelle liegt in einem anderen Zahn. Somit wird an insgesamt neun Zähnen gemessen. Die Positionen der Messstellen und deren Bezeichnung sind in Abbildung 4.19 dargestellt. Die Thermoelemente sind etwa  $0,5\text{ mm}$  unterhalb der Oberfläche montiert. Mit einer Bohrschablone werden die Bohrungen, in die die Thermoelemente eingeführt werden, genau und reproduzierbar ausgeführt.

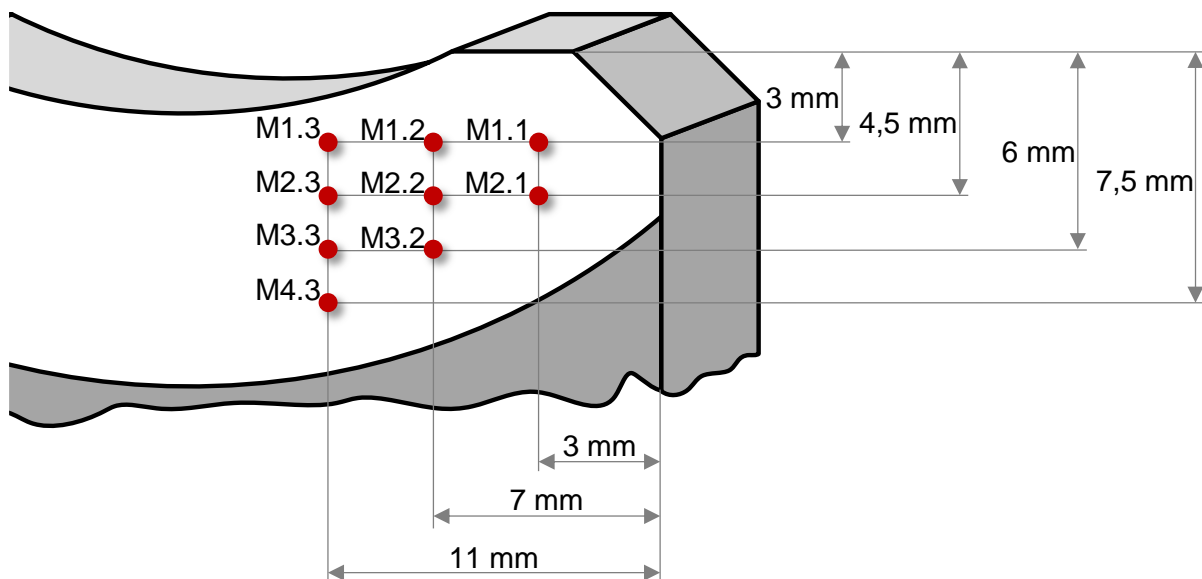


Abbildung 4.19: Positionierung der Messstellen an der Schneckenradflanke

Für jeden Punkt und jeden Betriebspunkt wird nach Erreichen des stationären Temperaturzustands eine Messung durchgeführt. Durch durchgeführte Wiederholmessungen an der Messstelle M4.3 für alle Betriebspunkte wird sichergestellt, dass die Ergebnisse reproduzierbar sind. Zwischen Messungen und Wiederholmessungen treten Abweichungen von 0,5 % bis 1 % für die Betriebspunkte jeweils in Bezug auf die über den Eingriff maximal gemessenen Temperaturen auf.

In Tabelle 4.11 sind die Ergebnisse der Messungen dargestellt. Es werden dabei jeweils die über den Eingriff maximal gemessenen Temperaturen an der jeweiligen Messstelle angegeben.

Tabelle 4.11: über den Eingriff maximal gemessene Temperaturen in °C

$T_2 = 400 Nm$ $n_1 = 150 1/min$	$T_2 = 400 Nm$ $n_1 = 300 1/min$	$T_2 = 400 Nm$ $n_1 = 500 1/min$
73,9 ●	75,0 ●	77,5 ●
70,1 ●	71,7 ●	73,7 ●
69,0 ●	70,9 ●	73,4 ●
74,3 ●	76,0 ●	78,7 ●
69,7 ●	71,2 ●	73,5 ●
70,0 ●	71,1 ●	73,1 ●
73,8 ●	75,5 ●	78,2 ●
70,1 ●	72,4 ●	74,4 ●
76,5 ●	79,8 ●	82,9 ●

Aus Tabelle 4.11 geht hervor, dass an den verschiedenen Messstellen jeweils unterschiedliche Maximaltemperaturen gemessen werden. Somit erfassen die Messungen die Temperaturverteilung auf der Flanke. Es ist zu erkennen, dass die Temperaturen zur Zahnmitte und zum Zahnfuß zunehmen. Dies lässt sich schlüssig anhand der höheren Reibungszahlen in der Zahnmitte sowie mit den zum Zahnfuß steigenden Gleitgeschwindigkeiten erklären. Beides führt dort zu höheren Temperaturen, wie auch in Abschnitt 5.4 im Rahmen der Simulationsergebnisse erläutert wird.

Der genaue Verlauf einer Messung ist exemplarisch an der Messstelle M4.3 bei der Antriebsdrehzahl von  $n_1 = 300 1/min$  in Abbildung 4.20 dargestellt. Dabei wird der Temperaturverlauf über drei Umdrehungen gezeigt. Bei jedem Zahneingriff, von dem pro Umdrehung einer erfolgt, zeigt sich jeweils eine schnell ansteigende und deutliche Temperaturerhöhung (hier jeweils beginnend bei etwa 0,6 Sekunden, 4,8 Sekunden und 8,9 Sekunden). Zwischen den Temperaturerhöhungen ist der Zahn, an dem der Temperatursensor angebracht ist, nicht im Eingriff und die Temperatur fällt auf die Massentemperatur von etwa  $\vartheta_M = 71 °C$  zurück.

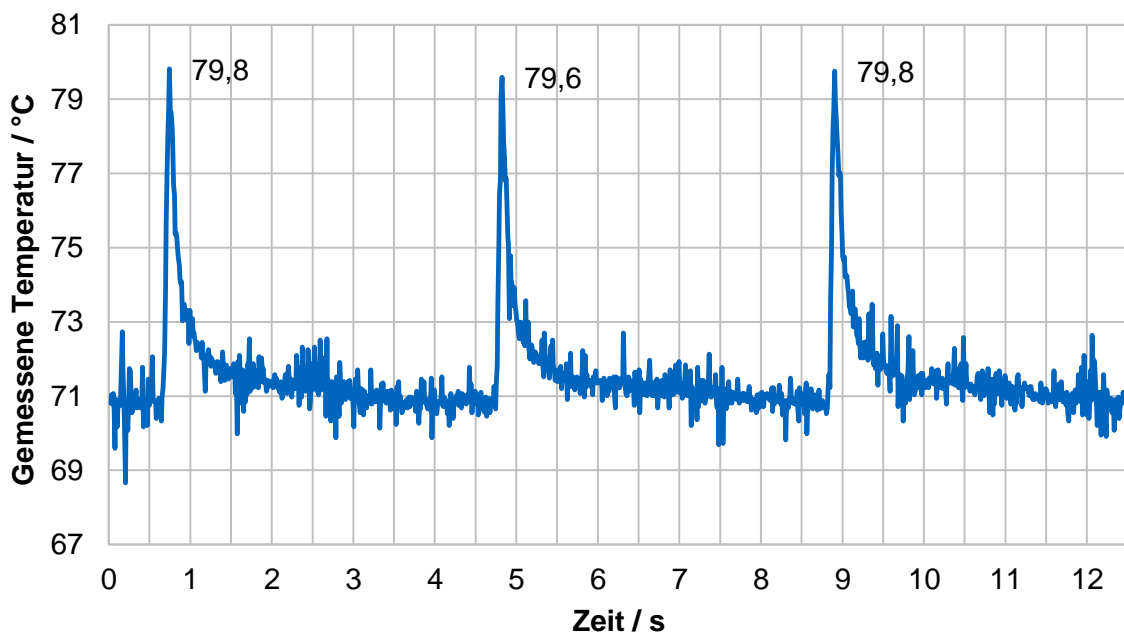


Abbildung 4.20: gemessener Temperaturverlauf an der Messstelle M4.3 bei  $T_2 = 400 Nm$  und  $n_1 = 300 1/min$

#### 4.5.2.2 Messung während Fressschaden

Weiterhin wird eine exemplarische Temperaturmessung durchgeführt, bei der ein Fressschaden während der Messung auftritt. Dazu wird eine Verzahnung, bei der das Schneckenrad aus unbehandeltem Qualitätsstahl C45 und die Schnecke aus dem einsatzgehärteten Stahl 16MnCrS5 (eh) gefertigt ist, verwendet. Die Schmierung erfolgt mit Polyglykol *Fuchs RENO-LIN PG 680*. Das Öl wird dabei mit einer Temperatur von  $\vartheta_{oil} = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$  eingespritzt. Grundsätzlich liegt bei dieser Werkstoff-Schmierstoff-Kombination eine sehr niedrige Fress- und Verschleißtragfähigkeit vor, wie aus FVA 799 I [Rot21a] hervorgeht. Die Geometrie der Verzahnung entspricht der des Standard-Referenzgetriebes nach DIN 3996 [DIN19]. Die Messung erfolgt an der Stelle M2.2 gemäß Abbildung 4.19 und etwa  $0,5\text{ mm}$  unterhalb der Flankenoberfläche. Die Betriebsbedingungen für den Test sind ein Drehmoment von  $T_2 = 400\text{ Nm}$  und eine Drehzahl von  $n_1 = 300\text{ 1/min}$ . Kurz nach dem Erreichen der Drehzahl von  $n_1 = 300\text{ 1/min}$  tritt Fressen auf. Dadurch wird eine Temperaturmessung während eines Fressschadens ermöglicht. Der gemessene Temperaturverlauf ist in Abbildung 4.21 dargestellt.

Der gemessene Temperaturverlauf zeigt mehrere Zahneingriffe, die jeweils an der Temperaturhöhe zu erkennen sind. Durch das Beschleunigen beim Anfahren des Prüfstands auf die Nenndrehzahl von  $n_1 = 300\text{ 1/min}$  werden die Abstände zwischen den Temperaturspitzen kürzer. Die Nenndrehzahl für den Test wird im Diagramm bei etwa 35 Sekunden erreicht.

Im Temperaturverlauf in Abbildung 4.21 zeigt sich, dass jeder zweite Zahneingriff am Schneckenrad zu einer höheren Temperaturspitze führt als die anderen Zahneingriffe. Vor dem Fressschaden, der bei ungefähr 40 Sekunden beginnt, beträgt diese Differenz etwa  $5\text{ K}$ . Ursächlich dafür können starke Teilungs- oder Steigungsabweichungen der Schneckenwelle sein. In einem vorherigen Versuchslauf mit der Verzahnung wurde durch eine umgekehrte Drehrichtung die andere Flankenseite untersucht. Dabei ist ein Fressschaden aufgetreten. Dadurch sind die jeweils anderen Flankenseiten beschädigt worden. Die thermische Belastung durch den vorherigen Fressschaden kann zu Verformungen der Schneckenwelle geführt haben. Messschriebe zur Verzahnungsqualität nach diesem Schaden zeigen, dass die Qualitäten der Schneckenwelle im Hinblick auf Teilung und Steigung jeweils Qualitätsstufe 12 auf der im Rahmen der Temperaturmessung untersuchten Flankenseite betragen. Am Schneckenrad liegt die Qualität im Hinblick auf die Teilungs-Gesamtabweichung bei Qualitätsstufe 2 und ist damit sehr gut. Da die Schnecke zwei Zähne aufweist, ist bei jedem Zahneingriff des Schneckenrads abwechselnd der eine oder der andere Schnecken Zahn im Eingriff. Liegen Teilungs- oder Steigungsfehler an der Schnecke vor, dann kann dies somit bei jedem zweiten Zahneingriff des Schneckenrads zu einer unterschiedlichen Belastung des Zahns und einer unterschiedlichen Lastverteilung führen. Durch die unterschiedlichen Belastungen des Zahns ergeben sich wiederum unterschiedliche Temperaturen für jeden zweiten Eingriff am Schneckenradzahn. Die Messergebnisse lassen diesen Schluss zu. Die (Fertigungs-)Qualität der Verzahnung zeigt somit Einfluss auf die Beanspruchung und damit auf die Fresstragfähigkeit.



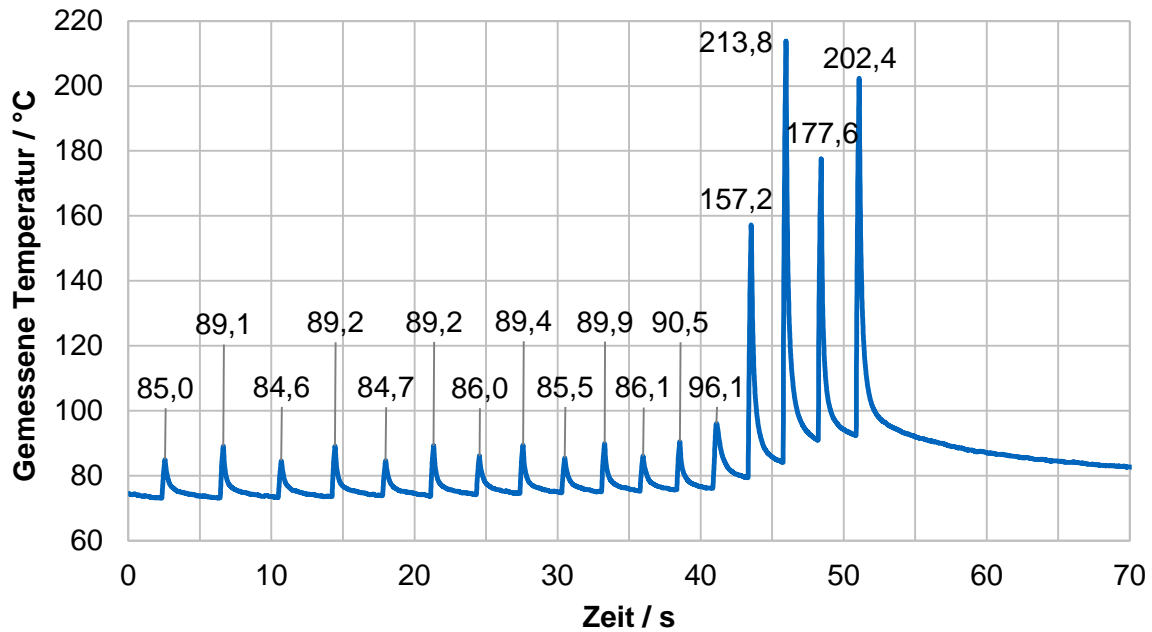


Abbildung 4.21: gemessener Temperaturverlauf an der Messstelle M2.2 bei  $T_2 = 400 Nm$  und  $n_1 = 300 1/min$

Nach dem Beginn des Fressschadens bei etwa 40 Sekunden zeigt sich ein sprunghafter Temperaturanstieg zwischen zwei Eingriffen. Die maximal gemessenen Temperaturen an der Messstelle betragen  $213,8^\circ C$ . Auch die Massentemperatur als der Wert, auf den die Temperatur zwischen zwei Zahneingriffen zurückfällt, steigt zunehmend während des Fressens. Aus den Messergebnissen kann darauf geschlossen werden, dass Fressen innerhalb kürzester Zeit auftritt und unmittelbar zu einer äußerst hohen Temperaturentwicklung führt, welche die weitere Ausbreitung des Schadens begünstigt. Auch während des Fressens liegen deutliche Unterschiede in den maximal gemessenen Temperaturen jedes zweiten Zahneingriffs vor. Nach der Abschaltung des Prüfstands bei etwa 50 Sekunden durchläuft der Zahn mit dem Temperatursensor einen weiteren Eingriff. Bei diesem Eingriff sinkt der Wert der Temperaturerhöhung bereits leicht.

#### 4.5.3 Verschleißtragfähigkeit

Zur Ermittlung und Einordnung der Verschleißtragfähigkeit der maßgeblich betrachteten Werkstoffpaarung 42CrMo4+QT / EN-GJS-600-3 werden Stufenversuche mit verschiedenen Drehmomentbelastungen durchgeführt. Zur Einordnung der Verschleißtragfähigkeit wird als Referenz die Werkstoffpaarung 16MnCrS5 (eh) / CuSn12Ni2-C-GC Verschleißversuchen unterzogen. Der Ablauf ist in Abbildung 4.22 dargestellt. Zunächst wird ein 50-stündiger Einlauf bei einer vergleichsweise niedrigen Drehmomentbelastung von  $T_2 = 500 Nm$  durchgeführt. Die Antriebsdrehzahl an der Schneckenwelle beträgt dabei  $n_1 = 150 1/min$ . Im Anschluss erfolgen die Versuchsläufe. Vor jedem Versuchslauf wird eine Lastanpassung durchgeführt. Diese hat das Ziel, die Flanken an die jeweilige Drehmomentbelastung anzupassen. Durch elastische Verformungen des Getriebes, die drehmomentabhängig sind, liegt nach einer Änderung des Drehmoments ein verändertes Tragbild und eine veränderte Lastverteilung vor. Durch den Betrieb mit dem jeweiligen Drehmoment erfolgt durch Verschleiß eine Anpassung der Flankenengeometrie. Während dieser Zeit liegt in der Regel kein stationärer Verschleißzustand vor. Durch die Durchführung der Lastanpassung soll für den nachfolgenden Versuchslauf ein mög-

lichst stationärer Zustand vorliegen, für den zuverlässig der Betriebsverschleiß ermittelt werden kann. Als Betriebsverschleiß wird der Massenabtrag am Schneckenrad pro Stunde bezeichnet. Der Massenabtrag während eines Versuchslaufs wird gemessen, indem nach jeder Lastanpassung und nach jedem Versuchslauf das Gewicht des Schneckenrads gewogen wird.

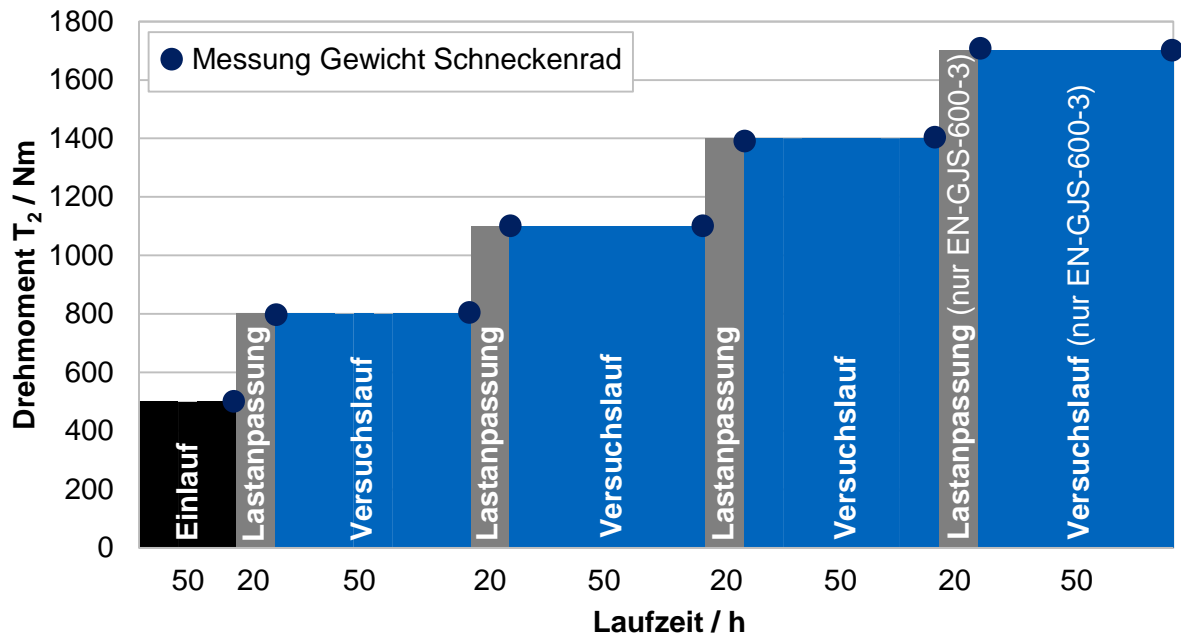


Abbildung 4.22: Laststufen und Ablauf der Verschleißversuche (angegebenes Drehmoment gilt für die niedrigere Drehzahl von  $n_1 = 60 \text{ 1/min}$ )

Die höchste Drehmomentstufe von  $T_2 = 1700 \text{ Nm}$  wird nur bei den Versuchen mit der Werkstoffpaarung 42CrMo4+QT / EN-GJS-600-3 berücksichtigt (mit \* gekennzeichnet in Tabelle 4.12). Bei einem Schneckenrad aus Bronze würde die Zahnfußbruchsicherheit im Neuzustand des Schneckenrads mit  $S_F = 0,88$  die geforderte Zahnfußbruchsicherheit  $S_{Fmin} = 1,1$  deutlich unterschreiten. Ein Betrieb bei diesen Belastungen liegt daher für die hier verwendete Geometrie außerhalb der Tragfähigkeit einer Stahl-Bronze-Werkstoffpaarung.

Die so beschriebenen Stufenversuche werden für zwei unterschiedliche Antriebsdrehzahlen von  $n_1 = 60 \text{ 1/min}$  und  $n_1 = 500 \text{ 1/min}$  durchgeführt. Entsprechend ergeben sich die Betriebspunkte in Tabelle 4.12. Bei der höheren Antriebsdrehzahl wird das Drehmoment der Laststufen gegenüber den in Abbildung 4.22 dargestellten Drehmomenten reduziert. Die Drehmomentstufen bei der höheren Drehzahl sind  $T_2 = 500 \text{ Nm}$ ,  $T_2 = 700 \text{ Nm}$  und  $T_2 = 900 \text{ Nm}$ . Der grundsätzliche Versuchsablauf ist für beiden Drehzahlen identisch.

Tabelle 4.12: Massenabtrag und Betriebsverschleiß während der Versuchsläufe mit der Geometrie *Ref* und dem Schmierstoff *Fuchs RENOLIN PG 680*

$n_1 / 1/min$	$T_2 / Nm$	42CrMo4+QT EN-GJS-600-3	16MnCrS5 (eh) CuSn12Ni2-C-GC
60	800	8 mg → 0,16 mg/h	ungültig***
60	1100	9 mg → 0,18 mg/h	357 mg → 7,14 mg/h
60	1400	3 mg → 0,06 mg/h	393 mg → 7,86 mg/h
60	1700	8 mg → 0,16 mg/h	nicht durchgeführt*
500	500	nicht durchgeführt**	14 mg → 0,28 mg/h
500	700	nicht durchgeführt**	19 mg → 0,38 mg/h
500	900	nicht durchgeführt**	22 mg → 0,44 mg/h

\* Die höchste Drehmomentstufe wird nur bei der Werkstoffpaarung 42CrMo4+QT / EN-GJS-600-3 untersucht.

\*\* Durch einen Bruch der verwendeten Schneckenwelle ist eine Durchführung der Versuche mit der höheren Drehzahl nicht mehr möglich.

\*\*\* Aus der Auswertung der Messergebnisse geht hervor, dass der Einlauf für diesen Versuch noch nicht abgeschlossen war.

Die Versuche mit der höheren Drehzahl konnten für die Werkstoffpaarung 42CrMo4+QT / EN-GJS-600-3 nicht durchgeführt werden (mit \*\* gekennzeichnet in Tabelle 4.12), da nach den Versuchen bei der niedrigeren Drehzahl ein Bruch der Schneckenwelle erfolgte. Dieser deutete sich nach der letzten regulären Laststufe mit einem Drehmoment von  $T_2 = 1700 Nm$  zunächst mit sichtbaren Anrissen an und erfolgte dann schließlich nach kurzem Betrieb bei einem Drehmoment von  $T_2 = 1850 Nm$ . Das Schadensbild ist in Abbildung 4.23 dargestellt und deutet auf einen Ermüdungsbruch hin. Bis zum Bruch beträgt die Lastwechselzahl am Schneckenrad etwa 300.000 Lastwechsel und es lagen Lasten zwischen  $T_2 = 500 Nm$  und  $T_2 = 1850 Nm$  an. Für eine Stahl-Bronze-Werkstoffpaarung liegt das maximal zulässige Drehmoment in Hinblick auf die Zahnfußtragfähigkeit des Schneckenrads bei etwa  $T_2 = 1500 Nm$ . Da die Zahnfußtragfähigkeit für ein Schneckenrad aus Gusseisen höher ist, ist durch die möglichen höheren Lasten eine mechanische Überlastung der Schneckenwelle wahrscheinlich. Gegenwärtig liegen keine Berechnungsmöglichkeiten für die Bruchsicherheit von Schneckenwellen nach DIN 3996 [DIN19] vor.

Fresserscheinungen sind trotz der sehr hohen Drehmomente bei den niedrigen Drehzahlen nicht beobachtet worden.

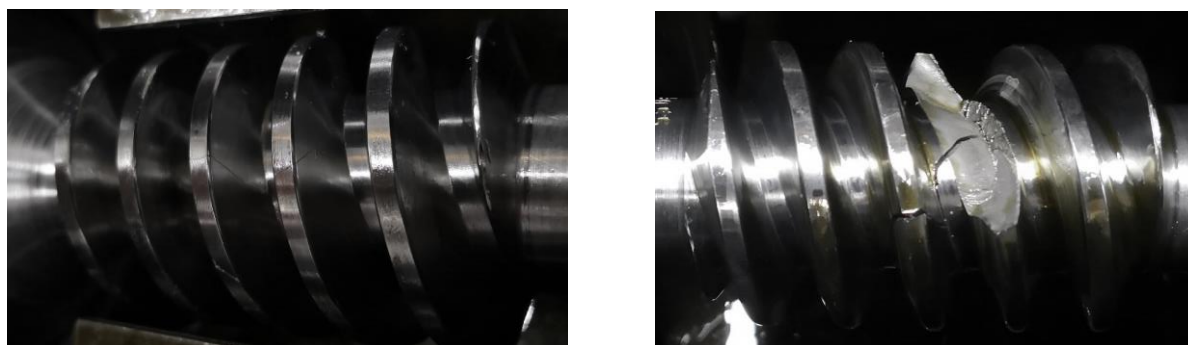


Abbildung 4.23: Anrisse der Schneckenwelle (links) und anschließender Bruch (rechts)

Für die Referenzversuche mit der Werkstoffpaarung 16MnCrS5 (eh) / CuSn12Ni2-C-GC wird der Versuchspunkt mit den Betriebsbedingungen  $n_1 = 60 \text{ 1/min}$  und  $T_2 = 800 \text{ Nm}$  als ungültig bewertet (mit \*\*\* gekennzeichnet in Tabelle 4.12). Ursächlich dafür ist, dass die Auswertung der Ergebnisse darauf hindeutet, dass der Einlauf für den ersten Versuchspunkt noch nicht abgeschlossen war. Ein erneuter Versuch mit dem Radsatz war zu diesem Zeitpunkt nicht mehr möglich.

Basierend auf den gemessenen Massenabträgen und dem daraus resultierenden Betriebsverschleiß wird für die beiden untersuchten Werkstoffpaarungen die Verschleißintensität nach DIN 3996 [DIN19] in Abhängigkeit des Schmierpalthöhenkennwerts berechnet. Die so ausgewerteten Versuchsergebnisse sind in Abbildung 4.24 dargestellt. Darüber hinaus sind ebenfalls Referenzwerte aus DIN 3996 [DIN19] enthalten. Diese stammen aus Untersuchungen von Neupert [Neu90], Steingröver [Ste93a] sowie Nass [Nas95] und wurden in DIN 3996 [DIN19] übernommen. Aufgrund der seitdem erfolgten Weiterentwicklung von Werkstoffen und Schmierstoffen sind die Referenzwerte zur heutigen Zeit als auf der sicheren Seite zu bewerten. Für Gusseisenwerkstoffe beinhaltet DIN 3996 [DIN19] Referenzwerte für den Sphäroguss EN-GJS-400-15. Im Hinblick auf die Schmierstoffe wird nur nach Grundölartern unterschieden. In Abbildung 4.24 werden als Referenz entsprechend die Verschleißintensitäten für Polyglykol dargestellt.

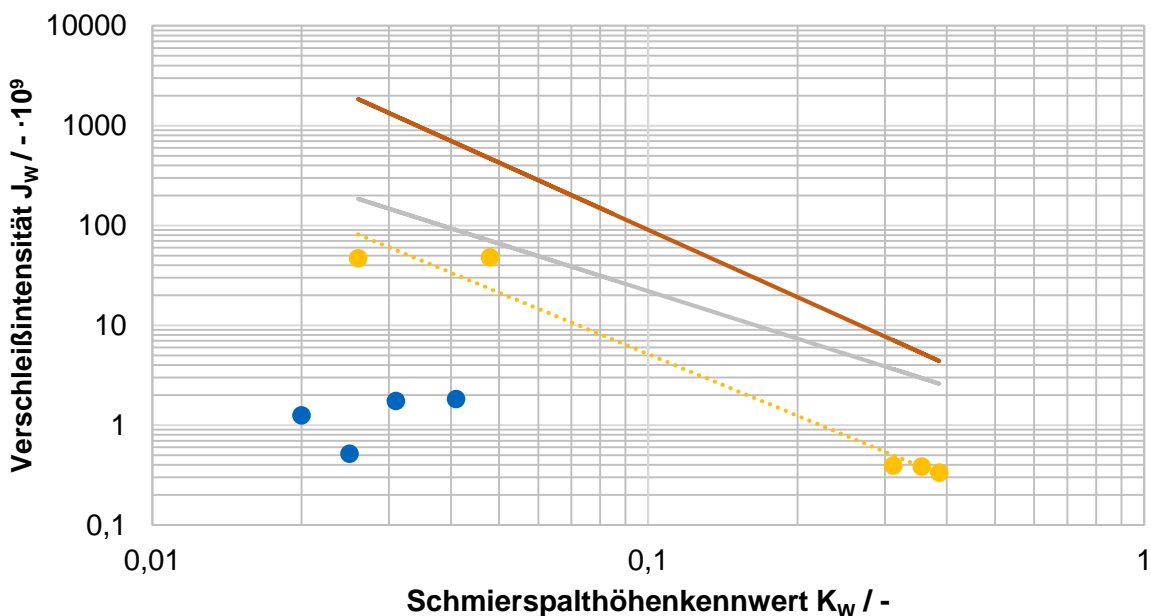
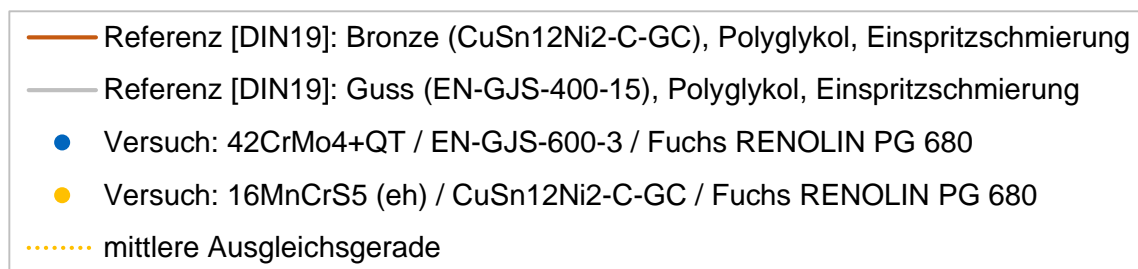


Abbildung 4.24: in Versuchen ermittelte Verschleißintensität der Werkstoffpaarungen 42CrMo4+QT / EN-GJS-600-3 und 16MnCrS5 (eh) / CuSn12Ni2-C-GC sowie deren Einordnung gegenüber Referenzwerten nach DIN 3996 [DIN19]

Die Steigung der mittleren Ausgleichsgeraden für die Werkstoffpaarung Stahl-Bronze ist zwischen Versuch und Referenz nahezu übereinstimmend. Erwartungsgemäß ist dies der Fall,

wenn grundsätzlich die gleiche Werkstoffpaarung und Grundölart bei gleicher Schmierungsart betrachtet wird. Da verschiedene Schmierstoffe und Werkstoffe der jeweils gleichen Art jedoch eine unterschiedliche Verschleißtragfähigkeit aufweisen können, kann die Verschleißintensität durch den Werkstoff-Schmierstoff-Faktor  $W_{ML}$  parallel verschoben werden. Bei einem Werkstoff-Schmierstoff-Faktor von  $W_{ML} = 1$  entspricht die Verschleißintensität der Bezugsverschleißintensität.

Der Werkstoff-Schmierstoff-Faktor für die vorliegende Werkstoffpaarung 16MnCrS5 (eh) / CuSn12Ni2-C-GC bei Einspritzschmierung mit *Fuchs RENOLIN PG 680* wird regressiv ermittelt. Es ergibt sich damit aus den Messergebnissen ein Werkstoff-Schmierstoff-Faktor von  $W_{ML} = 0,36$ . Dieser ist deutlich niedriger als der in DIN 3996 [DIN19] angegebene Werkstoff-Schmierstoff-Faktor von  $W_{ML} = 4,1$  für CuSn12Ni2-C-GC bei Schmierung mit Polyglykol. Norgauer [Nor21a] gibt den Werkstoff-Schmierstoff-Faktor für eine Stranggussbronze der gleichen Legierung und bei einer Schmierung mit dem Polyglykol *Klüber Klübersynth GH6-220* basierend auf eigenen Versuchen und ausgewerteten Versuchen aus FVA 503 I [Wei09b] mit  $W_{ML} = 0,41$  an. Dieser liegt somit in der gleichen Größenordnung wie der in den vorliegenden Untersuchungen ermittelte Werkstoff-Schmierstoff-Faktor.

Der niedrigere Werkstoff-Schmierstoff-Faktor deutet darauf hin, dass der für die vorliegenden Untersuchungen verwendete Schmierstoff eine höhere Verschleißtragfähigkeit im Vergleich zu den Referenzwerten nach DIN 3996 [DIN19] aufweist. Zusätzlich kann die Bronzelegierung beziehungsweise deren Gefüge einen positiven Einfluss auf die Verschleißtragfähigkeit haben.

Die Verschleißintensität der Referenz nach DIN 3996 [DIN19] für den Gusseisenwerkstoff EN-GJS-400-15 liegt unterhalb der Referenz für Bronze. Dementsprechend ist bei Gusseisenwerkstoffen von einer niedrigeren Verschleißintensität auszugehen wie bei Bronze. Dies bestätigt sich auch in den Versuchsergebnissen. Aus diesen geht für den Gusseisenwerkstoff EN-GJS-600-3 eine deutlich niedrigere Verschleißintensität wie aus den Versuchen mit dem Bronzwerkstoff CuSn12Ni2-C-GC hervor. Dies bestätigt, dass der Sphäroguss EN-GJS-600-3 als Schneckenradwerkstoff ein äußerst positives Verschleißverhalten aufweist. Gegenüber einem Bronzwerkstoff für das Schneckenrad liegt somit durch die Verwendung eines Gusseisenwerkstoffs ein deutliches Tragfähigkeitspotenzial im Hinblick auf die Schadensart Verschleiß vor.

Da für die Werkstoffpaarung 42CrMo4+QT / EN-GJS-600-3 lediglich Versuchsergebnisse für eine niedrige Drehzahl vorliegen, erstreckt sich der Schmierspalthöhenkennwert  $K_W$  nur über einen kleinen Bereich. Daher sind die Ermittlung einer mittleren Ausgleichsgerade für die Verschleißintensität des Gusseisenwerkstoffs und Aussagen zum Verschleißverhalten bei höheren Drehzahlen nicht möglich. Zudem zeigt sich für die vier Versuchspunkte in Abbildung 4.24 ein unregelmäßiges Verhalten, da die Verschleißintensität mit steigendem Schmierspalthöhenkennwert erwartungsgemäß sinken sollte. Ursache dafür können die absolut sehr niedrigen Verschleißabträge sein, wie sie aus Tabelle 4.12 hervorgehen. Insgesamt ist der Betriebsverschleiß aller vier Versuchspunkte auf dem gleichen Niveau und innerhalb der Messunsicherheit, wie in Abschnitt 4.2.2.4 beschrieben. Dadurch ist eine Differenzierung der Versuchspunkte vermutlich nicht möglich.

Insgesamt zeigt sich, dass der Schmierstoff *Fuchs RENOLIN PG 680* in einer hohen Verschleißtragfähigkeit bei Schneckengetrieben resultiert und die Werkstoffpaarung 42CrMo4+QT / EN-GJS-600-3 ein wesentlich besseres Verschleißverhalten als eine Stahl-Bronze-Werkstoffpaarung aufweist. Die Verwendung von Schneckenrädern aus Gusseisen

bietet daher ein Tragfähigkeitspotenzial hinsichtlich der Schadensart Verschleiß. Inwiefern dies für höhere Drehzahlen gültig ist, sollte weiterführend untersucht werden.

#### 4.5.4 Gemessener Wirkungsgrad

Während der Versuche mit der Werkstoffpaarung 42CrMo4+QT / EN-GJS-600-3 werden kontinuierlich das Antriebs- und Abtriebsdrehmoment sowie die entsprechenden Drehzahlen aufgezeichnet. Aus diesen Werten werden die Antriebs- und die Abtriebsleistung bestimmt. Die Genauigkeit der Leistungserfassung durch Drehzahl und Drehmoment, wie in Abschnitt 4.2.2.1 und Abschnitt 4.2.2.2 beschrieben, ermöglicht es, den Wirkungsgrad der Verzahnung in bestehende Versuchsergebnisse, auf denen die Referenzwerte in DIN 3996:2012 [DIN12] beruhen, einzuordnen. Es wird dazu DIN 3996:2012 [DIN12] aus dem Jahr 2012 verwendet, da die aktuelle Version der DIN 3996:2019 [DIN19] aus dem Jahr 2019 keine Referenzwerte für die Berechnung des Wirkungsgrads von Schneckenrädern aus Gusseisen beinhaltet. Die Gültigkeit der aktuellen DIN 3996:2019 [DIN19] beschränkt sich auf Schneckenräder aus Bronze.

Aus den am Prüfstand gemessenen Leistungswerten an der An- und Abtriebswelle geht die Gesamtverlustleistung  $P_V$  des Prüfgetriebes hervor. Diese ist die Differenz aus der Antriebs- und der Abtriebsleistung. Gemäß DIN 3996:2019 [DIN19] setzt sich diese grundsätzlich aus den folgenden Verlustleistungsquellen zusammen:

- lastabhängige Verzahnungsverlustleistung  $P_{VZP}$ ,
- lastunabhängige Verzahnungsverlustleistung  $P_{VZO}$ ,
- lastabhängige Lagerverlustleistung  $P_{VLP}$ ,
- lastunabhängige Lagerverlustleistung  $P_{VLO}$ ,
- Dichtungsverlustleistung  $P_{VD}$ ,
- Verlustleistung weiterer Getriebekomponenten  $P_{VX}$ .

In der Regel haben die lastabhängigen Verzahnungsverluste bei Schneckengetrieben mit mittleren und hohen Übersetzungen den größten Anteil an der Gesamtverlustleistung. Sie werden maßgeblich von der Werkstoff-Schmierstoff-Kombination und der Verzahnungsgeometrie bestimmt. Zur Charakterisierung der verwendeten Werk- und Schmierstoffe werden nachfolgend die lastabhängigen Verzahnungsverluste basierend auf den Versuchsergebnissen ermittelt. Aus den lastabhängigen Verzahnungsverlusten lassen sich Grundreibungszahlen für die untersuchte Werkstoff-Schmierstoff-Kombination ableiten, die gegenüber den Referenzwerten aus DIN 3996:2012 [DIN12] eingeordnet werden.

Zur Ermittlung der lastabhängigen Verzahnungsverlustleistung müssen die weiteren Verlustleistungsquellen von der gemessenen Gesamtverlustleistung rechnerisch abgezogen werden. Für die lastunabhängige Verzahnungsverlustleistung werden Leerlaufverlustleistungsmessungen des Prüfstands aus Reumüller [Reu21] verwendet. Bei diesen Messungen ist die Schneckenradwelle ausgebaut und der gesamte Drehzahlbereich wird abgedeckt. Die lastunabhängige Verzahnungsverlustleistung der Schneckenradwelle wird aufgrund der im Vergleich zur Schneckenwelle niedrigeren Drehzahl vernachlässigt. Die Lagerverluste werden mit dem Berechnungsprogramm *Bearinx Easy Friction* (Version 8.0.5515 basierend auf *Bearinx 12.0.8380*) der Firma *Schaeffler* abgeschätzt. Dabei werden betriebspunktabhängig die jeweiligen Lagerkräfte, die aus der Verzahnung und Wellengeometrie resultieren, verwendet. Dichtungsverluste werden aufgrund der Verwendung von berührungslosen Dichtungen vernachlässigt. Verluste durch weitere Getriebekomponenten liegen nicht vor.

Aus der verbleibenden lastabhängigen Verzahnungsverlustleistung kann der Verzahnungswirkungsgrad berechnet werden. Die zugrundeliegenden Messergebnisse werden während den Fressversuchen an Verzahnungen der Geometrie *Ref* generiert. Dabei werden unterschiedliche Drehzahlen und Drehmomente aus mehreren Belastungsstufen für die Auswertung herangezogen. So können der Drehzahl- und Drehmomenteinfluss berücksichtigt werden. Es werden die Messwerte vom Ende der Versuchsläufe verwendet, da dann ein stationärer Zustand erreicht ist. Als Verzahnungswirkungsgrade für die Werkstoff-Schmierstoff-Kombination 42CrMo4+QT / EN-GJS-600-3 / *Fuchs RENOLIN PG 680* und ein Getriebe mit der Geometrie des Standard-Referenzgetriebes nach DIN 3996 [DIN19] werden für verschiedene Betriebsbedingungen die in Tabelle 4.13 aufgeführten Messergebnisse ermittelt. Durch jeweils eine Wiederholmessung pro Betriebspunkt mit einem weiteren Radsatz wird eine Wiederholbarkeit der Wirkungsgradmessungen überprüft. Die beiden in Tabelle 4.13 angegebenen Werte für den Verzahnungswirkungsgrad beziehen sich dementsprechend auf die Messung und die Wiederholmessung. Unterschiede in den Messergebnissen können aus leicht unterschiedlichen Tragbildern resultieren. Insgesamt kann die Wiederholbarkeit als hinreichend bewertet werden, um die Versuchsergebnisse in DIN 3996:2012 [DIN12] einordnen zu können.

Tabelle 4.13: Verzahnungswirkungsgrade für die Werkstoff-Schmierstoff-Kombination 42CrMo4+QT / EN-GJS-600-3 / *Fuchs RENOLIN PG 680* mit der Geometrie des Standard-Referenzgetriebes nach DIN 3996 [DIN19]

Drehzahl der Schnecke $n_1 / 1/min$	Drehmoment am Schneckenrad $T_2 / Nm$	Verzahnungswirkungsgrad $\eta_z / \%$
60	600	73,7   74,7
500	600	83,7   82,2
500	1400	84,9   85,2
2100	1400	93,2   93,5
3000	1400	93,1   91,3

Zur Einordnung des Wirkungsgradverhaltens in DIN 3996:2012 [DIN12], wird die Berechnung nach DIN 3996:2012 [DIN12] auf die Versuchsergebnisse angewendet. Die dort verwendete Grundreibungszahl ist ausschließlich von der Gleitgeschwindigkeit abhängig und kann aus den Messungen des Verzahnungswirkungsgrads über die Zahnreibungszahl berechnet werden. Die so ausgewerteten Messergebnisse aus Tabelle 4.13 sind grafisch in Abbildung 4.25 dargestellt.

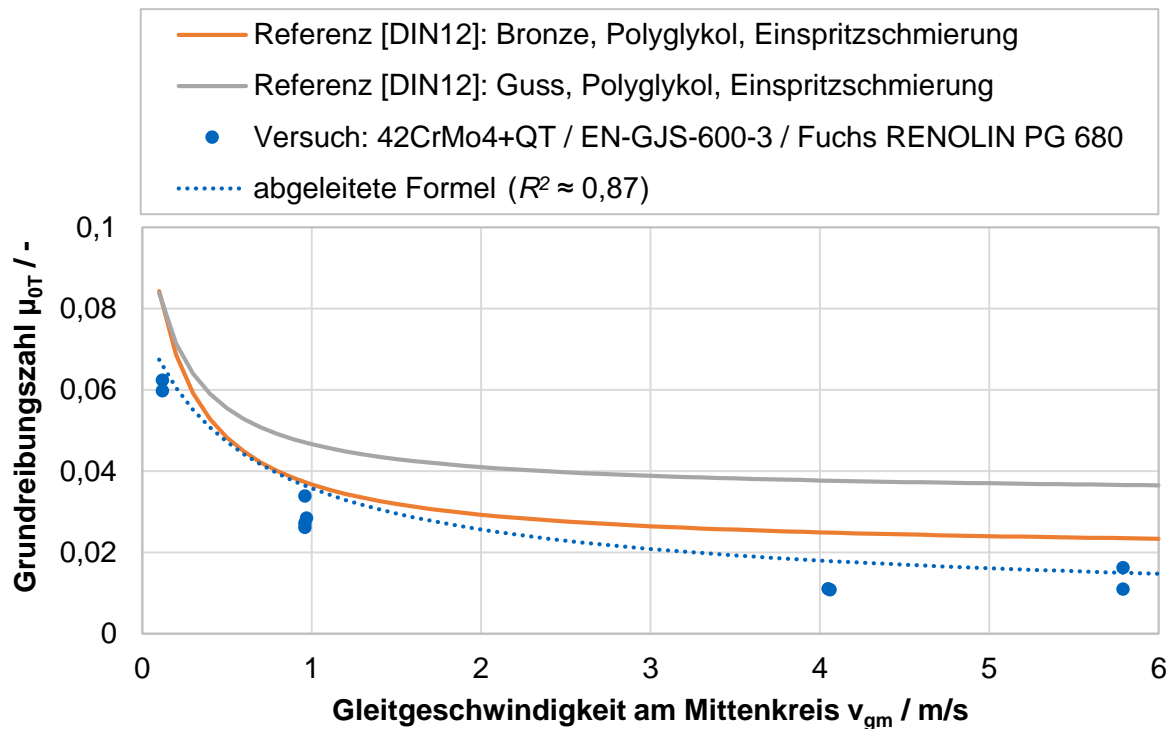


Abbildung 4.25: Zusammenhang zwischen Grundreibungszahl und Gleitgeschwindigkeit für die Messergebnisse mit der Werkstoff-Schmierstoff-Kombination 42CrMo4+QT / EN-GJS-600-3 / Fuchs RENOLIN PG 680 mit der Geometrie des Standard-Referenzgetriebes nach DIN 3996 [DIN19] und für Referenzwerte mit Gusseisen- und Bronzerad aus DIN 3996:2012 [DIN12]

Der dargestellte, abgeleitete Formelzusammenhang für die Grundreibungszahl  $\mu_{0T}$  in Abhängigkeit der mittleren Gleitgeschwindigkeit  $v_{gm}$  wird in Gleichung (4.2) beschrieben. Dafür werden die Koeffizienten und Exponenten durch Regression ermittelt. Die Parameter werden dabei so gewählt, dass die Berechnung eher auf der sicheren Seite erfolgt, indem gegenüber den Versuchsergebnissen tendenziell eine leicht höhere Grundreibungszahl  $\mu_{0T}$  berechnet wird.

$$\mu_{0T} = 0,0052 + 0,043 \cdot \frac{1}{(v_{gm} + 0,53)^{0,8}} \quad \text{für } 0,1 \text{ m/s} \leq v_{gm} \leq 6 \text{ m/s} \quad \textcircled{*} \quad (4.2)$$

Die Verwendung eines angepassten Werkstofffaktors für die vorliegende Werkstoffpaarung 42CrMo4+QT / EN-GJS-600-3, der auf die bestehende Grundreibungszahl für Gusseisen, Polyglykol und Einspritzschmierung angewendet werden kann, resultiert nicht in treffenden Ergebnissen. Daher ist die Ableitung des neuen Formelzusammenhangs für die Grundreibungszahl aus Gleichung (4.2) erforderlich.

Es zeigt sich, dass die aus den Messergebnissen abgeleitete Grundreibungszahl für den gesamten Bereich der Gleitgeschwindigkeit deutlich unterhalb der Referenz für Räder aus Gusseisen mit Polyglykol-Schmierung nach DIN 3996:2012 [DIN12] liegt. Auch die Grundreibungszahl der Referenz für Räder aus Bronze wird für niedrige und hohe Gleitgeschwindigkeiten leicht unterschritten. Entsprechend wird durch die Werkstoff-Schmierstoff-Kombination 42CrMo4+QT / EN-GJS-600-3 / Fuchs RENOLIN PG 680 ein Reibverhalten realisiert, das zu vergleichsweise hohen Wirkungsgraden führt. Mit der Berechnung nach DIN 3996:2012 [DIN12] kann das Reibungsverhalten mit der Ableitung einer neuen Formel für



die Grundreibungszahl gut abgebildet werden. Welchen Anteil der Schmierstoff und welchen Anteil die Werkstoffpaarung an den im Vergleich zu den Normberechnungen hohen erzielten Wirkungsgraden hat, kann basierend auf den vorliegenden Versuchsergebnissen nicht abgeschätzt werden.

Für die Verzahnung mit der Geometrie  $i80$ , deren Fresstragfähigkeit ebenfalls in Stufentests erprobt wird, wird versuchsbegleitend der Wirkungsgrad gleichermaßen stichprobenartig ausgewertet. Als Versuchspunkte werden dazu bei gleichem Drehmoment zwei verschiedene Drehzahlen an der Schneckenwelle von  $n_1 = 300 \text{ 1/min}$  und  $n_1 = 2050 \text{ 1/min}$  berücksichtigt. Der dafür ermittelte Verzahnungswirkungsgrad ist in Tabelle 4.14 dargestellt. Für die niedrigere Drehzahl werden zwei Ergebnisse dargestellt, da Messungen an zwei verschiedenen Verzahnungen vorliegen und somit eine Wiederholmessung angegeben werden kann.

Tabelle 4.14: Verzahnungswirkungsgrade für die Werkstoff-Schmierstoff-Kombination 42CrMo4+QT / EN-GJS-600-3 / Fuchs RENOLIN PG 680 mit der Geometrie  $i80$

Drehzahl der Schnecke $n_1 / \text{1/min}$	Drehmoment am Schneckenrad $T_2 / \text{Nm}$	Verzahnungswirkungsgrad $\eta_z / \%$
300	800	54,1   55,4
2050	800	77,1

Die Wiederholmessung bei der Drehzahl  $n_1 = 300 \text{ 1/min}$  resultiert in einem vergleichbaren Verzahnungswirkungsgrad, so dass von einer Wiederholbarkeit der Wirkungsgradmessung ausgegangen werden kann. Im Vergleich zu der Verzahnung mit der Geometrie des Standard-Referenzgetriebes nach DIN 3996 [DIN19], wie in Tabelle 4.13 aufgeführt, werden sowohl für die mittlere als auch für die hohe Drehzahl wesentlich niedrigere Wirkungsgrade erreicht. Unter Berücksichtigung des hohen Übersetzungsverhältnisses von  $i = 80$  in einer Stufe kann jedoch von einem hohen Wirkungsgrad gesprochen werden.

#### 4.5.5 Begleitende Messungen zur Oberflächenrauheit

Die Verzahnungen werden in den vorherig beschriebenen Fress- und Verschleißversuchen stets einem Einlauf unterzogen. Vor dem Einlauf, also im Neuzustand, wird die Oberflächenrauheit der Flanken vermessen. Nach dem Einlauf werden die Radsätze ausgebaut und die Oberflächenrauheit erneut gemessen. So kann die Veränderung der Oberflächenrauheit durch den Betrieb dokumentiert werden. Für nachfolgende Versuchspunkte erfolgt keine weitere Vermessung der Rauheit. Daher sind die nachfolgend beschriebenen Ergebnisse als begleitende Messungen zu sehen, die nur auf die Betriebsbedingungen des Einlaufs übertragen werden können. Die Betriebsbedingungen des Einlaufs sind vergleichsweise niedrige Drehzahlen und niedrige Drehmomente.

Die Rauheitsmessungen erfolgen taktil auf einer Rauheitsmessmaschine der Firma Jenoptik/Hommel-Etamic des Typs T8000. Die Abtastung erfolgt radial vom Zahnfuß zum Zahnkopf im Normalschnitt. An den Schneckenrädern werden dabei drei Zähne in jeweils der Zahnmitte vermessen. An den Schneckenwellen werden beide Zähne ebenfalls in jeweils der Zahnmitte vermessen. Aus den drei beziehungsweise zwei Messungen wird anschließend der Mittelwert gebildet, der die Rauheit der Flankenoberfläche des jeweiligen Prüfkörpers darstellt. Als Rauheitswert wird die arithmetische Mittenrauheit  $R_a$  verwendet.

In Abbildung 4.26 sind die Rauheitsmessungen von acht Versuchen mit der Werkstoffpaarung 42CrMo4+QT / EN-GJS-600-3 zusammengefasst. Blau dargestellt ist Mittelwert der Oberflächenrauheiten der Prüfteile im Neuzustand. Grau dargestellt ist der Mittelwert der Oberflächenrauheiten der Prüfteile nach dem Einlauf. Die Fehlerindikatoren geben jeweils die Maximal- und Minimalwerte der Oberflächenrauheiten der acht Messungen an. Aus Abbildung 4.26 geht hervor, dass bei den Schneckenrädern aus EN-GJS-600-3 für alle Prüfteile eine signifikante Aufrauung durch den Einlauf erfolgt. Im Mittel rauhen sich die Schneckenwellen aus 42CrMo4+QT ebenfalls auf. Bei Betrachtung der Rohdaten zeigt sich, dass die Rauheit bei zwei der acht vermessenen Schneckenwellen in etwa identisch bleibt. Die restlichen sechs Messungen zeigen eine Aufrauung der Schneckenwelle.

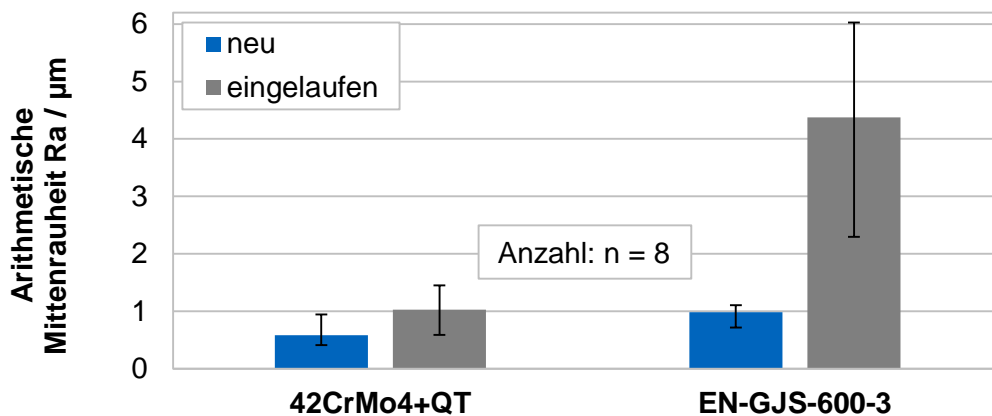


Abbildung 4.26: Rauheitswerte der Werkstoffpaarung 42CrMo4+QT / EN-GJS-600-3 vor und nach dem Einlauf (Fehlerindikatoren: Maximal- und Minimalwerte)

Abbildung 4.27 stellt die Rauheitswerte im Neuzustand und nach dem Einlauf der Flanken der Verzahnung mit der Werkstoffpaarung 16MnCrS5 (eh) / CuSn12Ni2-C-GC dar. Darin ist nur eine Messung enthalten, die sich auf den Verschleißversuch bezieht. Im Gegensatz zur Stahl-Gusseisen-Werkstoffpaarung liegt nach dem Einlauf sowohl für die Schneckenwelle aus 16MnCrS5 (eh) als auch für das Schneckenrad aus CuSn12Ni2-C-GC eine niedrigere Rauheit vor. Die Rauheit der Schneckenwelle ist leicht reduziert und die des Schneckenrads deutlich.

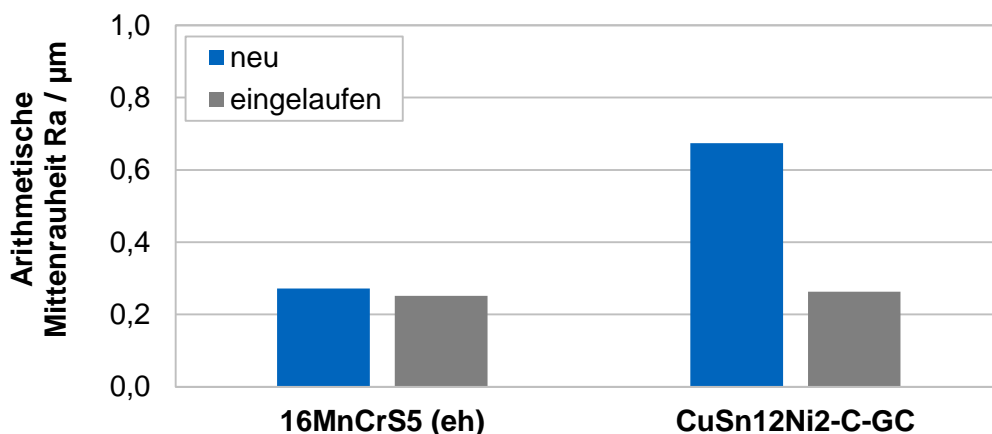


Abbildung 4.27: Rauheitswerte der Werkstoffpaarung 16MnCrS5 (eh) / CuSn12Ni2-C-GC vor und nach dem Einlauf

Anhand der Rauheitsmessungen zeigt sich, dass sich durch den Betrieb die Oberflächenrauheiten der Flanken für die betrachteten Werkstoffpaarungen auf verschiedene Weise verändern. Die Paarung einer vergüteten Schnecke mit einem Gusseisen-Schneckenrad führt zu

---

einer Aufrauung der beiden Kontaktpartner und dabei vor allem am Schneckenrad. Eine Paarung aus einer einsatzgehärteten Schnecke mit einem Bronze-Schneckenrad hingegen führt zu einer deutlichen Einglättung des Schneckenrads.



## 5 Numerische Simulation der Oberflächentemperatur

Zur Bewertung der thermischen Beanspruchungen im Schneckenverzahnungskontakt wird im Rahmen der Arbeit eine numerische Simulation der Oberflächentemperatur von Schneckenflanken entwickelt. Diese Simulation wird im nachfolgenden Kapitel beschrieben. Nach der Beschreibung der Geometrie und der Randbedingungen des Modells wird das Lösungsverfahren vorgestellt. Im Anschluss werden exemplarische Ergebnisse gezeigt und abschließend eine Validierung und Diskussion der Simulation beschrieben.

Da die Simulation viele Berechnungsergebnisse von *SNETRA* [Rot21b] benötigt, wie etwa die Lage der Berührlinien mit lokalen Pressungen und Gleitgeschwindigkeiten, erfolgt die Implementierung direkt in *SNETRA* in der Programmiersprache *FORTTRAN*. Externe Bibliotheken oder Programme werden dabei nicht verwendet.

### 5.1 Geometrisches Modell

Nachfolgend wird die Modellierung der Geometrie erläutert. Diese basiert auf vorab veröffentlichten Arbeiten des Autors [Rot14, Rot15, Rot17]. Als Kontrollvolumen des Simulationsmodells werden ein Schneckenradzahn und ein Segment eines Schneckenzahns betrachtet. Wo die Kontrollvolumen den Verzahnungskörpern entnommen werden, ist in Abbildung 5.1 oben anhand der blauen Einrahmung dargestellt. Es werden für beide Kontrollvolumen die gleichen Maße verwendet. Dem Schneckenrad wird dementsprechend ein Segment entnommen, das der Breite eines Schneckenradzahns entspricht. Für die Temperatursimulation wird die Geometrie von Schnecke und Schneckenrad vereinfacht abgebildet. Zwar liegt die detaillierte Geometrie der Verzahnung in *SNETRA* vor, jedoch wäre die Erzeugung eines Berechnungsgitters für die detaillierte Geometrie nur mit deutlich erhöhtem Aufwand möglich. Daher werden alle Oberflächen als eben angesehen und Krümmungen vernachlässigt. Die so resultierende Form der in der Simulation verwendeten dreidimensionalen Geometrie der Körper ist in Abbildung 5.1 unten dargestellt. Vergleichsrechnungen in der kommerziellen Simulationsumgebung *ANSYS Workbench* zur Wärmeleitung in dieser vereinfachten Geometrie gegenüber einer realen Geometrie resultieren in vernachlässigbaren Abweichungen [Rot14].

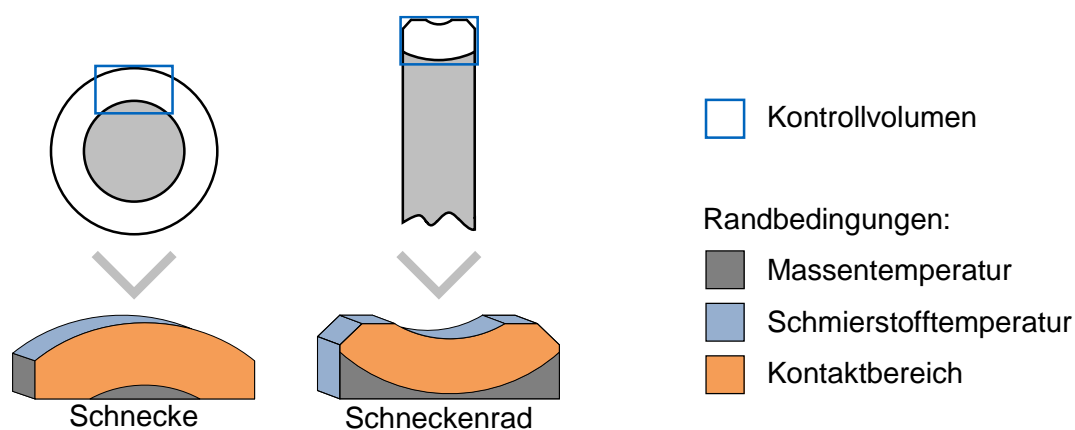


Abbildung 5.1: Geometrie von Schnecke und Schneckenrad sowie Randbedingungen des Simulationsmodells zur Oberflächentemperaturberechnung (Abbildung in Anlehnung an [Rot22])

## 5.2 Randbedingungen

Die Oberflächen der dreidimensionalen Geometrie werden anschließend mit den entsprechenden Randbedingungen versehen, basierend auf vorab veröffentlichten Arbeiten des Autors [Rot14, Rot15, Rot17]. In Zahntiefenrichtung, welche in etwa senkrecht zum Kontaktbereich verläuft, wird entsprechend der numerischen Analyse aus Abschnitt 5.5.1 eine Werkstofftiefe von  $1,2\text{ mm}$  für alle nachfolgenden Berechnungen berücksichtigt. Nach dieser Tiefe endet das Kontrollvolumen im Zahninneren. Dort liegt als Randbedingung die Massentemperatur an. Durch diese Ausdehnung des Berechnungsgitters kann die Wärmeleitung ins Zahninnere bestimmt werden. Dies ermöglicht neben der Ermittlung der Oberflächentemperaturen im Kontakt ebenfalls die Ermittlung von Temperaturen unterhalb der Oberfläche.

Die Randbereiche des Kontrollvolumens von Schnecke und Schneckenrad, die im Material des jeweils restlichen Radkörpers liegen, sind grau in Abbildung 5.1 dargestellt und werden ebenfalls mit der Massentemperatur belegt. An den äußeren, freiliegenden Stellen, die blau in Abbildung 5.1 dargestellt sind, liegt die Öltemperatur an. Diese beiden Randbedingungen werden als einfache Temperatur-Randbedingungen im Modell berücksichtigt. Die Flankenoberflächen von Schnecke und Schneckenrad stehen im Kontakt und sind orange in Abbildung 5.1 dargestellt. Dort liegt eine Kontaktrandbedingung mit einer Wärmestromdichte an, die nachfolgend beschrieben wird.

Es entsteht in jedem Kontaktpunkt mit den Koordinaten  $x$  und  $y$  in Abhängigkeit der Pressung  $\sigma_H$ , Gleitgeschwindigkeit  $v_g$  und Reibungszahl  $\mu$  ein Wärmeeintrag  $\dot{q}$  entsprechend Gleichung (5.1) nach Winkler [Win86]. Dieser Wärmeeintrag  $\dot{q}$  wird in das Berechnungsmodell in Form einer Wärmestromdichten-Randbedingung in Schnecke und Schneckenrad eingebracht. Als weitere Bedingung wird für Kontaktpunkte gefordert, dass die sich dort berührenden Körper an der Oberfläche die identische Temperatur aufweisen. Ein möglicher Temperaturgradient in einem trennenden Schmierfilm wird dabei vernachlässigt.

$$\dot{q}(x, y) = \sigma_H(x, y) \cdot \mu(x, y) \cdot v_g(x, y) \quad (5.1)$$

Für Gleichung (5.1) liegt für jeden Kontaktpunkt jeder Berührlinie die lokale Pressung  $\sigma_H$  und die lokale Gleitgeschwindigkeit  $v_g$  aus der Berechnung des Tragbilds mit *SNETRA* vor. Durch den Verlauf der Berührlinie, die über die Zeitschritte der Simulation hinweg ihre Position und ihre Beanspruchungsgrößen ändert, wird die zeitliche Komponente des Schneckengetriebekontakts berücksichtigt.

Da das Gitter der numerischen Temperatursimulation feiner ist als das Gitter der Berührlinienberechnung mit *SNETRA*, wird zwischen den aus *SNETRA* vorliegenden Kontaktpunkten interpoliert, um eine durchgehende Berührlinie im Gitter der Temperatursimulation zu erhalten. Die Pressung wird dabei normal zur Berührlinie ellipsenförmig über die Abplattungsbreite verteilt. In der Mitte dieser Pressungsverteilung liegt die Hertz'sche Pressung  $p_H$  an. In Abbildung 5.2 sind links oben die Punkte dargestellt, für die *SNETRA* den Wert der Hertz'schen Pressung vorgibt. Rechts daneben sind die aus diesen Informationen erzeugten Beanspruchungen für das Berechnungsgitter der Temperatursimulation dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Berührlinie zwischen den Berührpunkten interpoliert ist und die Pressungsverteilung über die Abplattungsbreite erzeugt ist. Unten in Abbildung 5.2 ist die Pressungsverteilung der gesamten exemplarischen Berührlinie dargestellt.

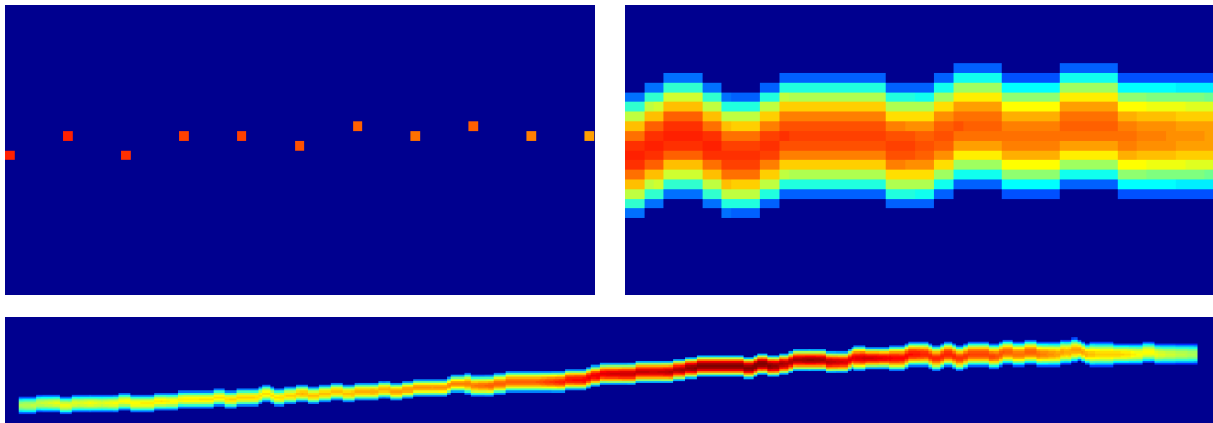


Abbildung 5.2: Pressung an diskreten Berührungspunkten aus *SNETRA* (links oben), daraus für die Temperatursimulation interpolierte Pressung mit Verteilung über die Abplattungsbreite (rechts oben) und Pressung einer gesamten exemplarischen Berührlinie für die Temperatursimulation (unten) (Abbildung aus [Rot14])

Die lokale Reibungszahl  $\mu$  im vorliegenden Mischreibungsbereich wird nach Doleschel [Dol02] aus einer Flüssigkeitsreibungszahl und einer Festkörperreibungszahl unter Verwendung eines Festkörperanteils berechnet. Der Festkörperanteil setzt sich aus der Rauheit und der Schmierfilmdicke zusammen. Die Schmierfilmdicke für einen linienförmigen Kontakt wird nach Downson & Higginson [Dow66] mit *SNETRA* berechnet. Zur Bestimmung der Flüssigkeitsreibungszahl wird der Schubspannungsansatz von Bair & Winer [Bai79, Bar10, Loh16] verwendet. Gemäß dem Vorgehen nach Bartel [Bar10] wird für die Festkörperreibungszahl ein konstanter Wert verwendet. Aus einer Rückrechnung der experimentellen Versuchsergebnisse aus Kapitel 4.5.4 gemäß dem Rechengang nach DIN 3996:2019 [DIN19] ergeben sich Grenzureibungszahlen in einem Bereich von  $\mu_{Gr} \approx 0,01 \dots 0,08$ . Für die Temperatursimulation wird basierend darauf eine Grenzureibungszahl von  $\mu_{Gr} = 0,05$  angenommen. Durch die Annahme einer festen Grenzureibungszahl wird im Gegensatz zu dem Berechnungsmodell von Oehler [Oeh17a, Oeh18] ein Pressungseinfluss auf die Grenzureibungszahl für die Temperatursimulation vereinfachend vernachlässigt. Eine künftige Erweiterung der Simulation um die Pressungsabhängigkeit der Grenzureibungszahl ist möglich. Dazu sollten jedoch zunächst Untersuchungen durchgeführt werden, um den genauen Zusammenhang für eine Stahl-Gusseisen-Werkstoffpaarung abzuleiten.

Durch die Temperaturabhängigkeit der Flüssigkeitsreibungszahl ist ein iterativer Ablauf der Temperatursimulation innerhalb jedes Zeitschritts erforderlich, da die Temperatur die Reibungszahl beeinflusst und die Reibungszahl wiederum die Temperatur. Der iterative Berechnungsablauf und das Lösungsverfahren werden im nachfolgenden Abschnitt beschrieben.

### 5.3 Lösungsverfahren

Die Lösung des vorherig beschriebenen Temperaturmodells mit den Randbedingungen erfolgt mit der Finite-Differenzen-Methode. Folgende Komponenten des Wärmetransports in den Zähnen von Schnecke und Schneckenrad werden dabei berücksichtigt:

- dreidimensionaler Wärmetransport durch Wärmeleitung,
- dreidimensionaler Wärmetransport durch Konvektion (Bewegung der Körper relativ zum Kontrollvolumen),
- zeitlicher Verlauf der Belastung und des Wärmetransportproblems (instationäre Berechnung).

Damit ergibt sich für die Simulation die in Gleichung (5.2) dargestellte partielle Differentialgleichung zur Beschreibung des Wärmetransportproblems.

$$\frac{\partial T}{\partial t} + v_x \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \cdot \frac{\partial T}{\partial y} + v_z \cdot \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \cdot \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5.2)$$

Diese Gleichung wird mit einem Finite-Differenzen-Verfahren gelöst. Dazu wird das Verfahren von Winkler [Win86] aufgegriffen und erweitert. Die Zeitdiskretisierung erfolgt je nach vorgegebener Zeitschrittweite entweder explizit oder implizit. Die explizite Zeitdiskretisierung ermöglicht eine direkte Berechnung der Temperaturen des nachfolgenden Zeitschritts, erfordert jedoch ausreichend kurze Zeitschritte. Bei der impliziten Zeitdiskretisierung kann die Zeitschrittweite beliebig vorgegeben werden, jedoch ist die iterative Lösung eines linearen Gleichungssystems erforderlich. Dieses wird mit einem eigens optimierten und programmierten Successive-Overrelaxation-Verfahren (SOR-Verfahren) gelöst. Das gewählte Konvergenzkriterium für die Lösung des Gleichungssystems ist, dass für jeden Gitterpunkt der Temperaturunterschied zwischen zwei Iterationsschritten maximal 0,005 K betragen darf.

Die Berechnung erfolgt instationär und berücksichtigt somit den zeitlichen Verlauf des Wärmeintrags durch die die Zahnflanke überstreichende Berührlinie und den zeitlichen Verlauf des Wärmetransports in den Körpern. Berechnet wird die Periode eines vollständigen Eingriffs eines Schneckenradzahns.

Die ausführlichen Berechnungsgleichungen, die sich aus der Lösung von Gleichung (5.2) mit dem beschriebenen Ansatz ergeben, sind in Anhang A.4 und in vorab veröffentlichten Arbeiten des Autors [Rot14, Rot15, Rot17] aufgeführt.

Die Geometrie wird durch ein Netz, wie in Abbildung 5.3 dargestellt, diskretisiert. Für jeden Knotenpunkt des Netzes wird mit dem beschriebenen Lösungsverfahren die Temperatur berechnet.

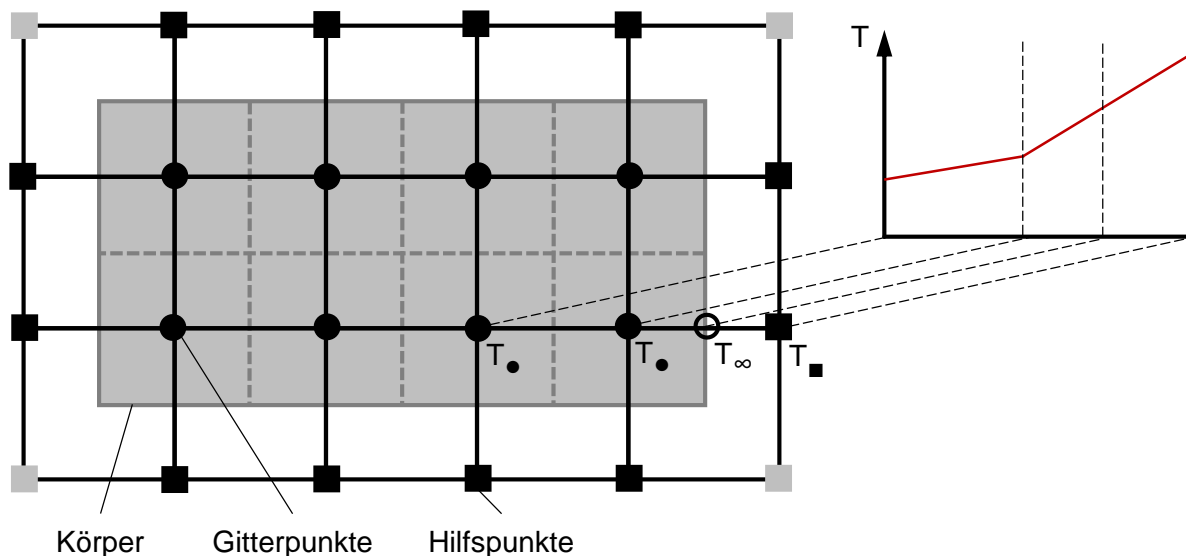


Abbildung 5.3: Aufbau des Netzes der Finite-Differenzen-Berechnung (Abbildung in Anlehnung an [Rot17])

Es gibt zwei Arten von Knotenpunkten. Die in Abbildung 5.3 rund dargestellten Punkte sind die Gitterpunkte. Gitterpunkte liegen innerhalb der Körper und weisen die dort berechneten Temperaturen auf. Die in Abbildung 5.3 viereckig dargestellten Punkte sind die Hilfspunkte. Hilfspunkte weisen fiktive Temperaturen außerhalb der Körper auf und dienen der Aufbringung



der Randbedingungen. Die Temperatur zwischen den äußersten Gitterpunkten und den Hilfspunkten stellt die Rand- beziehungsweise Oberflächentemperatur  $T_\infty$  dar. Der Temperaturgradient wird dabei linear angenommen.

Im Rahmen der Simulation werden zwei Arten von Randbedingungen gelöst. Zum einen können feste Temperaturen an den Rändern anliegen. Im Kontext eines Randwertproblems wird dies als Randbedingung erster Art bezeichnet. Zum anderen kann eine Wärmestromdichte als Randbedingung anliegen. Im Kontext eines Randwertproblems wird dies als Randbedingung zweiter Art bezeichnet. Feste Temperaturen liegen beispielsweise an den äußeren Oberflächen der Zähne durch die Schmierstofftemperatur an. Die Wärmestromdichte bringt im Kontaktbereich zwischen Schnecke und Schneckenrad an der Berührlinie eine Belastung auf. Die ausführlichen Berechnungsgleichungen die sich aus der Lösung der Randbedingungen ergeben, sind in Anhang A.4 enthalten.

Der Ablauf der Temperaturberechnung inklusive des iterativen Berechnungsgangs durch die gegenseitige Wechselwirkung zwischen Temperatur und Reibungszahl ist in Abbildung 5.4 dargestellt.

Aus der Tragbildberechnung mit *SNETRA* gehen zunächst Lage und Form der Berührlinien der Schneckenverzahnung und zugehörige lokale Beanspruchungsgrößen des Kontakts hervor. Entsprechend der Lage der Berührlinie zum jeweiligen Zeitschritt wird aus den lokalen Beanspruchungsgrößen für Reibungszahl, Pressung und Gleitgeschwindigkeit der lokale Wärmeeintrag entlang der Berührlinie bestimmt. Für die Reibungszahl wird dabei für den ersten Iterationsschritt eines Zeitschritts eine Start-Reibungszahl von 0,05 an jeder Kontaktstelle der Berührlinie angenommen. Damit wird für den Zeitschritt das Temperaturfeld der Kontrollvolumen von Schnecke und Schneckenrad mit dem vorherig beschriebenen Verfahren gelöst. Zwischen den Iterationsschritten wird die Konvergenz geprüft. Haben alle Temperaturen zwischen zwei Iterationsschritten eine maximale Differenz von 0,5 K, wird der Zeitschritt im Hinblick auf die Wechselwirkung zwischen Temperatur und Reibungszahl als konvergiert erachtet. Dann wird geprüft, ob das Eingriffsende beziehungsweise der letzte Zeitschritt erreicht ist. Ist dies der Fall, ist die Simulation beendet. Ist dies nicht der Fall, folgt die Berechnung des nächsten Zeitschritts mit der entsprechenden Lage der Berührlinie und den entsprechenden lokalen Beanspruchungsgrößen. Für den ersten Iterationsschritt in diesem Zeitschritt wird dabei wieder die Start-Reibungszahl von 0,05 an jeder Kontaktstelle angenommen. So lange die Temperaturen eines Zeitschritts noch nicht konvergiert sind, wird in Abhängigkeit der berechneten Temperaturen die Flüssigkeitsreibungszahl berechnet. Zusammen mit der als konstant angenommenen Grenzreibungszahl und dem Festkörpertraganteil, der von der Oberflächenrauheit abhängt, wird die Mischreibungszahl berechnet. Die Schmierfilmdicke, die in den Festkörpertraganteil einfließt, wird dabei nach Dowson & Higginson [Dow66] ebenfalls in Abhängigkeit auf der im Iterationsschritt berechneten Temperatur berechnet.

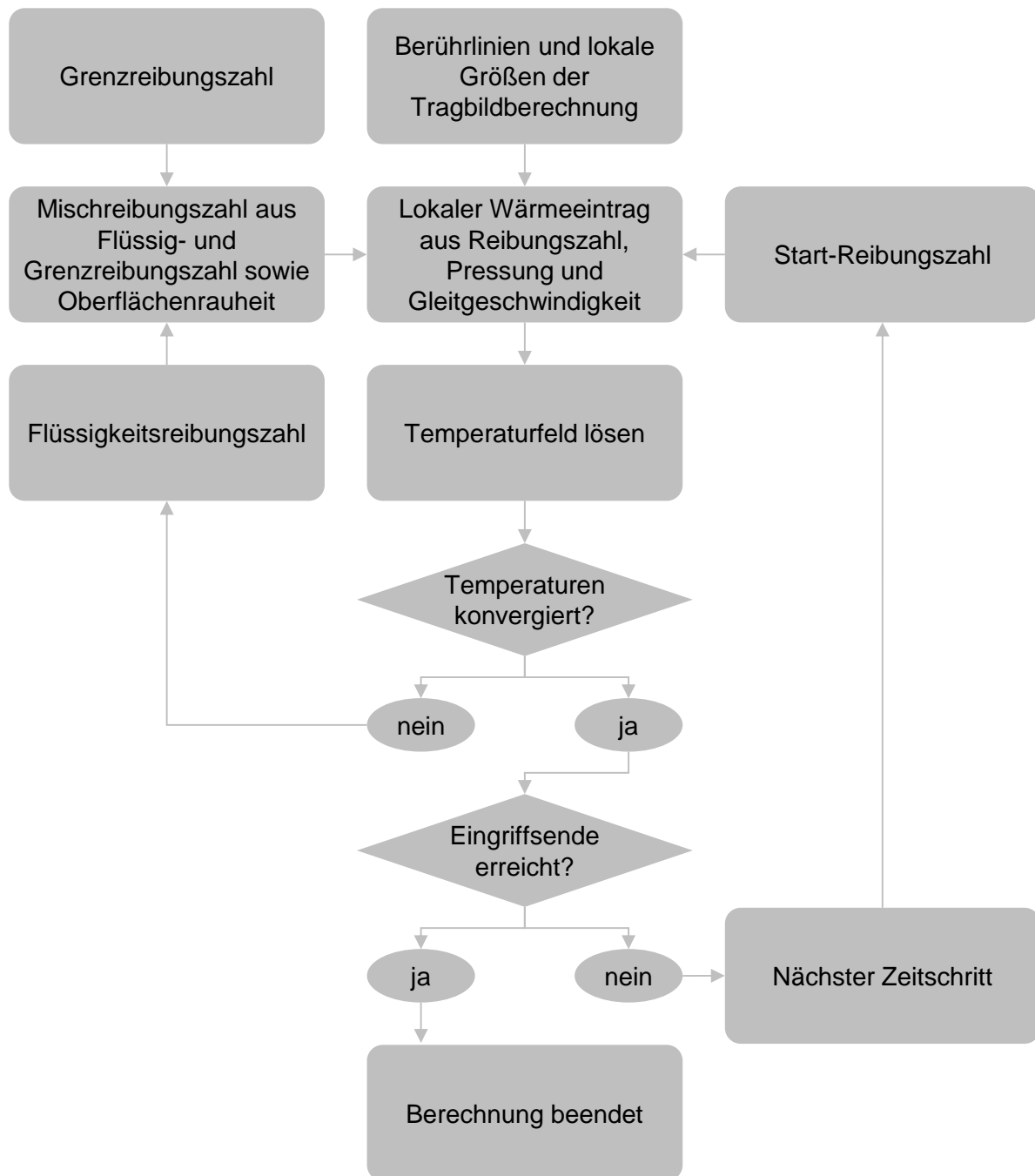


Abbildung 5.4: Ablaufschema der Temperatursimulation

#### 5.4 Exemplarische Ergebnisse der Simulation

Nachfolgend werden exemplarische Ergebnisse der Simulation vorgestellt. Abbildung 5.5 zeigt ein Berechnungsergebnis für eine Verzahnung mit der Geometrie *Ref* und der Werkstoffpaarung 42CrMo4+QT / EN-GJS-600-3 bei Einspritzschmierung mit einem Schmierstoff der ISO VG 680 und einer Einspritztemperatur von  $\vartheta_{oil} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ . An der Schneckenwelle liegt eine Drehzahl von  $n_1 = 1500 \text{ 1/min}$  an und am Schneckenrad ein Drehmoment von  $T_2 = 1000 \text{ Nm}$ . Die Verzahnung hat eine ideal konjugierte Geometrie und damit ein vollständiges Tragbild. Die mittlere Pressung ergibt sich zu etwa  $\sigma_{Hm} = 430 \text{ N/mm}^2$  und die Gleitgeschwindigkeit am Mittenkreis zu etwa  $v_{gm} = 3 \text{ m/s}$ . Dargestellt ist die Verteilung der während des Zahneingriffs an jeder Stelle der Radflanke maximal auftretenden Oberflächentemperaturen.

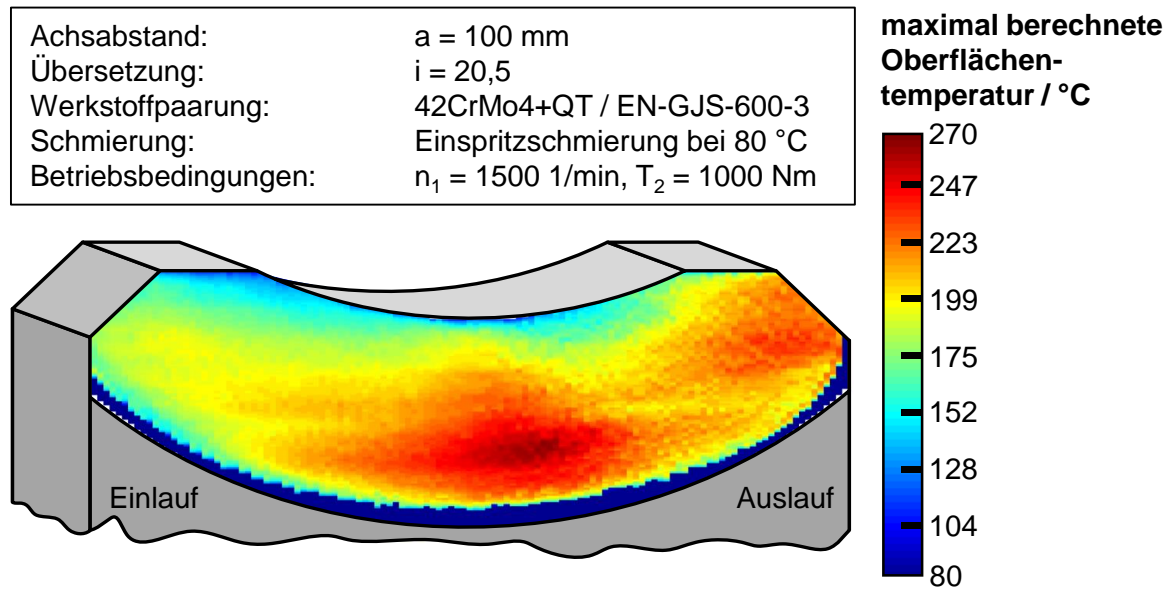


Abbildung 5.5: mit der Temperatursimulation exemplarisch berechnete Verteilung der maximal auftretenden Oberflächentemperaturen während eines Eingriffs des Schneckenradzahns

Diese Temperaturverteilung lässt sich so interpretieren, dass die drei Einflussgrößen auf den Wärmeeintrag, die Pressung, die Reibungszahl und die Gleitgeschwindigkeit nach Gleichung (5.1), auch die Temperaturverteilung maßgeblich beeinflussen. Die qualitative Verteilung der drei Größen für die vorliegende Berechnung ist in Abbildung 5.6 dargestellt. Die Pressung weist vor allem im Auslauf höhere Werte auf und führt dort ebenfalls zu erhöhten Temperaturen. Die Reibungszahl ist in der Zahnmitte durch niedrige Schmierfilmdicken am höchsten und führt somit dort zu erhöhten Temperaturen. Weiterhin nimmt die Gleitgeschwindigkeit mit steigender Umfangsgeschwindigkeit der Schnecke zum Schneckenradfuß hin zu, so dass auch die Temperaturen zum Zahnfuß hin zunehmen. Insgesamt ergibt sich im Berechnungsbeispiel ein Temperaturmaximum von etwa  $270 \text{ }^\circ\text{C}$ , welches mittig und leicht Richtung Zahnfuß verschoben auf der Flanke liegt.

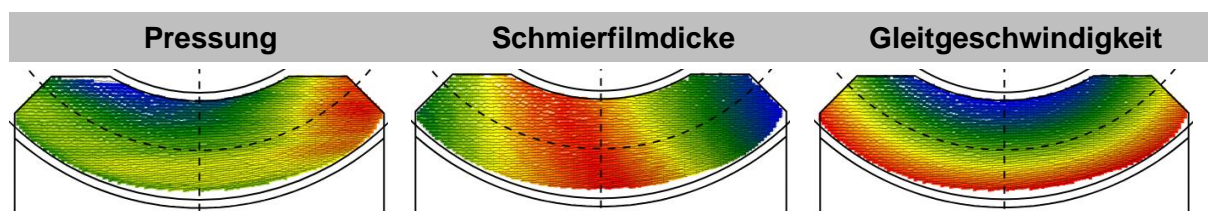


Abbildung 5.6: qualitative Verteilung von Pressungen, Schmierfilmdicken und Gleitgeschwindigkeiten für die exemplarische Berechnung mit der Temperatursimulation

Die in Abbildung 5.5 gezeigte Darstellung bezieht sich auf die während des gesamten Eingriffs an jeder Stelle maximal auftretende Temperatur. Da die Temperaturberechnung instationär ist und somit auch den zeitlichen Verlauf der Berührlinie berücksichtigen kann, basiert dies auf den Berechnungen aller Zeitschritte des Eingriffs. Für die in Abbildung 5.5 dargestellte Berechnung sind somit in Abbildung 5.7 und Abbildung 5.8 zwei verschiedene, einzelne Zeitpunkte des Eingriffs dargestellt. Je nach betrachtetem Eingriffszeitpunkt liegt der Kontakt auf dem Schneckenradzahn an einer anderen Position.

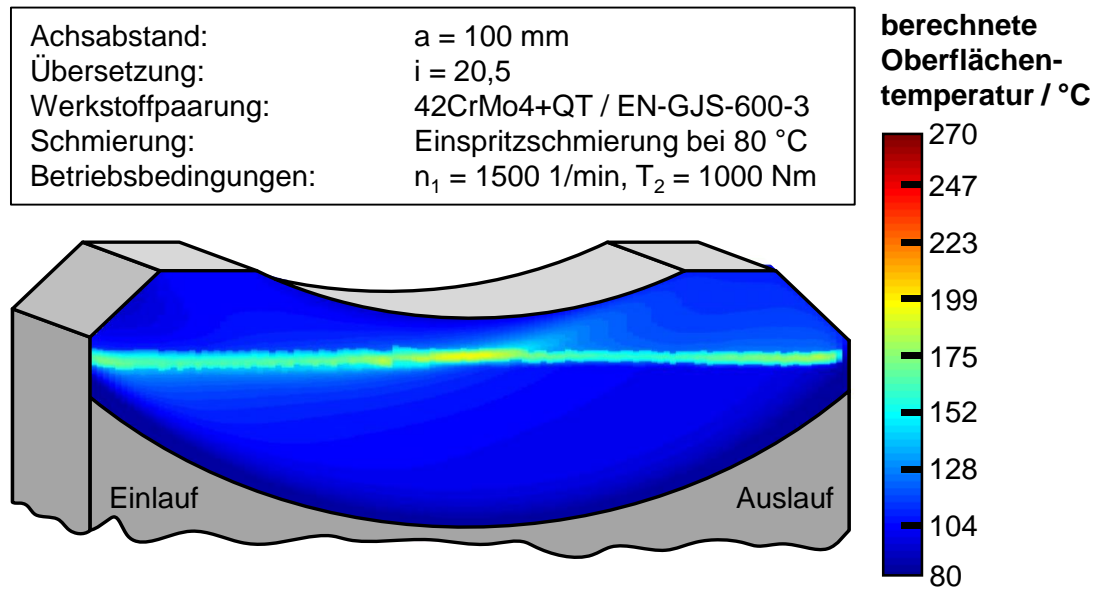


Abbildung 5.7: mit der Temperatursimulation exemplarisch berechnete Oberflächentemperaturverteilung während eines Eingriffs nahe des Radzahnkopfs

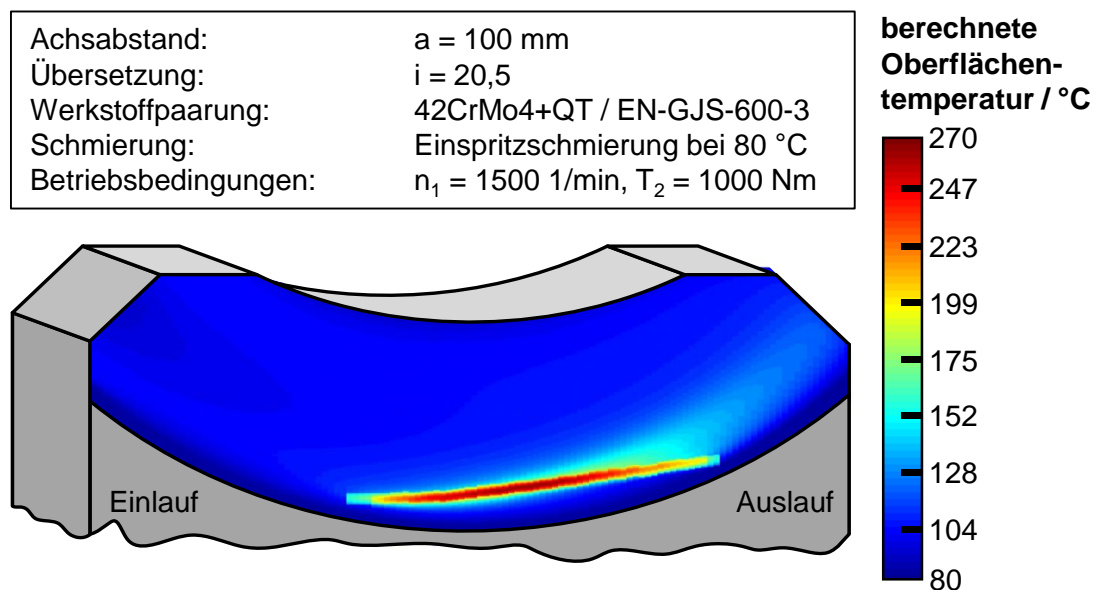


Abbildung 5.8: mit der Temperatursimulation exemplarisch berechnete Oberflächentemperaturverteilung während eines Eingriffs nahe des Radzahnfußes

Man sieht an den Abbildungen, wie die Position der Berührlinie entsprechend der gewählten Eingriffszeitpunkte einmal durch erhöhte Temperaturen am Zahnkopf und einmal am Zahnfuß zu erkennen ist. Temporär treten erhöhte Temperaturen hauptsächlich an der Berührlinie und somit im direkten Kontakt zwischen Schnecke und Schneckenrad auf. In Abbildung 5.8 ist zudem zu erkennen, dass die Temperaturen auslaufseitig leicht erhöht sind ausgehend von der direkten Kontaktstelle an der Berührlinie. Dies ist damit zu begründen, dass die Schnecke eine Drehbewegung von der Einlaufseite hin zur Auslaufseite ausführt. Das Simulationsmodell berücksichtigt den Wärmetransport durch Konvektion durch dreidimensionale Bewegung der Körper. Die Drehbewegung bringt an der Einlaufseite Zahnbereiche der Schnecke, die die

Massentemperatur aufweisen, in das Kontrollvolumen der Simulation hinein. Im Kontakt erwärmt sich die Schnecke und transportiert die Wärme mit der Drehbewegung anschließend auslaufseitig aus dem direkten Kontakt, wodurch im Auslaufbereich erhöhte Temperaturen entstehen.

## 5.5 Validierung und Diskussion der Simulation

Abschließend zur Beschreibung der Simulation beinhalten die nachfolgenden Abschnitte die Validierung und Diskussion der Simulation. Anhand einer numerischen Analyse der Simulation werden geeignete Parameter, wie Zeit- und Gitterschrittweiten, definiert, um die Genauigkeit nachfolgender Berechnungen zu gewährleisten. Weiterhin wird die Simulation durch den Vergleich mit Messergebnissen experimentell validiert. Abschließend werden die Ergebnisse der Simulation mit denen von bestehenden Berechnungsverfahren verglichen und Ursachen für Abweichungen analysiert.

### 5.5.1 Numerische Analyse

Da eine numerische Simulation keine geschlossene Lösung einer rechnerischen Problemstellung ermöglicht, hängt die Genauigkeit der Ergebnisse von der Feinheit der Diskretisierung ab. Im Rahmen der nachfolgenden Analyse, basierend auf einer vom Autor vorab veröffentlichten Arbeit [Rot15], wird untersucht welche Parameter für die Simulation gewählt werden sollten, damit eine ausreichende Genauigkeit gewährleistet wird. Die zugrundeliegenden Berechnungen werden dabei exemplarisch für eine Verzahnung mit der Geometrie *Ref* durchgeführt.

Alle im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten Berechnungen konvergieren. Dies gilt sowohl für die Konvergenz der Temperaturen bei der Iteration zur Bestimmung der temperaturabhängigen Reibungszahl als auch für die iterative Lösung der impliziten Zeitdiskretisierung. Die jeweiligen Konvergenzkriterien sind in Abschnitt 5.3 beschrieben. Die Simulation kann damit als sehr robust und stabil angesehen werden.

Die Temperatursimulation ist so programmiert, dass die Zeitschrittweite, die Berechnungstiefe in  $z$ -Richtung sowie die Gitterschrittweiten in  $x$ - und  $z$ -Richtung manuell vorgegeben werden können. Die  $x$ -Richtung ist die Zahnhöhenrichtung, die vom Fußkreis zum Kopfkreis der Verzahnungen verläuft. Die  $z$ -Richtung ist die Zahntiefenrichtung und verläuft in etwa senkrecht zur Flankenoberfläche beziehungsweise beschreibt die Zahndicke. Je kleiner die Zeit- und Gitterschrittweiten sind, desto länger ist die Berechnungszeit. Die Zeitschrittweite wird nicht explizit, sondern über einen Faktor vorgegeben. Dieser Faktor beschreibt, wie genau der zeitliche Berührlinienverlauf in der Berechnung berücksichtigt wird. Er legt direkt fest, wie viele Berührlinien zwischen zwei aus *SNETRA* bekannten Berührlinien interpoliert werden.

In Abbildung 5.9 wird dargestellt, wie sich die in der Simulation absolut höchste berechnete Oberflächentemperatur in Abhängigkeit des gewählten Faktors für die Zeitschrittweite ergibt. Dazu wird der Faktor zwischen 10 und 200 variiert. Je höher der Faktor ist, desto feiner ist der zeitliche Verlauf der Berührlinie aufgelöst. In dem betrachteten Variationsbereich weist die maximal berechnete Oberflächentemperatur eine Schwankung von  $2\text{ K}$  auf. Ab einem Faktor von 40 zeigen sich nur noch verhältnismäßig kleine Unterschiede bei einer weiteren Verfeinerung der Zeitschrittweite. Für nachfolgende Berechnungen wird daher ein Faktor von 50 verwendet.

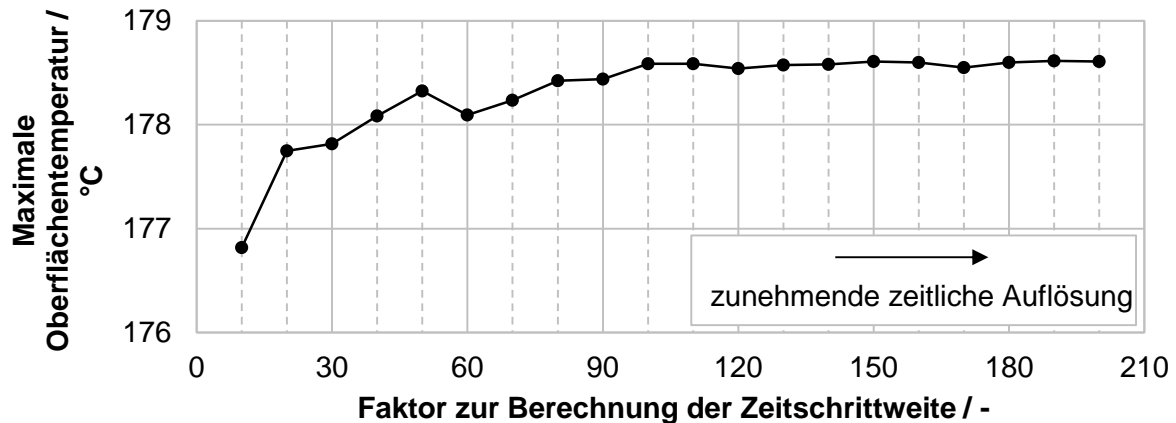


Abbildung 5.9: maximale Oberflächentemperatur in Abhängigkeit der Zeitschrittweite

In der Simulation werden als Geometrie nicht die gesamten Zähne von Schnecke und Schneckenrad betrachtet, sondern ein begrenzter Bereich unterhalb der Flankenoberfläche. Dieser Bereich wird durch die Berechnungstiefe in  $z$ -Richtung definiert. Nach der Berechnungstiefe in  $z$ -Richtung wird die Massentemperatur von Schnecke oder Schneckenrad angenommen. Dieser Modellierung liegt die Annahme zugrunde, dass sich die Temperaturerhöhung nur auf oberflächennahe Bereiche beschränkt und die Zähne grundsätzlich die Massentemperatur aufweisen. In Abbildung 5.10 wird dargestellt, wie sich die in der Simulation absolut höchste berechnete Oberflächentemperatur in Abhängigkeit der gewählten Berechnungstiefe in  $z$ -Richtung ergibt. Es zeigt sich, dass für kleine Berechnungstiefen wesentlich niedrigere Oberflächentemperaturen berechnet werden. Dies ist damit zu begründen, dass eine nahe der Oberfläche anliegende Massentemperatur die Oberflächentemperatur stark beeinflusst. Je tiefer das Berechnungsvolumen angenommen wird, desto schwächer wird dieser Einfluss. Es ist daher erforderlich, eine ausreichende Ausdehnung des Berechnungsgitters vorzugeben. Für nachfolgende Berechnungen wird daher eine Berechnungstiefe von  $1,2\text{ mm}$  für sowohl Schnecke als auch Schneckenrad verwendet. Ab diesem Wert ändert sich die maximale Oberflächentemperatur bei zunehmender Körpergröße nur noch minimal.

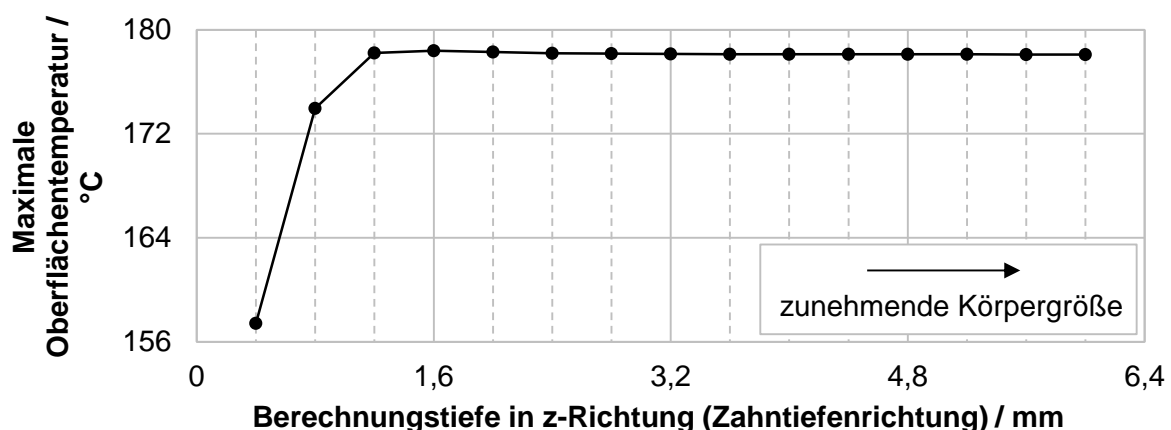


Abbildung 5.10: maximale Oberflächentemperatur in Abhängigkeit der Gitterschrittweite in  $z$ -Richtung (Zahntiefenrichtung)

Während für die Simulation die Gitterschrittweiten in  $x$ - und  $z$ -Richtung manuell vorgegeben werden können, wird als Gitterschrittweite in  $y$ -Richtung die der Berechnung von *SNETRA* verwendet. Die Gitterschrittweite in  $y$ -Richtung kann somit nicht manuell vorgegeben werden. Die  $y$ -Richtung entspricht der Zahnbreitenrichtung. Die Tragbildberechnung mit *SNETRA* und

die anschließende Temperatursimulation verwenden somit eine einheitliche Auflösung in Zahnbreitenrichtung. Eine höhere Auflösung der Zahnbreitenrichtung in der Temperatursimulation führt daher nicht zu einer erhöhten Auflösung der Berührlinie über die Zahnbreite. Dementsprechend werden nachfolgend lediglich die Einflüsse der vorgebbaren Gitterschrittweiten in  $x$ - und  $z$ -Richtung beschrieben.

In Abbildung 5.11 wird dargestellt, wie sich die in der Simulation absolut höchste berechnete Oberflächentemperatur in Abhängigkeit der gewählten Gitterschrittweite in  $x$ -Richtung und damit in Zahnhöhenrichtung verhält. Je nach Gitterschrittweite führt die Simulation zu deutlich unterschiedlichen Ergebnissen mit einer Spanne von insgesamt etwa 30 K. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Auflösung in  $x$ -Richtung maßgeblich beeinflusst, wie genau der Pressungsverlauf über die Abplattungsbreite abgebildet wird. Beträgt die halbe Abplattungsbreite beispielsweise  $b_H = 0,24 \text{ mm}$  und die Gitterschrittweite in  $x$ -Richtung  $0,24 \text{ mm}$ , so wird die Pressungsellipse linear zwischen drei Punkten verteilt. Beträgt die Gitterschrittweite jedoch  $0,2 \text{ mm}$ , bleibt zweimal ein Rest von  $0,04 \text{ mm}$  unberücksichtigt. Der Wärmeeintrag ist dadurch niedriger. Solche Abweichungen verursachen den unregelmäßigen Verlauf in Abbildung 5.11. Je feiner die Auflösung ist, desto besser wird die Pressungsellipse dargestellt. Mit einer feineren Auflösung steigt in der Regel auch der Wärmeeintrag, da nur kleinere Reste unberücksichtigt bleiben. Dadurch steigen die Temperaturen in Abbildung 5.11 mit abnehmender Gitterschrittweite an, nähern sich jedoch einem Grenzwert. Als Kompromiss zwischen Rechenzeit und Berechnungsgenauigkeit wird für die nachfolgenden Berechnungen eine Gitterschrittweite in  $x$ -Richtung von  $0,08 \text{ mm}$  verwendet. Zwischen dieser Auflösung und der feinsten betrachteten Auflösung liegt eine Differenz von etwa 10 K.

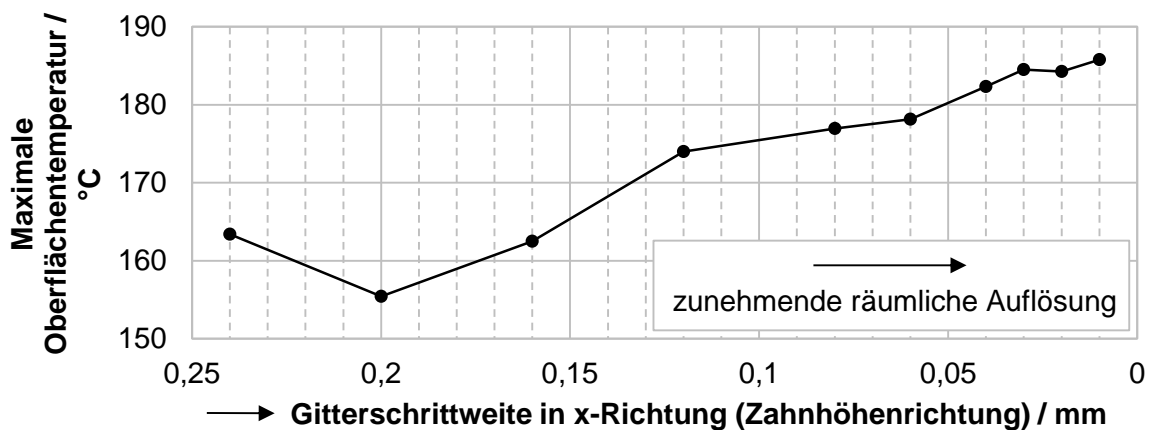


Abbildung 5.11: maximale Oberflächentemperatur in Abhängigkeit der Gitterschrittweite in  $x$ -Richtung (Zahnhöhenrichtung)

In Abbildung 5.12 wird dargestellt, wie sich die in der Simulation absolut höchste berechnete Oberflächentemperatur in Abhängigkeit der gewählten Gitterschrittweite in  $z$ -Richtung und damit in Zahntiefenrichtung verhält. Aus der Darstellung geht hervor, dass die maximale Oberflächentemperatur mit sinkender Gitterschrittweite in  $z$ -Richtung abnimmt. Die Spanne im Bereich der betrachteten Gitterschrittweiten beträgt insgesamt knapp 10 K. Als Kompromiss zwischen Rechenzeit und Berechnungsgenauigkeit wird für die nachfolgenden Berechnungen eine Gitterschrittweite in  $z$ -Richtung von  $0,12 \text{ mm}$  verwendet. Zwischen dieser Auflösung und der feinsten betrachteten Auflösung liegt eine Differenz von etwa 5 K.

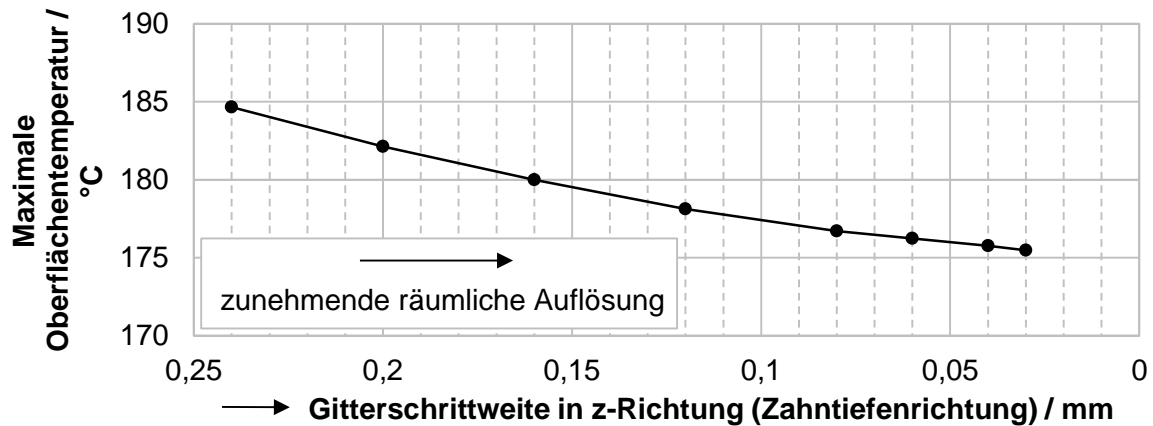


Abbildung 5.12: maximale Oberflächentemperatur in Abhängigkeit der Berechnungstiefe in z-Richtung (Zahntiefenrichtung)

Aus der numerischen Analyse kann insgesamt geschlossen werden, dass die Simulation grundsätzlich sehr robust und stabil ist. Die Wahl der Gitter- und Zeitschrittweiten hat jedoch teils einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf die Simulationsergebnisse. Vor allem für Massenrechnungen ist es jedoch erforderlich, die Schrittweiten nicht zu klein zu wählen damit der Rechenaufwand angemessen bleibt. Dadurch ist davon auszugehen, dass Abweichungen zu genaueren Ergebnissen mit sehr fein gewählten Schrittweiten vorliegen können. Die getroffene Auswahl für die Schrittweiten soll praktikable Rechenzeiten ermöglichen und dabei gleichzeitig so genau sein, dass diese Abweichungen in einem akzeptablen Maß liegen. Zur Validierung dieser Annahme werden im nachfolgenden Abschnitt die Simulationsergebnisse mit experimentellen Temperaturmessungen verglichen. Dadurch kann eine weiterführende, anwendungsnahe Validierung der Simulation erfolgen.

### 5.5.2 Vergleich mit experimentellen Temperaturmessungen

Nachfolgend werden die in Abschnitt 4.5.2 vorgestellten Messergebnisse mit den Ergebnissen der Temperatursimulation verglichen. Mit der Temperatursimulation werden dazu die Temperaturverläufe über die Zeit an den zugehörigen Stellen unterhalb der Oberfläche berechnet. An diesen Stellen werden ebenfalls die Temperaturen gemessen. Der Vergleich zwischen Experiment und Simulation erfolgt unterhalb der Oberfläche, da eine Messung direkt an der Oberfläche und während des Kontakts mit bestehenden Technologien nicht zuverlässig möglich ist. Als Betriebs- und Randbedingungen für die Simulation werden die der Versuche vorgegeben. Es ist zu beachten, dass die Temperatursimulation nicht eine ganze Umdrehung des Schneckenrads berechnet, sondern nur den Eingriff eines Zahns. Dabei wird der Temperaturanstieg ausgehend von der Massentemperatur, die zu Beginn des Eingriffs angenommen wird, simuliert. In Abbildung 5.13 sind die simulierten Temperaturen während des Zahneingriffs in Rot dargestellt. Die gemessenen Temperaturen sind in blau dargestellt. Die simulierten Temperaturen beziehen sich auf die Sollposition des Temperaturmessensors an der Messstelle M4.3 und 0,5 mm unterhalb der Flankenoberfläche. Für die Messung wird eine Umdrehung des Schneckenrads abgebildet. Für die Simulation wird nur der Temperaturanstieg und ein Teil der Abkühlung während des direkten Zahneingriffs abgebildet.



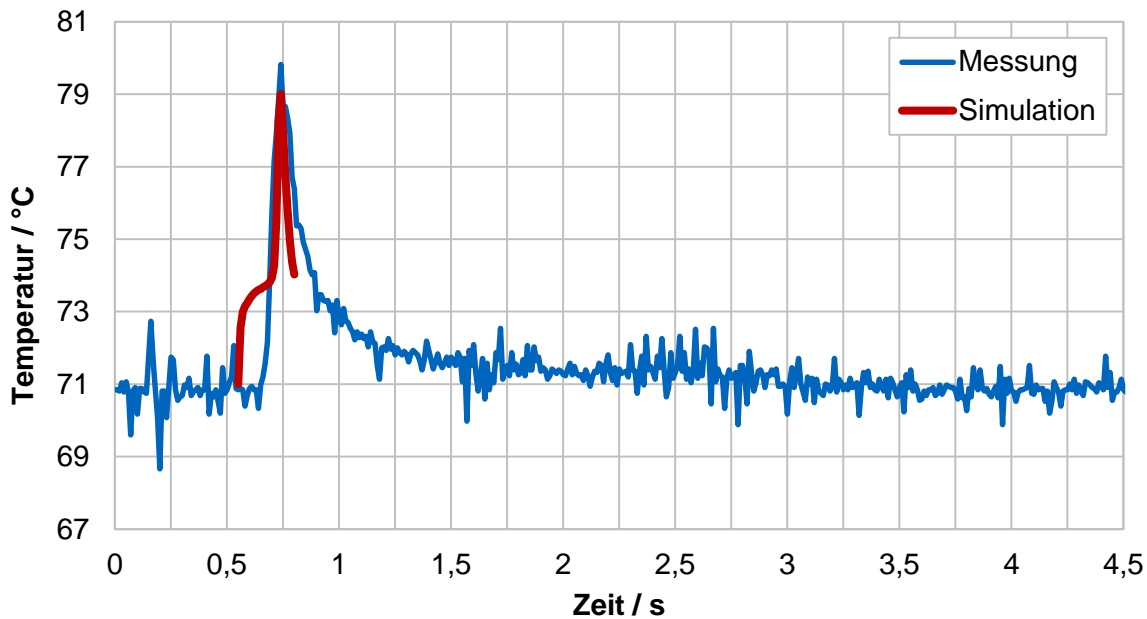


Abbildung 5.13: gemessener und simulierter Temperaturverlauf an der Messstelle M4.3 bei  $T_2 = 400 \text{ Nm}$  und  $n_1 = 300 \text{ 1/min}$

Im roten Verlauf der simulierten Temperaturen ist bei Beginn des Zahneingriffs eine Art Bauch zu sehen bevor die Temperatur den Maximalwert erreicht. Im Vergleich zu der Messung steigt die Temperatur entsprechend etwas früher an. Dieser Bauch lässt sich darauf zurückführen, dass die Messstelle M4.3 leicht auslaufseitig und nahe dem Zahnfuß liegt. Durch die Bewegung der Schnecke in diese Richtung wird durch den Kontakt erwärmtes Schneckenmaterial zur Messstelle M4.3 transportiert. Dadurch wird die Stelle in der Simulation bereits erwärmt bevor die Berührlinie diese erreicht. In der Messung zeigt sich dieses Verhalten nicht. Abgesehen von dieser Abweichung ist zu erkennen, dass die Temperaturerhöhung sowohl während des Anstiegs als auch während des Abfallens einen qualitativ ähnlichen Verlauf für die Messung und die Simulation zeigt.

Auch die absoluten Werte der Maximaltemperaturen stimmen gut überein. Die absoluten und relativen Abweichungen der Maximaltemperaturen sind für alle Messpositionen und Betriebsbedingungen in Tabelle 5.1 dargestellt. Die relativen Abweichungen beziehen sich auf die berechneten und gemessenen Temperaturen in  $^{\circ}\text{C}$ . Positive Werte der Abweichungen bedeuten dabei, dass die Maximaltemperatur der Simulation höher als die der Messung ist.

Tabelle 5.1: absolute und relative Abweichung der Maximaltemperaturen zwischen Simulation und Messung (positiver Wert: simulierter Wert höher als gemessener Wert)

$T_2 = 400 \text{ Nm}$ $n_1 = 150 \text{ 1/min}$	$T_2 = 400 \text{ Nm}$ $n_1 = 300 \text{ 1/min}$	$T_2 = 400 \text{ Nm}$ $n_1 = 500 \text{ 1/min}$
2,8 K 4,0 % ●	4,8 K 6,7 % ●	5,5 K 7,4 % ●
2,4 K 3,4 % ●	5,0 K 7,0 % ●	5,8 K 8,0 % ●
3,8 K 5,5 % ●	5,6 K 7,9 % ●	5,8 K 7,9 % ●
-1,3 K -1,8 % ●	1,8 K 2,4 % ●	2,6 K 3,3 % ●
2,5 K 3,5 % ●	4,1 K 5,7 % ●	5,0 K 6,7 % ●
3,9 K 5,6 % ●	6,0 K 8,5 % ●	6,3 K 8,5 % ●
-0,6 K -0,8 % ●	2,4 K 3,2 % ●	3,2 K 4,1 % ●
-1,0 K -1,4 % ●	1,5 K 2,0 % ●	1,9 K 2,4 % ●
-2,6 K -3,4 % ●	-0,8 K -1,0 % ●	-0,1 K -0,2 % ●

Vor allem in den Randbereichen zeigen die Abweichungen zwischen Simulation und Messung mit bis zu 8,5 % teils höhere Werte. In den mittleren Bereichen der Flanke, wo auch die höchsten Temperaturen auftreten, stimmen Simulation und Messung für alle Betriebspunkte und Messpositionen sehr gut überein. Die Messung kann dabei Ungenauigkeiten aufweisen, etwa durch eine leicht abweichende Position des Sensors von der Sollposition, ein zu langsames Ansprechverhalten der Sensoren oder durch den Wärmeübergang zwischen Zahnrad und Sensor. Unter Berücksichtigung dieser möglichen Ungenauigkeiten in den Messergebnissen kann insgesamt von einer guten und geeigneten Abbildung der Temperaturverhältnisse im Verzahnungskontakt durch die Simulation ausgegangen werden.

### 5.5.3 Vergleich mit bestehenden Berechnungsverfahren

Entgegen der positiven Übereinstimmung der entwickelten Temperatursimulation im Rahmen der experimentellen Validierung zeigen sich Abweichungen zwischen bisherigen Temperaturberechnungen an Schneckengetrieben aus der Literatur und der in der Arbeit entwickelten Simulation. Wie in Abbildung 2.10 dargestellt, weisen Temperaturberechnungen aus der Literatur oftmals eine ausgeprägte Spitze in der Flankenmitte auf. Eine derart ausgeprägte Spitze tritt in den Ergebnissen der entwickelten Temperatursimulation nicht auf. Dies ist auch anhand der exemplarischen Ergebnisse in Abbildung 5.5 zu erkennen.

Im nachfolgenden Abschnitt wird analysiert, was die Ursachen für diese Abweichungen sein können. Dies basiert auf einer vorab veröffentlichten Arbeit des Autors [Rot15]. Dazu werden für eine übersichtlichere Darstellung lediglich die Temperaturen entlang einer einzelnen exemplarischen Berührlinie anstelle der Temperaturverteilung auf der gesamten Flanke betrachtet. Abbildung 5.14 beinhaltet dementsprechend den direkten Vergleich der Temperaturberechnung nach Lange [Lan00] mit der entwickelten numerischen Temperatursimulation. In Lange [Lan00] wird ein Verfahren aus Reißmann & Plote [Rei95] zur Berechnung der Temperaturen bei Schneckengetrieben verwendet. Dieses ist ausführlicher in Abschnitt 2.3.2 beschrieben.

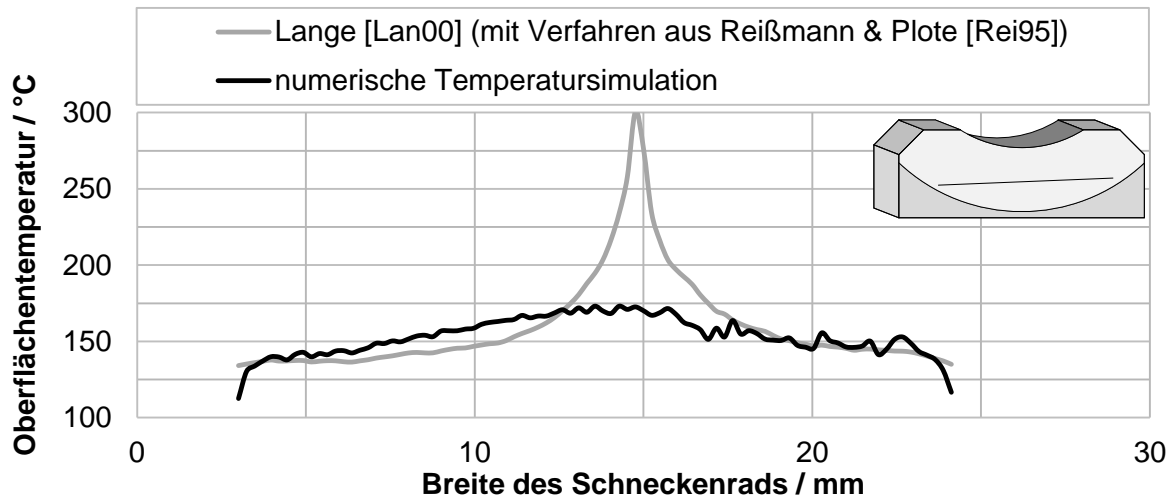


Abbildung 5.14: Vergleich der Temperaturberechnung nach Lange [Lan00] mit der entwickelten Temperatursimulation entlang einer einzelnen exemplarischen Berührlinie

In Abbildung 5.14 ist deutlich zu erkennen, dass sich die ausgeprägte Temperaturspitze in der Flankenmitte des Schneckenrads bei der Berechnung mit der entwickelten numerischen Temperatursimulation nicht ergibt.

Eine Analyse der Unterschiede der beiden Berechnungsverfahren zeigt, dass bei der Berechnung nach Lange [Lan00] mit den Formeln aus Reißmann & Plote [Rei95] folgende Annahmen und Einschränkungen vorliegen:

- Der Wärmetransport durch Konvektion, also durch die Bewegung von Schnecke und Schneckenrad, wird nur in der Richtung, die senkrecht zur Berührlinie steht, also in Zahnhöhenrichtung, berücksichtigt.
- Die Ränder sind adiabat. Dies bedeutet, dass keine Wärmeleitung zur Umgebung stattfindet.
- Die Berechnung ist stationär und berücksichtigt somit keine zeitlichen Einflüsse. Es wird ein sich einstellender Gleichgewichtszustand bestimmt.

Diese Einschränkungen treffen bei Schneckengetrieben in der Realität nicht zu. Der Abtransport des Wärmeeintrags entlang der Berührlinie wird bei der Berechnung in Lange [Lan00] überwiegend durch die Geschwindigkeit der beiden Kontaktpartner in die Richtung normal zur Berührlinie bestimmt. Da die Schnecke deutlich höhere Geschwindigkeiten als das Schneckenrad aufweist, ist die Geschwindigkeit der Schnecke die Haupteinflussgröße auf den Abtransport der Wärme. Diese Geschwindigkeit ändert sich entsprechend Abbildung 5.15 über die Zahnbreite des Rads. In der linken Hälfte von Abbildung 5.15 ist die Umfangsgeschwindigkeit dargestellt. In der rechten Hälfte von Abbildung 5.15 ist der Anteil dieser Geschwindigkeit senkrecht zur Berührlinie dargestellt. Diese hat einen Nulldurchgang etwa in der Flankenmitte, da die Bewegung der Schnecke dort tangential zur Berührlinie verläuft. In der Berechnung aus Lange [Lan00] ergibt sich somit ein niedriger Wärmetransport in Flankenmitte, da dieser lediglich aus der vergleichsweise langsamen Bewegung des Schneckenrads und aus der Wärmeleitung resultiert. Kombiniert mit dem Wärmeeintrag in der Flankenmitte, adiabaten Rändern und der instationären Berechnung führt dies zu sehr hohen Temperaturen, die sich rechnerisch in der Flankenmitte in einem Gleichgewicht einstellen. Dieses Verhalten ist in Abbildung 5.15 schematisch dargestellt.

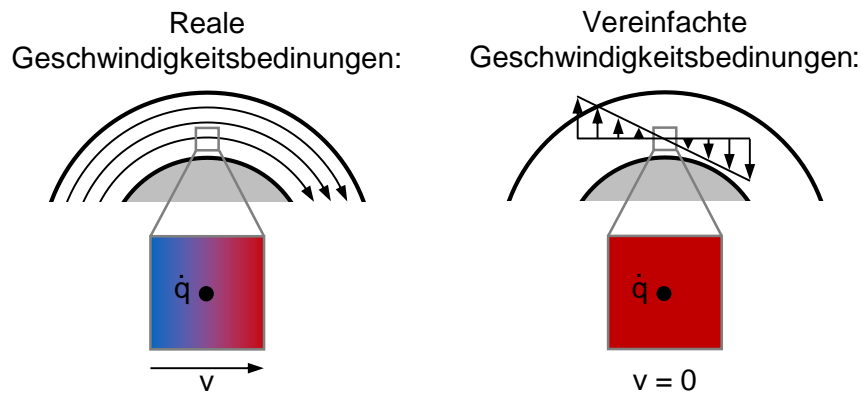


Abbildung 5.15: Einfluss von vereinfachten Geschwindigkeitsbedingungen (Berücksichtigung nur einer Richtungskomponente) auf den Abtransport von Wärme aus dem Kontakt (Abbildung in Anlehnung an [Rot15])

Zur Überprüfung der Hypothese, dass diese vereinfachenden Annahmen ursächlich für die Unterschiede in den Berechnungsergebnissen sind, wird die entwickelte Temperaturberechnung mit den identischen Einschränkungen der Temperaturberechnung nach Reißmann & Plote [Rei95], die in Lange [Lan00] verwendet wird, versehen. Dementsprechend berücksichtigt die so angegliche Temperaturberechnung lediglich folgende Einflüsse des Wärmetransports:

- zweidimensionaler Wärmetransport durch Wärmeleitung (Richtung ungefähr senkrecht zur Berührlinie (Zahnhöhenrichtung) und Richtung ungefähr senkrecht zur Oberfläche (Zahntiefenrichtung)),
- eindimensionaler Wärmetransport durch Konvektion in Folge der Bewegung der Körper relativ zum Kontaktbereich (Richtung ungefähr senkrecht zur Berührlinie (Zahnhöhenrichtung)).

Darüber hinaus werden die Ränder der Verzahnungskörper nicht mit Randbedingungen, wie etwa der Öltemperatur, versehen, sondern als adiabat vorgegeben. Dies bedeutet, dass an den Rändern keine Wärme das System durch Wärmeleitung verlassen kann.

Weiterhin erfolgt die Berechnung quasistationär. Dies bedeutet, dass der Wärmeeintrag im Gegensatz zum normalerweise instationären Verlauf der Berührlinie an der betrachteten Berührlinie so lange konstant gehalten wird, bis sich im System ein Gleichgewicht einstellt. Das Gleichgewicht ist dann erreicht, wenn sich zwischen zwei aufeinanderfolgenden Zeitschritten keine wesentliche Änderung mehr an den berechneten Temperaturen ergibt.

Der eigentliche Umfang der numerischen Temperatursimulation, wie in Abschnitt 5.3 beschrieben, wird dadurch für den Zweck der Vergleichsrechnung eingeschränkt. Die Einschränkungen der beiden Berechnungsverfahren sind somit identisch. Analog zu Abbildung 5.14 werden wieder die Temperaturen entlang einer einzelnen exemplarischen Berührlinie verglichen. In Abbildung 5.16 sind die Ergebnisse der Berechnung nach Lange [Lan00] und der angeglichenen, eingeschränkten numerischen Temperatursimulation dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass sich bei der Berechnung mit der angeglichenen Temperatursimulation ebenfalls eine ausgeprägte Temperaturspitze in Flankenmitte ergibt. Das gleiche Verhalten zeigen auch die anderen Berührlinien, die hier nicht dargestellt sind.

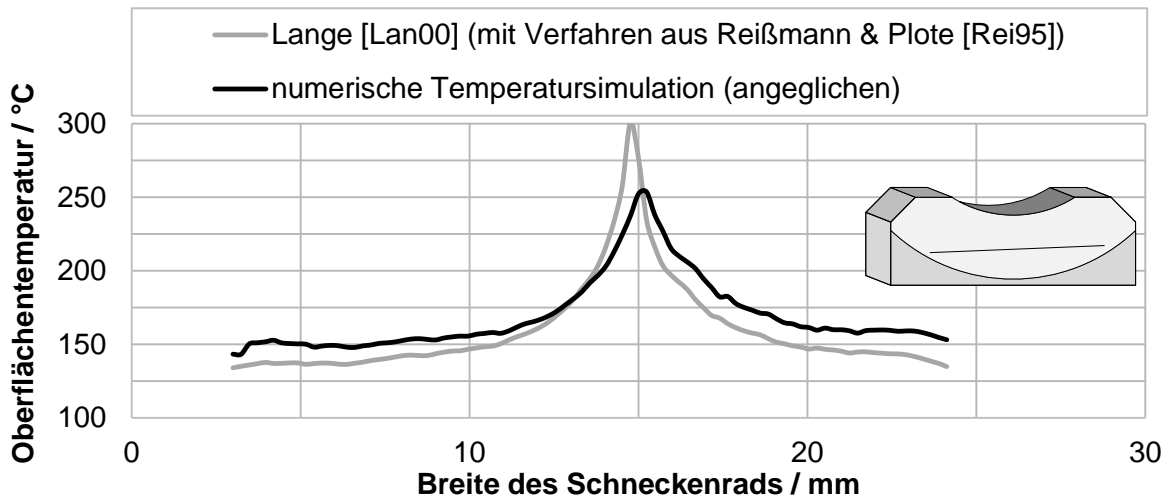


Abbildung 5.16: Vergleich der Temperaturberechnung nach Lange [Lan00] mit der angeglichenen Temperatursimulation entlang einer einzelnen exemplarischen Berührlinie

Damit kann gezeigt werden, dass die Abweichungen zwischen der Temperaturberechnung nach Lange [Lan00] und der entwickelten numerischen Temperatursimulation auf die charakteristischen Einschränkungen des Berechnungsverfahrens nach Reißmann & Plote [Rei95], das in Lange [Lan00] verwendet wird, zurückzuführen sind. Die numerische Temperatursimulation, die diese Einschränkungen nicht aufweist, bildet die Verhältnisse an einer Schneckenverzahnung besser ab und erlaubt somit eine genauere und allgemeingültigere Bestimmung der Oberflächentemperaturen.

#### 5.5.4 Fazit zur Validierung

Im Rahmen der Validierung der entwickelten numerischen Temperatursimulation kann gezeigt werden, dass die Berechnung stabil und robust angewendet werden kann. Der belastete Schneckengetriebekontakt und der Wärmetransport in den Zähnen von Schnecke und Schneckenrad kann durch die Modellierung und das verwendete Lösungsverfahren sehr gut abgebildet werden. Dies zeigt sich auch durch den Vergleich mit bestehenden Berechnungsverfahren aus der Literatur, die viele Vereinfachungen aufweisen. Mit der in der Simulation genaueren Modellierung des Zahnkontakts, der darin vorliegenden Belastungen und des Wärmetransports wird eine realitätsnahe Berechnung der Temperaturverhältnisse in den Zähnen eines Schneckengetriebes ermöglicht. Die zur Beurteilung der Fressgefährdung erforderlichen Oberflächentemperaturen im Kontakt können damit unter Berücksichtigung vieler Einflussfaktoren realitätsnah ermittelt werden.

Durch die geeignete Wahl von Schrittweiten für das Berechnungsgitter und die Zeit kann eine ausreichende Genauigkeit der Berechnungsergebnisse erhalten werden. Dies wird durch den Vergleich mit experimentellen Temperaturmessungen bestätigt. Die Berechnungsergebnisse stimmen mit den Messergebnissen sowohl im Hinblick auf den zeitlichen Verlauf der Temperaturerhöhung im Kontakt als auch im Hinblick auf die absolute Höhe der Temperaturen gut überein.

Insgesamt erlaubt die entwickelte numerische Temperaturberechnung somit eine umfassende und abgesicherte Beurteilung des thermischen Verhaltens auf und in den Zähnen von Schneckengetrieben. Für weitere Berechnungen zur Fresstragfähigkeit steht damit ein geeignetes Werkzeug zur Bestimmung der Oberflächentemperaturen im Kontakt zur Verfügung.



## 6 Methode zur Ermittlung der Fresstragfähigkeit

Zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit von Schneckengetrieben wird nachfolgend eine praxistaugliche Methode vorgeschlagen, die auf Massenberechnungen der Simulation aus Kapitel 5 und auf den Erfahrungen aus den experimentellen Untersuchungen aus Kapitel 4 basiert. Das generelle Vorgehen im Rahmen der Methode ist angelehnt an die Tragfähigkeitsermittlung bezüglich der Schadensart Fressen für Stirn- und Kegelräder [ISO21, ISO22a, ISO22b, ISO23a, ISO23b, ISO23c]. Der Methode liegt dementsprechend die Annahme zugrunde, dass Fresserscheinungen auftreten, wenn im Kontakt der Verzahnung eine Grenztemperatur überschritten wird. Diese experimentell bestimmte Fress-Grenztemperatur ist als Festigkeitswert der verwendeten Werkstoff-Schmierstoff-Kombination zu sehen und wird anschließend mit der Temperatur verglichen, die an der auszulegenden Verzahnung im Betrieb auftritt.

Die Methode ist somit grundsätzlich in zwei Bestandteile aufzuteilen. Der erste Bestandteil sind Näherungsgleichungen, die das zugrundeliegende Berechnungsverfahren für die Methode darstellen. Dieses für Schneckengetriebe neuartige Berechnungsverfahren wird inklusive der verwendeten Faktoren im Rahmen der Arbeit entwickelt. Die Eingangsgrößen in das Berechnungsverfahren sind derart gewählt, dass eine Integration in DIN 3996 [DIN19] möglich ist. Der zweite Bestandteil der Methode ist ein standardisierbarer Werkstoff-Schmierstoff-Fresstest, für den ein Ansatz beschrieben wird. In Zusammenspiel mit dem Berechnungsverfahren können mit dem Test Werkstoff-Schmierstoff-Kennwerte zur Tragfähigkeit, wie die zulässige Kontakttemperatur, die die Fress-Grenztemperatur darstellt, ermittelt werden. Das Verhältnis der für die jeweilige Auslegung berechneten Kontakttemperatur und der Fress-Grenztemperatur stellt schließlich die Sicherheit gegen Fressschäden dar. Abschließend wird die Methode zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit auf die Versuchsergebnisse aus Kapitel 4 angewendet.

### 6.1 Berechnungsverfahren zur Bestimmung der Kontakttemperatur

In den nachfolgenden Abschnitten wird das Näherungsverfahren zur Bestimmung der Kontakttemperatur beschrieben. Zunächst wird dazu das Vorgehen beschrieben, mit dem die Näherungsgleichungen basierend auf Ergebnissen der numerischen Temperatursimulation abgeleitet werden. Anschließend werden die so abgeleiteten Gleichungen beschrieben. Im Anschluss daran wird diskutiert, wie das so definierte Berechnungsverfahren in bestehende Normrechnungen integrierbar ist.

#### 6.1.1 Vorgehen zur Ableitung von Näherungsgleichungen

Das Vorgehen zur Ableitung einer einfach verwendbaren Berechnung für die Kontakttemperatur basierend auf der in Kapitel 5 beschriebenen numerischen Oberflächentemperatursimulation wird in diesem Abschnitt dargelegt. Die resultierenden Gleichungen des Berechnungsansatzes sind im nachfolgenden Abschnitt 6.1.2 beschrieben. Das Berechnungsverfahren stellt einen Näherungsansatz für die Bestimmung der maximalen Kontakttemperatur von Schneckenverzahnungen dar. Es entspricht damit einem Verfahren zur Ermittlung der Blitztemperatur. Mit dem Näherungsansatz soll eine einfacher anwendbare Berechnungsmethode zur Verfügung gestellt werden, die eine Alternative zur komplexeren, rechenintensiven und damit zeitaufwendigen numerischen Simulation bietet.

Die Hauptanforderungen an die vereinfachte Berechnung werden wie folgt definiert und bei der Entwicklung des Verfahrens berücksichtigt. Die Berechnung:

- ist einfach anwendbar und mit etwa einem Taschenrechner oder Tabellenkalkulationsprogramm durchführbar,
- ist in DIN 3996 [DIN19] und ISO/TS 14521 [ISO20] integrierbar,
- verwendet verfügbare und praxisnahe Eingangsparameter,
- berücksichtigt auch unvollständige Tragbilder.

Es wird die validierte numerische Temperatursimulation aus Kapitel 5 verwendet, um Einflussgrößen auf die Kontakttemperatur zu identifizieren und anschließend den Zusammenhang zwischen den Einflussgrößen und der maximalen Kontakttemperatur mathematisch zu beschreiben. Dazu werden etwa 800 Berechnungen mit der Temperatursimulation unter Variation verschiedener relevanter Parameter (Betriebsbedingungen, Tragbilder, Materialien, Baugrößen, Öl- und Massentemperaturen) durchgeführt. Basierend darauf werden zunächst die Haupteinflussgrößen auf die maximale Kontakttemperatur analysiert. Aus der Analyse gehen folgende Haupteinflussgrößen hervor:

- mittlere Gleitgeschwindigkeit,
- mittlere Flankenpressung,
- mittlere Reibungszahl.

Diese drei Einflussgrößen sind allesamt Bestandteil und Berechnungsergebnisse von DIN 3996 [DIN19] oder ISO/TS 14521 [ISO20] und können damit in der Regel mit geringem Aufwand für auszulegende oder existierende Getriebe bestimmt werden.

In einem nächsten Schritt werden diese drei Größen in einen Belastungskennwert zusammengefasst. Dieser Belastungskennwert wird als spezifische Reibleistung bezeichnet. Die Definition der spezifischen Reibleistung erfolgt im nachfolgenden Abschnitt in Gleichung (6.3) (Seite 101).

Anschließend werden die Ergebnisse der numerischen Temperatursimulation zur maximalen Oberflächentemperatur mit der spezifischen Reibleistung in Abhängigkeit gebracht. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 6.1 durch die grauen Datenpunkte visualisiert. Es zeigt sich anhand der grauen Datenpunkte ein näherungsweise exponentieller Zusammenhang zwischen der spezifischen Reibleistung und den in der Temperatursimulation berechneten maximalen Oberflächentemperaturen. Durch eine Regressionsrechnung wird dieser Zusammenhang in einem einfachen Formelzusammenhang abgebildet. Dieser ist grafisch in Abbildung 6.1 in blau dargestellt und wird im nachfolgenden Abschnitt durch Gleichung (6.2) (Seite 101) beschrieben. Dieser Formelzusammenhang korreliert mit den Simulationsergebnissen mit einem Bestimmtheitsmaß von  $R^2 \approx 0,99$ . Entsprechend bildet die vereinfachte Berechnung die Ergebnisse der Simulation hinreichend genau ab.



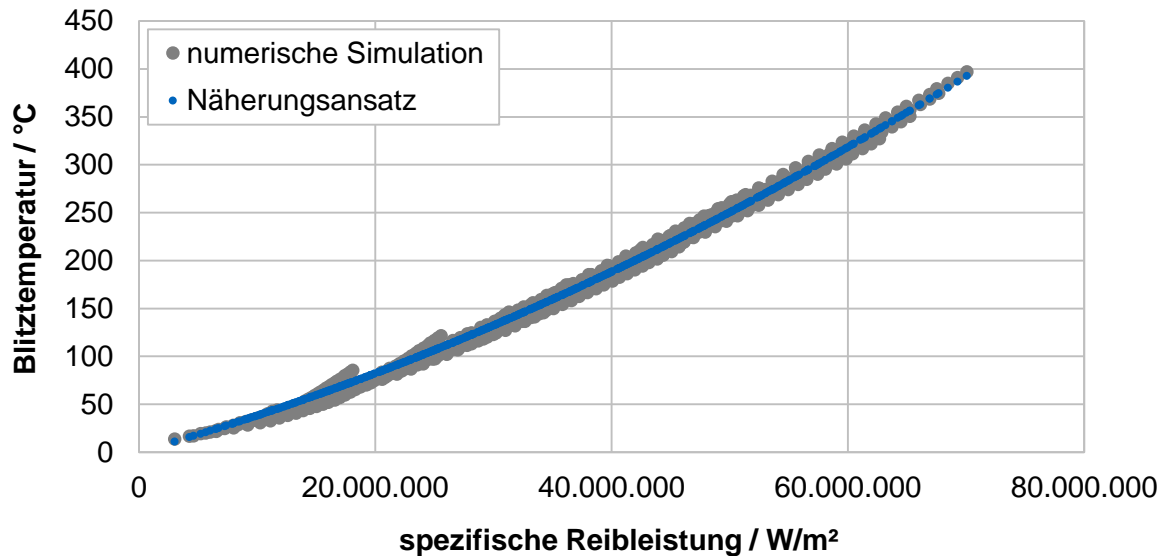


Abbildung 6.1: Vergleich von berechneter Blitztemperatur aus Simulation und aus dem daraus abgeleiteten Näherungsansatz unter Verwendung der spezifischen Reibleistung als Belastungskennwert

Eine weitere relevante Einflussgröße auf die Temperaturen, die in dem Näherungsansatz berücksichtigt werden soll, ist die Tragbildgröße. Zur Ermittlung des Einflusses der Tragbildgröße werden in SNETRA lokal begrenzte Tragbilder erzeugt, die aus einer Schneckenradfräservergrößerung oder aus Einbauabweichungen resultieren. Aus den Ergebnissen wird mit einer Regressionsrechnung ein Tragbildfaktor entsprechend Gleichung (6.6) (Seite 102) abgeleitet, mit dem die Flankenpressung skaliert wird und durch den damit der Tragbildanteil berücksichtigt werden kann. Dies erfolgt basierend auf einer vorab veröffentlichten Arbeit des Autors [Rot21b]. In Abbildung 6.2 ist der Zusammenhang zwischen Tragbildgröße und mittlerer Pressung dargestellt für Berechnungen mit unterschiedlichen Schneckenradfräservergrößerungen. Dazu ist die mittlere Flankenpressung bei einem unvollständigen Tragbild bezogen auf die eines vollständigen Tragbilds über den Tragbildanteil aufgetragen. So kann die relative Pressungserhöhung durch unvollständige Tragbilder dargestellt werden. Es werden drei Verzahnungen der Baugrößen  $a = 65 \text{ mm}$ ,  $a = 100 \text{ mm}$  und  $a = 165 \text{ mm}$  betrachtet. Die Fräservergrößerungen der ausgelegten Schneckenradfräser betragen jeweils  $Y = 0; 0,5; 1; 1,5; 2; 3; 4; 5; 7; 9; 13; 17; 21; 27; 33 \%$ .

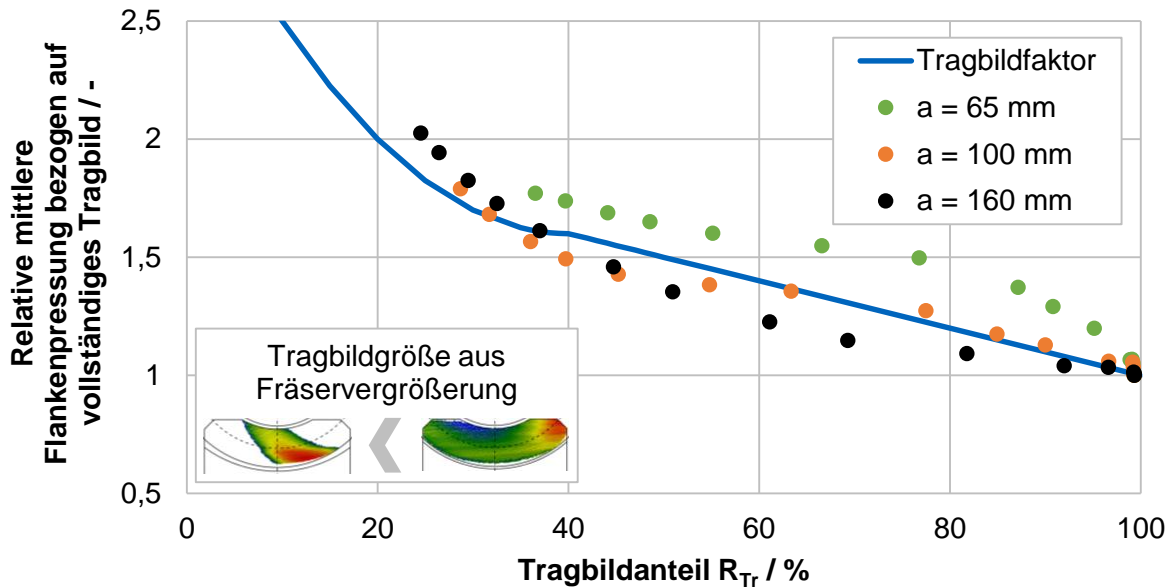


Abbildung 6.2: Pressungserhöhung durch unvollständige Tragbilder in Folge von Schneckenradfräservergrößerungen für drei verschiedene Baugrößen

Es zeigt sich, dass für die unterschiedlichen Baugrößen teils größere Spannen in der Pressungserhöhung bei vergleichbaren Tragbildanteilen vorliegen. So ist die mittlere Flankenpressung bei einem Tragbildanteil von etwa 40 % für die Baugröße  $a = 65 \text{ mm}$  um etwa den Faktor 1,75 erhöht und für die Baugröße  $a = 100 \text{ mm}$  um etwa den Faktor 1,5. Darüber hinaus ist kein eindeutiger baugrößenübergreifender Trend in den Verläufen erkennbar. Es ist jedoch zu erkennen, dass die Pressung mit sinkender Tragbildgröße deutlich zunimmt. Durch eine Regressionsrechnung wird basierend auf den Ergebnissen ein möglichst geeigneter Faktor ermittelt, der den Zusammenhang zwischen dem Tragbildanteil und der Pressungserhöhung mit einem Bestimmtheitsmaß von  $R^2 \approx 0,86$  beschreibt. Dieser Zusammenhang wird in Form des Tragbildfaktors  $X_{Tr}$  in Gleichung (6.6) (Seite 102) definiert und ist in blau in Abbildung 6.2 und Abbildung 6.3 dargestellt.

Der so abgeleitete Tragbildfaktor ist ähnlich zu dem von Mautner [Mau19] mit einem analogen Vorgehen ermittelten Tragbildeinfluss auf die mittlere Flankenpressung bei Schneckenverzahnungen mit Achsabstand  $a = 160 \text{ mm}$  und  $a = 315 \text{ mm}$ . Im Vergleich ist der hier abgeleitete Tragbildfaktor über den gesamten Bereich an Tragbildanteilen leicht höher als der von Mautner [Mau19] ermittelte Zusammenhang.

Für die Baugröße  $a = 100 \text{ mm}$  werden weitere Variationsrechnungen mit Einbauabweichungen, die ebenfalls den Tragbildanteil reduzieren können, durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 6.3 dargestellt. Darin zeigt sich, dass der Zusammenhang zwischen Tragbildgröße und Pressungserhöhung gut mit dem definierten Tragbildfaktor abgebildet werden kann. Vor allem für größere Tragbilder liegt jedoch eine Streuung vor, die darauf zurückzuführen ist, dass die mittlere Flankenpressung nicht nur von der Größe, sondern auch von der Lage des Tragbilds abhängig ist. Liegt das Tragbild durch Einbaufehler beispielsweise in einem Bereich mit kleinen Ersatzkrümmungsradien, ist die Flankenpressung dort im Mittel höher als in Bereichen mit größeren Ersatzkrümmungsradien. Solche Einflüsse werden durch den Tragbildfaktor nicht abgebildet.

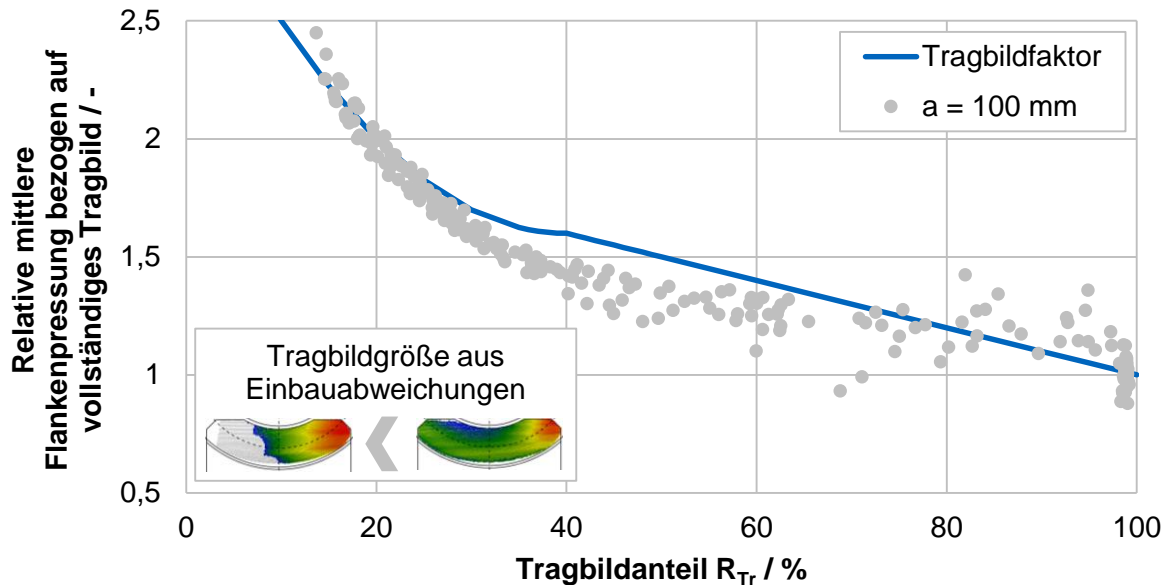


Abbildung 6.3: Pressungserhöhung durch unvollständige Tragbilder in Folge von Einbauabweichungen (Achsabstandfehler, Breitenversatz, Neigungswinkelfehler, Kreuzungswinkelfehler)

Der Tragbildfaktor ermöglicht insgesamt eine gute Abbildung von Pressungserhöhungen durch unvollständige Tragbilder gegenüber vollständigen Tragbildern. Es ist dabei jedoch zu beachten, dass der Einfluss der Tragbildgröße für verschiedene Verzahnungsgeometrien unterschiedlich sein kann. Der Tragbildfaktor ist somit stets mit einer Unsicherheit behaftet und sollte als einfache Möglichkeit zur Abschätzung gesehen werden. Eine Tragbildsimulation, wie etwa mit *SNETRA*, ermöglicht eine genauere und individuellere Bestimmung der Pressungsverteilung und sollte daher bevorzugt als höherwertige Methode zur Bestimmung der mittleren Pressung verwendet werden.

Neben der Tragbildgröße sollen in dem Näherungsverfahren zur Bestimmung der Kontakttemperatur auch die Materialeigenschaften von Schnecke und Schneckenrad berücksichtigt werden können, da diese einen Einfluss auf den Wärmetransport aufweisen. Die Materialeigenschaften werden durch Materialkennwerte, die für die Wärmeleitung relevant sind, berücksichtigt. Auch hier wird durch Simulationen der Einfluss unterschiedlicher Materialkennwerte untersucht und ein Faktor abgeleitet. Darin berücksichtigte Materialkennwerte sind entsprechend der definierten Gleichung (6.5) (Seite 102) die Wärmeleitfähigkeit, die spezifische Wärmekapazität und die Dichte. Alle drei Parameter sind in der Regel im Datenblatt von Werkstoffen erhalten enthalten und somit leicht verfügbar.

Abbildung 6.4 zeigt die berechneten Blitztemperaturen der etwa 800 Variationsrechnungen (Variation von Betriebsbedingungen, Tragbildern, Materialien, Öl- und Massentemperaturen) mit den Ergebnissen der vereinfachten Berechnung auf der  $x$ -Achse und den Ergebnissen der Simulation auf der  $y$ -Achse. Punkte, die auf der markierten Winkelhalbierenden des Diagramms liegen, stimmen für die beiden Berechnungen exakt überein. Es ist zu erkennen, dass für den gesamten Temperaturbereich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen der vereinfachten Berechnung und der im Rahmen dieser Arbeit entwickelten numerischen Simulation vorliegt. Das Bestimmtheitsmaß beträgt  $R^2 \approx 0,98$ . Die Punkte im linken unteren Diagrammbereich, die deutlich abseits der Diagonale liegen, sind Berechnungen mit einem lokal begrenzten Tragbild und sehr niedrigen Drehmomenten. Für solche Zustände berechnet

*SNETRA* vergleichsweise hohe mittlere Pressungen, so dass folglich auch die mit der Simulation berechneten maximalen Kontakttemperaturen höhere Werte erreichen. Ob diese hohen Pressungen nur in der Tragbildberechnung oder auch in der Realität auftreten, ist nicht nachweisbar, so dass diese vereinzelt Abweichungen zwischen vereinfachter Berechnung und Simulation akzeptiert werden.

Für eine mögliche Übernahme des Ansatzes in Normen ist zu beachten, dass die Berechnung derart gestaltet sein sollte, dass auf der sicheren Seite gerechnet wird. Mit dem hier vorgestellten Ansatz wird eine möglichst hohe Übereinstimmung mit der numerischen Simulation angestrebt. Für die Weiterentwicklung des Ansatzes ist dies zu berücksichtigen, etwa durch die Auswahl geeigneter geforderter Sicherheiten.

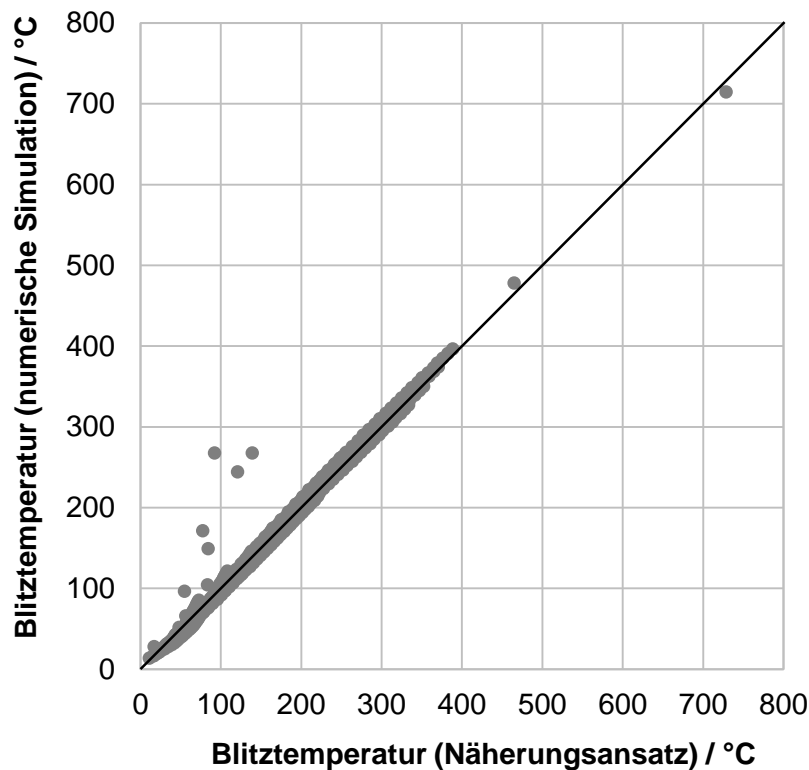


Abbildung 6.4: Vergleich der berechneten Blitztemperatur mit dem Näherungsansatz und mit der numerischen Simulation (für etwa 800 Variationsrechnungen)

Die so entwickelte, vereinfachte Temperaturberechnung wird im nachfolgenden Abschnitt 6.1.2 mit den konkreten formelmäßigen Zusammenhängen beschrieben. Dieser Näherungsansatz bildet die Ergebnisse der umfangreicheren numerischen Temperatursimulation sehr gut ab und erfüllt die eingangs genannten Anforderungen. Somit kann die Näherungsberechnung für eine einfach verwendbare Tragfähigkeitsberechnung bezüglich der Schadensart Fressen verwendet werden.

### 6.1.2 Beschreibung der Näherungsgleichungen

Nachdem im vorangegangenen Abschnitt beschrieben ist, wie die Ableitung des Näherungsverfahrens erfolgt, wird in das Näherungsverfahren in diesem Abschnitt konkret mit formelmäßigen Zusammenhängen angegeben.

Der Gültigkeitsbereich des Berechnungsverfahrens entspricht dem von DIN 3996 [DIN19], da Beanspruchungskennwerte aus DIN 3996 [DIN19] verwendet werden und die Variationsrech-

nungen, wie in Abschnitt 6.1.1 beschrieben, einen großen Teil dieses Gültigkeitsbereichs abdecken. Eine Begrenzung auf bestimmte Werkstoffe und Schmierstoffe ist jedoch nicht gegeben.

Die maximale Kontakttemperatur  $\vartheta_{Bmax}$  setzt sich entsprechend Gleichung (6.1) aus der Radmassentemperatur  $\vartheta_M$  und der kurzzeitigen maximalen Temperaturerhöhung durch den Kontakt, der Blitztemperatur  $\vartheta_{flmax}$ , zusammen.

$$\vartheta_{Bmax} = \vartheta_M + \vartheta_{flmax} \quad (6.1)$$

Die Radmassentemperatur  $\vartheta_M$  kann nach DIN 3996 [DIN19] berechnet, in umfangreicheren Temperatursimulationen, wie mit *WTPlus* [Pas18], ermittelt oder am realen Getriebe im Betrieb gemessen werden. Die Berechnung der maximalen Blitztemperatur  $\vartheta_{flmax}$  erfolgt gemäß Gleichung (6.2). Die Gleichung ergibt sich aus der Regressionsanalyse, die in Abschnitt 6.1.1 beschrieben wird.

$$\vartheta_{flmax} = \left( 0,03 \cdot \left( \frac{P_R}{10^6} \right)^2 + 3,5 \cdot \frac{P_R}{10^6} \right) \cdot X_M \quad \textcircled{*} \quad (6.2)$$

Die spezifische Reibleistung  $P_R$  kann als physikalisch basierter Parameter, der den Wärmeeintrag im Kontakt quantifiziert, gesehen werden und errechnet sich nach Gleichung (6.3). Sie wird basierend auf der Analyse der Einflussgrößen, wie in Abschnitt 6.1.1 beschrieben, abgeleitet und definiert.

$$P_R = \mu_{zm} \cdot (\sigma_{Hm} \cdot X_{Tr}) \cdot v_{gm}^{0,8} \quad \textcircled{*} \quad (6.3)$$

Für Gleichung (6.3) ist zu beachten, dass abweichend von der eingangs definierten Nomenklatur für die mittlere Flankenpressung  $\sigma_{Hm}$  die Einheit  $N/m^2$  zu verwenden ist.

Der Exponent der Gleitgeschwindigkeit, der mit einem Wert von 0,8 zu den zutreffendsten Ergebnissen führt, kann damit begründet werden, dass eine hohe Geschwindigkeit zu einem ausgeprägteren Transport von Wärme aus dem Kontrollvolumen führt. Dies wird auch anhand der exemplarischen Berechnung in Abbildung 5.8 beobachtet und beschrieben. Entsprechend bewirkt eine höhere Gleitgeschwindigkeit eine verhältnismäßig niedrigere Erhöhung des Wärmeeintrags beziehungsweise der spezifischen Reibleistung als eine entsprechende Erhöhung der Reibungszahl oder Flankenpressung.

Die Eingangsgrößen mittlere Reibungszahl  $\mu_{zm}$ , mittlere Flankenpressung  $\sigma_{Hm}$  und Gleitgeschwindigkeit am Mittenkreis  $v_{gm}$  können nach DIN 3996 [DIN19] berechnet werden oder aus Versuchsergebnissen oder höherwertigen Simulationen abgeleitet werden.

Mit dem Werkstofffaktor  $X_M$  wird in Gleichung (6.2) der Einfluss der thermischen Werkstoffkennwerte von Schnecke und Schneckenrad auf die Blitztemperatur berücksichtigt. Zur Bestimmung von diesem Faktor werden zunächst thermische Kontaktparameter  $B_{T,1}$  und  $B_{T,2}$  für Schnecke und Schneckenrad entsprechend Gleichung (6.4) bestimmt.

$$B_{T,i} = \lambda_i \cdot c_i \cdot \rho_i \quad (6.4)$$

Aus den thermischen Kontaktparametern  $B_{T,1}$  und  $B_{T,2}$  für Schnecke und Schneckenrad lässt sich mit Gleichung (6.5) der Werkstofffaktor  $X_M$  bestimmen. Dieser wird aus Ergebnissen der Temperatursimulation entsprechend der Beschreibung in Abschnitt 6.1.1 abgeleitet.

$$X_M = 0,5 \cdot \left( \left( \frac{1,5 \cdot 10^8}{B_{T,1}} \right)^{\frac{2}{3}} + \left( \frac{1,3 \cdot 10^8}{B_{T,2}} \right)^{\frac{2}{3}} \right) \quad \textcircled{*} \quad (6.5)$$

Mit dem Tragbildfaktor  $X_{Tr}$  wird in Gleichung (6.3) der Einfluss von einem unvollständigen Tragbild auf die Reibleistung berücksichtigt. Der Tragbildfaktor ergibt sich nach Gleichung (6.6). Wird in Gleichung (6.3) bereits der Wert der mittleren Flankenpressung für ein unvollständiges Tragbild, wie beispielsweise aus einer Berechnung mit *SNETRA*, verwendet, ist der Tragbildfaktor zu  $X_{TR} = 1$  zu setzen.

$$X_{Tr} = \begin{cases} 2 - 0,01 \cdot R_{Tr} & \text{für } 40 \% \leq R_{Tr} \\ 1,6 + 0,001 \cdot (40 - R_{Tr})^2 & \text{für } 20 \% \leq R_{Tr} < 40 \% \end{cases} \quad \textcircled{*} \quad (6.6)$$

In Bezug auf den Tragbildfaktor ist zu erwähnen, dass dieser eine Näherung der Pressungserhöhung durch ein unvollständiges Tragbild darstellt. Die Lage des Tragbilds und der individuelle Einfluss der Verzahnung, wie beispielsweise resultierend aus der Flankenform, können nicht allgemeingültig und umfassend berücksichtigt werden. Bei der Bestimmung der Pressung für unvollständige Tragbilder sollte daher unterstützend auf höherwertige Berechnungsverfahren, wie etwa *SNETRA*, zurückgegriffen werden. Im Hinblick auf eine mögliche Normung des Berechnungsverfahrens sollte bei unvollständigen Tragbildern diese Unschärfe bei der geforderten Mindest-Fresssicherheit berücksichtigt werden.

Der Tragbildanteil  $R_{Tr}$  beschreibt gemäß Gleichung (6.7) das Verhältnis von dem aktiv tragenden Bereich  $A_{ac}$  der Schneckenradflanke, der beim Eingriff in Kontakt mit der Schneckenflanke tritt, zu der gesamten Flankenfläche  $A_{Fl}$  des Schneckenrads. Er kann rechnerisch durch Simulationen, beispielsweise mit *SNETRA*, oder optisch am realen Getriebe ermittelt werden.

$$R_{Tr} = \frac{A_{ac}}{A_{Fl}} \cdot 100 \quad \textcircled{*} \quad (6.7)$$

Mit den Gleichungen (6.1) bis (6.7) kann folglich die Kontakttemperatur von Schneckenverzahnungen bestimmt werden. Eingangsgrößen dafür sind die Parameter Radmassentemperatur, Reibungszahl, Flankenpressung und Gleitgeschwindigkeit, die sich aus der Geometrie und Belastung ergeben. Darüber hinaus können ein unvollständiges Tragbild sowie der Werkstoffeinfluss berücksichtigt werden. Das Berechnungsverfahren stellt dadurch eine einfach verwendbare Alternative zur Bestimmung von Kontakttemperaturen gegenüber der aufwendigeren numerischen Simulation dar.

### 6.1.3 Einordnung in bestehende Normen

Die Eingangsgrößen des Näherungsverfahrens sind so gewählt, dass eine Integration in bestehende Normen, wie DIN 3996 [DIN19] oder ISO/TS 14521 [ISO20], möglich sein soll. Die Eingangsgrößen können dabei entweder mit bestehenden Berechnungsverfahren aus den Normen oder mit höherwertigen Methoden, wie Simulationen oder Messungen, ermittelt werden. Tabelle 6.1 fasst die benötigten Eingangsgrößen und Möglichkeiten, diese entsprechend dem aktuellen Wissensstand zu ermitteln, zusammen. Die Möglichkeiten zur Ermittlung der Eingangsgrößen decken sich weitestgehend mit den Vorgaben aus DIN 3996 [DIN19] oder ISO/TS 14521 [ISO20] für Methode A und Methode B oder greifen direkt auf die Näherungsverfahren der beiden Normen (Methode C) zurück. Durch diese Konsistenz ist eine künftige Einbindung des Näherungsverfahrens zur Bestimmung der maximalen Kontakttemperatur in bestehende Normen ohne weitere Anpassungen möglich.

Tabelle 6.1: Eingangsgrößen des Näherungsverfahrens zur Bestimmung der Kontakttemperatur und mögliche Quellen dafür

<b>Eingangsgrößen</b>	<b>Quellen</b>		
<b>Beanspruchungen</b>	<b>Methode A</b>	<b>Methode B</b>	<b>Methode C</b>
Radmassentemperatur $\vartheta_M / ^\circ\text{C}$	Messung am realen Getriebe	EDV-Programme (bspw. <i>WTplus</i> [Pas18])	DIN 3996 [DIN19], ISO/TS 14521 [ISO20]
Mit. Zahnreibungszahl $\mu_{zm} / -$	-	Messung am realen Getriebe und Auswertung mit Methode C, EDV-Programme (bspw. <i>WTplus</i> [Pas18])	DIN 3996 [DIN19], ISO/TS 14521 [ISO20]
Mit. Flankenpressung $\sigma_{Hm} / \text{N/mm}^2$	-	EDV-Programme (bspw. <i>ZSB</i> [Vil07], <i>SNETRA</i> [Rot21b])	DIN 3996 [DIN19], ISO/TS 14521 [ISO20]
Mit. Gleitgeschwindigkeit $v_{gm} / \text{m/s}$	-	EDV-Programme (bspw. <i>ZSB</i> [Vil07], <i>SNETRA</i> [Rot21b])	DIN 3996 [DIN19], ISO/TS 14521 [ISO20]
Tragbildanteil $R_{Tr} / \%$	Messung am realen Getriebe	EDV-Programme (bspw. <i>SNETRA</i> [Rot21b])	-
<b>Kennwerte</b>	<b>Quelle</b>		
Wärmeleitfähigkeit $\lambda / \text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$	Werkstoffdatenblatt		
Spez. Wärmekapazität $c / \text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	Werkstoffdatenblatt		
Dichte $\rho / \text{kg}/\text{m}^3$	Werkstoffdatenblatt		

## 6.2 Standardisierbarer Werkstoff-Schmierstoff-Fresstest

Mit dem Näherungsverfahren für die Kontakttemperatur aus Abschnitt 6.1 kann die thermische Beanspruchung der Oberflächen im Schneckenverzahnungskontakt ermittelt werden. Zur Beurteilung der Fresstragfähigkeit ist darüber hinaus ein Verfahren erforderlich, mit dem eine Grenze für diese Beanspruchung ermittelt werden kann. Diese Grenze wird als zulässige Kontakttemperatur  $\vartheta_{BP}$  bezeichnet und beschreibt die Tragfähigkeitsgrenze einer Werkstoff-Schmierstoff-Kombination im Hinblick auf die Schadensart Fressen. Für die Bestimmung der zulässigen Kontakttemperatur  $\vartheta_{BP}$  einer Werkstoff-Schmierstoff-Kombination sind experimentelle Versuche erforderlich. In diesen experimentellen Versuchen wird ermittelt, bei welcher Belastung die Verzahnung durch einen Fressschaden ausfällt. Für die Belastungsstufe unterhalb der Ausfall-Belastungsstufe wird anschließend die Kontakttemperatur zurückgerechnet. Diese Temperatur ist die zulässige Kontakttemperatur  $\vartheta_{BP}$ , bei der im Versuch kein Fressen

auftritt. Nachfolgend werden die Anforderungen an diesen Fresstest beschrieben. Diese Beschreibung kann als Basis der Definition eines standardisierbaren Werkstoff-Schmierstoff-Fresstests für Schneckengetriebe gesehen werden.

### 6.2.1 Definition der Prüfkörper

Die Prüfverzahnung weist die Geometrie des Standard-Referenzgetriebes nach DIN 3996 [DIN19] auf. Die Werkzeuge sind derart auszulegen, dass das Tragbild der Verzahnung einen Anteil von etwa  $R_{Tr} = 70\%$  an der Schneckenradflanke aufweist. Das Tragbild ist beim Einbau zu kontrollieren und derart einzustellen, dass es etwa mittig liegt.

Als Verzahnungsqualität soll für Schneckenräder eine Gesamtqualität von Qualitätsstufe 6 vorliegen. Für Schneckenwellen soll eine leicht bessere Gesamtqualität von Qualitätsstufe 5 vorliegen. Zu messen sind folgende Abweichungen:

- Profil-Winkelabweichung (Schnecke),
- Profil-Formabweichung (Schnecke),
- Profil-Gesamtabweichung (Schnecke),
- Steigungs-Gesamtabweichung (Schnecke),
- Teilungs-Einzelabweichung (Schnecke + Rad),
- Teilungssprung (Schnecke + Rad),
- Teilungs-Gesamtabweichung (Rad),
- Rundlaufabweichung (Rad).

Die Gesamtqualität ist dabei die für diese Abweichungen schlechteste Qualität.

Die Rauheit der Zähne der Schneckenräder soll  $Ra = 1\ \mu m$  nicht übersteigen. Die Rauheit der Zähne der Schneckenwellen soll  $Ra = 0,5\ \mu m$  nicht übersteigen.

Als Prüfgetriebe ist ein durch Gehäusegestaltung und Lagerungen möglichst steifes Getriebe zu verwenden, das eine axiale Einstellbarkeit des Schneckenrads erlaubt. Eine gute Zugänglichkeit zum Schneckenrad für eine Sichtkontrolle sowie eine einfache Montage und Demontage der Prüfkörper werden empfohlen.

### 6.2.2 Prüf- und Messtechnik

Als Prüfstand ist eine geeignete Maschine zu verwenden, die ein Schneckengetriebe mit einer konstanten Antriebsdrehzahl (Schwankungsbereich  $\pm 1\%$ ) an der Schneckenwelle und einem konstanten Abtriebsdrehmoment am Schneckenrad (Schwankungsbereich  $\pm 3\%$ ) belasten kann. Die Drehzahl und das Drehmoment an An- und Abtrieb müssen aufgezeichnet werden können. Es ist ein Aggregat erforderlich, das die Verzahnung mit temperiertem Schmierstoff versorgen kann. Der Schmierstoff wird mit einer Temperatur von  $\vartheta_{oil} = 80\ ^\circ C$  und einem Öldurchfluss von  $\dot{V}_{oil} = 7\ l/min$  gleichmäßig entlang der Verzahnungsbreite der Schnecke in die Verzahnung eingespritzt. Die Seite ist derart zu wählen, dass der Schmierstoff in Drehrichtung der Schnecke in die Verzahnung eingespritzt wird und damit in den Zahnkontakt gefördert wird.

Am Prüfstand ist weiterhin geeignete Messtechnik vorzusehen, um die Radmassentemperatur (Schwankungsbereich  $\pm 5\ K$ ) kontinuierlich zu messen und aufzuzeichnen. Die Messung soll sowohl in Zahnbreiten- als auch in Zahndickenrichtung mittig erfolgen. Als Radmassentemperatur wird die Temperatur angesehen, die sich nach einer ausreichenden Laufzeit als konstante Temperatur einstellt.



### 6.2.3 Definition des Versuchsablaufs

Der Prüfablauf gliedert sich in zwei Teile: einen Einlauf und einen anschließenden Stufenversuch. Zunächst wird die Verzahnung einem Einlauf unterzogen. Dieser soll mögliche Rauheitsspitzen abtragen und durch eine Anpassung der Flanken aneinander für eine gleichmäßigere Lastverteilung sorgen. Durch den Einlauf kann der Einfluss der Fertigung auf die Versuchsergebnisse reduziert werden. Nach dem Einlauf wird die Verzahnung in Stufen bei konstantem Drehmoment und stufenweise steigender Drehzahl so lange belastet, bis ein Fresschaden auftritt. Die jeweiligen Betriebsbedingungen für den Einlauf (E) und für die acht Belastungsstufen (S1 bis S8) sind in Abbildung 6.5 dargestellt. Eine schadensfrei durchlaufene Stufe wird mit „PASS“ (bestanden) bezeichnet. Die Schadensstufe, bei der Fressen auftritt wird mit „FAIL“ (versagt) bezeichnet. Nach der „FAIL“-Stufe ist der Versuch beendet. Die zulässige Kontakttemperatur  $\vartheta_{BP}$  kann anschließend rechnerisch mit Hilfe der Berechnung aus Abschnitt 6.1 für die letzte „PASS“-Stufe ermittelt werden. Die Belastungen der jeweiligen Stufen sind so gewählt, dass von Stufe zu Stufe die maximale Kontakttemperatur rechnerisch um etwa 50 K ansteigt.

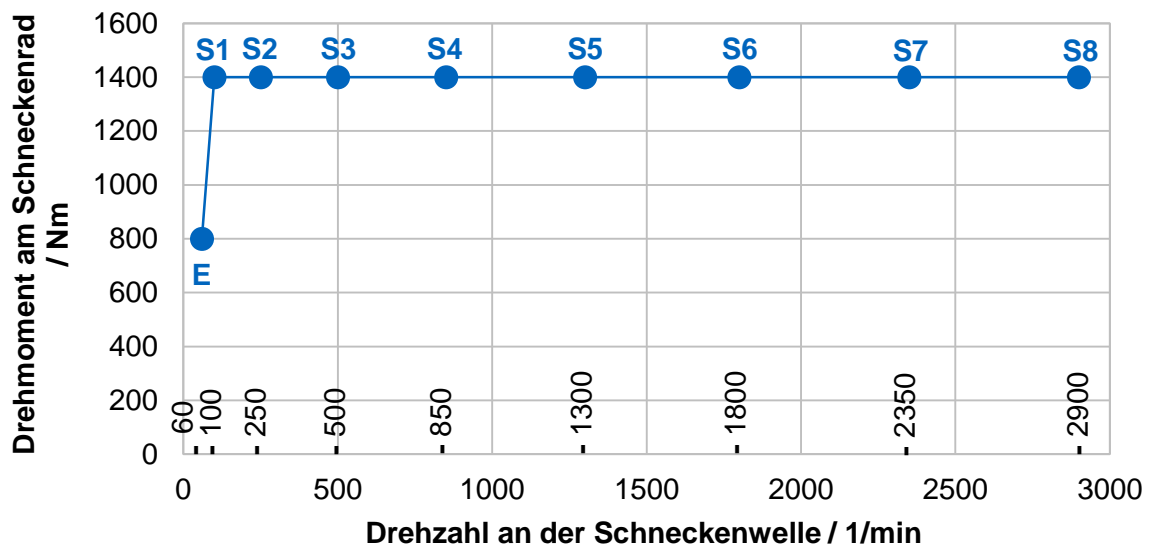


Abbildung 6.5: Abtriebsdrehmoment am Schneckenrad und Antriebsdrehzahl an der Schneckenwelle für die Stufen des standardisierbaren Fresstests

Durch die gewählten Betriebsbedingungen für die Stufen ergeben sich somit von Stufe zu Stufe ansteigende Kontakttemperaturen und Leistungen. Die für die Stufen berechnete Kontakttemperatur und die Leistung, die am Schneckenrad anliegt, ist in Abbildung 6.6 für die jeweilige Stufe dargestellt.

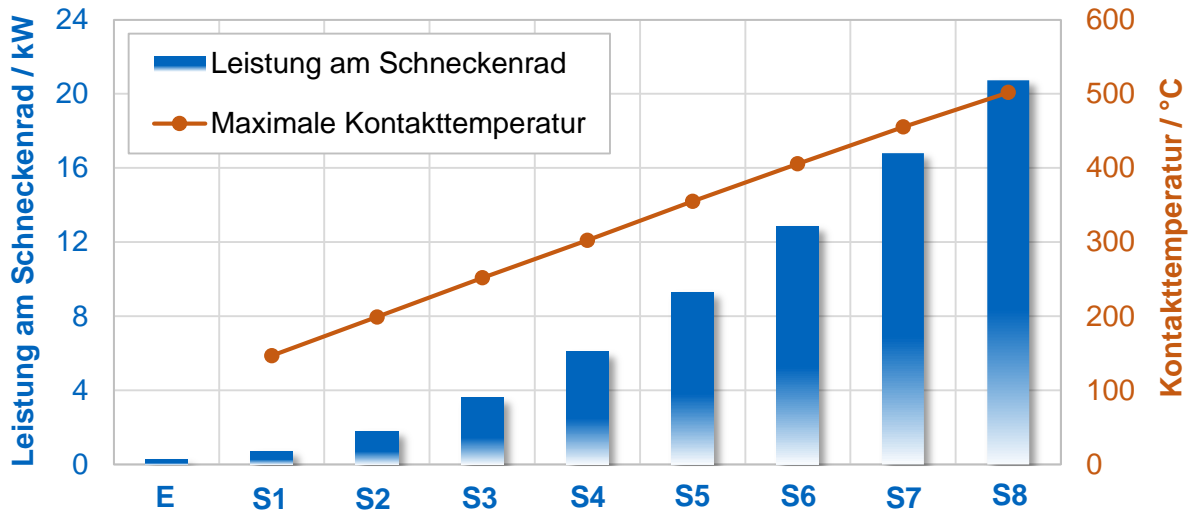


Abbildung 6.6: Leistung am Schneckenrad und maximale Kontakttemperatur für die Stufen des standardisierbaren Fresstests

Ob eine Stufe als „PASS“ oder „FAIL“ bewertet wird, kann anhand der Betriebsdaten des Prüfstands sowie anhand der optischen Kontrolle der Prüfverzahnung erfasst werden. In der Regel fällt bei einem Fressschaden an Schneckengetrieben der Wirkungsgrad unmittelbar deutlich ab, wie auch aus den Messungen in Abschnitt 4.5.1.1 hervorgeht. Je nach der Regelung des Prüfstands geht dies mit einem ansteigenden Antriebsdrehmoment oder einem abfallenden Abtriebsdrehmoment einher. Darüber hinaus muss nach jeder Stufe eine Sichtprüfung der Verzahnung auf Fressspuren oder erhöhten Materialabtrag erfolgen.

Folgende Laufzeiten haben sich als ausreichend erwiesen, um ein thermisches Gleichgewicht zu erreichen:

- E: 20 Stunden,
- S1 bis S8: 30 Minuten.

#### 6.2.4 Dokumentation

Die durchzuführenden begleitenden Messungen vor und während der jeweiligen Stufen zur Dokumentation des Werkstoff-Schmierstoff-Fresstests sind in Tabelle 6.2 zusammengefasst.

Tabelle 6.2: durchzuführende Messungen und Dokumentationen im Rahmen des standardisierbaren Werkstoff-Schmierstoff-Fresstests für Schneckengetriebe

<b>Zeitpunkt</b>	<b>Messung</b>
<b>vor E</b>	Verzahnungsqualität (Schnecke & Schneckenrad)
	Rauheit (Schnecke & Schneckenrad)
	<b>Einbau</b> (inkl. Tragbildeinstellung)
	Flankenfoto mit Tragbild (Schneckenrad)
<b>während E</b>	Drehmoment An- und Abtrieb
	Drehzahl An- und Abtrieb
	Radmassentemperatur
<b>vor S1</b>	<b>Ausbau</b>
	Rauheit Schnecke & Schneckenrad
	<b>Einbau</b> (inkl. Tragbildeinstellung)
<b>während S1</b>	Flankenfoto mit Tragbild (Schneckenrad)
	Drehmoment An- und Abtrieb
	Drehzahl An- und Abtrieb
<b>während S2 ... S8*</b>	Radmassentemperatur
	Flankenfoto mit Tragbild (Schneckenrad)
	Drehmoment An- und Abtrieb
<b>während S2 ... S8*</b>	Drehzahl An- und Abtrieb
	Radmassentemperatur
	<b>Ausbau</b>
<b>nach S2 ... S8*</b>	Flankenfoto (Schnecke & Schneckenrad)

\* je nach erreichter Schadens-Belastungsstufe

Folgende Eingangsgrößen für die Temperaturberechnung sollten als Messergebnisse aus dem Versuch direkt für die Berechnung der Kontakttemperatur für die jeweiligen Stufen verwendet werden, um eine möglichst genaue Berechnung zu gewährleisten:

- Radmassentemperatur,
- mittlere Zahnreibungszahlen (mittels Rückrechnung aus dem Wirkungsgrad aus den gemessenen Leistungen am An- und Abtrieb),
- Tragbildanteil.

Durch die Variation der Gleitgeschwindigkeit über die Stufen und die Erfassung von Drehmoment und Drehzahl am An- und Abtrieb kann über den so gemessenen Wirkungsgrad der Verlauf der Grundreibungszahl nach DIN 3996:2012 [DIN12] berechnet werden, wie auch in Abschnitt 4.5.4 erläutert wird. Die Grundreibungszahl nach DIN 3996:2012 [DIN12] ist ein Werkstoff-Schmierstoff-Kennwert, der von der Gleitgeschwindigkeit abhängt, und somit ein zusätzliches Ergebnis des Fresstests. Die Grundreibungszahl kann gegebenenfalls für weitere Berechnungen, zum Beispiel für Wirkungsgrad und Temperaturhaushalt, verwendet werden.

Eine Auswertung der Zahnreibungszahl nach der aktuellen Version der DIN 3996:2019 [DIN19] aus dem Jahr 2019 ist ebenfalls möglich. Diese beinhaltet die Berechnung der Zahnreibungszahl basierend auf Oehler [Oeh18, Oeh17b]. Für diese Berechnung sind jedoch weitere Untersuchungen zur Grenzreibungszahl der jeweils betrachteten Werkstoffpaarungen erforderlich.

### 6.3 Sicherheit gegen Fressschäden

Das zentrale Berechnungsziel der Methode ist der Faktor für die Fresssicherheit  $S_B$ , der sich aus dem Quotienten der zulässigen Kontakttemperatur  $\vartheta_{BP}$  und der Kontakttemperatur  $\vartheta_{Bmax}$  nach Gleichung (6.8) ergibt.

$$S_B = \frac{\vartheta_{BP}}{\vartheta_{Bmax}} \quad (6.8)$$

Die zulässige Fresstemperatur  $\vartheta_{BP}$  ist ein Tragfähigkeitskennwert der Werkstoff-Schmierstoff-Kombination und muss experimentell ermittelt werden. Ein Vorschlag für einen standardisierbaren Testablauf dafür ist in Abschnitt 6.2 beschrieben.

Die Kontakttemperatur  $\vartheta_{Bmax}$  ergibt sich aus Näherungsgleichungen, die entsprechend Abschnitt 6.1.1 aus der umfangreichen numerischen Temperatursimulation abgeleitet werden. Die Gleichungen dieses Berechnungsverfahrens sind in Abschnitt 6.1.2 beschrieben.

### 6.4 Anwendung auf die Versuchsergebnisse

Die in den vorherigen Abschnitten beschriebene Methode zur Ermittlung der Fresstragfähigkeit von Schneckengetrieben wird in diesem Abschnitt auf die in Abschnitt 4.5.1 dokumentierten Versuchsergebnisse zur Fresstragfähigkeit angewendet. Dies dient der Erprobung und Bewertung der Methode. Dazu werden zu den jeweiligen Versuchen die Kontakttemperaturen mit dem Näherungsverfahren berechnet. Aus den Versuchen, die nach dem standardisierbaren Werkstoff-Schmierstoff-Fresstest durchgeführt werden, werden zulässige Kontakttemperaturen für die untersuchte Werkstoff-Schmierstoff-Kombination 42CrMo4+QT / EN-GJS-600-3 / *Fuchs RENOLIN PG 680* abgeleitet. Für weitere Versuche, wie etwa die Stichversuche bei Dauerlauf und die Stichversuche mit Verzahnungen mit der Übersetzung  $i = 80$ , wird damit die Sicherheit berechnet.

Abbildung 6.7 stellt die rechnerischen Kontakttemperaturen der Versuche aus Abschnitt 4.5.1 dar. Diese beziehen sich jeweils auf die höchste Belastung, die im Versuch vorliegt. Versuche, bei denen Fressschäden aufgetreten sind, sind mit einem roten „X“ gekennzeichnet. Alle anderen Versuche erreichen entsprechend der Beschreibung in Abschnitt 4.5.1 die höchste Belastung schadensfrei. Die Kontakttemperaturen sind mit dem Näherungsverfahren nach Abschnitt 6.1.2 berechnet. Die Berechnung der Pressung, Gleitgeschwindigkeit und Radmasstemperatur erfolgt nach Methode C und DIN 3996 [DIN19]. Die Zahnreibungszahl wird mit der in Abschnitt 4.5.4 abgeleiteten Gleichung (4.2) für die Grundreibungszahl und nach DIN 3996:2012 [DIN12] berechnet. Der Tragbildanteil der jeweiligen Versuche wird unter Zuhilfenahme von Tragbildlack vor Beginn der Versuchsläufe ermittelt.

Für die drei Versuche mit der Geometrie *Ref* bei einem Versuchsablauf mit feinen Stufen liegen die beim Fressen rechnerisch aufgetretenen Temperaturen bei 465 °C und 476 °C. Der dritte Versuch, bei dem die rechnerische Kontakttemperatur 489 °C beträgt, hat die höchste

Belastung ohne Fressschaden erreicht. Im standardisierbaren Versuchsablauf mit der Geometrie *Ref* haben alle drei Prüfverzahnungen die höchste Belastungsstufe fressschadensfrei erreicht. Für zwei Versuche mit weitestgehend identischem Tragbild ergibt sich eine rechnerische Kontakttemperatur von 544 °C. Die dritte Prüfverzahnung hat ein leicht größeres Tragbild, so dass sich eine niedrigere rechnerische Kontakttemperatur von 502 °C ergibt. Für die vier Dauerlaufversuche liegen die rechnerischen Kontakttemperaturen zwischen 380 °C und 489 °C. In allen vier Dauerlaufversuchen tritt ein Fressschaden auf. Bei den beiden Versuchen mit Verzahnungen der Geometrie *i80* liegen die rechnerischen Kontakttemperaturen bei 683 °C und 373 °C und es tritt beide Male Fressen auf. Ausgehend von den Versuchen mit dem standardisierbaren Testablauf wird als zulässige Kontakttemperatur 502 °C definiert. Dies ist die niedrigste Kontakttemperatur, die in den standardisierbaren Werkstoff-Schmierstoff-Fresstests schadensfrei durchlaufen wird, und damit auf der eher sicheren Seite gewählt.

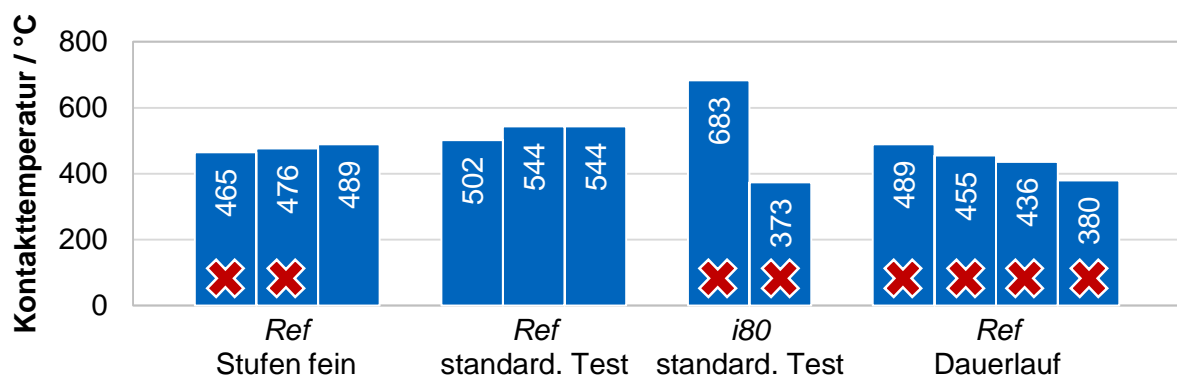


Abbildung 6.7: rechnerische Kontakttemperaturen der höchsten Belastung der Versuche (ein rotes „X“ kennzeichnet Versuche, die mit einem Fressschaden abgeschlossen werden)

Mit dieser zulässigen Kontakttemperatur werden für die in Abbildung 6.7 dargestellten Kontakttemperaturen der durchgeführten Versuche in einem nächsten Schritt die Sicherheiten berechnet. Diese sind in Abbildung 6.8 dargestellt. Die Sicherheiten der Versuche mit Fressschäden liegen zwischen 0,73 und 1,34. Die Sicherheiten der Versuche ohne Fressschäden liegen zwischen 0,92 und 1,3. Dass Versuche ohne Fressschäden eine Sicherheit von kleiner als 1 aufweisen, ist darauf zurückzuführen, dass die zulässige Kontakttemperatur, wie oben beschrieben, auf der sicheren Seite ausgewählt ist.

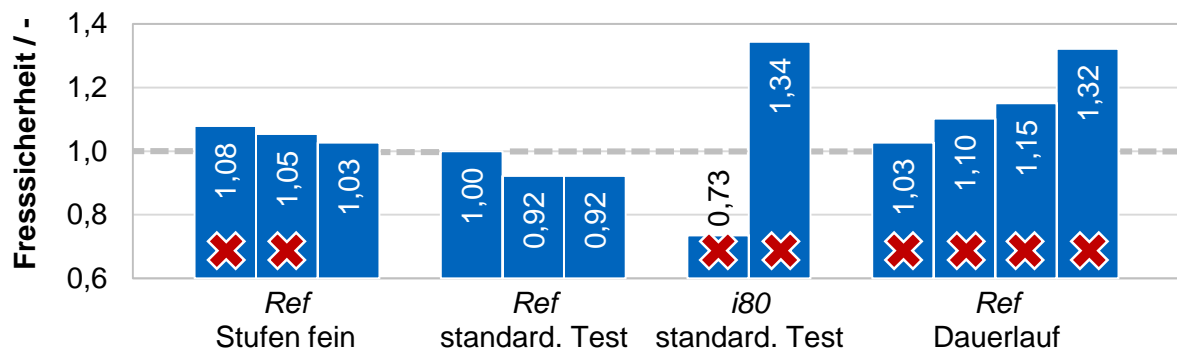


Abbildung 6.8: Fresssicherheit in den Versuchen (basierend auf einer zulässigen Kontakttemperatur von  $\vartheta_{BP} = 502 \text{ °C}$ ) bei der höchsten Belastung (ein rotes „X“ kennzeichnet Versuche, die mit einem Fressschaden abgeschlossen werden)

In Abbildung 6.9 werden für die Sicherheiten der Versuche, die in Abbildung 6.8 dargestellt sind, entsprechend der Gruppierung jeweils die Mittelwerte, Minima, Maxima und Standardabweichungen dargestellt. Für die Versuche mit der Geometrie *Ref* und dem Versuchsablauf mit feinen Stufen ergeben die Sicherheiten einen Mittelwert von 1,05 und liegen in einem kleinen Streubereich. Bei einem von drei dieser Versuche tritt Fressen auf. Beim standardisierbaren Versuchsablauf liegt der Mittelwert der Sicherheiten bei 0,95. Bei keinem der drei Versuche tritt Fressen auf und es wird zur Bestimmung der zulässigen Kontakttemperatur der Versuch mit der niedrigsten rechnerischen Kontakttemperatur gewählt, damit die Berechnung auf der sicheren Seite erfolgt. Bei den Versuchen zum Dauerlauf liegen die Sicherheiten im Mittel bei 1,15 und sind damit höher als bei den weiteren Versuchen mit der Geometrie *Ref*. Dennoch tritt bei allen vier Dauerlaufversuchen Fressen auf. Vor allem bei den Versuchen mit der Geometrie *i80*, bei denen beide Male ein Fressschaden zum Versuchsende aufgetreten ist, liegt eine ausgeprägte Streuung der Versuchsergebnisse vor. Die mittlere Sicherheit aller Versuche mit Fressschäden liegt bei 1,1 über alle Versuchsreihen hinweg. Die mittlere Sicherheit aller Versuche ohne Fressschäden liegt bei 0,97 über alle Versuchsreihen hinweg. Dieses Verhalten ist gegenläufig zu dem erwarteten Verhalten. Die Streuung der Sicherheiten der Versuche mit Fressschäden ist jedoch deutlicher ausgeprägter als bei den Versuchen ohne Fressschäden.

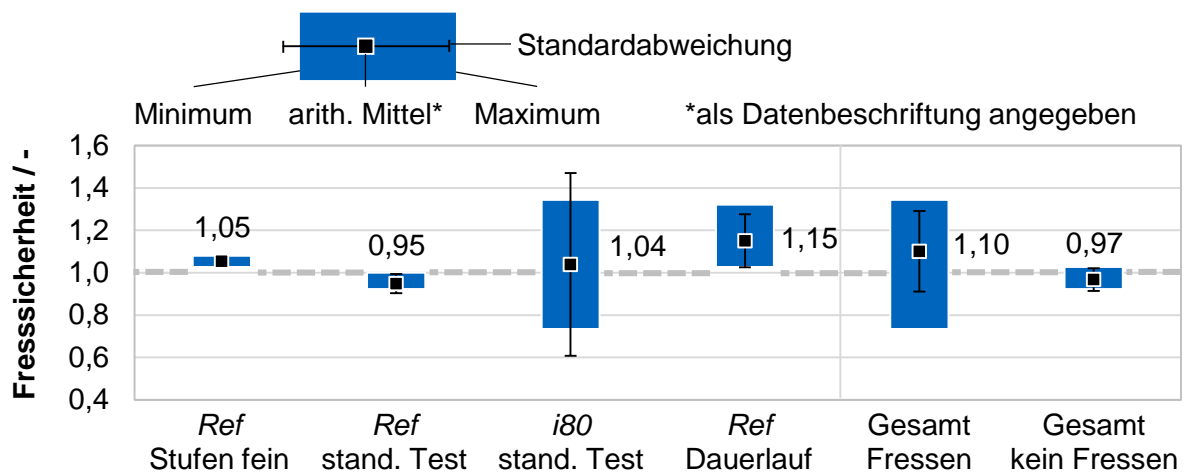


Abbildung 6.9: Übersicht über arithmetisches Mittel, Minimum, Maximum und Standardabweichung der Fresssicherheit bei der höchsten Belastung in den Versuchsreihen (basierend auf einer zulässigen Kontakttemperatur von  $\vartheta_{BP} = 502 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )

Zur Einordnung dieser Ergebnisse ist an dieser Stelle auf ISO/TS 6336-21 [ISO22b] zu verweisen. Im Integraltemperaturverfahren für Stirnräder wird dort ein erforderlicher Sicherheitsfaktor größer Zwei genannt, damit ein zuverlässig niedriges Fressrisiko vorliegt. Nach diesem Maßstab liegen alle hier betrachteten Versuchsergebnisse in einem Bereich mit moderatem oder hohem Fressrisiko. Ein Auftreten von Fressen wäre demzufolge in allen durchgeführten Versuchen nicht unwahrscheinlich.

Für die entwickelte Methode und für Schneckengetriebe ist basierend auf den durchgeführten Versuchen jedoch noch keine eindeutige Aussage möglich, welche Mindest-Fresssicherheit erforderlich ist, um Fressschäden zu vermeiden. Bis zu einer Sicherheit von 1,34 treten in den Versuchen Fressschäden auf. Verzahnungen, die mit der Sicherheit 0,92 betrieben werden, durchlaufen die Versuche teils ohne Fressschäden. Dies deutet darauf hin, dass die Fresstragfähigkeit einer ausgeprägten Streuung unterliegt oder Einflussfaktoren, die die Fresstragfähig-

keit beeinflussen, noch nicht hinreichend in der Berechnung für die Fresssicherheit berücksichtigt sind. Für eine diesbezügliche Analyse sind weitere Versuche in größerer Anzahl erforderlich, die in Zuge der weiterführenden Forschung durchgeführt werden sollten. Die Auswertung der Versuche zum Dauerlauf deutet darauf hin, dass dort Fressschäden auch bei höheren Sicherheiten auftreten können. Es ist dementsprechend ebenfalls weiterführend zu untersuchen, ob eine dauerhafte Belastung eine höhere Sicherheit erfordert.





## 7 Ansätze zur Weiterentwicklung der Fresstragfähigkeitsermittlung

Die im Rahmen der Arbeit entwickelte und im vorherigen Kapitel beschriebene Methode zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit wird in diesem Kapitel entsprechend der eingangs definierten Zielsetzung diskutiert. Basierend darauf werden Ansätze zur Weiterentwicklung der Methode erarbeitet und dokumentiert. Diese Ansätze können im Verlauf der künftigen Forschung an dem Thema aufgegriffen und untersucht werden.

### 7.1 Diskussion der Erreichung der Zielsetzung

Die in Abschnitt 3.2 beschriebene Zielsetzung ist in mehrere Bestandteile mit jeweiligen Anforderungen aufgeteilt. Die Erfüllung dieser Anforderungen ist in Tabelle 7.1 farblich bewertet.

Tabelle 7.1: Bewertung der Erfüllung der Anforderungen an die Bestandteile zur Erreichung der Zielsetzung der vorliegenden Arbeit (↑, grün: Anforderung mit entwickelter Methode erfüllt / →, orange: Anforderung mit entwickelter Methode teilweise erfüllt / ↓, rot: Anforderungen mit entwickelter Methode nicht hinreichend erfüllt)

Bestandteil der Zielsetzung	Anforderungen
Fresstragfähigkeitsberechnung (entsprechend Kapitel 6)	<ul style="list-style-type: none"> <li>• ↑ Praxistauglich (Rechenzeit, Handhabung)</li> <li>• ↑ Integrierbar in bestehende Normen</li> <li>• → Berücksichtigung relevanter Einflussfaktoren</li> </ul>
Oberflächentemperatursimulation (entsprechend Kapitel 5)	<ul style="list-style-type: none"> <li>• ↑ Für Kontaktverhältnisse von Schneckengetrieben</li> <li>• ↑ Validiert (experimentell und theoretisch)</li> </ul>
Prüfverfahren für Grenztemperatur (entsprechend Abschnitt 6.2)	<ul style="list-style-type: none"> <li>• ↓ Differenzierung von Werk- und Schmierstoffen</li> <li>• ↑ Standardisierbar</li> <li>• ↑ Zeit- und kostenökonomisch</li> </ul>

Die Fresstragfähigkeitsberechnung setzt sich aus dem aus der Temperatursimulation abgeleiteten, vereinfachten Berechnungsverfahren und dem standardisierbaren Fresstest als Prüfverfahren zur Ermittlung der Fress-Grenztemperatur zusammen. Die entwickelte Fresstragfähigkeitsberechnung hat als zentrales Berechnungsziel die Bestimmung der Fresssicherheit. Die Berechnung der Sicherheit erfolgt durch Formeln, die in der Praxis einfach und mit kurzer Rechenzeit verwendet werden können. Dies wird durch eine vereinfachte Temperaturberechnung realisiert, die aus der numerischen Temperatursimulation abgeleitet ist. Durch die Bestimmung einer Sicherheit und der Verwendung von Beanspruchungskennwerten, die, wie etwa die mittlere Gleitgeschwindigkeit oder die mittlere Pressung, bereits in der Normberechnung nach DIN 3996 [DIN19] oder ISO/TS 14521 [ISO20] vorhanden sind, fügt sich die entwickelte Fresstragfähigkeitsberechnung in das Konzept der bestehenden Normen ein. Somit ist diese gut darin integrierbar. Die Anforderungen an die Praxistauglichkeit und die Integrierbarkeit in bestehende Normen werden damit als vollständig erfüllt erachtet. Die Berechnung der Fresssicherheit berücksichtigt wesentliche Einflussfaktoren, wie die Tragbildgröße oder Materialkennwerte. Jedoch werden weitere mögliche Einflussfaktoren bislang nur bedingt berücksichtigt. So wird die Rauheit in der Reibungszahl berücksichtigt, aber ein darüberhinausgehender Einfluss der Rauheit, der bei Schneckengetrieben durch die Mischreibung vorliegen könnte, ist nicht in der Berechnung enthalten. Weiterhin geht aus den Versuchen mit der Verzahnung *i80* mit der höheren Übersetzung eine hohe Streuung der Fresstragfähigkeit hervor. Eine der beiden geprüften Verzahnungen weist dabei eine deutlich niedrigere Fress-Grenztemperatur

als die Verzahnung *Ref* auf. Der Einfluss einer höheren Übersetzung oder einer daraus resultierenden längeren Kontaktzeit ist bislang ebenfalls nicht in der Berechnung enthalten, da der Großteil der Untersuchungen auf der Prüfverzahnung *Ref* basiert. Einflüsse aus abweichenden Geometrien sind somit bislang kein wesentlicher Untersuchungsbestandteil und sollten Bestandteil weiterführender Untersuchungen sein. Auch der Einlaufzustand der Verzahnung wird bislang nicht berücksichtigt. Dementsprechend ist die Erfüllung der Anforderung an eine umfassende Berücksichtigung von Einflussfaktoren in der entwickelten Berechnungsmethode nur teilweise gegeben. Weitere mögliche Einflussfaktoren sollten im Rahmen von künftiger Forschung untersucht und die Methode zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit sukzessive darum erweitert werden.

Die Oberflächentempersimulation, aus der die vereinfachte Kontakttemperaturberechnung abgeleitet wird, berücksichtigt die Kontaktverhältnisse von Schneckenverzahnungen. So werden etwa Gegenlauf und der Wärmetransport durch die Bewegung der Verzahnungspartner berücksichtigt. Der Vergleich mit bestehenden Berechnungsverfahren und die experimentelle Validierung bestätigen die Eignung der Simulation zur Berechnung der Oberflächentemperaturen von Schneckengetrieben. Die Anforderungen an die Simulation können somit als vollständig erfüllt angesehen werden. Erweiterungen, wie beispielsweise pressungsabhängige Grenzreibungszahlen oder die Einbindung in ein thermisches Netzwerk zur Bestimmung der Massentemperaturen, könnten den Berechnungsumfang weiter ergänzen.

Das Prüfverfahren für die zulässige Fress-Grenztemperatur ist erforderlich, um einen Grenzwert für eine Werkstoff-Schmierstoff-Kombination zu ermitteln, auf dessen Basis die Fresssicherheit berechnet werden kann. Die wesentliche Anforderung an einen derartigen Test ist es, durch das Herbeiführen von Schäden die Tragfähigkeit verschiedener Werkstoff-Schmierstoff-Kombinationen zu differenzieren. Nachdem im standardisierbaren Testablauf keine der drei erprobten Verzahnungen mit der Geometrie *Ref* ausgefallen ist, ist dies mit dem vorgeschlagenen Testablauf bislang nicht möglich. Zur Absicherung kann der Testablauf jedoch bereits verwendet werden. Wesentlich höhere Belastungen sind aufgrund der bestehenden Prüfstandskonfiguration und aufgrund der Zahnbruchsicherheit der bislang verwendeten Verzahnung nicht möglich. Eine Möglichkeit, die Differenzierbarkeit von Werkstoff-Schmierstoff-Kombinationen zu verbessern, ist die Verwendung einer modifizierten Prüfverzahnung, die stärker zu Fressen neigt. Darüber hinaus können die Beanspruchung erhöht und die Differenzierbarkeit verbessert werden, indem eine höhere Öleinspritztemperatur verwendet wird. Ein Sprungtest mit einem reduzierten oder weggelassenen Einlauf kann ebenfalls die Differenzierbarkeit erhöhen. Bei Schneckengetrieben ist aufgrund der Bedeutung des Einlaufs jedoch dann von einer erhöhten Streuung in den Testergebnissen auszugehen.

Der Fresstest erfüllt die Anforderung an die Standardisierbarkeit, da er, wie auch Fresstests für Stirnräder gemäß etwa ISO 14635-1 [ISO23a], in Normen aufgenommen werden kann. Wesentliche Informationen zur Spezifizierung des Tests und der Prüfkörper sind dazu in Abschnitt 6.2 definiert.

Der im Rahmen der Arbeit definierte Test erfüllt weiterhin die Anforderung, zeit- und kostenökonomisch zu sein. Einschließlich des Einlaufs beträgt die Dauer für die Erprobung eines Radatzes zwei Werktage mit einem gesamten Personalaufwand von etwa 8 Stunden, der neben der Versuchsdurchführung auch die Vermessung und Auswertung beinhaltet. Durch die Verwendung der Verzahnungsgeometrie des Standard-Referenzgetriebes nach DIN 3996 [DIN19] kann der Test auf verhältnismäßig weit verbreiteten und bestehenden

Schneckengetriebeprüfständen durchgeführt werden. Der Schmierstoffbedarf ist durch die Einspritzschmierung mit Öltank leicht erhöht, aber mit etwa 25 Litern angemessen.

Entsprechend dieser Diskussion der Erfüllung der Anforderungen sind die zwei maßgeblichen Ansatzpunkte zur Weiterentwicklung der Methode zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit von Schneckengetrieben die Auslegung einer fresskritischeren Prüfverzahnung sowie die Berücksichtigung weiterer Einflussfaktoren im Rahmen der Berechnung der Fresssicherheit. Diese Ansätze werden in den beiden nachfolgenden Abschnitten beschrieben. Darüber hinaus resultieren aus den Stichversuchen zum Dauerlauf Fragestellungen, auf die im letzten Abschnitt dieses Kapitel eingegangen wird.

## 7.2 Auslegung einer fresskritischeren Prüfverzahnung

Wie aus den Versuchsergebnissen der Stufentests zur Fresstragfähigkeit in Abschnitt 4.5.1.1 und aus der Diskussion der Zielerreichung im vorangegangenen Abschnitt 7.1 hervorgeht, durchläuft die Verzahnung mit der Geometrie des Standard-Referenzgetriebes nach DIN 3996 [DIN19] bei hoch tragfähigen Werk- und Schmierstoffen die Stufen des standardisierbaren Fresstests unter Umständen schadensfrei. Da im Test Schäden hervorgerufen werden sollen, wird nachfolgend die Auslegung einer fresskritischeren Prüfverzahnung vorgestellt. Mit dieser Verzahnung können bei gleicher Belastung höhere Beanspruchungen erzielt werden. Dadurch kann davon ausgegangen werden, dass Schäden im Fresstest in früheren Stufen auftreten und somit eine bessere Differenzierung von Werkstoff-Schmierstoff-Kombinationen möglich wird.

Damit die fresskritischere Verzahnung ohne umfangreichere Anpassungen von verbreiteten Prüfständen für das Standard-Referenzgetriebe nach DIN 3996 [DIN19] erprobt werden kann, sind die Anforderungen an die Prüfverzahnung wie folgt:

- Achsabstand gleich dem Standard-Referenzgetriebe nach DIN 3996 [DIN19],
- Übersetzung gleich dem Standard-Referenzgetriebe nach DIN 3996 [DIN19],
- höhere rechnerische Kontakttemperatur im standardisierbaren Fresstest,
- ausreichende Durchbiege- und Mindestzahnbruchsicherheit.

Durch die Vorgabe des Achsabstands und der Übersetzung ist die Verzahnung bereits weitestgehend bestimmt. Eine Erhöhung der Kontakttemperatur ist gemäß der vereinfachten Temperaturberechnung aus Abschnitt 6.1 durch eine Erhöhung der spezifischen Reibleistung  $P_R$  möglich. Diese steigt durch größere Gleitgeschwindigkeiten, Pressungen und Reibungszahlen.

Von diesen Beanspruchungsgrößen kann die Gleitgeschwindigkeit verhältnismäßig stark erhöht werden, indem der Durchmesser der Schneckenwelle vergrößert wird. Bei dem definierten Achsabstand und der definierten Übersetzung kann dies über den Axialmodul und die Profilverschiebung erfolgen.

Dementsprechend wird für die fresskritischere Prüfverzahnung ein gegenüber dem Standard-Referenzgetriebe nach DIN 3996 [DIN19] leicht kleinerer Axialmodul von  $m_x = 3,8 \text{ mm}$  definiert. Darüber hinaus wird durch einen Profilverschiebungsfaktor von  $x_2 = -0,105263$  der Durchmesser der Schnecke weiter vergrößert. Beide Größen sind so gewählt, dass sich für die vorliegende Geometrie ein gutes Tragbild sowie eine gute Eingriffslinie ergibt und die Zähne möglichst groß für eine einfachere Sichtkontrolle sind. Die weiteren Daten der Hauptverzahnungsgeometrie sind in Tabelle 7.2 enthalten.

Die Fußfreiheitsfaktoren sind mit  $c_{f1}^* = c_{f2}^* = 0,21$  so gewählt, dass ausreichende Kopfspiele für einen möglichst robusten Betrieb gegeben sind. Auch das Flankenspiel sollte aus diesem Grund ausreichend bemessen sein, um ein Klemmen stets zu vermeiden. Als Anhaltswert für das Drehflankenspiel kann  $j_t = 0,35 \text{ mm}$  für die Auslegung der Werkzeuge angesetzt werden. Dieses ist damit größer gewählt als das Drehflankenspiel vergleichbarer, praxisüblicher Verzahnungen. Der Zahndickenfaktor sollte etwa  $s_{mx}^* = 0,5$  betragen. Für den Schneckenradfräser wird eine Fräservergrößerung von  $Y = 2,5 \%$  definiert, so dass ein Tragbildanteil von etwa  $R_{Tr} = 70 \dots 80 \%$  resultiert.

Tabelle 7.2: Hauptverzahnungsgeometrie einer fresskritischeren Prüfverzahnung

Achsabstand $a / \text{mm}$	100
Flankenform / –	ZI
Zähnezahlverhältnis $z_2/z_1 / –$	41/2
Axialmodul $m_x / \text{mm}$	3,8
Profilverschiebungsfaktor $x_2 / –$	-0,1053
Erzeugungswinkel $\alpha_0 / ^\circ$	20°
Mittensteigungswinkel $\gamma_m / ^\circ$	9,59
Mittlenkreis-Ø Schnecke $d_{m1} / \text{mm}$	45,0
Fußkreis-Ø Schnecke $d_{f1} / \text{mm}$	35,8
Kopfkreis-Ø Schnecke $d_{a1} / \text{mm}$	52,6
Mittlenkreis-Ø Rad $d_{m2} / \text{mm}$	155,0
Teilkreis-Ø Rad $d_2 / \text{mm}$	155,8
Fußkreis-Ø Rad $d_{f2} / \text{mm}$	145,8
Kopfkreis-Ø Rad $d_{a2} / \text{mm}$	162,6
Außen-Ø Rad $d_{e2} / \text{mm}$	166,0
Radkranzbreite $b_{2H} / \text{mm}$	30,0
Fräservergrößerung $Y / \%$	2,5

Tabelle 7.3 beinhaltet die Beanspruchungskenngrößen der fresskritischer ausgelegten Verzahnung im Vergleich zum Standard-Referenzgetriebe nach DIN 3996 [DIN19]. Der Kennwert für die Schmierfilmdicke  $h^*$  ist gegenüber dem Standard-Referenzgetriebe nach DIN 3996 [DIN19] leicht höher. Dadurch kann von einem etwas besseren Schmierfilmaufbau ausgegangen werden. Dies wird für die Wiederholbarkeit der Versuchsergebnisse als positiv erachtet, da einzelne Rauheitsspitzen durch den besseren Schmierfilm einen kleineren Einfluss aufweisen können. Der Kennwert für die Pressung  $p_m^*$  sowie die mittlere Pressung  $\sigma_{Hm}$  sind bei der fresskritischeren Verzahnung leicht höher als beim Standard-Referenzgetriebe nach DIN 3996 [DIN19]. Dies führt zu minimal höheren Kontakttemperaturen, was gewünscht ist. Ein deutlicher Unterschied liegt bei der Gleitgeschwindigkeit am Mittlenkreis  $v_{gm}$  vor. Für diese Beanspruchungsgröße hat die fresskritischere Verzahnung einen um etwa 25 % höheren Wert als das Standard-Referenzgetriebe nach DIN 3996 [DIN19]. In Folge davon kann von einer deutlich erhöhten spezifischen Reibleistung  $P_R$  ausgegangen werden, wodurch die Kontakttemperatur höhere und damit fresskritischere Werte erreicht.

Tabelle 7.3: Beanspruchungskenngrößen des Standard-Referenzgetriebes nach DIN 3996 [DIN19] im Vergleich zur fresskritischer ausgelegten Verzahnung (dimensionsbehaftete Kennwerte für Belastung mit  $T_2 = 1400 \text{ Nm}$  und  $n_1 = 2900 \text{ 1/min}$ )

Kenngröße	Standard-Referenzgetriebe	Fresskritischere Verzahnung
Kennwert Schmierfilmdicke $h^* / -$	0,069	0,073
Kennwert Pressung $p_m^* / -$	0,95	0,97
Mittlere Pressung $\sigma_{Hm} / \text{N/mm}^2$	569	575
Gleitgeschwindigkeit am Mittenkreis $v_{gm} / \text{m/s}$	5,6	6,9

Zur Beurteilung der Auswirkung der gegenüber dem Standard-Referenzgetriebe nach DIN 3996 [DIN19] geänderten Geometrie werden die berechneten Kontakttemperaturen der beiden Verzahnungen für die Stufen des standardisierbaren Fresstests nach Abschnitt 6.2 verglichen. Dies ist in Abbildung 7.1 dargestellt. Die Berechnung der Temperaturen erfolgt gemäß dem in Abschnitt 6.1.2 beschriebenen Berechnungsverfahren mit Beanspruchungsgrößen nach DIN 3996 [DIN19]. Für beide Verzahnungen wird für die Berechnung ein Tragbildanteil von  $R_{Tr} = 80 \%$  angenommen. Die zugrundeliegende Werkstoff-Schmierstoff-Kombination ist 42CrMo4+QT / EN-GJS-600-3 / Polyglykol ISO VG 680. Es zeigt sich, dass die maximale Kontakttemperatur der fresskritischer ausgelegten Verzahnung für alle Stufen über der des Standard-Referenzgetriebes nach DIN 3996 [DIN19] liegt. Dadurch ist von einer höheren Fressgefährdung im Fresstest auszugehen. In der höchsten Stufe hat die fresskritischere Verzahnung eine um etwa  $55 \text{ K}$  höhere rechnerische maximale Kontakttemperatur als das Standard-Referenzgetriebe nach DIN 3996 [DIN19]. Somit ist bei gleicher äußerer Belastung von einer niedrigeren Fresssicherheit der neu ausgelegten Prüfverzahnung gegenüber der bisherigen Prüfverzahnung auszugehen. Damit erfüllt die hier beschriebene Verzahnung die Anforderungen an eine reduzierte Fresstragfähigkeit.

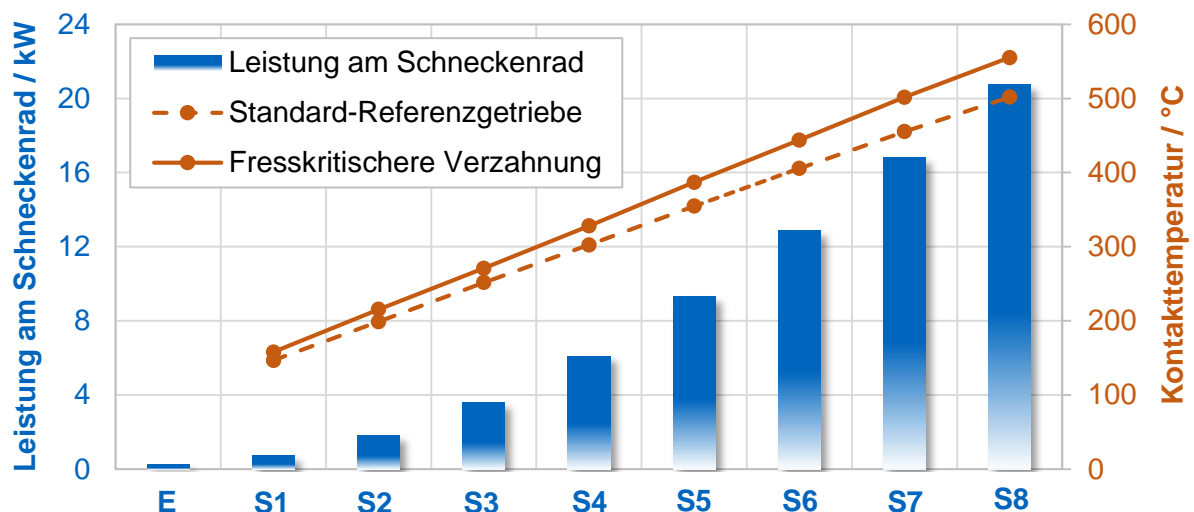


Abbildung 7.1: Leistung am Schneckenrad in den Stufen des standardisierbaren Fresstests und zugehörige Kontakttemperatur für das Standard-Referenzgetriebe nach DIN 3996 [DIN19] und die fresskritischere Verzahnung

Die Durchbiegesicherheit der Verzahnung beträgt  $S_\delta = 7,17$  bei einem Drehmoment von  $T_2 = 1400 \text{ Nm}$ . Die Zahnbruchsicherheit der Verzahnung im Neuzustand beträgt  $S_F = 1,01$  bei einem Drehmoment von  $T_2 = 1400 \text{ Nm}$ . Beide Werte sind mit DIN 3996 [DIN19] für eine Stahl-

Bronze-Werkstoffpaarung berechnet und liegen damit auf der sicheren Seite. Sie werden daher als ausreichend groß für die verhältnismäßig kurzen Stufenversuche erachtet. Eine weitere Verkleinerung der Verzahnung würde die Zahnbruchsicherheit jedoch in einen zunehmend kritischen Bereich verschieben.

Als Alternative zu der beschriebenen Verzahnung ist eine weitere Auslegung einer fresskritischeren Verzahnung, die keine Profilverschiebung aufweist, in Anhang A.5 enthalten. Diese resultiert in geringfügig niedrigeren Temperaturen, ist unter Umständen jedoch vorteilhaft in der Fertigung. Welche Verzahnung für einen künftigen, genormten Standard-Fresstest für Schneckengetriebe definiert wird, sollte Bestandteil weiterer Forschung sein.

Für den Fall, dass auch die hier beschriebene, fresskritischere Verzahnung keine ausreichende Differenzierung hoch tragfähiger Werkstoff-Schmierstoff-Kombinationen erlaubt, müssen zusätzliche Maßnahmen getroffen werden, um die Testbedingungen zu verschärfen. Weitere Ansatzpunkte zur Verschärfung der Bedingungen im Fresstest sind eine Erhöhung der Einspritztemperatur, ein kürzerer Einlauf oder ein Betrieb mit höheren Drehzahlen, sofern der Prüfstand dies zulässt.

### **7.3 Berücksichtigung weiterer Einflussfaktoren**

Von Stirn- und Kegelrädern sind weitere Einflussfaktoren auf die Fresstragfähigkeit bekannt, die in der entwickelten Methode zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit von Schneckengetrieben bislang nicht berücksichtigt werden. Die maßgeblichen Einflussfaktoren, deren Ergänzung zur Methode geprüft werden sollte sind die Rauheit, die Kontaktzeit, der Einlauf sowie die Streuung.

Die versuchsbegleitenden Messungen der Oberflächenrauheit, von der die Ergebnisse in Abschnitt 4.5.5 beschrieben sind, zeigen eine deutliche Veränderung der Oberflächenbeschaffenheit zwischen Neuzustand und Einlaufende. Für die Stufenversuche ist die Rauheit zu Beginn der Versuche maßgeblich. Daher wird für alle Berechnungen der vorliegenden Arbeit die Oberflächenrauheit nach Einlaufende verwendet. Dies hat sowohl bei der Simulation als auch bei der vereinfachten Temperaturberechnung einen Einfluss auf die berechneten Reibungszahlen. Eine höhere Rauheit resultiert in höheren Kontakttemperaturen. Über diesen bereits berücksichtigten Einfluss hinaus ist es zudem denkbar, dass eine hohe Oberflächenrauheit die Fresstragfähigkeit weiter negativ beeinflusst durch den oftmals mischreibungsbehafteten Kontakt von Schneckenverzahnungen. Rauheitsspitzen können zu vermehrtem Metall-Metall-Kontakt führen und dadurch lokal der Ausgangspunkt für Fressschäden sein. Es sollte daher untersucht werden, wie sich glattere oder rauere Oberflächen auf die Fresstragfähigkeit auswirken. Simulativ könnte dies durch die gezielte Einbringung von einzelnen Flankenpunkten mit erhöhten Pressungen und reduzierter Schmierfilmdicke sein, wodurch Rauheitsspitzen vereinfacht modelliert werden können. Bislang werden zwar ebenfalls lokale Beanspruchungsgrößen verwendet, die Rauheit wird jedoch gleichmäßig verteilt über die Flanke in Form des Festkörpertraganteils berücksichtigt. Experimentell könnten Versuche mit gleitgeschliffenen Verzahnungen mit erheblich reduzierter Rauheit erfolgen, so dass auch nach dem Einlauf von niedrigeren Rauheiten ausgegangen werden. Damit können gegebenenfalls unterschiedliche Tragfähigkeiten in den Stufenversuchen identifiziert werden. Basierend auf den so erzeugten rechnerischen und experimentellen Erkenntnissen kann der Einfluss der Rauheit in die Methode zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit aufgenommen werden.

Bei den Stichversuchen mit der Geometrie *i80*, die eine höhere Übersetzung als die Verzahnung mit der Geometrie *Ref* aufweist, zeigt sich eine hohe Streuung. Einer der beiden untersuchten Radsätze fällt bei einer verhältnismäßig niedrigen Belastung aus. Die resultierende Fresssicherheit ist somit hoch. Der zweite Versuch weist hingegen eine vergleichsweise niedrige Fresssicherheit auf. Aufgrund der geringen Anzahl an Versuchen mit der Geometrie *i80* kann keine konkrete Aussage zum Einfluss der Übersetzung getroffen werden. Daher ist in weiteren Versuchen zu ermitteln, welche Streuung bei einer größeren Stichprobe vorliegt und ob die Übersetzung einen Einfluss auf die Fresstragfähigkeit aufweist. Da die Beanspruchungen der Verzahnung bereits berücksichtigt werden, ist der maßgebliche Unterschied von einer höheren Übersetzung die Kontaktzeit. Diese ist die Zeit eines vollständigen Zahneingriffs. Bei Stirnrädern zeigt diese gemäß Collenberg [Col90] einen deutlichen Einfluss auf die Fresstragfähigkeit. Bei der Verzahnung mit der Geometrie *i80* ist die Kontaktzeit eines Schneckenradzahns gegenüber der Verzahnung mit der Geometrie *Ref* um etwa den Faktor 2,5 länger. Durch weitere Versuche mit Schneckenverzahnungen unterschiedlicher Übersetzung kann dieser Einfluss weiterführend untersucht und basierend auf den Erkenntnissen in der Methode zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit berücksichtigt werden. Da in der numerischen Simulation die Dauer eines Eingriffs durch die instationäre Berechnung bereits berücksichtigt wird, können begleitend damit theoretische Untersuchungen erfolgen.

Der allgemeine Einfluss des Einlaufs ist in der entwickelten Methode nicht berücksichtigt. Durch den Einlauf ändert sich die Oberflächenrauheit, das Tragbild wird größer und gemäß Lohner [Loh16] können sich triboinduzierte Schichten bilden. Die Oberflächenrauheit wird bereits teilweise, wie vorherig beschrieben, berücksichtigt. Der Tragbildanteil wird bei der Berechnung der spezifischen Reibleistung berücksichtigt. Darüber hinaus sind jedoch weitere Einflüsse aus dem Einlauf denkbar, da sich die Flanken von Schnecke und Schneckenrad aneinander anpassen und triboinduzierte Schichten gebildet werden können. Bei Stirnrädern kann so durch den Einlauf eine maßgebliche Verbesserung der Fresstragfähigkeit erfolgen. Dementsprechend ist nach Michaelis [Mic87] und Klein [Kle12] die Fresstragfähigkeit einer eingelaufenen Stirn- oder Kegelradverzahnung je nach Flankenrauheit und Baugröße um das Zwei- bis Vierfache höher gegenüber einer uneingelaufenen Verzahnung. Zur Untersuchung des Einflusses bei Schneckengetrieben können Stufenversuche ohne vorangegangenen Einlauf sowie mit unterschiedlichen, vorangegangenen Einlaufprozeduren durchgeführt werden. So lässt sich der Einfluss des Einlaufs auf die Fresstragfähigkeit experimentell abschätzen und kann anschließend in der Berechnungsmethode zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit berücksichtigt werden.

Die im Rahmen der Arbeit durchgeführten Versuche zur Fresstragfähigkeit zeigen teils eine deutliche Streuung auch bei weitestgehend identischen Versuchsbedingungen. Es ist daher durch Versuche mit einer deutlich größeren Anzahl an Wiederholversuchen zu ermitteln, welche Streuung und Verteilung die Fresstragfähigkeit von Schneckengetrieben aufweist. Daraus können weitere Vorgaben zur Anzahl der durchzuführenden Fresstests und zur erforderlichen Mindestsicherheit abgeleitet werden.

#### 7.4 Fresssicherheit im Dauerbetrieb

Im Rahmen der Stichversuche zum Dauerbetrieb, die in Abschnitt 4.5.1.2 beschrieben sind, fallen die Verzahnungen nach mehreren Stunden bei niedrigeren Beanspruchungen aus als bei den Beanspruchungen, die im Stufenversuch für 30 Minuten schadensfrei übertragen werden können. Dies deutet darauf hin, dass die Grenztemperatur, die als Tragfähigkeitskennwert

einer Werkstoff-Schmierstoff-Kombination im Stufentest ermittelt wird, nicht uneingeschränkt auf einen dauerhaften Betrieb übertragen werden kann und somit im Dauerbetrieb höhere geforderte Sicherheiten nötig sein können. Ein dauerhaft sicherer Betrieb ist jedoch maßgeblich und sollte durch die Auslegung mit der entwickelten Methode zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit gewährleistet werden können. Es ist daher für die Weiterentwicklung der Methode erforderlich, auch den Betriebsfall Dauerlauf zuverlässig berücksichtigen zu können.

Dazu ist zunächst eine Untersuchung der Ursachen für die Ausfälle im Dauerbetrieb erforderlich. Eine kontinuierliche Messung der Radmassentemperatur und Überwachung des Schmierstoffzustands, auf beispielsweise Schaumbildung oder Partikel, kann diesbezüglich Ansätze und Erkenntnisse liefern. Eine regelmäßige Vermessung der Oberflächen der Verzahnungen kann Aufschluss über mögliche Veränderungen der Rauheit bei längerer Belastung geben.

Nach der Ursachenfindung sollte die Berechnung der Fresssicherheit dahingehend erweitert werden, dass Effekte durch eine länger andauernde Belastung berücksichtigt werden können. Möglichkeiten dafür sind explizite Faktoren, die Änderungen des Schmierstoffs oder der Verzahnungsoberflächen abdecken, oder eine höhere geforderte Mindestsicherheit bei Dauerbetrieb.



## 8 Zusammenfassung und Ausblick

Das übergeordnete Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung einer Methode zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit von Schneckengetrieben, die insbesondere bei der Auslegung von Schneckengetrieben mit Schneckenrädern aus festeren Werkstoffen verwendet werden kann. Die Verwendbarkeit von derartigen Werkstoffen soll dadurch verbessert werden und ein breiterer Einsatz ermöglicht werden.

Nachfolgend werden die Inhalte der Arbeit und die daraus resultierenden Hauptkenntnisse zusammengefasst sowie ein Ausblick für den weiteren Verlauf der Forschung und Entwicklung anknüpfend an diese Arbeit gegeben.

### 8.1 Zusammenfassung

Im Rahmen der Arbeit werden Gusseisen oder Stahl als festere Werkstoffe bezeichnet. Diese sind fester im Vergleich zu den oft verwendeten Bronze- oder Messing-Werkstoffen für Schneckenräder. Bei Schneckengetrieben mit Schneckenrädern aus festeren Werkstoffen zeigten vorherige Untersuchungen, dass Fressen oftmals die begrenzende Schadensart ist. Fressen ist ein lokales Verschweißen der Kontaktpartner und Losreißen in Folge der Bewegung. Dies führt in kurzer Zeit zu einem hohen Materialabtrag, einer hohen Temperaturentwicklung und damit in der Regel zu einem schnellen Totalausfall der Verzahnung. Für Stirn- und Kegelräder ist ein Kontakttemperaturkriterium zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit etabliert. Für Schneckengetriebe liegt hingegen bisher keine zuverlässige und verbreitete Methode zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit vor. In der vorliegenden Arbeit werden daher das Betriebsverhalten und die Tragfähigkeit von Schneckengetrieben mit Schneckenrädern aus festeren Werkstoffen experimentell untersucht, Oberflächentemperaturen simuliert und basierend auf den Erkenntnissen aus diesen beiden Bestandteilen eine Methode zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit von Schneckengetrieben entwickelt.

Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen werden an einem Schneckengetriebeprüfstand Radsätze mit Schneckenrädern aus Gusseisen und Stahl erprobt. Die Schmierung erfolgt mit Polyglykol. Der Fokus der Untersuchungen liegt auf der Bestimmung der Fresstragfähigkeit der Verzahnungen durch Stufenversuche mit steigender Belastung. Darüber hinaus werden das Verschleißverhalten durch Wiegen sowie der Wirkungsgrad durch Leistungsmessungen untersucht. Versuchsbegleitend wird die Veränderung der Rauheit dokumentiert. Weiterhin werden lokale Messungen des zeitlichen Temperaturverlaufs dicht unterhalb der Oberfläche mit schnellansprechenden Thermoelementen durchgeführt, um die Temperaturerhöhung in Folge der Reibleistung im Kontakt experimentell zu bestimmen.

Zur rechnerischen Bestimmung der Oberflächentemperaturen wird eine numerische Temperatursimulation entwickelt. Diese erlaubt es, den zeitlichen Verlauf der Oberflächentemperaturverteilung während eines Eingriffs zu simulieren. Es werden dabei die lokalen Beanspruchungsgrößen, die mit einer Tragbildsimulation berechnet werden, berücksichtigt. Die Validierung der Simulation erfolgt zum einen anhand der experimentellen Temperaturmessungen und zum anderen durch einen Vergleich mit bestehenden, aber im Anwendungsbereich eingeschränkten Berechnungsverfahren.

Für die Methode zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit von Schneckengetrieben werden in der Arbeit zwei Bestandteile entwickelt: ein Verfahren zur Berechnung der Kontakttemperatur von Schneckengetrieben sowie ein Werkstoff-Schmierstoff-Fresstest zur Bestimmung von zulässigen Beanspruchungen für eine Werkstoff-Schmierstoff-Kombination. Für das Verfahren

zur Berechnung der Kontakttemperatur wird aus den Ergebnissen der Oberflächentempersimulation eine einfach verwendbare Berechnung abgeleitet. Diese verwendet als Eingangsgrößen Parameter der bestehenden Normen zur Berechnung der Tragfähigkeit von Schneckengetrieben und kann dadurch in diese Normen integriert werden. Der Werkstoff-Schmierstoff-Fresstest wird als standardisierbarer Prüfablauf mit steigenden Belastungsstufen basierend auf den Erkenntnissen der durchgeführten Versuche definiert. Für die Schadenslaststufe wird mit dem Berechnungsverfahren die zugehörige Kontakttemperatur berechnet. Diese stellt den Beanspruchungsgrenzwert für die jeweils untersuchte Werkstoff-Schmierstoff-Kombination dar.

Die Methode zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit von Schneckengetrieben wird auf die Versuchsergebnisse angewendet und diskutiert. Basierend darauf werden Ansätze zur zukünftigen Verbesserung und Weiterentwicklung der Methode abgeleitet und beschrieben.

Die Hauptergebnisse und -erkenntnisse der Arbeit können wie folgt zusammengefasst werden:

- Mit der entwickelten, umfangreichen Temperatursimulation lassen sich die lokalen Oberflächentemperaturen von Schneckengetrieben zeitlich aufgelöst über den Eingriff bestimmen. Die Ergebnisse werden anhand von Temperaturmessungen am Getriebe und durch einen Vergleich mit bestehenden Berechnungen aus der Literatur bestätigt.
- Mit den Parametern der aktuellen Normberechnung nach DIN 3996 [DIN19] (Flankenpressung, Gleitgeschwindigkeit und Reibungszahl) lässt sich mit dem entwickelten, einfach verwendbaren Berechnungsverfahren die Kontakttemperatur von Schneckengetrieben ermitteln.
- Mit dem definierten, standardisierbaren Werkstoff-Schmierstoff-Fresstest für Schneckengetriebe lässt sich ein Kennwert für die Fress-Grenztemperatur einer Werkstoff-Schmierstoff-Kombination experimentell bestimmen.
- In Stufenversuchen zur Fresstragfähigkeit mit Polyglykol-Einspritzschmierung mit der Werkstoffpaarung 42CrMo4+QT / EN-GJS-600-3 werden fressschadensfrei Leistungen übertragen, die deutlich über der Tragfähigkeit von Stahl-Bronze-Werkstoffpaarungen liegen. Gemeinsam mit einer festgestellten, höheren Verschleißtragfähigkeit deutet dies auf ein hohes Tragfähigkeitspotenzial von Schneckengetrieben mit Schneckenrädern aus festeren Werkstoffen hin.
- In Dauerlaufversuchen zur Fresstragfähigkeit mit Polyglykol-Einspritzschmierung mit der Werkstoffpaarung 42CrMo4+QT / EN-GJS-600-3 treten Schäden bei niedrigeren Leistungen auf als in den Stufenversuchen schadensfrei übertragen werden.
- Die Anwendung der Methode zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit auf die durchgeführten Versuche ermöglicht die Bestimmung von Sicherheitsfaktoren. Es zeigt sich jedoch, dass die Fresstragfähigkeit einer ausgeprägten Streuung unterliegt oder Einflussfaktoren, die die Fresstragfähigkeit beeinflussen, noch nicht hinreichend berücksichtigt werden.
- Der untersuchte Polyglykol-Schmierstoff resultiert in einer hohen Verschleißtragfähigkeit bei Schneckengetrieben und die Werkstoffpaarung 42CrMo4+QT / EN-GJS-600-3 zeigt ein deutlich besseres Verschleißverhalten als eine Stahl-Bronze-Werkstoffpaarung. Die Verwendung von Schneckenrädern aus Gusseisen bietet daher ein hohes Tragfähigkeitspotenzial hinsichtlich der Schadensart Verschleiß.
- Das Reibungsverhalten der untersuchten Werkstoff-Schmierstoff-Kombination 42CrMo4+QT / EN-GJS-600-3 mit Polyglykol-Einspritzschmierung ist besser als Norm-Referenzwerte für sowohl Stahl-Gusseisen- als auch Stahl-Bronze-Werkstoffpaarungen.

Stahl-Gusseisen-Werkstoffpaarungen mit geeigneten Schmierstoffen ermöglichen somit einen hohen Wirkungsgrad.

- Insgesamt bietet die Verwendung geeigneter Stahl-Gusseisen-Werkstoffpaarungen das Potenzial, die Leistungsdichte von Schneckengetrieben im Vergleich zur typischen Ausführung mit einem Schneckenrad aus Bronze zu steigern. Die entwickelte Methode ermöglicht die Berechnung der Fresssicherheit. Die zu fordernde Fresssicherheit unter Berücksichtigung der Streuung von Fressschäden sowie die Fresstragfähigkeit bei Dauerlauf sind dazu noch im Rahmen der zukünftigen Forschung zu untersuchen.

## 8.2 Ausblick

In der Arbeit wird gezeigt, dass die Methode zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit geeignet ist, um die Kontakttemperaturen sowie Grenzwerte einer Werkstoff-Schmierstoff-Kombination zu bestimmen. Die Methode ist in der Lage, die Fressneigung von Schneckenradsätzen durch einen Sicherheitsfaktor zu beschreiben. Eine genaue Vorgabe der erforderlichen Mindestsicherheit kann bislang nicht erfolgen. Die Methode kann somit die Entwicklung von Schneckengetrieben mit Schneckenrädern aus festeren Werkstoffen unterstützen insofern zusätzliche Absicherungsversuche durchgeführt werden.

Im Verlauf der weiteren Forschung gilt es somit, diese Methode zu erweitern und weiter abzusichern. Welche Schritte dazu erforderlich sind, wird nachfolgend beschrieben. Beim standardisierbaren Fressstest treten in der Arbeit teils bei der für den Prüfstand höchstmöglichen Leistung keine Fressschäden auf. Zur Differenzierung der Tragfähigkeit verschiedener Werkstoff-Schmierstoff-Kombinationen ist es jedoch erforderlich, Schäden zu verursachen. Der Test ist somit so anzupassen, dass Fressschäden auftreten. Dazu können die ausgelegten fresskritischen Prüfverzahnungen erprobt werden oder gegebenenfalls zusätzlich die Einspritztemperatur erhöht werden. Weitere mögliche Einflüsse auf die Fresstragfähigkeit, wie die Rauheit, die Kontaktzeit oder die Einlaufprozedur, sollten experimentell und simulativ erprobt werden. Basierend auf den Erkenntnissen daraus kann die Berechnungsmethode zur Bestimmung der Fresstragfähigkeit um diese Einflussfaktoren erweitert werden. Bei der Anwendung der Methode auf die Versuchsergebnisse zeigt sich, dass die Ergebnisse zur Fresssicherheit einer ausgeprägten Streuung unterliegen und zudem im Dauerlauf Fressschäden bei tendenziell höheren Sicherheiten auftreten als in den Stufenversuchen. Daher ist basierend auf einer größeren Versuchsbasis zu untersuchen, welche Mindestsicherheit für einen zuverlässigen, schadensfreien Betrieb erforderlich ist und ob für Dauerbetrieb höhere Sicherheiten zu fordern sind als für kurzzeitige Belastungen.

Sobald diese Fragestellungen geklärt sind und damit sowohl die Berechnungsmethode für die Fresstragfähigkeit von Schneckengetrieben als auch eine abgesicherte Prüfmethodik zur Ermittlung entsprechender Festigkeitskennwerte vorliegt, können die Erkenntnisse in gängige Normen aufgenommen werden und eine breite Anwendung finden.

Über die Fresstragfähigkeit hinaus wird im Rahmen der Arbeit die Verschleißtragfähigkeit untersucht. Dabei wird ein Bruch einer Schneckenwelle beobachtet. Die Schadensarten Verschleiß und Schneckenbruch sollten ebenfalls Bestandteil weiterer Untersuchungen sein, um die Tragfähigkeit von Schneckengetrieben mit festeren Radwerkstoffen umfassender, auch über die Schadensart Fressen hinaus, bewerten zu können.

Durch den somit abgesicherten Einsatz von Schneckenrädern aus festeren Werkstoffen können die Leistungsdichte von Schneckengetrieben erhöht werden und gleichzeitig die Herstellungskosten reduziert werden.



## 9 Literaturverzeichnis

### 9.1 Normen, Richtlinien und Patente

- [AGM22] AGMA 925-B22:2022-04: Effect of Tribology and Lubrication on Gear Surface Distress (2022).
- [ANS20] ANSI/AGMA 6022-D19:2020-07: Design Manual For Cylindrical Worgearing (2020).
- [BDG17] BDG-Richtlinie P 771:2017-03: Qualitätsbestimmung für Schneckenradbronzen (2017).
- [BS83] BS 721-2:1983-09: British Standard Specification for Worm gearing - Part 2: Metric units (1983).
- [Bun23] Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle: Informationsblatt CO2-Faktoren (Version 2.0) (2023).
- [DIN87] DIN 3990-4:1987-12: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern - Teil 4: Berechnung der Fresstragfähigkeit (1987).
- [DIN95a] DIN 3974-1:1995-11: Toleranzen für Schneckengetriebe-Verzahnungen - Teil 1: Grundlagen (1995).
- [DIN95b] DIN 3974-2:1995-11: Toleranzen für Schneckengetriebe-Verzahnungen - Teil 2: Toleranzen für Abweichungen einzelner Bestimmungsgrößen (1995).
- [DIN02] DIN 3975-2:2002-07: Begriffe und Bestimmungsgrößen für Zylinder-Schneckengetriebe mit sich rechtwinklig kreuzenden Achsen - Teil 2: Abweichungen (2002).
- [DIN12] DIN 3996:2012-09: Tragfähigkeitsberechnung von Zylinder-Schneckengetrieben mit sich rechtwinklig kreuzenden Achsen (2012).
- [DIN14] DIN EN 60584-1:2014-07: Thermoelemente - Teil 1: Thermospannungen und Grenzabweichungen (2014).
- [DIN17a] DIN 3975-1:2017-09: Begriffe und Bestimmungsgrößen für Zylinder-Schneckengetriebe mit sich rechtwinklig kreuzenden Achsen - Teil 1: Schnecke und Schneckenrad (2017).
- [DIN17b] DIN 3973-2:2017-09: Toleranzen für Schneckenrad-Wälzfräser - Teil 2: Tabellenwerte (2017).
- [DIN17c] DIN 3973-1:2017-02: Zulässige Abweichungen für Schneckenrad-Wälzfräser - Teil 1: Grundlagen (2017).
- [DIN18a] DIN 3966-3:2018-01: Angaben für Verzahnungen in Zeichnungen - Teil 3: Angaben für Schnecken- und Schneckenradverzahnungen (2018).
- [DIN18b] DIN EN ISO 683-2:2018-09: Für eine Wärmebehandlung bestimmte Stähle, legierte Stähle und Automatenstähle - Teil 2: Legierte Vergütungsstähle (ISO 683-2:2016); Deutsche Fassung EN ISO 683-2:2018 (2018).
- [DIN19] DIN 3996:2019-09: Tragfähigkeitsberechnung von Zylinder-Schneckengetrieben mit sich rechtwinklig kreuzenden Achsen (2019).

- [ISO04] ISO 14635-2:2004-04: Gears - FZG test procedures - Part 2: FZG step load test A10/16, 6R/120 for relative scuffing load-carrying capacity of high EP oils (2004).
- [ISO15] ISO/TR 10828:2015-08: Worm gears - Worm profiles and gear mesh geometry (2015).
- [ISO20] ISO/TS 14521:2020-04: Gears - Calculation of load capacity of worm gears (2020).
- [ISO21] ISO/TS 10300-20:2021-04: Calculation of load capacity of bevel gears - Part 20: Calculation of scuffing load capacity - Flash temperature method (2021).
- [ISO22a] ISO/TS 6336-20:2022-05: Calculation of load capacity of spur and helical gears - Part 20: Calculation of scuffing load capacity - Flash temperature method (2022).
- [ISO22b] ISO/TS 6336-21:2022-05: Calculation of load capacity of spur and helical gears - Part 21: Calculation of scuffing load capacity - Integral temperature method (2022).
- [ISO23a] ISO 14635-1:2023-07: Gears - FZG test procedures - Part 1: FZG test method A/8,3/90 for relative scuffing load-carrying capacity of oils (2023).
- [ISO23b] ISO 14635-2:2023-07: Gears - FZG test procedures - Part 2: FZG step load test A10/16, 6R/120 for relative scuffing load-carrying capacity of high EP oils (2023).
- [ISO23c] ISO 14635-3:2023-07: Gears - FZG test procedures - Part 3: FZG test method A/2,8/50 for relative scuffing load-carrying capacity and wear characteristics of semi-fluid gear greases (2023).
- [JCG08] JCGM 100:2008: Evaluation of measurement data - Guide to the expression of uncertainty in measurement (2008).

## 9.2 Bücher, Zeitschriftenaufsätze, Dissertationen, Studienarbeiten

- [Alm08] Almqvist, T.; Larsson, R.: Thermal transient rough EHL line contact simulations by aid of computational fluid dynamics. *Tribology International* 41. Heft: 683-693 (2008).
- [ANS21] ANSI/AGMA 6034-C21:2021: Practice for Enclosed Cylindrical Wormgear Speed Reducers and Gearmotors (2021).
- [Arc59] Archard, J. F.: The Temperature of Rubbing Surfaces. *Wear* 2. Heft: 6, S. 438–455 (1959).
- [Bai79] Bair, S.; Winer, W.: A Rheological Model for Elastohydrodynamic Contacts based on Primary Laboratory Data. *ASME Journal of Lubrication Technology* 101, S. 258–265 (1979).
- [Bar10] Bartel, D.: Simulation von Tribosystemen - Grundlagen und Anwendungen. Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 1. Auflage (2010).
- [Bar00] Barton, P.: Tragfähigkeit von Schraubrad- und Schneckengetrieben der Werkstoffpaarung Stahl/Kunststoff. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum (2000).
- [Ber13] Berger, M.; Tenberge, P.: AiF-Nr. 16189 N, FVA-Nr. 465 II - Heft 1058 - Schneckengetriebe-Lastkollektive II Abschlussbericht - Tragfähigkeit von Schneckengetrieben bei Anfahrvorgängen sowie Last- und Drehzahlkollektiven. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2013).

- [Blo37a] Blok, H.: Les Temperatures du Surface dans des Conditions de Graissage sous Extreme Pression. 2nd World Petroleum Congress Paris, S. 471–486 (1937).
- [Blo37b] Blok, H.: Theoretical Study of Temperature Rise at Surfaces of Actual Contact under Oiliness Lubricating Conditions. Proceedings of the General Discussion on Lubrication and Lubricants 2, S. 222–235 (1937).
- [Blo63] Blok, H.: The Flash Temperature Concept. Wear 6. Heft: 6, S. 483–494 (1963).
- [Blo70] Blok, H.: The Postulate About the Constancy of Scoring Temperature. Interdisciplinary Approach to the Lubrication of Concentrated Contacts, Proceedings of a Symposium, Troy, New York, NASA Special Report SR-237, S. 153–247 (1970).
- [Bob12] Bobach, L.; Beilicke, R.; Bartel, D.; Deters, L.: Thermal elastohydrodynamic simulation of involute spur gears incorporating mixed friction. Tribology International 48, S. 191–206 (2012).
- [Bod20] Bodzás, S.: Designing and loaded tooth contact analysis of an Archimedean worm gear drive focusing for the connecting teeth of the worm wheel by loaded torques. Mechanics & Industry 21. Heft: 405, 1-11 (2020).
- [Bor12] Born, S.: Berechnung von lokalen Zahnfußspannungen bei Schneckengetrieben. Masterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2012).
- [Bor15] Born, S.; Sigmund, W.; Stemplinger, J.-P.; Stahl, K.: FVA-Nr. 320 VI - Heft 1131 - SNESYS IV Abschlussbericht - Erweiterung SNESYS II. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2015).
- [Bou91] Bouché, B.: Reibungszahlen von Schneckengetriebeverzahnungen im Mischreibungsgebiet. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum (1991).
- [Bow96] Bowman, W. F.; Stachowiak, G. W.: A review of scuffing models. Tribology Letters 2, S. 113–131 (1996).
- [Bra10] Brandão, L. C.; Coelho, R. T.; Malvolta, A. T.: Experimental and Theoretical Study on Workpiece Temperature when Tapping Hardened AISI H13 Using Different Cooling Systems. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering 32. Heft: 2, S. 154–159 (2010).
- [BMBF16] Chmill, D.; Tenberge, P.; Kliteynikov, V.; Brecher, C.; Brimmers, J.; Winkel, O.; Huchel, U.; Leist, T.; Janke, M.; Hochmann, M.; Pfadt, M.; Elgeti, H.; Walter, F.; Müller, R.; Schirmer, L.; Hoppermann, A.; Hippenstiel, F.; Klenke, K.: Förderkennzeichen 03X3576 - Verbundprojekt Stahl-Schnecke gemeinschaftlicher Abschlussbericht - Kupfer- und zinnfreie Schneckenradgetriebe hoher Effizienz und Leistungsdichte - Technologische Substitution von Bronze durch Stahl. Bundesministerium für Bildung und Forschung (2016).
- [Chu09] Chu, L.-M.; Hsu, H.-C.; Lin, J.-R.; Chang, Y.-P.: Inverse approach for calculating temperature in EHL of line contacts. Tribology International 42, S. 154–159 (2009).
- [Col90] Collenberg, H. F.: Untersuchungen zur Fresstragfähigkeit schnelllaufender Stirnradgetriebe. Dissertation, Technische Universität München (1990).

- [Dau22] Daubach, K.; Oehler, M.; Sauer, B.: Wear simulation of worm gears based on an energetic approach. *Forschung im Ingenieurwesen* 86, S. 367–377 (2022).
- [Din97] Dinter, R. M.: Riefen und Risse auf Schneckenflanken von Zylinder-Schneckengetrieben. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum (1997).
- [Dol02] Doleschel, A.: Wirkungsgradberechnung von Zahnradgetrieben in Abhängigkeit vom Schmierstoff. Dissertation, Technische Universität München (2002).
- [Dow66] Dowson, D.; Higginson, G. R.: *Elasto-Hydrodynamic Lubrication - The Fundamentals of Roller and Gear Lubrication*. Pergamon Press, Oxford, 1. Auflage (1966).
- [Dre23] Drechsel, A.; Pellkofer, J.; Stahl, K.: Investigating the Scuffing Load Carrying Capacity of Hypoid Gear Oils. *Gear Solutions* March 2023, S. 29–36 (2023).
- [Ede19] Eder, J.: Lokal aufgelöste Temperaturmessung an Schneckengetrieben. Bachelorarbeit, Technische Universität München (2019).
- [Eva52] Evans, L. S.; Tournet, R.: The Wear and Pitting of Bronze Discs Operated under Simulated Worm-Gear Conditions. *Symposium on Gear Lubrication*, S. 652–699 (1952).
- [Fal13] Falah, A. H.; Alfares, M. A.; Elkholly, A. H.: Localised tooth contact analysis of single envelope worm gears with assembly errors. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 68. Heft: 9-12, S. 2057–2070 (2013).
- [Fin18] Fingerle, A.; Prölß, M.; Abert, B.; Otto, M.; Stahl, K.; Hagemann, T.; Schwarze, H.: FVA-Nr. 668 II - Heft 1282 - Durchgängige Berechnung gleitgelagerter Welle-Lager-Systeme Abschlussbericht - Durchgängige Wellenberechnung mit WELLNESS in der FVA-WB unter Berücksichtigung detaillierter Radial- und Axialgleitlagereigenschaften mit COMBROS R/A. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2018).
- [Fon13] Fontanari, V.; Benedetti, M.; Straffelini, G.; Girardi, C.; Giordanino, L.: Tribological behavior of the bronze-steel pair for worm gearing. *Wear* 302. Heft: 1-2, S. 1520–1527 (2013).
- [Fon16] Fontanari, V.; Benedetti, M.; Girardi, C.; Giordanino, L.: Investigation of the lubricated wear behavior of ductile cast iron and quenched and tempered alloy steel for possible use in worm gearing. *Wear* 350-351, S. 68–73 (2016).
- [Für13] Fürstenberger, M.: Betriebsverhalten verlustoptimierter Kunststoffzahnräder - Verzahnungswerte, Temperatur, Tragfähigkeit und dynamisches Betriebsverhalten. Dissertation, Technische Universität München (2013).
- [Gni82] Gnilke, W.: *Theorie der Mischreibung und ihre Anwendung auf Gleitlager*. VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig (1982).
- [Gri90] Grigull, U.; Sandner, H.: *Wärmeleitung*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo, Hong Kong, 2. Auflage (1990).
- [Grü21] Gründer, J.; Monz, A.; Norgauer, P.: Advanced calculation of the deflection of worm shafts with FEM. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 1190 (2021).



- [Grü23] Gründer, J.; Monz, A.: Bending Stress in Worm Gear Shafts Considering The Notch Effect And The Load Distribution. Proceedings of the 9th World Congress on Mechanical, Chemical, and Material Engineering (2023).
- [Gus23] Gussmagg, J.; Pusterhofer, M.; Summer, F.; Grün, F.: Experimental visualization of the wear and scuffing evolution of a flake graphite cast iron cylinder liner. *Wear* 526-527 (2023).
- [Haa91] Haag, P.; Jarchow, F.: AiF-Nr. 7064, FVA-Nr. 138 I - Heft 410 - AWZ Programm-dokumentation - Anlaufwirkungsgrade für Zylinderschneckengetriebe. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (1991).
- [Hau23] Haug, L.; Pellkofer, J.; Stahl, K.: AiF-Nr. 21391 N, FVA-Nr. 920 I - Flankentragfähigkeit Schneckengetriebe Abschlussbericht - Untersuchung der Tragfähigkeitsgrenzen für Grübchen und Verschleiß bei Schneckengetrieben zur Reduktion der Versuchsdauer. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2023).
- [Hei05] Heilemann, J.: Tragfähigkeit und Wirkungsgrad bei unterschiedlichen Schnecken-Zahnflankenformen unter Berücksichtigung der Oberflächenhärte und Härtetiefe. Dissertation, Technische Universität München (2005).
- [Her08] Hermes, J.: Tragfähigkeit von Schneckengetrieben bei Anfahrvorgängen sowie Last- und Drehzahlkollektiven. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum (2008).
- [Her13] Hermes, J.; Predki, W.: AiF-Nr. 13859 N, FVA-Nr. 465 I - Heft 1057 - Schneckengetriebe-Lastkollektive Abschlussbericht - Tragfähigkeit von Schneckengetrieben bei Anfahrvorgängen sowie Last- und Drehzahlkollektiven. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2013).
- [Hle09] Hlebanja, G.; Hlebanja, J.; Čarman, M.: Cylindrical Wormgearing with Progressively Curved Shape of Teeth Flanks. *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering* 55. Heft: 1, S. 5–14 (2009).
- [Höh96] Höhn, B.-R.; Steingröver, K.: DIN 3996: A New Standard for Calculating the Load Capacity of Worm Gears. AGMA Technical Paper (1996).
- [Höh03] Höhn, B.-R.; Steingröver, K.; Lutz, M.: Determination and Optimization of the Contact Pattern of Worm Gears. *Gear Technology* March/April 2003, S. 12–17 (2003).
- [Höh08] Höhn, B.-R.; Oster, P.; Tobie, T.; Michaelis, K.: Test Methods for Gear Lubricants. *Goriva i maziva* 47. Heft: 2, S. 129–152 (2008).
- [Hub78] Huber, G.: Untersuchungen über Flankentragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinderschneckengetrieben (Evolventenschnecken). Dissertation, Technische Universität München (1978).
- [Jac01] Jacek, A.; Predki, W.: AiF-Nr. 11324 N, FVA-Nr. 205 II - Heft 631 - Bronzeoptimierung II Abschlussbericht - Tragfähigkeitssteigerung von Schneckengetrieben durch Optimierung der Schneckenradbronze. Forschungsvereinigung Antriebs-technik e.V., Frankfurt/Main (2001).

- [Jae43] Jaeger, J. C.: Moving Sources of Heat and the Temperature at Sliding Contacts. *Journal and Proceedings of the Royal Society of New South Wales* 76, S. 203–224 (1943).
- [Jbi16] Jbily, D.; Guingand, M.; Vaujany, J.-P.: A wear model for worm gear. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 230. Heft: 7-8, S. 1290–1302 (2016).
- [Joo18] Joop, M.: Die Fresstragfähigkeit von Stirnrädern bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten bis 100 m/s. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum (2018).
- [Jün92] Jüngel, H.: Holroyd - Zahnform für Schneckenradsätze. *antriebstechnik* 31. Heft: 8, S. 58–60 (1992).
- [Jür98] Jürging, M.; Predki, W.: AiF-Nr. 9851, FVA-Nr. 260 I - Heft 544 - Schneckengetriebe-Selbstbremsung Abschlussbericht - Selbstbremsung von dynamisch belasteten Schneckengetrieben. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (1998).
- [Ken01] Kennedy, F. E.: *Modern Tribology Handbook*; Kapitel 6: Frictional Heating and Contact Temperatures. CRC Press, Boca Raton, London, New York, Washington D.C. (2001).
- [Ken97] Kennedy, F. E.; Frusescu, D.; Jiaying, L.: Thin film thermocouple arrays for sliding surface temperature measurement. *Wear* 207, S. 46–54 (1997).
- [Kle12] Klein, M.: Zur Fresstragfähigkeit von Kegel- und Hypoidgetrieben, Technische Universität München (2012).
- [Küh21] Kühberger, M.: Experimentelle Untersuchungen zur Verschleißtragfähigkeit von Schneckengetrieben. Bachelorarbeit, Technische Universität München (2021).
- [Lan00] Lange, N.: Hoch fresstragfähige Schneckengetriebe mit Rädern aus Sphäroguss. Dissertation, Technische Universität München (2000).
- [Lec66] Lechner, G.: Die Fress-Grenzlast bei Stirnrädern aus Stahl. Dissertation, Technische Hochschule München (1966).
- [Lei16] Leidich, E.; Reißmann, J.: Strength of Worm Wheel Teeth Based on Local Stress. *Gear Technology* November/December 2016 (2016).
- [Li21] Li, S.; Kahraman, A.: A scuffing model for spur gear contacts. *Mechanism and Machine Theory* 156 (2021).
- [Li10] Li, Z. J.: Study on Fretting Wear Behavior of 40CrNiMoA Steel. *Advanced Materials Research* 139-141, S. 447–451 (2010).
- [Li11] Li, Z. J.; Chen, Z. Y.; Chen, X. M.; Li, Y.: Experimental Study on Fretting Wear Behavior of Steel Worm Gear Pair. *Advanced Materials Research* 328-330, S. 755–759 (2011).
- [Loh15] Lohner, T.; Mayer, J.; Stahl, K.: EHL Contact Temperature - Comparison of Theoretical and Experimental Determination. *Society of Tribologists and Lubrication Engineers 70th Annual Meeting and Exhibition*, S. 1–4 (2015).

- [Loh16] Lohner, T.: Berechnung von TEHD Kontakten und Einlaufverhalten von Verzahnungen. Dissertation, Technische Universität München (2016).
- [Lut00] Lutz, M.: Methoden zur rechnerischen Ermittlung und Optimierung von Tragbildern an Schneckengetrieben. Dissertation, Technische Universität München (2000).
- [Mag12] Magyar, B.: Tribo-dynamische Untersuchungen von Zylinderschneckengetrieben. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern (2012).
- [Mag14] Magyar, B.; Sauer, B.: Calculation of the efficiency of worm gear drives. International Gear Conference Lyon, S. 15–23 (2014).
- [Mat84] Mathiak, D.: Untersuchungen über Flankentragfähigkeit, Zahnfußfestigkeit und Wirkungsgrad von Zylinderschneckengetrieben. Dissertation, Technische Universität München (1984).
- [Mau19] Mautner, E.-M.: Grübchentragfähigkeit von Schneckengetrieben großer Baugröße mit unvollständigem Tragbild. Dissertation, Technische Universität München (2019).
- [Mic68] Michels, K.: Entwicklung eines hochbelastbaren Schneckengetriebes mit Werkstoffpaarung Stahl/Grauguss. Dissertation, Technische Hochschule München (1968).
- [Mic87] Michaelis, K.: Die Integraltemperatur zur Beurteilung der Fresstragfähigkeit von Stirnradgetrieben. Dissertation, Technische Universität München (1987).
- [Mon12] Monz, A.: Tragfähigkeit und Wirkungsgrad von Schneckengetrieben bei Schmierung mit konsistenten Getriebefetten. Dissertation, Technische Universität München (2012).
- [Mul08] Mulzer, F.; Steingröver, K.; Höhn, B.-R.: FVA-Nr. 460 I - Heft 845 - Schneckenradsätze (SNESYS II) Abschlussbericht - Werkzeugdatenbasierte Auslegung von Schneckenradsätzen. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2008).
- [Mum06] Muminović, A.; Kljajin, M.; Risović, S.: Mathematical Model for Calculation of Efficiency of Worm Gear Drives. *Strojarstvo* 48. Heft: 5-6, S. 293–301 (2006).
- [Nas95] Nass, U.: Tragfähigkeitssteigerung von Schneckengetrieben durch Optimierung der Schneckenradbronze. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum (1995).
- [Nas96] Nass, U.; Predki, W.: AiF-Nr. 8637, FVA-Nr. 205 I - Heft 476 - Schneckenradbronzen Abschlussbericht - Tragfähigkeitssteigerung von Schneckengetrieben durch Optimierung der Schneckenradbronze. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (1996).
- [Neu90] Neupert, K.: Verschleißtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinder-Schneckengetrieben. Dissertation, Technische Universität München (1990).
- [Nic18] Nickel, J.; Baak, N.; Biermann, D.; Walther, F.: Untersuchungen zum Einfluss der spanenden Bearbeitung und des Schwefelgehalts auf die Schwingfestigkeit des Vergütungsstahls 42CrMo4+QT. *Werkstoffe in der Fertigung* (2018).
- [Nie42] Niemann, G.; Weber, C.: Schneckengetriebe mit flüssiger Reibung. *VDI-Forschungsheft* 312 (1942).

- [Nie86] Niemann, G.; Winter, H.: Maschinenelemente - Band 3: Schraubrad-, Kegelrad-, Schnecken-, Ketten-, Riemen-, Reibradgetriebe, Kupplungen, Bremsen, Freiläufe. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, Tokyo, 2. Auflage (1986).
- [Nie19] Niemann, G.; Winter, H.; Höhn, B.-R.; Stahl, K.: Maschinenelemente 1 - Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen. Springer Vieweg, Berlin, 5. Auflage (2019).
- [Nor17] Norgauer, P.; Sigmund, W.; Kadach, D.; Stahl, K.: Comprehensive simulation methods for crossed helical gear sets with the main focus on the calculation of contact patterns. *Forschung im Ingenieurwesen* 81, S. 299–306 (2017).
- [Nor20a] Norgauer, P.; Hein, M.; Stahl, K.: FVA-Nr. 651 II - Heft 1367 - Erweiterung SCHRAD2 Abschlussbericht - Erweiterung SCHRAD2. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2020).
- [Nor20b] Norgauer, P.; Keinprecht, G.; Hein, M.; Stahl, K.: A new approach for the calculation of worm shaft deflection in worm and crossed helical gear drives. *Proceedings of the 2020 AGMA/ABMA Annual Meeting 2020* (2020).
- [Nor21a] Norgauer, P.: Verschleißverhalten von modernen Schneckengetrieben. Dissertation, Technische Universität München (2021).
- [Nor21b] Norgauer, P.; Daubach, K.; Hein, M.; Stahl, K.; Oehler, M.: AiF-Nr. 19699 N, FVA-Nr. 503 III - Heft 1446 - Baugrößeneinfluss III Abschlussbericht - Tragfähigkeit von Schneckengetrieben mit kleinen Achsabständen. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2021).
- [Nor23] Norgauer, P.; Kirsch, J.; Hein, M.; Stahl, K.: Untersuchungen zum Wärmetransport in Schneckengetrieben. *Forschung im Ingenieurwesen* (2023).
- [Oct89] Octrue, M.: A New Method of Designing Worm Gears. *Gear Technology* July/August 1989, S. 20–42 (1989).
- [Oct14] Octrue, M.: Evolution of Worm Gear Standards and their Consequences on Load Capacity Calculation Approach. *Power Transmission Engineering* September 2014, S. 36–42 (2014).
- [Oeh15] Oehler, M.; Magyar, B.; Sauer, B.: Worm Gear Drives with high efficiency. *Proceedings of the International Conference on Gears in Munich 2015*, S. 937–948 (2015).
- [Oeh17a] Oehler, M.; Magyar, B.; Sauer, B.: AiF-Nr. 18275 N, FVA-Nr. 729 I - Heft 1226 - Schneckengetriebewirkungsgrade Abschlussbericht - Schneckengetriebewirkungsgrade. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2017).
- [Oeh17b] Oehler, M.; Magyar, B.; Sauer, B.: Ein neuer, normungsfähiger Berechnungsansatz für den Wirkungsgrad von Schneckengetrieben. *Forschung im Ingenieurwesen* 81, S. 145–151 (2017).
- [Oeh18] Oehler, M.: Methodische Ansätze zur Optimierung des Wirkungsgrades von Schneckengetrieben. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern (2018).
- [Pas18] Paschold, C.; Lohner, T.; Stahl, K.: FVA-Nr. 69 VII - Heft 1300 - WTplus - Wärmehaushalt Schneckengetriebe Abschlussbericht - Thermische Betrachtung von

- Schneckengetrieben in WTplus. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2018).
- [Pas20] Paschold, C.; Sedlmair, M.; Lohner, T.; Stahl, K.: Efficiency and heat balance calculation of worm gears. *Forschung im Ingenieurwesen* 84, S. 115–125 (2020).
- [Pec11] Pech, M.: Tragfähigkeit und Zahnverformung von Schraubradgetrieben der Werkstoffpaarung Stahl/Kunststoff, Ruhr-Universität Bochum (2011).
- [Pfäh98] Pfäfflin, B.: Schneckengetriebe zur Leistungsübertragung mit Radsätzen aus ein-satzgehärtetem Stahl. Dissertation, Universität Stuttgart (1998).
- [Pfa76] Pfauter, H.: Pfauter-Wälzfräsen. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2. Auflage (1976).
- [Pla88] Placzek, T.: Lastverteilung und Flankenkorrektur in gerad- und schrägverzahnten Stirnradstufen. Dissertation, Technische Universität München (1988).
- [Plo97] Plote, H.: Zur Berechnung thermo-elasto-hydrodynamischer Kontakte. Dissertation, Technische Universität Clausthal (1997).
- [Pre82] Predki, W.: Hertzische Drücke, Schmier-spalthöhen und Wirkungsgrade von Schneckengetrieben. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum (1982).
- [Pre12] Predki, W.; Berger, M.; Geuß, M.; Sievers, B.: Noch zeitgemäß? - Vorteile moderner Schneckengetriebe. *antriebstechnik* 3, S. 20–22 (2012).
- [Pri19] Pritzel, C.: Konzipierung und Konstruktion einer Temperaturmesseinheit für Schneckenräder. Masterarbeit, Technische Universität München (2019).
- [Ran96a] Rank, B.: Untersuchungen zur Grübchenbildung bei Zylinder-Schneckengetrieben. Dissertation, Technische Universität München (1996).
- [Ran96b] Rank, B.; Michaelis, K.; Höhn, B.-R.: AiF-Nr. 7922, FVA-Nr. 12 IV - Heft 494 - Grübchentrugfähigkeit Schneckengetriebe Abschlussbericht - Versuche zur Grübchentrugfähigkeit bei Schneckengetrieben. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (1996).
- [Rei15a] Reimann, T.; Stemplinger, J.-P.; Stahl, K.: Der Fresstest A/44/Cr - eine Methode zur Prüfung des Fress- und Verschleißverhaltens von Hypoidölen. *Tribologie und Schmierungstechnik* 62. Heft: 2, S. 46–53 (2015).
- [Rei16] Reißmann, J.: Beitrag zur Entwicklung einer verbesserten Berechnungsmethode für die Zahnfußtragfähigkeit von Zylinderschneckengetrieben. Dissertation, Technische Universität Chemnitz (2016).
- [Rei95] Reißmann, J.; Plote, H.; Lüpfert, H.-P.; Holland, J.: AiF-Nr. 159 D, FVA-Nr. 231 I + II - Heft 462 - Blitztemperatur Abschlussbericht und Programmdokumentation - Thermodynamik der Wälz-Gleit-Paarungen. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (1995).
- [Rei15b] Reitinger, E.-M.; Monz, A.; Stemplinger, J.-P.; Stahl, K.: FVA-Nr. 522 II - Heft 1129 - Fettgeschmierte Schneckengetriebe II Abschlussbericht - Tragfähigkeit und Wirkungsgrad von Schneckengetrieben bei Fettschmierung. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2015).

- [Reu00] Reuleaux, F.: Lehrbuch der Kinematik - Band 2: Die Praktischen Beziehungen der Kinematik zu Geometrie und Mechanik. Friedrich Vieweg und Sohn, Braunschweig (1900).
- [Reu21] Reumüller, C.: Entwicklung einer Prüfmethode zur Bestimmung der Verschleiß- und Grübchentragsfähigkeit von Schneckengetrieben. Masterarbeit, Technische Universität München (2021).
- [Rot14] Roth, P.: Entwicklung eines Temperaturmodells zur Bestimmung der Flankentemperaturverteilung bei Schneckengetrieben. Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2014).
- [Rot15] Roth, P.: Numerische Berechnung der lokalen Kontakttemperaturen von Schneckengetrieben. Semesterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2015).
- [Rot16] Roth, P.: Grübchen- und Verschleißsimulation bei Schneckengetrieben. Masterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2016).
- [Rot17] Roth, P.; Sigmund, W.; Kadach, D.; Born, S.; Stahl, K.: A Numerical Approach to the Calculation of the Surface Temperature Distribution of Worm Gears. Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference (IDETC/CIE) - ASME International Power Transmission and Gearing Conference (PTG) 10 (2017).
- [Rot18] Roth, P.; Kadach, D.; Stahl, K.: FVA-Nr. 320 VII - Heft 1301 - SNESYS V Abschlussbericht - Anwendungsorientierte Kombination von Verschleiß- und Grübchensimulation in SNETRA. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2018).
- [Rot21a] Roth, P.; Hein, M.; Stahl, K.: AiF-Nr. 19564 N, FVA-Nr. 799 I - Heft 1459 - Höherfeste Werkstoffe bei Langsamlauf Abschlussbericht - Verschleiß- und Fresstragsfähigkeit von Schneckengetrieben aus höherfesten Werkstoffen bei Langsamlauf für Öl- und Fettschmierung. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2021).
- [Rot21b] Roth, P.; Reißmann, J.; Pellkofer, J.; Stahl, K.; Hasse, A.: FVA-Nr. 320 VIII - Heft 1460 - SNESYS VI Abschlussbericht - Weiterentwicklung des Programmsystems SNESYS zur Berechnung von Schneckengetrieben. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2021).
- [Rot22] Roth, P.; Hein, M.; Stahl, K.: Scuffing load capacity calculation of worm gears. Forschung im Ingenieurwesen 86, S. 503–511 (2022).
- [Sag21] Sagraloff, N.; Winkler, K.-J.; Tobie, T.; Stahl, K.; Folland, C.; Asam T.: Investigations on the scuffing and wear characteristic performance of an oil free water-based lubricant for gear applications. Lubricants 2021. Heft: 9, S. 1–19 (2021).
- [Sch95] Schlenk, L.: Untersuchungen zur Fresstragsfähigkeit von Großzahnradern. Dissertation, Technische Universität München (1995).
- [Sch23a] Schnetzer, P.; Pellkofer, J.; Stahl, K.: AiF-Nr. 20108 N/1, FVA-Nr. 849 I - Heft 1546 - Optimierte Schmierung Abschlussbericht - Optimierte Schmierung zur verbesser-

- ten Verschleißtragfähigkeit von Schneckengetrieben unter Berücksichtigung örtlich aufgelöster Kontaktverhältnisse. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2023).
- [Sch23b] Schnetzer, P.; Pellkofer, J.; Stahl, K.: Calculation method for wear of steel-bronze rolling-sliding contacts relating to worm gears. *Forschung im Ingenieurwesen* (2023).
- [Sha01a] Sharif, K. J.; Kong, S.; Evans, H. P.; Snidle, R. W.: Contact and elastohydrodynamic analysis of worm gears - Part 1: theoretical formulation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 215. Heft: 7, S. 817–830 (2001).
- [Sha01b] Sharif, K. J.; Kong, S.; Evans, H. P.; Snidle, R. W.: Contact and elastohydrodynamic analysis of worm gears - Part 2: results. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 215. Heft: 7, S. 831–846 (2001).
- [Sha06] Sharif, K. J.; Evans, H. P.; Snidle, R. W.; Barnett, D.; Egorov I. M.: Effect of elastohydrodynamic film thickness on a wear model for worm gears. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Part J: Journal of Engineering Tribology* 200, S. 295–306 (2006).
- [Sie09] Sievers, B.; Henschel, S.; Siegmund, C.; Vogel, A.; Predki, W.: FVA-Nr. 599 I - Heft 906 - Beschichtung von St-St gepaarten SG Literaturrecherche - Beschichtung von Stahl-Stahl gepaarten Schneckengetrieben. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2009).
- [Sie12] Sievers, B.: Verschleiß- und Grübchentragfähigkeit von Bronze-Schneckenrädern in Abhängigkeit von ihrer Gefügeausbildung. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum (2012).
- [Sig07] Siegmund, W.: Implementierung von Hertzschen Ersatzkrümmungsradien in ein bestehendes Softwarepaket zur Berechnung von Schneckengetrieben. Semesterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2007).
- [Sig09] Siegmund, W.: Verschleißberechnung bei Schneckenschraubradgetrieben - vom lokal begrenzten zum vollständig ausgebildeten Tragbild. Diplomarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2009).
- [Sig11] Siegmund, W.; Michaelis, K.; Höhn, B.-R.: FVA-Nr. 320 V - Heft 966 - SNESYS III Abschlussbericht - Erweiterung SNESYS. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2011).
- [Sig15a] Siegmund, W.: Untersuchung und Simulation des Verschleißverhaltens von Schneckengetrieben mit unvollständigem Tragbild. Dissertation, Technische Universität München (2015).
- [Sig15b] Siegmund, W.; Stemplinger, J.-P.; Otto, M.; Stahl, K.: Simulating the wear behaviour of worm gears with local contact pattern. *Proceedings of the International Conference on Gears in Munich 2015*, S. 799–809 (2015).

- [Sim06] Simon, V.: Influence of tooth errors and shaft misalignments on loaded tooth contact in cylindrical worm gears. *Mechanism and Machine Theory* 41. Heft: 6, S. 707–724 (2006).
- [Ste93a] Steingröver, K.: Untersuchungen zu Verschleiß, Verlustgrad und Fressen bei Zylinder-Schneckengetrieben. Dissertation, Technische Universität München (1993).
- [Ste93b] Steingröver, K.; Michaelis, K.; Höhn, B.-R.; Winter, H.: AiF-Nr. 7065, FVA-Nr. 141 I - Heft 390 - Fressen bei Schneckengetrieben Abschlussbericht - Untersuchungen an Zylinder-Schneckengetrieben - Verschleiß, Verlustgrad, Fressen. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (1993).
- [Ste01] Steingröver, K.; Höhn, B.-R.: FVA-Nr. 320 IV - Heft 556 - SNESYS Abschlussbericht - FVA-Schneckenprogramm SNESYS. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2001).
- [Ste12] Steinhilper, W.; Sauer, B.: *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2 - Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben*. Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 7. Auflage (2012).
- [Ste96] Sternberg, M.: Untersuchungen zum Betriebsverhalten von Schneckengetrieben mit Radsätzen aus einsatzgehärtetem Stahl. Dissertation, Universität Stuttgart (1996).
- [The67] Theyse, F. H.: Die Blitztemperaturhypothese nach Blok und ihre praktische Anwendung bei Zahnrädern. *Schmiertechnik* 14. Heft: 1, S. 22–29 (1967).
- [Thi06] Thiele, R.: Untersuchungen zur Zahnfußbeanspruchung von Schneckenrädern und Entwicklung eines Tragfähigkeitsnachweises auf Basis der Zahnfußschädigungshypothese. Dissertation, Technische Universität Chemnitz (2006).
- [Tho12] Thoma, F. A.: Lastübertragung im verformten System Lager-Welle-Zahnrad. Dissertation, Technische Universität München (2012).
- [Tia92] Tian, X.; Kennedy, F. E.; Deacutis, J. J.; Henning, A. K.: The development and use of Thin Film Thermocouples for Contact Temperature Measurement. *Tribology Transactions* 35, S. 491–499 (1992).
- [Toš23] Tošić, M.; Larsson, R.; Stahl, K.; Lohner, T.: Thermal Elastohydrodynamic Analysis of a Worm Gear. *Machines* 11. Heft: 1 (2023).
- [Ued22] Ueda, M.; Spikes, H.; Kadiric, A.: In-Situ Observation of the Effect of the Tribofilm Growth on Scuffing in Rolling-Sliding Contact. *Tribology Letters* 70. Heft: 76 (2022).
- [Vil07] Vill, D.; Predki, W.: FVA-Nr. 553 I - Heft 840 - FVA-Schneckenprogramme ZSB/ZSP Praxisleitfaden. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2007).
- [Wan04] Wang, Y.; Li, H.; Tong, J.; Yang, P.: Transient thermoelastohydrodynamic lubrication analysis of an involute spur gear. *Tribology International* 37, S. 773–782 (2004).



- [Was05] Wassermann, J.: Einflussgrößen auf die Tragfähigkeit von Schraubradgetrieben der Werkstoffpaarung Stahl/Kunststoff. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum (2005).
- [Web55] Weber, C.; Banaschek, K.: Formänderung und Profilrücknahme bei gerad- und schrägverzahnten Rädern. Schriftreihe Antriebstechnik 11 (1955).
- [Web56] Weber, C.; Maushake, W.: Untersuchung von Zylinderschneckenrieben mit rechtwinklig sich kreuzenden Achsen. Schriftreihe Antriebstechnik 7 (1956).
- [Wei09a] Weisel, C.: Schneckengetriebe mit lokal begrenztem Tragbild. Dissertation, Technische Universität München (2009).
- [Wei09b] Weisel, C.; Michaelis, K.; Höhn, B.-R.: AiF-Nr. 14692 N, FVA-Nr. 503 I - Heft 892 - Schneckengetriebe-Baugroßeneinfluss Abschlussbericht - Verschleiß- und Grübchentrugfähigkeit von großen Zylinderschneckengetrieben mit optimierter Radbronz. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2009).
- [Wil74] Wilkesmann, H.: Berechnung von Schneckengetrieben mit unterschiedlichen Zahnprofilformen. Dissertation, Technische Universität München (1974).
- [Win86] Winkler, H.: Berechnung der Temperatur- und Spannungsfelder von Gleit-Wälzpaarungen. Dissertation, Technische Universität München (1986).
- [Xue14] Xue, J.-H.; Li, W.; Qin, C.: The scuffing load capacity of involute spur gear systems based on dynamic loads and transient thermal elastohydrodynamic lubrication. *Tribology International* 79, S. 74–83 (2014).
- [Yap15] Yap, T. C.; Low, K. O.; Ervina Efan, M. N.: The challenge of temperature measurement in tribology experiments. *Proceedings of Malaysian International Tribology Conference*, S. 120–122 (2015).
- [Yas13] Yashiro, T.; Ogawa, T.; Sasahara, H.: Temperature measurement of cutting tool and machined surface layer in milling of CFRP. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 70, S. 63–69 (2013).

### 9.3 Betreute und für diese Arbeit relevante Studienarbeiten

Folgende Studienarbeiten, deren Bearbeitung, Auswertung, Interpretation und Darstellung von Ergebnissen unter wesentlicher wissenschaftlicher Anleitung des Autors entstanden sind, wurden im Rahmen der vorliegenden Arbeit am *Lehrstuhl für Maschinenelemente, Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebesysteme* der *Technischen Universität München* angefertigt. Ergebnisse flossen zum Teil in die Arbeit ein.

Orschlet, V.: Betrachtung des Einflusses des Schmierstoffes auf die Tragfähigkeit von Schnecken- und Stirnradgetrieben. Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2017)

Wirkner, J. B.: Untersuchung des geschmierten Kontakts von Schneckengetrieben. Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2017).

Ronge, M.: Recherche zum internationalen Angebot von Schneckenrädern unterschiedlicher Werkstoffe und Studie zu Berechnungsansätzen für deren Tragfähigkeit. Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2018).

- Vietze, D.: Entwicklung eines Simulationsmodells zur Bestimmung der Komponententemperatur von Schneckengetrieben. Semesterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2018).
- Patel, S. V.: Entwicklung eines Modells zur Bestimmung der lokalen Reibungszahlen von Schneckengetrieben bei Mischreibung. Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2018).
- Saniewski, E.: Optimierung von Schneckengetrieben basierend auf der Tragfähigkeitsberechnung. Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2018).
- Kerscher, T.: Rechnerische Analyse des Steifigkeitsverhaltens von Schneckengetrieben. Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2018).
- Reumüller, C.: Experimentelle Untersuchung von Schneckengetrieben mit Rädern aus Grauguss. Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2019).
- Pritzel, C.: Konzipierung und Konstruktion einer Temperaturmesseinheit für Schneckenräder. Masterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2019).
- Ott, O. S.: Modellierung des Verschleißkoeffizienten von Schneckengetrieben durch Maschinelle Lernverfahren. Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2019).
- Frangi Doetzer, N.: Taktile Vermessung der Flankentopographie von Getrieben. Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2019).
- Eder, J.: Lokal aufgelöste Temperaturmessung an Schneckengetrieben. Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2019).
- Merklin, M.: Konzipierung und Umsetzung eines Produktionssystems zur Prozessoptimierung in einem Getriebeprüffeld. Masterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2020).
- Kühberger, M.: Experimentelle Untersuchungen zur Verschleißtragfähigkeit von Schneckengetrieben. Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2021).
- Reumüller, C.: Entwicklung einer Prüfmethode zur Bestimmung der Verschleiß- und Grübchentrugfähigkeit von Schneckengetrieben. Masterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2021).
- Eder, J.: Entwicklung und Erprobung einer Schnittstelle zur Fertigung von Schneckenrädern mit der 5-Achs-Technologie. Masterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2021).
- Schneider, C.: Rechnergestützte Auslegung von Schneckengetriebeverzahnungen. Masterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2021).

#### **9.4 Sonstige nicht veröffentlichte Arbeiten**

Folgende Arbeiten, die am *Lehrstuhl für Maschinenelemente, Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebesysteme* der *Technischen Universität München* entstanden sind, sind zum Teil mit in diese Arbeit eingeflossen:

Roth, P.; Pellkofer, J.; Stahl, K.: Fresstragfähigkeit Schneckengetriebe - Fresstragfähigkeit von Schneckengetrieben mit Rädern aus festeren Werkstoffen. AiF-Forschungsantrag (2022).



## A Anhang

### A.1 Komponenten des Schneckengetriebeprüfstands

In Tabelle A.1.1 und Tabelle A.1.2 sind Hersteller und Typenbezeichnungen von fest verbauten Komponenten des Schneckengetriebeprüfstands sowie der mobilen Messtechnik für die Temperaturmessungen zusammengefasst.

Tabelle A.1.1: fest verbaute Hauptkomponenten des Schneckengetriebeprüfstands (Antriebs- und Messtechnik)

Komponente	Hersteller	Bezeichnung
Motor Antrieb	<i>ABB Motors</i>	<i>M2BA 225 SMC 4</i>
Motor Abtrieb	<i>AEG</i>	<i>G 180-23</i>
Rückübersetzungsgetriebe	<i>Flender</i>	<i>PEO/Gaa-09</i>
Durchflussmessung	<i>Kobold</i>	<i>VKM</i>
Messwelle Antrieb	<i>HBM</i>	<i>T30FN</i>
Messwelle Abtrieb	<i>HBM</i>	<i>T10F</i>
Messverstärker	<i>HBM</i>	<i>MGCplus</i>
Verstärker Eingangskarte	<i>HBM</i>	<i>MC60</i>
<i>CompactDAQ-Chassis</i>	<i>NI</i>	<i>cDAQ-9181</i>
<i>A/D-Wandler</i>	<i>NI</i>	<i>NI-9215</i>

Tabelle A.1.2: Hauptkomponenten der mobilen Temperaturmesstechnik

Komponente	Hersteller	Bezeichnung
Thermoelement	<i>Thermo Sensor GmbH</i>	- (Typ K, NiCr, Sondertoleranz, $D = 0,5 \text{ mm}$ , $L = 90 \text{ mm}$ , Mantel Inconel 600, Leitung $2 \times 0,22 \times 250$ )
Wärmeleitpaste	<i>Coolaboratory</i>	<i>Liquid Pro</i> (100 % metallisch, $\lambda = 79 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ )
Steckverbindung	-	- (Typ K, Klasse 1)
Rotorelektronik	<i>KMT-Kraus Messtechnik</i>	<i>TEL1-PCM-TH-K</i>
Rotorspule	<i>KMT-Kraus Messtechnik</i>	- (emailierter Kupferdraht)
Induktivaufnehmer	<i>KMT-Kraus Messtechnik</i>	<i>TEL1-PCM Powerhead/Pickup (N25)</i>
Empfängermodul	<i>KMT-Kraus Messtechnik</i>	<i>TEL-PCM-DEC</i>
Spannungseingangsmodul	<i>NI</i>	<i>NI-9215</i>

## A.2 Proben zu den Härtemessungen

Nachfolgend sind Aufnahmen der Proben, an denen die in Abschnitt 4.3.3.1 und Abschnitt 4.3.3.2 beschriebenen Härtemessungen durchgeführt werden, abgebildet.

### A.2.1 42CrMo4+QT

Für den Werkstoff 42CrMo4+QT für die Schneckenwellen sind in Abbildung A.2.1 die Positionen der Härtemessungen an der Probe dargestellt. Die Messungen der Oberflächenhärte sind mit den roten Markierungen nahe der Flankenoberfläche dargestellt. Für die gezeigte Probe erfolgen 20 Härtemessungen gleichmäßig über die Zahnhöhe verteilt. Die Messung der Kernhärte wird an den dunkelgrün markierten Positionen durchgeführt. Es werden dabei neun quadratisch verteilte Positionen für die Kernhärtemessung verwendet.

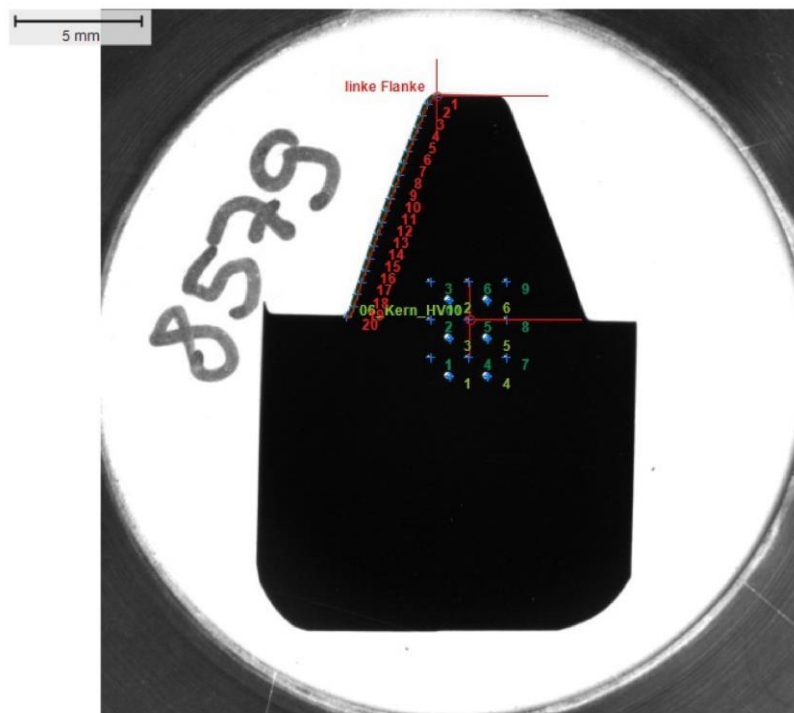


Abbildung A.2.1: Aufnahme der Probe für Härtemessungen an einer Schneckenwelle aus dem Werkstoff 42CrMo4+QT

### A.2.2 EN-GJS-600-3

Für den Werkstoff EN-GJS-600-3 für die Schneckenräder sind in Abbildung A.2.2 die Positionen der Härtemessungen an der Probe dargestellt. Die Messungen sind blau markiert. Für die gezeigte Probe erfolgen 5 Härtemessungen, die über die Zahnhöhe verteilt sind und ergänzend dazu im Kernbereich des Bauteils erfolgen.

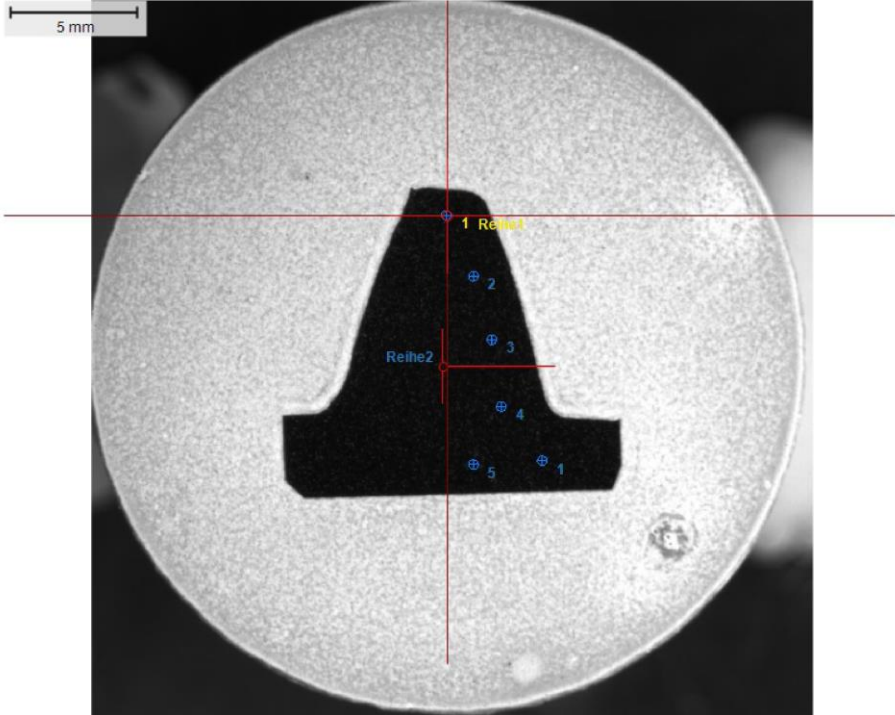


Abbildung A.2.2: Aufnahme der Probe für Härtemessungen an einem Schneckenrad aus dem Werkstoff EN-GJS-600-3

### A.3 Gefügeschliffe von gesamten Zähnen

Ergänzend zu den in Abschnitt 4.3.3.1 und Abschnitt 4.3.3.2 dargestellten Auszügen der Gefügeschliffe der Werkstoffe 42CrMo4+QT und EN-GJS-600-3 werden nachfolgend die Schliffbilder von gesamten Proben, die aus den Zähnen der Schneckenwellen und Schneckenräder entnommen werden, gezeigt.

#### A.3.1 42CrMo4+QT

Abbildung A.3.1 zeigt die gesamte Aufnahme des Gefügeschliffs einer Probe aus einer Schneckenwelle des Werkstoffs 42CrMo4+QT. Die Probe hat die Kontur eines Zahns im Axialschnitt. Die Aufnahme ist in mehrere Segmente aufgeteilt.

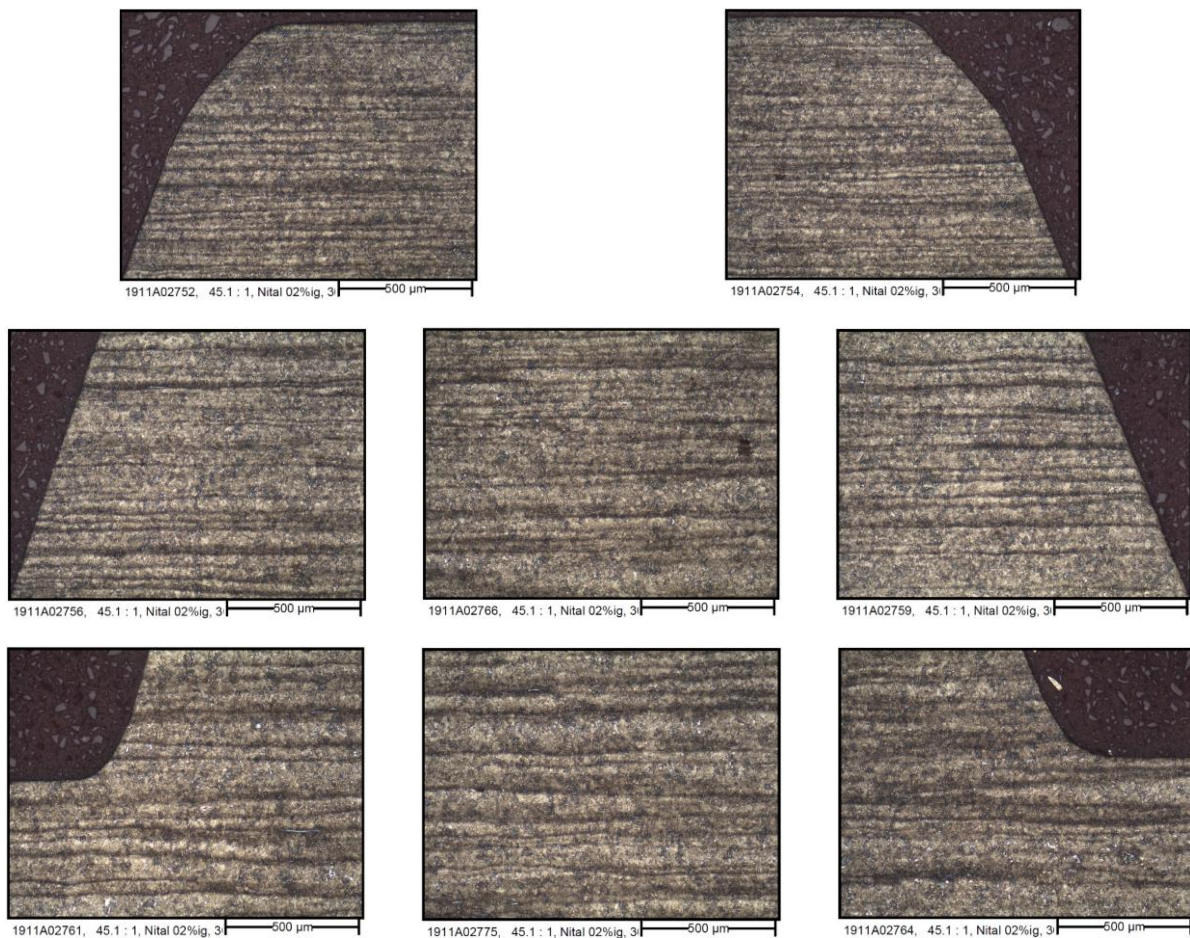


Abbildung A.3.1: Gefügeschliff einer Probe aus einer Schneckenwelle aus dem Werkstoff 42CrMo4+QT



### A.3.2 EN-GJS-600-3

Abbildung A.3.2 zeigt die gesamte Aufnahme des Gefügeschliffs einer Probe aus einem Schneckenrad des Werkstoffs EN-GJS-600-3. Die Probe hat die Kontur eines Zahns im Axialschnitt. Die Aufnahme ist in mehrere Segmente aufgeteilt.

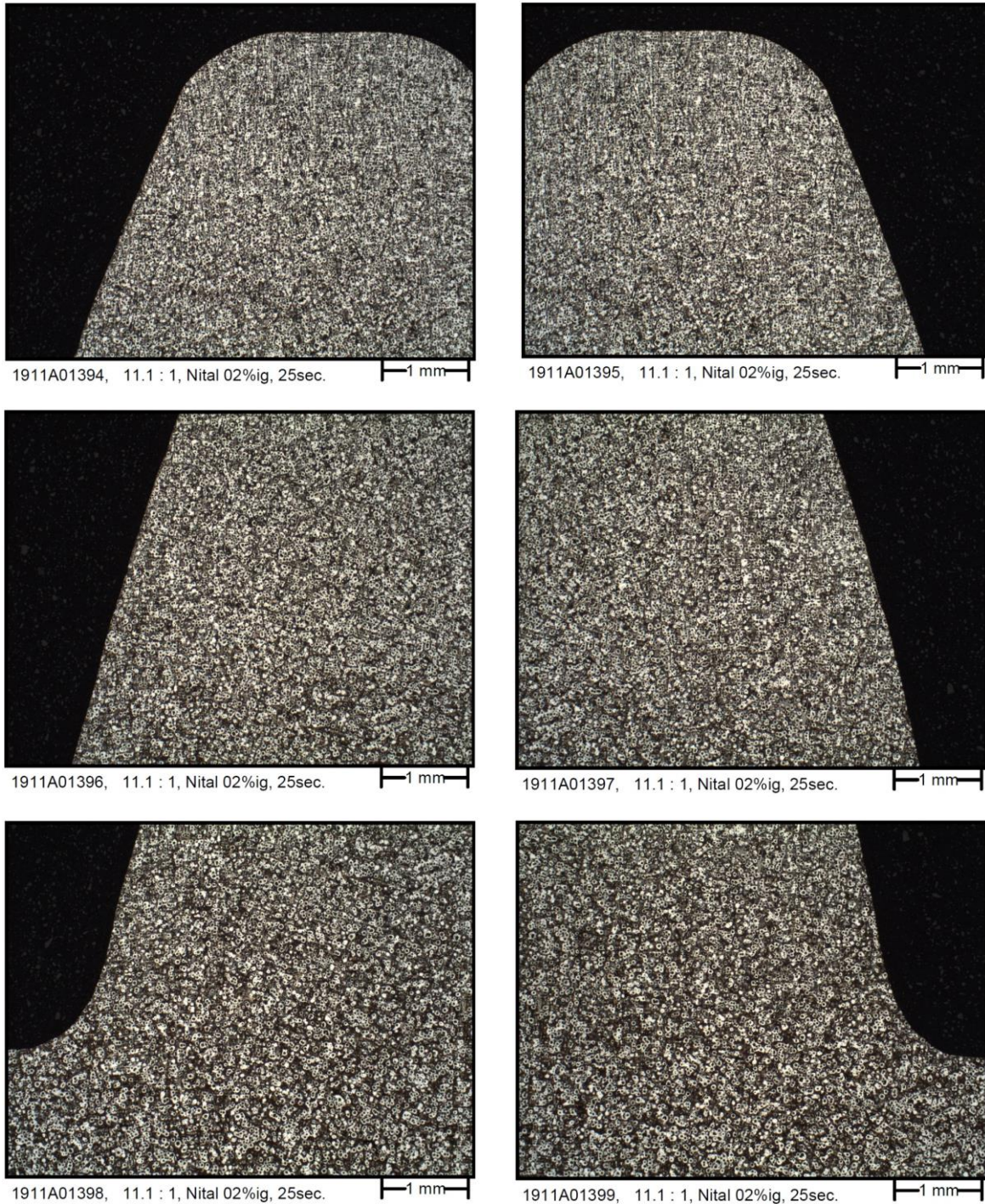


Abbildung A.3.2: Gefügeschliff einer Probe aus einem Schneckenrad aus dem Werkstoff EN-GJS-600-3

#### A.4 Grundlegende Gleichungen der numerischen Temperatursimulation

In diesem Abschnitt werden die grundlegenden Gleichungen, der numerischen Temperatursimulation, die in Kapitel 5 beschrieben wird und in *SNETRA* implementiert ist, aufgeführt. Darüber hinausgehende Herleitungen und Beschreibungen der Gleichungen sind in vorab veröffentlichten Arbeiten des Autors dokumentiert [Rot14, Rot15, Rot17].

Durch die Lösung von Gleichung (5.2) mit einer expliziten Zeitdiskretisierung ergibt sich die Temperatur eines Gitterpunkts nach Gleichung (A.4.1). Dabei sind  $x, y$  und  $z$  die Gitterkoordinaten. Die Kennzeichnung  $n$  gibt an, dass es sich um den aktuellen Zeitschritt handelt. Die Kennzeichnung  $a$  gibt an, dass es sich um den vorherigen Zeitschritt handelt. Die Parameter  $\Delta x, \Delta y, \Delta z$  sind die Gitterschrittweiten, also die Abstände zwischen den Gitterpunkten in die jeweilige Raumrichtung. Der Parameter  $\Delta t$  ist die Zeitschrittweite, also der zeitliche Abstand zwischen zwei Zeitschritten.

$$\begin{aligned}
T_{x,y,z}^n = & \\
& \left( 1 - \frac{2 \cdot A(Pe_x) \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta x)^2} - \frac{2 \cdot A(Pe_y) \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta y)^2} - \frac{2 \cdot A(Pe_z) \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta z)^2} - \right. \\
& \left. \frac{Pe_x \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta x)^2} - \frac{Pe_y \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta y)^2} - \frac{Pe_z \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta z)^2} \right) \cdot T_{x,y,z}^a + \\
& \left( \frac{A(Pe_x) \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta x)^2} + \frac{Pe_x \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta x)^2} \right) \cdot T_{x-1,y,z}^a + \\
& \left( \frac{A(Pe_x) \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta x)^2} \right) \cdot T_{x+1,y,z}^a + \\
& \left( \frac{A(Pe_y) \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta y)^2} + \frac{Pe_y \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta y)^2} \right) \cdot T_{x,y-1,z}^a + \\
& \left( \frac{A(Pe_y) \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta y)^2} \right) \cdot T_{x,y+1,z}^a + \\
& \left( \frac{A(Pe_z) \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta z)^2} + \frac{Pe_z \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta z)^2} \right) \cdot T_{x,y,z-1}^a + \\
& \left( \frac{A(Pe_z) \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta z)^2} \right) \cdot T_{x,y,z+1}^a
\end{aligned} \tag{A.4.1}$$

Die Péclet-Zahl ist dabei gemäß Gleichung (A.4.2) definiert. Für  $i$  wird eine der drei Raumrichtungen  $x, y$  und  $z$  eingesetzt.

$$Pe_i = \frac{\rho \cdot c}{\lambda} \cdot \Delta i \cdot v_i \tag{A.4.2}$$

In Gleichung (A.4.1) wird auf die Péclet-Zahlen teils eine Funktion  $A(k)$  angewendet. Für den Parameter  $k$  wird darin die jeweilige Péclet-Zahl eingesetzt. Die dafür verwendete Funktion  $A(k)$  ist in Gleichung (A.4.3) angegeben.

$$A(k) = \frac{k}{e^k - 1} \tag{A.4.3}$$

Durch die Lösung von Gleichung (5.2) mit einer impliziten Zeitdiskretisierung ergibt sich die Temperatur eines Gitterpunkts nach Gleichung (A.4.4).

$$\begin{aligned}
& - \left( \frac{A(Pe_x) \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta x)^2} + \frac{Pe_x \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta x)^2} \right) \cdot T_{x-1,y,z}^n \\
& - \left( \frac{A(Pe_y) \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta y)^2} + \frac{Pe_y \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta y)^2} \right) \cdot T_{x,y-1,z}^n \\
& - \left( \frac{A(Pe_z) \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta z)^2} + \frac{Pe_z \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta z)^2} \right) \cdot T_{x,y,z-1}^n \\
& + \left( 1 + \frac{2 \cdot A(Pe_x) \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta x)^2} + \frac{2 \cdot A(Pe_y) \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta y)^2} + \frac{2 \cdot A(Pe_z) \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta z)^2} + \right. \\
& \left. \frac{Pe_x \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta x)^2} + \frac{Pe_y \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta y)^2} + \frac{Pe_z \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta z)^2} \right) \cdot T_{x,y,z}^n \\
& - \left( \frac{A(Pe_x) \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta x)^2} \right) \cdot T_{x+1,y,z}^n \\
& - \left( \frac{A(Pe_y) \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta y)^2} \right) \cdot T_{x,y+1,z}^n \\
& - \left( \frac{A(Pe_z) \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\rho \cdot c \cdot (\Delta z)^2} \right) \cdot T_{x,y,z+1}^n \\
& = T_{x,y,z}^a
\end{aligned} \tag{A.4.4}$$

Aus Gleichung (A.4.4) resultiert ein Gleichungssystem in einer Form, wie in Gleichung (A.4.5) dargestellt. Im Rahmen der Temperatursimulation wird dieses mit einem für den vorliegenden Anwendungsfall optimierten und eigens programmierten SOR-Verfahren gelöst.

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{T}^n = \mathbf{T}^a \tag{A.4.5}$$

Bei einer vorgegebenen Temperatur als Randbedingung (Randbedingung erster Art) wird die Temperatur des Hilfspunkts  $T_{\blacksquare}$  nach Gleichung (A.4.6) bestimmt.

$$T_{\blacksquare} = 2 \cdot T_{\infty} - T_{\bullet} \tag{A.4.6}$$

Bei einer vorgegebenen Wärmestromdichte als Randbedingung (Randbedingung zweiter Art) und einem Kontakt beider Körper mit der Bedingung gleicher Oberflächentemperaturen werden die Temperaturen der Hilfspunkte nach Gleichung (A.4.7) und Gleichung (A.4.8) bestimmt. Gleichung (A.4.7) ermöglicht die Berechnung der Hilfspunkte der Schnecke  $T_{\square}$ . Gleichung (A.4.8) ermöglicht die Berechnung der Hilfspunkte des Schneckenrads  $T_{\blacksquare}$ .

$$T_{\square} = \frac{\dot{q}}{\frac{\lambda_1}{\Delta z_1} + \frac{\lambda_2}{\Delta z_2}} + \frac{\frac{\lambda_1}{\Delta z_1} - \frac{\lambda_2}{\Delta z_2}}{\frac{\lambda_1}{\Delta z_1} + \frac{\lambda_2}{\Delta z_2}} \cdot T_{\circ} + \frac{2 \cdot \frac{\lambda_2}{\Delta z_2}}{\frac{\lambda_1}{\Delta z_1} + \frac{\lambda_2}{\Delta z_2}} \cdot T_{\bullet} \tag{A.4.7}$$

$$T_{\blacksquare} = \frac{\dot{q}}{\frac{\lambda_1}{\Delta z_1} + \frac{\lambda_2}{\Delta z_2}} + \frac{2 \cdot \frac{\lambda_1}{\Delta z_1}}{\frac{\lambda_1}{\Delta z_1} + \frac{\lambda_2}{\Delta z_2}} \cdot T_{\circ} + \frac{-\frac{\lambda_1}{\Delta z_1} + \frac{\lambda_2}{\Delta z_2}}{\frac{\lambda_1}{\Delta z_1} + \frac{\lambda_2}{\Delta z_2}} \cdot T_{\bullet} \tag{A.4.8}$$

## A.5 Fresskritischere Prüfverzahnung ohne Profilverschiebung

Ergänzend zu der in Abschnitt 7.2 ausgelegten fresskritischeren Prüfverzahnung mit einer Profilverschiebung ist in Tabelle A.5.1 die Hauptgeometrie einer fresskritischeren Prüfverzahnung ohne Profilverschiebung enthalten. Diese Auslegung kann als Alternative zur in Abschnitt 7.2 vorgestellten Verzahnung verwendet werden, sofern eine Fertigung ohne Profilverschiebung bevorzugt wird. Welche Verzahnung für einen künftigen, genormten Standardfresstest für Schneckengetriebe definiert wird, sollte Bestandteil weiterer Forschung sein.

Die Fußfreiheitsfaktoren sind mit  $c_{f1}^* = c_{f2}^* = 0,21$  so gewählt, dass ausreichende Kopfspiele für einen möglichst robusten Betrieb gegeben sind. Auch das Flankenspiel sollte aus diesem Grund ausreichend bemessen sein, um ein Klemmen stets zu vermeiden. Als Anhaltswert für das Drehflankenspiel kann  $j_t = 0,35 \text{ mm}$  für die Auslegung der Werkzeuge angesetzt werden. Dieses ist damit größer gewählt als das Drehflankenspiel vergleichbarer, praxisüblicher Verzahnungen. Der Zahndickenfaktor sollte etwa  $s_{mx}^* = 0,5$  betragen. Für den Schneckenradfräser wird eine Fräservergrößerung von  $Y = 2,5 \%$  definiert, so dass ein Tragbildanteil von etwa  $R_{Tr} = 70 \dots 80 \%$  resultiert.

Tabelle A.5.1: Hauptverzahnungsgeometrie einer fresskritischeren Prüfverzahnung ohne Profilverschiebung

Achsabstand $a / \text{mm}$	100
Flankenform / –	ZI
Zähnezahlverhältnis $z_2/z_1 / \text{–}$	41/2
Axialmodul $m_x / \text{mm}$	3,8
Profilverschiebungsfaktor $x_2 / \text{–}$	0,0
Erzeugungswinkel $\alpha_0 / ^\circ$	20°
Mittensteigungswinkel $\gamma_m / ^\circ$	9,76
Mittlenkreis-Ø Schnecke $d_{m1} / \text{mm}$	44,2
Fußkreis-Ø Schnecke $d_{f1} / \text{mm}$	35,0
Kopfkreis-Ø Schnecke $d_{a1} / \text{mm}$	51,8
Mittlenkreis-Ø Rad $d_{m2} / \text{mm}$	155,8
Fußkreis-Ø Rad $d_{f2} / \text{mm}$	146,6
Kopfkreis-Ø Rad $d_{a2} / \text{mm}$	163,4
Außen-Ø Rad $d_{e2} / \text{mm}$	167,0
Radkranzbreite $b_{2H} / \text{mm}$	30,0
Fräservergrößerung $Y / \%$	2,5

Tabelle A.5.2 beinhaltet die Beanspruchungskenngrößen der fresskritischer ausgelegten Verzahnung mit Profilverschiebung im Vergleich zur fresskritischer ausgelegten Verzahnung ohne Profilverschiebung. Die Kenngrößen liegen äußerst nahe beieinander. Die Gleitgeschwindigkeit am Mittlenkreis  $v_{gm}$  ist bei der Verzahnung mit Profilverschiebung leicht höher.

Tabelle A.5.2: Beanspruchungskenngrößen nach DIN 3996 [DIN19] der fresskritischer ausgelegten Verzahnung mit Profilverschiebung im Vergleich zur fresskritischer ausgelegten Verzahnung ohne Profilverschiebung (dimensionsbehaftete Kennwerte für Belastung mit  $T_2 = 1400 \text{ Nm}$  und  $n_1 = 2900 \text{ 1/min}$ )

Kenngröße	Fresskritischere Verzahnung mit Profilverschiebung	Fresskritischere Verzahnung ohne Profilverschiebung
Kennwert Schmierfilmdicke $h^* / -$	0,073	0,073
Kennwert Pressung $p_m^* / -$	0,97	0,96
Mittlere Pressung $\sigma_{Hm} / \text{N/mm}^2$	575	575
Gleitgeschwindigkeit am Mittenkreis $v_{gm} / \text{m/s}$	6,9	6,8

Zur Beurteilung der Auswirkung der Profilverschiebung werden die berechneten Kontakttemperaturen der Verzahnungen für die Stufen des standardisierbaren Fresstests nach Abschnitt 6.2 verglichen. Dies ist in Abbildung A.5.1 dargestellt. Die Berechnung der Temperaturen erfolgt gemäß dem in Abschnitt 6.1.2 beschriebenen Berechnungsverfahren mit Beanspruchungsgrößen nach DIN 3996 [DIN19]. Für die Verzahnungen wird für die Berechnung ein Tragbildanteil von  $R_{Tr} = 80 \%$  angenommen. Die zugrundeliegende Werkstoff-Schmierstoff-Kombination ist 42CrMo4+QT / EN-GJS-600-3 / Polyglykol ISO VG 680. Es zeigt sich, dass die Verzahnung mit Profilverschiebung mit einer rechnerisch leicht höheren Kontakttemperatur beansprucht wird. In der höchsten Laststufe beträgt die Differenz etwa 7 K. Es ist dementsprechend davon auszugehen, dass die fresskritischere Verzahnung mit Profilverschiebung eine leicht niedrigere Fresstragfähigkeit aufweist als die Verzahnung ohne Profilverschiebung.

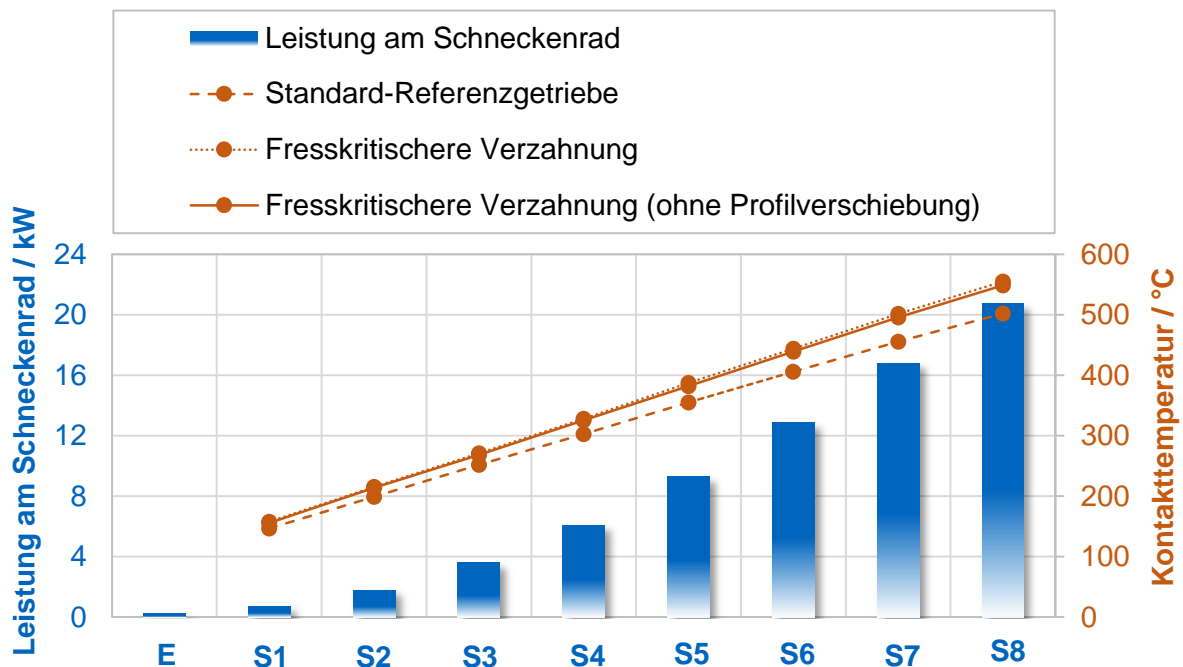


Abbildung A.5.1: Leistung am Schneckenrad in den Stufen des standardisierbaren Fresstests und zugehörige Kontakttemperatur für das Standard-Referenzgetriebe nach DIN 3996 [DIN19] und die fresskritischere Verzahnung mit und ohne Profilverschiebung

Die Durchbiegesicherheit der Verzahnung beträgt  $S_\delta = 6,56$  bei einem Drehmoment von  $T_2 = 1400 \text{ Nm}$ . Die Zahnbruchsicherheit der Verzahnung im Neuzustand beträgt  $S_F = 1,01$  bei einem Drehmoment von  $T_2 = 1400 \text{ Nm}$ . Beide Werte sind mit DIN 3996 [DIN19] für eine Stahl-

Bronze-Werkstoffpaarung berechnet und liegen damit auf der sicheren Seite. Sie werden daher als ausreichend groß für die verhältnismäßig kurzen Stufenversuche erachtet. Eine weitere Verkleinerung der Verzahnung würde die Zahnbruchsicherheit jedoch in einen zunehmend kritischen Bereich verschieben.

**B      Dissertationen der FZG**

- 1      Perret, H.                      Übertragung konstanter Leistung durch stufenlos mechanische Regeltriebe. TH Braunschweig (1935).
- 2      Bellmann, H.                    Beiträge zur Prüfung von Bremsbelägen. TH Braunschweig (1939).
- 3      Hiersig, H. M.                    Der Zusammenhang von Gestaltung und Beanspruchung bei Schneckengetrieben mit Evolventenverzahnung. TH Braunschweig (1943).
- 4      Helbig, F.                        Walzenfestigkeit und Grübchenbildung von Zahnrad- und Wälzlagerwerkstoffen. TH Braunschweig (1943).
- 5      Arf, D.                            Pendelrollenlager mit symmetrischen und unsymmetrischen Rollen. TH Braunschweig (1944).
- 6      Oesmann, W.                    Entwicklung einer Stahlsand-Schalt- und Regelkupplung. TH Braunschweig (1945).
- 7      Rubo, E.                         Ermittlung der Achsfehler-Empfindlichkeit verschiedener Zylinder-Schneckengetriebe mit Hilfe des Einlauf-Abschliffvolumens. TH Braunschweig (1948).
- 8      Glaubitz, H.                    Drehmomentmessungen zum Wendevorgang bei Raupenfahrwerken. TH Braunschweig (1948).
- 9      Talke, H.                        Beiträge zur hydrodynamischen Schmiertheorie des ebenen Gleitschuhes auf ebener Fläche. TH Braunschweig (1948).
- 10     Cramer, H.                      Über die Reibung und Schmierung feinmechanischer Geräte. TH Braunschweig (1949).
- 11     Thomas, W.                      Reibscheiben-Regelgetriebe mit Linienberührung. TH Braunschweig (1949).
- 12     Maushake, W.                    Theoretische Untersuchung von Schneckengetrieben mit Globoidschnecke und Stirnrad. TH Braunschweig (1950).
- 13     Kraupner, K. W.                Das plastische Verhalten umlaufender Stahlrollen bei Punktberührung. TH Braunschweig (1951).
- 14     Banaschek, K.                 Die Gleitreibung geschmierter Flächen kleiner Schmiegun. Einfluß von Werkstoffpaarung, Krümmung, Oberfläche und Schmierstoff. TH Braunschweig (1951).
- 15     Heyer, E.                        Versuche mit Zylinderschneckenrieben. Einfluß von Zahnform, Modul, Durchmesser und Schmierstoff auf Verlustleistung und Tragfähigkeit. TH München (1952).
- 16     Hentschel, G.                 Der Hochleistungswälztrieb. Entwicklungsstand und Entwicklungsmöglichkeiten. TH München (1952).
- 17     Winter, H.                      Tragfähigste Evolventengeradverzahnung. TH München (1954).
- 18     Roy, A. K.                      Spannungsoptische Untersuchung eines schrägverzahnten Stirnrades. TH München (1957).

- 
- |    |                 |   |
|----|-----------------|---|
| 19 | Rettig, H.      | Dynamische Zahnkraft. TH München (1957).  |
| 20 | Ohlendorf, H.   | Verlustleistung und Erwärmung von Stirnrädern. TH München (1958).   |
| 21 | Unterberger, M. | Geräuschuntersuchungen an geradverzahnten Zahnradern. TH München (1958).  |
| 22 | Looman, J.      | Das Abrichten von profilierten Schleifscheiben zum Schleifen von schrägverzahnten Stirnrädern. TH München (1959).                           |
| 23 | Jarchow, F.     | Versuche an Stirnrad-Globoidschneckenrieben. TH München (1960).   |
| 24 | Popovic, L.     | Einfluß von Zahnform und Bearbeitung auf die Zahnfußfestigkeit. TH München (1960).  |
| 25 | Ehrlenspiel, K. | Die Festkörperreibung von geschmierten und ungeschmierten Metallpaarungen mit Linienberührung. TH München (1962).                           |
| 26 | Pittroff, H.    | Riffelbildung infolge Stillstandserschütterungen bei Wälzlagern. TH München (1962).   |
| 27 | Schreiber, H.   | Zur Auswertung von Lebensdauerversuchen an Wälzlagern. TH München (1962).   |
| 28 | Roth, K.        | Untersuchungen über die Eignung der Evolventenzahnform für eine allgemein verwendbare feinwerktechnische Normverzahnung. TH München (1963). |
| 29 | Naruse, Ch.     | Verschleiß, Tragfähigkeit und Verlustleistung bei Schraubenradgetrieben. TH München (1964).   |
| 30 | Gartner, F.     | Die Mischreibung bei Linienberührung. TH München (1964).  |
| 31 | Assmann, H.     | Vergleichende Untersuchung von Getriebeölen im FZG-Stirnrad- und Esso-Hypoidprüfstand. TH München (1965).                                   |
| 32 | Reister, D.     | Einseitiges Breiten tragen bei Stirnrädern. TH München (1965).  |
| 33 | Korrenn, H.     | Gleitreibung in den Kontaktstellen zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen der Ringe von Wälzlagern. TH München (1965).                 |
| 34 | Hösel, T.       | Geräuschuntersuchungen an schrägverzahnten Stirnrädern mit Evolventenverzahnung. TH München (1965).   |
| 35 | Langenbeck, K.  | Die Verschleiß- und Freßgrenzlast der Hypoidgetriebe. TH München (1966).  |
| 36 | Memmel, M.      | Untersuchungen über die Tragfähigkeit und Gebrauchsdauer von Gelenklagern. TH München (1966).   |
| 37 | Bötsch, H.      | Der Einfluß der Oberflächenbearbeitung und -behandlung auf die Flankenfestigkeit von Stirnrädern aus Vergütungsstahl. TH München (1966).    |



- 
- |    |                 |  |
|----|-----------------|--|
| 38 | Lechner, G.     | Die Freßlastgrenze bei Stirnrädern aus Stahl. TH München (1966).   |
| 39 | Lange, S.       | Untersuchungen von Helicon- und Spiroidgetrieben mit abwickelbaren Schneckenflanken nach der hydrodynamischen und nach der Hertzschen Theorie. TH München (1967).                      |
| 40 | Schwägerl, D.   | Untersuchung von Helicon- und Spiroidgetrieben mit trapezförmigem Schneckenprofil nach der Hertzschen und nach der hydrodynamischen Theorie. TH München (1967).                        |
| 41 | Michels, K.     | Schneckengetriebe mit Werkstoffpaarung Stahl/Grauguß. TH München (1968).   |
| 42 | Gackstetter, G. | Verlustarme Verzahnung. TH München (1968).   |
| 43 | Geupel, H.      | Flüssigkeitsreibung bei Punktberührung. TH München (1969).   |
| 44 | Grekoussis, R.  | Vergleichende Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit von Hypoid- und Stirnrädern. TH München (1969).   |
| 45 | Baethge, J.     | Zahnfederhärte, Drehwegfehler und Geräusch bei Stirnrädern. TH München (1969).   |
| 46 | Schulz, H. D.   | Untersuchung über Tragfähigkeiten und Verlustleistung von Schneckengetrieben mit trapezförmigem Schneckenprofil und kegeliger Schnecke. TH München (1969).                             |
| 47 | Stölzle, K.     | Leistungsübertragung in Planetengetrieben bei statischem und dynamischem Betrieb. Berechnung, Optimierung und Versuchsergebnisse. TH München (1970).                                   |
| 48 | Seitzinger, K.  | Die Erwärmung einsatzgehärteter Zahnräder als Kennwert für ihre Freßtragfähigkeit. TU München (1971).  |
| 49 | Stössel, K.     | Reibungszahlen unter elasto-hydrodynamischen Bedingungen. TU München (1971).   |
| 50 | Schmidt, G.     | Berechnung der Wälzpressung schrägverzahnter Stirnräder unter Berücksichtigung der Lastverteilung. TU München (1972).  |
| 51 | Hirt, M.        | Einfluß der Zahnfußausrundung auf Spannung und Festigkeit von Geradstirnrädern. TU München (1974).   |
| 52 | Wilkesmann, H.  | Berechnung von Schneckengetrieben mit unterschiedlichen Zahnprofilformen (Tragfähigkeits- und Verlustleistung für Hohlkreis-, Evolventen- und Geradenlinienprofil). TU München (1974). |
| 53 | Richter, M.     | Der Verzahnungswirkungsgrad und die Freßtragfähigkeit von Hypoid- und Schraubenradgetrieben - Versuchsergebnisse und Berechnungsmethoden. TU München (1976).                           |

- 
- 54 Rösch, H. Untersuchungen zur Wälzfestigkeit von Rollen - Einfluß von Werkstoff, Wärmebehandlung und Schlupf. TU München (1976).
- 55 Gaggermeier, H. Untersuchungen zur Reibkraftübertragung in Regel-Reibradgetrieben im Bereich elasto-hydrodynamischer Schmierung. TU München (1977).
- 56 Käser, W. Beitrag zur Grübchenbildung an gehärteten Zahnrädern. Einfluß von Härtetiefe und Schmierstoff auf die Flanken-tragfähigkeit. TU München (1977).
- 57 Knabel, W. Geräusche und Schwingungen an Stirnradgetrieben. Untersuchungen geometrischer Einflüsse bei hohen Drehzahlen und Belastungen. TU München (1977).
- 58 Wirth, X. Über den Einfluß von Schleifkerben auf die Zahnfußtragfähigkeit und das Schädigungsverhalten oberflächengehärteter Zahnräder. TU München (1977).
- 59 Huber, G. Zylinderschneckengetriebe, ein Beitrag zur Berechnung von Grübchen- und Gleitverschleiß und Angaben zum Wirkungsgradverhalten aus Versuchen. TU München (1978).
- 60 Brossmann, U. Über den Einfluß der Zahnfußausrundung und des Schrägungswinkels auf Beanspruchung und Festigkeit schrägverzahnter Stirnräder. TU München (1979).
- 61 Plewe, H.-J. Untersuchungen über den Abriebverschleiß von geschmierten, langsam laufenden Zahnrädern. TU München (1980).
- 62 Fresen, G. Untersuchungen über die Tragfähigkeit von Hypoid- und Kegelradgetrieben (Grübchen, Ridging, Rippling, Graufleckigkeit und Zahnbruch). TU München (1981).
- 63 Oster, P. Beanspruchung der Zahnflanken unter Bedingungen der Elastohydrodynamik. TU München (1982).
- 64 Hornung, K. Zahnräder aus Bainitischem Gusseisen mit Kugelgraphit. TU München (1983).
- 65 Weiss, T. Zum Festigkeits- und Verzugsverhalten von randschichtgehärteten Zahnrädern. TU München (1983).
- 66 Vojacek, H. Das Reibungsverhalten von Fluiden unter elastohydrodynamischen Bedingungen. Einfluß der chem. Struktur des Fluides, der Werkstoffe und der Makro- und Mikrogeometrie der Gleit/Wälzkörper. TU München (1984).
- 67 Schönnenbeck, G. Einfluß der Schmierstoffe auf die Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit und Grübchenbildung) hauptsächlich im Umfangsgeschwindigkeitsbereich 1...9 m/s. TU München (1984).
- 68 Wiener, H. Untersuchung der Rollenkinematik im Axial-Pendelrollenlager. TU München (1984).

- 
- |    |                |   |
|----|----------------|---|
| 69 | Mathiak, D.    | Untersuchungen über Flankentragfähigkeit, Zahnfußtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinderschneckengetrieben. TU München (1984).                                      |
| 70 | Strasser, H.   | Einflüsse von Verzahnungsgeometrie, Werkstoff und Wärmebehandlung auf die Zahnfußtragfähigkeit. TU München (1984).  |
| 71 | Joachim, F.-J. | Untersuchungen zur Grübchenbildung an vergüteten und normalisierten Zahnrädern (Einfluß von Werkstoffpaarung, Oberflächen- und Eigenspannungszustand). TU München 1984. |
| 72 | Gerber, H.     | Innere dynamische Zusatzkräfte bei Stirnradgetrieben - Modellbildung, innere Anregung und Dämpfung. TU München (1984).  |
| 73 | Simon, M.      | Messung von elasto-hydrodynamischen Parametern und ihre Auswirkung auf die Grübchentragfähigkeit vergüteter Scheiben und Zahnräder. TU München (1984).                  |
| 74 | Schmidt, W.    | Untersuchungen zur Grübchen- und zur Zahnfußtragfähigkeit geradzahnter evolventischer Innenstirnräder. TU München (1984).   |
| 75 | Funck, G.      | Wärmeabführung bei Getrieben unter quasistationären Betriebsbedingungen. TU München (1985).   |
| 76 | Paul, M.       | Einfluß von Balligkeit und Lageabweichungen auf die Zahnfußbeanspruchung spiralverzahnter Kegelräder. TU München (1986).  |
| 77 | Hoppe, F.      | Das Abschalt- und Betriebsverhalten von mechanischen Sicherheitskupplungen. TU München (1986).  |
| 78 | Michaelis, K.  | Die Integraltemperatur zur Beurteilung der Freßtragfähigkeit von Stirnradgetrieben. TU München (1987).  |
| 79 | Wech, L.       | Untersuchungen zum Wirkungsgrad von Kegelrad- und Hypoidgetrieben. TU München (1987).   |
| 80 | Knauer, G.     | Zur Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder - Einfluß von Werkstoff, Schmierstoff und Betriebstemperatur. TU München (1988).                                  |
| 81 | Placzek, T.    | Lastverteilung und Flankenkorrektur in gerad- und schrägverzahnten Stirnradstufen. TU München (1988).   |
| 82 | Pflaum, H.     | Das Reibungsverhalten ölgeschmierter Kegelreibkupplungen in Synchronisationseinrichtungen von Kraftfahrzeug-Schaltgetrieben. TU München (1988).                         |
| 83 | Brinck, P.     | Zahnfußtragfähigkeit oberflächengehärteter Stirnräder bei Lastrichtungsumkehr. TU München (1989).   |
| 84 |                | entfallen   |
| 85 | Neupert, K.    | Verschleißtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinder-Schneckengetrieben. TU München (1990).  |

- 
- |     |                   |   |
|-----|-------------------|---|
| 86  | Prexler, F.       | Einfluß der Wälzflächenrauheit auf die Grübchenbildung vergüteter Scheiben im EHD-Kontakt. TU München (1990).   |
| 87  | Schaller, K.-V.   | Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zur Grübchenbildung an einsatzgehärteten Stirnradflanken. TU München (1990).  |
| 88  | Collenberg, H.-F. | Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit schnelllaufender Stirnradgetriebe. TU München (1991).  |
| 89  | Müller, R.        | Schwingungs- und Geräuschanregung bei Stirnradgetrieben. TU München (1991).   |
| 90  | Anzinger, M.      | Werkstoff- und Fertigungseinflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit, insbesondere im hohen Zeitfestigkeitsgebiet. TU München (1991).                            |
| 91  | Kagerer, E.       | Messung von elastohydrodynamischen Parametern im hochbelasteten Scheiben- und Zahnkontakt. TU München (1991).   |
| 92  | Haslinger, K.     | Untersuchungen zur Grübchentragfähigkeit profilkorrigierter Zahnräder. TU München (1991).   |
| 93  | Vollhüter, F.     | Einfluß der Achsversetzung auf die Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit von spiralverzahnten Kegelrädern. TU München (1992).                                  |
| 94  | Pinnekamp, B.     | Das Schaltverhalten von PKW-Getriebesynchronisierungen. TU München (1992).  |
| 95  | Schubert, M.      | Einfluß der Befestigungsart und Radkranzdicke auf die Zahntragfähigkeit von Innenstirnrädern. TU München (1993).  |
| 96  | Steingröver, K.   | Untersuchung zu Verschleiß, Verlustgrad und Fressen bei Zylinder-Schneckengetrieben. TU München (1993).   |
| 97  | Elstorpff, M.-G.  | Einflüsse auf die Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder bis in das höchste Zeitfestigkeitsgebiet. TU München (1993).                            |
| 98  | Emmert, S.        | Untersuchungen zur Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit, Grübchenbildung) schnelllaufender Stirnradgetriebe. TU München (1994).                             |
| 99  | Suchandt, T.      | Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zur Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder und zur Bruchfestigkeit vergüteter Laschenketten. TU München (1994). |
| 100 | Hämmerl, B.       | Lebensdauer- und Temperaturverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen bei Lastkollektivbeanspruchung. TU München (1994).                                      |
| 101 | Weiss, R.         | Einfluß der Ölalterung auf die Zahnflankentragfähigkeit. TU München (1994).   |
| 102 | Schlenk, L.       | Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit von Großzahnrädern. TU München (1995).   |

- 
- |     |                    |   |
|-----|--------------------|---|
| 103 | Mann, U.           | Schmierfilmbildung in elasto-hydrodynamischen Kontakten, Einfluß verschiedener Grundöle und Viskositäts-Index-Verbesserer. TU München (1995). |
| 104 | Rudzewski, S.      | Systemtechnische Verknüpfung eingeführter Getriebeberechnungsprogramme. TU München (1995).  |
| 105 | Rank, R.           | Untersuchungen zur Lebensdauerprüfung von Synchronisierungen. TU München (1995).  |
| 106 | Eberspächer, C.    | Reihenfolgeeffekte bei der Grübchen-Betriebsfestigkeit einsatzgehärteter Zahnräder. TU München (1995).  |
| 107 | Rank, B.           | Untersuchungen zur Grübchenbildung bei Zylinder-Schneckengetrieben. TU München (1996).  |
| 108 | Sattelberger, K.   | Schwingungs- und Geräuschanregung bei ein- und mehrstufigen Stirnradgetrieben. TU München (1997).   |
| 109 | Hirschmann, V.     | Tragfähigkeitsuntersuchungen an stufenlosen Umschlingungsgetrieben. TU München (1997).  |
| 110 | Thomas, J.         | Flankentragfähigkeit und Laufverhalten von hartfeinbearbeiteten Kegelrädern. TU München (1998).   |
| 111 | Wikidal, F.        | Berechnung der Flankenpressung gerad- und schrägverzahnter Stirnräder für last- und fertigungsbedingte Abweichungen. TU München (1998).       |
| 112 | Perponcher, V., C. | Einflüsse von Reibflächentopographie und Beanspruchungen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen. TU München (1998). |
| 113 | Schedl, U.         | Einfluß des Schmierstoffs auf die Grübchenlebensdauer einsatzgehärteter Zahnräder. TU München (1998).   |
| 114 | Vollmer, T.        | Methodik zur Entwicklung einer Fahrstrategie für Fahrzeuge, ausgeführt am Beispiel des Autarken Hybrids. TU München (1998).                   |
| 115 | Heitmann, A.       | Entwicklung des i <sup>2</sup> -Getriebes für den Autarken Hybrid-Antriebsstrang. TU München (1998).  |
| 116 | Pfleger, F.        | Schalt- und Lebensdauerverhalten von Lamellenkupplungen. TU München (1998).   |
| 117 | Kerschl, S.        | Der Autarke Hybrid - Optimierung des Antriebsstrangs hinsichtlich Energieverbrauch und Bestimmung des Einsparpotentials. TU München (1998).   |
| 118 | Döbereiner, R.     | Tragfähigkeit von Hochverzahnungen geringer Schwingungsanregung. TU München (1998).   |
| 119 | Weigand, U.        | Werkstoff- und Wärmebehandlungseinflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit. TU München (1999).   |
| 120 | Schrade, U.        | Einfluß von Verzahnungsgeometrie und Betriebsbedingungen auf die Graufleckentragfähigkeit von Zahnradgetrieben. TU München (2000).            |

- 
- |      |                 |   |
|------|-----------------|---|
| 121  | Köll, J.        | Konstruktion des Getriebes für ein Pkw-Hybridantriebssystem. TU München (2000).   |
| 122  | Förster, W.     | Der Lastschaltvorgang beim stufenlosen i <sup>2</sup> -Getriebe des Autarken Hybrid-Antriebsstrangs. TU München (1999).                             |
| 123  | Lange, N.       | Hoch fresstragfähige Schneckengetriebe mit Rädern aus Sphaeroguß. TU München (2000).  |
| 124  | Lutz, M.        | Methoden zur rechnerischen Ermittlung und Optimierung von Tragbildern an Schneckengetrieben. TU München (2000).                                     |
| 125  | Kopatsch, F.    | Wirksamkeit von Viskositätsindex-Verbesserern im EHD-Zahnradkontakt. TU München (2000).   |
| 126  | Bayerdörfer, I. | Einfluß von betriebsbedingten Schmierstoffveränderungen auf die Flankentragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder. TU München (2000).               |
| 126e | Domian, H.-J.   | Systematische Synthese von Getriebestrukturen der Vorgelegebauart. TU München 2001.   |
| 127  | Tobie, T.       | Zur Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder. TU München (2001).  |
| 128  | Stahl, K.       | Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Gerad- und Schrägverzahnungen unter besonderer Berücksichtigung der Pressungsverteilung. TU München (2001). |
| 129  | Neumüller, M.   | Einfluß der Ölalterung auf Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen. TU München (2001).   |
| 130  | Mosbach, C.     | Das Reibungs- und Reibschwing-Verhalten nasslaufender Lamellenkupplungen. TU München (2002).  |
| 131  | Dyla, A.        | Modell einer durchgängig rechnerbasierten Produktentwicklung. TU München (2002).  |
| 132  | Graswald, C.    | Reibung im elastohydrodynamischen Kontakt von Reibradgetrieben. TU München (2002).  |
| 133  | Geiser, H..     | Grundlagen zur Beurteilung des Schwingungsverhaltens von Stirnrädern. TU München (2002).  |
| 134  | Schinagl, S.    | Zahnfußtragfähigkeit schrägverzahnter Stirnräder unter Berücksichtigung der Lastverteilung. TU München (2002).                                      |
| 135  | Doleschel, A.   | Wirkungsgradberechnung von Zahnradgetrieben in Abhängigkeit vom Schmierstoff. TU München (2003).  |
| 136  | Annast, R.      | Kegelrad-Flankenbruch. TU München (2003).   |
| 137  | Süssmuth, J.-F. | Eignungsbeurteilung von Schmierstoffen für stufenlose Umschlingungsgetriebe. TU München (2003).   |
| 138  | Matten, D.      | Methode zur Entwicklung ingenieurwissenschaftlicher Berechnungsprogramme. TU München (2003).  |

- 
- |     |                  |   |
|-----|------------------|---|
| 139 | Geier, N.        | Untersuchung des Reibungs- und Verschleißverhaltens nasslaufender Kupplungen in Abhängigkeit ihrer Reibflächentopographie. TU München (2003).                   |
| 140 | Hertter, T.      | Rechnerischer Festigkeitsnachweis der Ermüdungstragfähigkeit vergüteter und einsatzgehärteter Stirnräder. TU München (2003).                                    |
| 141 | Krieger, H.      | Alterung von Schmierstoffen im Zahnradprüfstand und in Praxisgetrieben. TU München (2004).  |
| 142 | Steutzger, M.    | Einfluß der Baugröße auf die Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder. TU München (2004).  |
| 143 | Schmidbauer, T.  | Aufbau und Erprobung des Autarken Hybrid-Antriebsstrangs im Versuchsfahrzeug. TU München (2004).  |
| 144 | Liu, W.          | Einfluss verschiedener Fertigungsverfahren auf die Graufleckentragfähigkeit von Zahnradgetrieben. TU München (2004).  |
| 145 | Fehling, R.      | Höhere Tragfähigkeit bei Zahnradflanken durch eine nichtevolventische Profilmodifikation. TU München (2004).  |
| 146 | Guttenberg, P.   | Der autarke Hybrid am Prüfstand - Funktion, Kraftstoffverbrauch und energetische Analyse. TU München (2004).  |
| 147 | Wimmer, T.       | Einflüsse auf das Lastübernahmeverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen. TU München (2004).   |
| 148 | Radev, T.        | Einfluss des Schmierstoffes auf die Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder - Entwicklung des Praxisnahen Pittingtests. TU München (2005).            |
| 149 | Krastev, I.      | Optimierung des Lastschaltvorgangs im i <sup>2</sup> -Getriebe. TU München (2005).  |
| 150 | Heilemann, J.    | Tragfähigkeit und Wirkungsgrad bei unterschiedlichen Schnecken-Zahnflankenformen unter Berücksichtigung der Oberflächenhärte und Härtetiefe. TU München (2005). |
| 151 | Heizenröther, M. | Das Stirnradradialdifferenzial mit Innenverzahnung im Vergleich zum Kegelradradialdifferenzial inklusive einer Sperrwertanalyse. TU München (2005).             |
| 152 | Wimmer, A.       | Lastverluste von Stirnradverzahnungen - Konstruktive Einflüsse, Wirkungsgradmaximierung, Tribologie. TU München (2006).   |
| 153 | Bruckmeier, S.   | Flankenbruch bei Stirnradgetrieben. TU München (2006).  |
| 154 | Hauser, C.       | Einfluss der Ölalterung auf Reibcharakteristik und Reibschwingverhalten von Lamellenkupplungen. TU München (2007).  |

- 
- 155 Grossl, A. Einfluss von PVD-Beschichtungen auf die Flanken- und Fußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder. TU München (2007).
- 156 Steinberger, G. Optimale Grübchentragfähigkeit von Schrägverzahnungen. TU München (2007).
- 157 Jaros, M. Integration des STEP-Produktmodells in den Getriebeentwicklungsprozess. TU München (2007).
- 158 Radev, S. Einfluss von Flankenkorrekturen auf das Anregungsverhalten gerad- und schrägverzahnter Stirnradpaarungen. TU München (2007).
- 159 Braykoff, C. Tragfähigkeit kleinmoduliger Zahnräder. TU München (2007).
- 160 Stangl, M. Methodik zur kinematischen und kinetischen Berechnung mehrwelliger Planeten-Koppelgetriebe. TU München (2007).
- 161 Stenico, A. Werkstoffmechanische Untersuchungen zur Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder. TU München (2007).
- 162 Schwienbacher, S. Einfluss von Schleifbrand auf die Flankentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder. TU München (2008).
- 163 Winkler, J. Tribologischer Schichtaufbau bei Synchronisierungen und sein Einfluss auf Reibung und Verschleiß. TU München (2008).
- 164 Wirth, C. Zur Tragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidgetrieben. TU München (2008).
- 165 Kreil, O. Einfluss der Oberflächenstruktur auf Druckverteilung und Schmierfilmdicke im EHD-Kontakt. TU München (2009).
- 166 Otto, H.-P. Flank load carrying capacity and power loss reduction by minimised lubrication. TU München (2009).
- 167 Otto, M. Lastverteilung und Zahnradtragfähigkeit von schrägverzahnten Stirnrädern. TU München (2009).
- 168 Tomic, D. Zum Verschleiß von Kegelreibkupplungen - Einflüsse von Belastung und Schmierstoff auf Reibschichteigenschaften. TU München (2009).
- 169 Weisel, C. Schneckengetriebe mit lokal begrenztem Tragbild. TU München (2009).
- 170 Weigl, R. Zur Tragfähigkeitsberechnung von Wälzlagern und Stirnrädern. TU München (2010).
- 171 Mulzer, F. Systematik hochübersetzender koaxialer Getriebe. TU München (2010).
- 172 Schudy, J. Untersuchungen zur Flankentragfähigkeit von Außen- und Innenverzahnungen. TU München (2010).



- 
- |     |               |  |
|-----|---------------|--|
| 173 | Bretl, N.     | Einflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder im Bereich hoher Lastspielzahlen. TU München (2010).  |
| 174 | Griggel, T.   | Einfluss der Fertigungsqualität auf die Schwingungsanregung von Stirnrädern. TU München (2010).                          |
| 175 | Layher, M.    | Einfluss der Schmierstoffadditivierung auf das Reibungsverhalten nasslaufender Reibschaltelemente. TU München (2011).    |
| 176 | Hochmann, M.  | Zahnradtragfähigkeit bei Schmierung mit Getriebefließfetten. TU München (2011).  |
| 177 | Detzel, J.    | Tribologische Untersuchungen an Achsgetrieben zur Verbesserung des Wirkungsgrads. TU München (2011).                     |
| 178 | Ziegler, A.   | Zur verkürzten Systemlebensdauerprüfung von Zahnradgetrieben. TU München (2011).   |
| 179 | Thoma, F.     | Lastübertragung im verformten System Lager-Welle-Zahnrad. TU München (2012).   |
| 180 | Frühe, T.     | Berechnung und Minimierung der Zahnfußspannung von Standard- und LowLoss-Verzahnungen. TU München (2012).                |
| 181 | Witzig, J.    | Flankenbruch - Eine Grenze der Zahnradtragfähigkeit in der Werkstofftiefe. TU München (2012).                            |
| 182 | Klein, M.     | Zur Fresstragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidgetrieben. TU München (2012).   |
| 183 | Kurth, F.     | Efficiency Determination and Synthesis of Complex-Compound Planetary Gear Transmissions. TU München (2012).              |
| 184 | Wohlleber, F. | Thermischer Haushalt nasslaufender Lamellenkupplungen. TU München (2012).  |
| 185 | Heider, M.    | Schwingungsverhalten von Zahnradgetrieben. TU München (2012).  |
| 186 | Monz, A.      | Tragfähigkeit und Wirkungsgrad von Schneckengetrieben bei Schmierung mit konsistenten Getriebefetten. TU München (2012). |
| 187 | Wirth, M.     | Schleppmomente in Synchronisierungen von Fahrzeuggetrieben. TU München (2012).   |
| 188 | Bansemir, G.  | Konstruktionsleitsystem für den durchgängig rechnerbasierten Zahnradgetriebeentwurf. TU München (2012).                  |
| 189 | Hergesell, M. | Grauflecken- und Grübchenbildung an einsatzgehärteten Zahnrädern mittlerer und kleiner Baugröße. TU München (2013).      |
| 190 | Koller, P.    | Steigerung der Zahnflankentragfähigkeit durch Optimierung von Eigenspannungs- und Oberflächenzustand. TU München (2013). |

- 
- |     |                    |  |
|-----|--------------------|--|
| 191 | Schleich, T.       | Temperatur- und Verlustleistungsverhalten von Wälzlagern in Getrieben. TU München (2013).  |
| 192 | Stemplinger, J.-P. | Tragfähigkeit und Wirkungsgrad von Stirnradgetrieben bei Schmierung mit hochviskosen Fluiden und Fetten NLGI 0,1 und 2. TU München (2013). |
| 193 | Fürstenberger, M.  | Betriebsverhalten verlustoptimierter Kunststoffzahnräder. TU München (2013).   |
| 194 | Hombauer, M.       | Grauflecken an Kegelrad- und Hypoidverzahnungen und deren Einfluss auf die Grübchentrugfähigkeit. TU München (2013).                       |
| 195 | Mayer, J.          | Einfluss der Oberfläche und des Schmierstoffs auf das Reibungsverhalten im EHD-Kontakt. TU München (2013).                                 |
| 196 | Bauhoffer, H.      | Kontakt- und Laufverhalten von Kronenrädern unter Montageabweichungen. TU München (2014).  |
| 197 | Lechner, C.        | Energiebilanzierung des CVT-Hybrid. TU München (2014).   |
| 198 | Hinterstößer, M.   | Zur Optimierung des Wirkungsgrades von Stirnradgetrieben TU München (2014).  |
| 199 | Lombardo, S.       | Einfluss von verschiedenen Carbonitrierverfahren auf die Zahnfuß- sowie Zahnflankentrugfähigkeit von Stirnrädern. TU München (2014).       |
| 200 | Idler, S.          | Die Fresstrugfähigkeit stufenloser Umschlingungsgetriebe. TU München (2014).   |
| 201 | Langheinrich, A.   | Geometrie, Beanspruchung und Verformung asymmetrischer Stirnradverzahnungen. TU München (2014).  |
| 202 | Matt, P.           | Einfluss der Stirnkanten auf die Tragfähigkeit von Verzahnungen. TU München (2014).  |
| 203 | Hensel, M.         | Thermische Beanspruchbarkeit und Lebensdauerverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen. TU München (2014).                             |
| 204 | Geiger, J.         | Wirkungsgrad und Wärmehaushalt von Zahnradgetrieben bei instationären Betriebszuständen. TU München (2015).                                |
| 205 | Sigmund, W.        | Untersuchung und Simulation des Verschleißverhaltens von Schneckengetrieben mit unvollständigem Tragbild. TU München (2015).               |
| 206 | Parlow, J.         | Erweiterter Verzahnungsentwurf im Anforderungs- und Gesamtsystemkontext. TU München (2016).  |
| 207 | Neubauer, B.       | Lastverteilung und Anregungsverhalten in Planetengetriebesystemen. TU München (2016).  |
| 208 | Nitsch, C.         | Dynamisches Betriebsverhalten von Werkstoffverbundzahnradern. TU München (2016).   |

- 
- |     |                 |   |
|-----|-----------------|---|
| 209 | Bihl, J.        | Untersuchung des Schwingungsverhaltens von mehrstufigen Stirnradgetrieben unter besonderer Berücksichtigung des Welle-Lager-Systems. TU München (2016). |
| 210 | Schurer, S.     | Einfluss nichtmetallischer Einschlüsse in hochreinen Werkstoffen auf die Zahnfußtragfähigkeit. TU München (2016).                                       |
| 211 | Kadach, D.      | Stillstandsmarkierungen an Zahnrädern und deren Auswirkungen auf die Flankentragfähigkeit. TU München (2016).   |
| 212 | Felbermaier, M. | Untersuchungen zur Graufleckenbildung und deren Einfluss auf die Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder. TU München (2016).                 |
| 213 | Acuner, R.      | Synchronisierungen mit Carbon-Reibwerkstoffen unter hohen und extremen Beanspruchungen. TU München (2016).  |
| 214 | Lohner, T.      | Berechnung von TEHD Kontakten und Einlaufverhalten von Verzahnungen. TU München (2016).   |
| 215 | Zimmer, M.      | Berechnung und Optimierung von Geometrie und Eingriffsverhalten von Verzahnungen beliebiger Achslage. TU München (2016).                                |
| 216 | Gwinner, P.     | Schwingungsarme Achsgetriebe elektromechanischer Antriebsstränge. TU München (2017).  |
| 217 | Schultheiß, H.  | Zum Verschleißverhalten einsatzgehärteter Zahnradpaarungen in Abhängigkeit des Schmierungsmechanismus bei Fettschmierung. TU München (2017).            |
| 218 | Moser, K.       | Methode zur Untersuchung des Betriebsverhaltens stufenloser Umschlingungsgetriebe. TU München (2017).   |
| 219 | Strebel, M.     | Spontanschäden an nasslaufenden Lamellenkupplungen. TU München (2017).  |
| 220 | Baar, M.        | Kennwerte zur Tragfähigkeit kleinmoduliger Kronenradverzahnungen unterschiedlicher Werkstoffpaarung. TU München (2017).                                 |
| 221 | Wickborn, C.    | Erweiterung der Flankentragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern in der Werkstofftiefe. TU München (2017).   |
| 222 | Meingassner, G. | Methodik zur Untersuchung des Reibungsverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen bei Langsamlauf- und Mikroschlupf. TU München (2017).                 |
| 223 | Zornek, B.      | Untersuchungen zur Flankentragfähigkeit vergüteter und nitrierter Innen- und Außenverzahnungen. TU München (2018).                                      |
| 224 | Dobler, F.      | Einflüsse auf die Tragfähigkeit induktiv umlaufgehärteter Stirnräder. TU München (2018).  |
| 225 | Daffner, M.     | Validierung von Verformungsberechnungen im System Zahnrad-Welle-Lager-Gehäuse. TU München (2018).   |

- 
- |     |                |  |
|-----|----------------|--|
| 226 | Hein, M.       | Zur ganzheitlichen betriebsfesten Auslegung und Prüfung von Getriebezahnrädern. TU München (2018).   |
| 227 | Hasl, C.       | Zur Zahnfußtragfähigkeit von Kunststoffstirnrädern. TU München (2018).   |
| 228 | Kohn, B.       | Topologische Flankenkorrektur zur Anregungsoptimierung von Stirnradgetrieben. TU München (2019).   |
| 229 | Boiadjiev, I.  | Schadensentwicklung und Tragfähigkeit carbonitrierter Kegelradverzahnungen. TU München (2019).   |
| 230 | Mautner, E.-M. | Grübchentragfähigkeit von Schneckengetrieben großer Baugröße mit unvollständigem Tragbild. TU München (2019).                                |
| 231 | Engelhardt, C. | Einfluss von Wasser in Getriebeölen auf die Zahnflankentragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder. TU München (2019).                        |
| 232 | Völkel, K.     | Charakterisierung des Einlaufverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen. TU München (2020).   |
| 233 | Bansemir, S.   | Bewertung von Berechnungstiefe und Aussagegüte bei der Stirnradgetriebeberechnung. TU München (2020).  |
| 234 | Utakapan, T.   | Schwingungsverhalten mehrstufiger Getriebe. TU München (2020).   |
| 235 | König, J.      | Steigerung der Zahnflankentragfähigkeit durch optimierte Fertigung und Schmierung. TU München (2020).  |
| 236 | Jurkschat, T.  | Erweiterte Bestimmung lastabhängiger Verluste von Stirnradgetrieben. TU München (2020).  |
| 237 | Ebner, M.      | Selbstschmierung hochbelasteter Zahnradkontakte mit schmierstoffgetränkten porösen Eisenwerkstoffen. TU München (2020).                      |
| 238 | Reimann, T.    | Einfluss der Treibrichtung auf die Flankentragfähigkeit von Stirnrad-, Kegelrad und Hypoidgetrieben. TU München (2020).                      |
| 239 | Dobler, A.     | Verschleiß als Lebensdauergrenze für Zahnräder. TU München (2020).   |
| 240 | Dai, R.        | Change-Management-fokussierte Einführung eines "Ganzheitlichen Produktionssystems" in Klein- und Klein-<br>stunternehmen. TU München (2021). |
| 241 | Norgauer, P.   | Verschleißverhalten von modernen Schneckengetrieben. TU München (2021).  |
| 242 | Güntner, C.    | Zum Einfluss der Härtebarkeit auf die Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder größerer Baugröße. TU München (2022).                |
| 243 | Weigl, A.      | Reibreduzierung durch DLC-Beschichtungen. TU München (2022).   |

- 
- |     |                 |   |
|-----|-----------------|---|
| 244 | Illenberger, C. | Zahnflankentragfähigkeit ölgeschmierter Kunststoffverzahnungen. TU München (2022).                            |
| 245 | Fromberger, M.  | Using Acceleration and Transmission Error for Pitting Detection. TU München (2022).                           |
| 246 | Pellkofer, J.   | Zum Verzahnungswirkungsgrad von Kegelradgetrieben. TU München (2022).   |
| 247 | Sagraloff, N.   | Zuverlässige Beurteilung der Zahnrad-Graufleckentragfähigkeit von Getriebeölen. TU München (2022).            |
| 248 | Paucker, T.     | Berechnung der örtlichen Zahnfußtragfähigkeit von Stirnradverzahnungen. TU München (2022).                    |
| 249 | Fuchs, D.       | Einfluss mikroskopischer Fehlstellen auf die Zahnfußtragfähigkeit. TU München (2022).                         |
| 250 | Trübswetter, M. | Geometrie des Wälzschälens. TU München (2023).  |
| 251 | Yilmaz, M.      | Getriebeschmierung mit wasserhaltigen Polyglykolen. TU München (2023).  |
| 252 | Kratzer, D.     | Zum Einfluss oberflächennaher Eigenschaften auf die Zahnradtragfähigkeit. TU München (2023).                  |
| 253 | Götz, J.        | Anregungs- und Schwingverhalten von Planetengetrieben. TU München (2023).                                     |
| 254 | Weinberger, U.  | Anregungsverhalten doppelschrägverzahnter Planetenradgetriebe - Einfluss des Apex-Punktes. TU München (2023). |
| 255 | Mileti, M.      | Performance Optimization of a Coupled Cone and Dog Clutch for Automotive Application. TU München (2023).      |
| 256 | Stockinger, U.  | Untersuchung der Leistungsfähigkeit von Einfach- und Mehrfachkonus-Synchronisierungen. TU München (2023).     |
| 257 | Schwarz, A.     | Thermal analysis of elastohydrodynamic contacts. TU München (2023).   |
| 258 | Grötsch, D.     | Thermal Behavior of Wet Clutches in Industrial Applications. TU München (2023).                               |
| 259 | Roth, P.        | Methode zur Ermittlung der Fresstragfähigkeit von Schneckengetrieben. TU München (2024).                      |