Untersuchungskonzept zum Einfluss hoher Dehnraten auf die Zahnfußtragfähigkeit

Moritz Trippe¹ · Johannes Lövenich¹ · Oscar Malinowski¹ · Christian Brecher¹ · Jens Brimmers¹ ·
Stephan Neus¹

Eingegangen: 31. August 2020 / Angenommen: 1. Februar 2021 / Online publiziert: 24. Februar 2021
© Der/die Autor(en) 2021

Zusammenfassung

Der Einsatz von Getrieben in elektrifizierten Antriebssträngen und Flugzeugturbinen führt zu höheren Betriebsdrehzahlen und einer höheren Anzahl von Lastwechseln. Lastwechselzahlen von $N > 10^7$ im Ultra High Cycle Fatigue (UHCF) Bereich bewirken eine Abnahme der Dauerfestigkeit von Einsatzstählen. Außerdem steigt mit zunehmender Drehzahl die Dehnrate im Zahnfuß, was ebenfalls einen Einfluss auf die Dauerfestigkeit hat. Aufgrund der geringen Drehzahlen konventioneller Verspannungsprüfstände ist eine Untersuchung der Dehnrateneffekte heute nicht möglich. Darüber hinaus ist die Untersuchung des UHCF-Bereichs wegen der langen Prüfzeiten unwirtschaftlich.

Ziel des Berichts ist ein Prüfstandskonzept zur Untersuchung des Einflusses höherer Dehnraten auf die Zahnfußtragfähigkeit von Zahnradern bei hohen Drehzahlen. Zunächst werden die Leistungsanforderungen an das neue Prüfstandskonzept abgeleitet. Basierend auf diesen Anforderungen wird das Prüfgetriebe unter Verwendung der Norm ISO 6336 ausgelegt. Die Auslegung wird mit einer FE-basierten Zahnkontaktanalyse verifiziert und die erreichbaren Dehnraten im Betrieb analysiert. Abschließend wird das Prüfstandskonzept hinsichtlich der Lastaufbringung, des Lagerkonzepts, des Schmierungskonzepts und der möglichen Schadenserkenkung vorgestellt. Der Prüfstand bietet die Möglichkeit, höhere Dehnraten zu untersuchen. Zusätzlich kann der UHCF-Bereich von Getrieben effizienter untersucht werden.

Investigation concept for the influence of high strain rates on the tooth root load capacity

Abstract

The use of gears in electrified drivetrains and aircraft turbines leads to higher operating speeds and a higher number of load cycles at the pinion. Load cycles of $N > 10^7$ in the Ultra High Cycle Fatigue (UHCF) area cause a decrease in the endurance strength of case-hardened steels. Furthermore, increasing speeds increase the strain rate in the tooth root, which also has an influence on the fatigue strength. Due to the low speeds of conventional back-to-back test rigs an investigation of strain rate effects is not possible today. In addition, the investigation of the UHCF area is inefficient because of the long testing times.

✉ Moritz Trippe
m.trippe@wzl.rwth-aachen.de

Johannes Lövenich
j.loevenich@wzl.rwth-aachen.de

Oscar Malinowski
o.malinowski@wzl.rwth-aachen.de

Christian Brecher
c.brecher@wzl.rwth-aachen.de

Jens Brimmers
j.brimmers@wzl.rwth-aachen.de

Stephan Neus
s.neus@wzl.rwth-aachen.de

¹ Werkzeugmaschinenlabor, Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen,
RWTH Aachen, Steinbachstraße 19, 52074 Aachen,
Deutschland

The aim of the report is a test rig concept to investigate the influence of higher strain rates on the tooth root load carrying capacity of gears at high rotational speeds. At first the performance requirements for the new test rig concept are derived. Based on these requirements the test gear is designed using the standard ISO 6336. The design is verified using an FE-based tooth contact analysis and the achievable strain rates during operation are analyzed. Finally, the test rig concept is presented with regard to the load application, the bearing concept, the lubrication concept and the possible damage detection. The test rig offers the possibility to investigate higher strain rates. Additionally, the UHCF area of gears can be investigated more efficiently.

1 Einleitung und Motivation

Der Entwicklungsprozess von Zahnradgetrieben im Umfeld der Elektromobilität und des Turbomaschinenbaus ist von steigenden Anforderungen hinsichtlich der übertragenen Leistung, des benötigten Bauraums und der Betriebszustände geprägt. Einerseits bedingt die zunehmende Elektrifizierung von Antriebssträngen einen Anstieg der Betriebsdrehzahl [1]. Andererseits werden aufgrund der hohen Effizianz Anforderungen bei Flugzeugtriebwerken Getriebe mit extrem hohen Leistungsanforderungen und Betriebsdrehzahlen eingesetzt [2]. Aufgrund der steigenden Drehzahlen im Antriebsstrang werden die leistungsübertragenden Komponenten mit einer hohen Anzahl an Lastwechseln belastet und die Belastungsgeschwindigkeit erhöht [3].

Für Verzahnungen in Hochdrehzahlanwendungen sind Methoden zur Bestimmung der Restlebensdauer eines Bauteils im Betrieb notwendig. Einerseits ist die Erfassung von Zustandsdaten mittels geeigneter Sensoren zur kontinuierlichen Überwachung erforderlich. Andererseits ist eine intelligente Auswertung dieser Daten zur Bewertung des Zustands der Komponente zu entwickeln. Entscheidend für eine korrekte Berechnung sind die Werte zur Beanspruch-

barkeit des Werkstoffes im Betriebspunkt und die realen Spannungsprofile im Hochdrehzahlbereich.

Die Beanspruchbarkeit von Verzahnungen im Ultra High Cycle Fatigue (UHCF) Bereich bei hohen Drehzahlen ist bisher nicht tiefergehend untersucht worden [4]. Ein Grund hierfür sind die fehlenden Prüfstandskonzepte zur Untersuchung der Zahnfuß- und Zahnflankentragfähigkeit bei Drehzahlen von $n_{An} > 6000 \text{ min}^{-1}$. Zur Berechnung der Bauteillebensdauer bei einer Belastung mit einem Lastkollektiv ist die Bauteilfestigkeit in Form einer Wöhlerlinie notwendig. In Abb. 1 ist die Abnahme der Beanspruchbarkeit in Abhängigkeit der Lastwechselzahl N dargestellt. Untersuchungen von Naito et al., Murakami et al. und Sakai et al. zeigen, dass die dauerfest ertragbare Beanspruchung bei Lastspielzahlen von $N > 10^7$ absinkt und daher die zusätzliche Kenntnis der Festigkeit im UHCF Bereich für die Auslegung erforderlich ist [5–7]. Die Ergebnisse von Bretl zu Zahnfußbrüchen bei hohen Lastspielzahlen zeigen, dass die Abnahme der Beanspruchbarkeit abhängig ist vom Werkstoff sowie der Wärmebehandlung und der Nachbehandlung z. B. durch Kugelstrahlen [8]. Schurer weist den Einfluss hoher Lastwechselzahlen auf die Zahnfußtragfähigkeit ebenfalls nach [4].

Abb. 1 Ermüdungsverhalten im UHCF Bereich und Dehnraten bei hohen Drehzahlen [6]

Abb. 2 Konzepte zur Lastaufbringung im Verspannungsprüfstand [12–14]

Untersuchungen in der Werkstofftechnik zeigen, dass Stähle eine ausgeprägte Abhängigkeit der Tragfähigkeit von der Belastungsgeschwindigkeit bei plastischer sowie elastischer Verformung aufweisen [9–11]. Im unteren Teil von Abb. 1 ist der Einfluss der Drehzahl auf den Verlauf der Zahnfußspannung an der 30° Tangente $\sigma_{F,30^\circ}$ über der Zeit t dargestellt. Die erhöhte Drehzahl führt zu einer signifikanten Steigerung der Belastungsgeschwindigkeit im Zahnfuß. Eine Einordnung bisheriger und zukünftiger Dehnraten bei Zahnradanwendungen in den Stand der Technik zeigt, dass die Dehnraten im Zahnfuß einer Verzahnung die Werte aus dem Stand der Technik erreichen bzw. übersteigen [3]. Die Untersuchung des Einflusses von steigenden Drehzahlen auf die Zahnfußtragfähigkeit ist im heutigen Wissensstand nicht erfolgt.

2 Stand der Technik

Die Untersuchung der Zahnfußtragfähigkeit erfolgt im konventionellen Drehzahlbereich auf standardisierten Prüfständen [12]. Für hohe Drehzahlen mit $n > 6000 \text{ min}^{-1}$ existieren derzeit nur wenige Prüfstandskonzepte [13, 14]. Eine zentrale Herausforderung bei Hochdrehzahl-Verspannungsprüfständen ist die Lastaufbringung im Leistungskreislauf. Hierzu werden im folgenden verschiedene Konzepte vorgestellt.

Der Einfluss der Dehnraten bzw. der Beanspruchungsfrequenz auf die Festigkeit ist aktueller Gegenstand der Forschung in den Werkstoffwissenschaften [9, 11, 15]. In Abschn. 2.2 wird der Einfluss der Dehnraten auf die Ermüdungsfestigkeit anhand von Versuchsergebnissen dargestellt

und praxisnahen Dehnraten von Verzahnungsanwendungen gegenübergestellt.

2.1 Konzepte zur Lastaufbringung im Laufversuch

Zur Ermittlung der Tragfähigkeit von Zahnrädern können unterschiedliche Testkonzepte verwendet werden. Die Untersuchung der Tragfähigkeit im Laufversuch erfolgt heute überwiegend auf Verspannungsprüfständen [12–14, 16]. Durch die Nutzung eines Verspannungskreislaufs muss der Antrieb nur die Verlustleistung der Lager, Dichtungen und Zahnräder aufbringen. Daraus folgt, dass die kreisende Verspannleistung um das zwanzigfache höher sein kann, als die Antriebsleistung [13]. Die Verdrehung der Wellen im Leistungskreislauf zur Lastaufbringung erfolgt je nach Prüfstandskonzept unterschiedlich.

In Abb. 2 sind die drei üblichen Konzepte zur Lastaufbringung dargestellt. Die einfachste Lösung ist eine mechanische Kupplung. Zur Lastaufbringung wird diese geöffnet, eine Seite fixiert und die andere Seite, z. B. durch einen Hebel und Gewichte, verdreht [16]. Durch Schließen der Kupplung wird die Verdrehung im Leistungskreislauf gehalten. Da die Lastaufbringung nur im Stillstand möglich ist, kann keine Lastregelung im Betrieb erfolgen. Aus diesem Grund wird das Konzept überwiegend bei Versuchen auf konstanten Lastniveaus verwendet.

Hydraulische Verspannmotoren ermöglichen eine dynamische Lastregelung im Betrieb und können hohe Drehmomente aufbringen. Ein Nachteil besteht in der begrenzten Betriebsdrehzahl. Diese resultiert aus den großen Außendurchmessern sowie den Auswirkungen der Fliehkräfte auf die hydraulischen Komponenten. Hydraulische Verspann-

motoren werden daher für Lastkollektivtests und Prüfstände mit hohen Drehmomenten verwendet [14].

Die axiale Verschiebung von Schrägverzahnungen zur Lastaufbringung wurde bereits in Prüfstandskonzepten von Joop und Ciulli erfolgreich eingesetzt [13, 14]. Das Konzept kehrt das Reaktionprinzip von Schrägverzahnungen um. Das Drehmoment wird durch das Aufbringen einer Axialkraft auf eine Schrägverzahnung im Leistungskreislauf aufgebracht. Die Vorteile liegen in der dynamischen Lastregelung im Betrieb und der Tatsache, dass keine zusätzlichen Komponenten im Leistungskreislauf eingesetzt werden. Dies macht das Verspannprinzip für Hochdrehzahl-Verspannungsprüfstände attraktiv, da durch die geringe axiale Baugröße die Torsionssteifigkeiten und Eigenfrequenzen erhöht werden [13, 14]. Ein Nachteil des Konzeptes sind die Axialkräfte im Vergleichsgetriebe, die bei der Konstruktion des Prüfstands berücksichtigt werden müssen.

2.2 Einfluss der Dehnrates auf die Ermüdungsfestigkeit

In der Werkstofftechnik ist der Einfluss der Dehnrates bzw. der Dehngeschwindigkeit auf das Werkstoffverhalten bekannt [9, 10, 15]. Das Verhalten ist auf das verlangsamte Wandern von Versetzungen im Werkstoff bei steigenden Dehnrates zurückzuführen und wirkt sich am stärksten bei kubisch raumzentrierten Metallen aus [17]. Die Dehnrates ist nach DIN EN ISO 6892-1 als Zunahme der Dehnung je Zeiteinheit definiert und beträgt im quasistatischen Zugversuch $\dot{\epsilon}_{\text{Zugvers.}} = 0,00007\text{--}0,00025\text{ s}^{-1}$ [18]. Insbesondere die Entwicklung von Ultraschallschwingungsprüfständen hat die Untersuchung des Werkstoffverhaltens bei hohen

Prüffrequenzen bis $f = 20\text{ kHz}$ und somit signifikant höheren Dehnrates ermöglicht. Aufgrund der begrenzten Prüfkraft dieser Prüfmethode sind die bisherigen Werkstoffuntersuchungen auf standardisierte Probengeometrien begrenzt [19].

In Abb. 3 sind Untersuchungsergebnisse von Schneider et al. dargestellt. Der Einfluss der Dehnrates auf das Werkstoffverhalten wurde anhand des Vergütungsstahls 50CrMo4 in Abhängigkeit des Härtezustands untersucht. Die Zugfestigkeit der betrachteten Varianten betrug $R_{m,1} = 919\text{ MPa}$ und $R_{m,2} = 1726\text{ MPa}$. Die Versuche wurden anhand von gekerbten Standardproben auf einer servo-hydraulischen Prüfmaschine mit einer maximalen Prüffrequenz von $f_{1,\text{max}} = 400\text{ Hz}$ und einem Ultraschallschwingungsprüfstand mit einer Prüffrequenz von $f_2 \approx 20\text{ kHz}$ durchgeführt. Für die Variante 1 mit einer geringeren Zugfestigkeit zeigt sich eine signifikante Abhängigkeit der ertragbaren Lastwechsel von der Prüffrequenz. Im Bereich von $\sigma_{N,a} = 350\text{--}450\text{ MPa}$ sind die Lastwechsel bis zum Bruch bei der höheren Prüffrequenz um das 2- bis 3-fache höher. Im Bereich der Dauerfestigkeit zwischen $\sigma_{N,a} = 300\text{--}350\text{ MPa}$ führt die höhere Prüffrequenz zu einem Anstieg der Festigkeit um ca. 9 %. Es ist jedoch zu erkennen, dass sich keine konstante Dauerfestigkeit bis zur betrachteten Grenzlastspielzahl von $N_{\text{Grenz}} = 10^9$ Lastwechseln einstellt [11].

Die Variante 2 mit einer höheren Zugfestigkeit zeigt einen wesentlich geringeren Einfluss der Prüffrequenz auf die resultierenden Festigkeitswerte und ertragbaren Lastwechsel. Die ertragbaren Lastwechsel sind bei der höheren Prüffrequenz maximal 1,3-fach höher als bei der niedrigen Prüffrequenz. Die Dehnrates liegen für die Prüffrequenz

Abb. 3 Einfluss der Dehnrates auf die Ermüdungsfestigkeit [11]

$f_1 = 400 \text{ Hz}$ im Bereich von $\dot{\varepsilon}_{f1} = 4\text{--}6 \text{ s}^{-1}$ und für die Prüffrequenz $f_2 = 20 \text{ Hz}$ bei $\dot{\varepsilon}_{f2} = 200\text{--}300 \text{ s}^{-1}$. Die exakte Dehnrates für eine Prüffrequenz variiert in Abhängigkeit der aufgetragenen Last. Darüber hinaus haben weitergehende Untersuchungen von Schneider et al. gezeigt, dass die Oberflächenqualität einen signifikanten Einfluss auf die Frequenzabhängigkeit der Lebensdauer hat [11].

In Verzahnungsanwendungen sind die auftretenden Dehnrates von der Zähnezahzahl des Zahnrades, der Drehzahl und der Makrogeometrie abhängig. Gl. 1 zeigt die Formel zur Berechnung der dehnratesäquivalenten Pulsfrequenz [3]. Bei einer Verzahnung mit $z_1 = 20$ und einer Antriebsdrehzahl von $n_{An} = 3000 \text{ min}^{-1}$ ergibt sich eine Zahneingriffsfrequenz von $f_Z = 1000 \text{ Hz}$. Eine Steigerung der Drehzahl geht linear in die Zahneingriffsfrequenz ein. Hierdurch ergeben sich in E-Mobility Anwendungen mit Antriebsdrehzahlen von $n_{An} = 30.000 \text{ min}^{-1}$ Zahneingriffsfrequenzen von $f_Z = 10 \text{ kHz}$. Abhängig von der Makrogeometrie liegt die Frequenz, mit der die Belastung eines einzelnen Zahnes auftritt, in einem Bereich, bei welchem Einflüsse der Dehnrates im Zahnfuß $\dot{\varepsilon}_{Soll, Vz}$ auf die Tragfähigkeit zu erwarten sind [3]:

$$f_{Puls, th} = \frac{n_{An} \cdot z_1}{\varepsilon_\gamma} \quad (1)$$

$f_{Puls, th}$ [Hz]	Dehnratesäquivalente Pulsfrequenz
n_{An} [min^{-1}]	Antriebsdrehzahl
z_1 [–]	Zähnezahzahl Ritzel
ε_γ [–]	Gesamtüberdeckung

Die Umrechnung der von Schneider et al. untersuchten Zugfestigkeiten in eine äquivalente Härte nach Vickers ergibt Werte von 290 HV ($R_{m,1}$) und 525 HV ($R_{m,2}$) [11]. Der zweite Härtezustand entspricht näherungsweise den Werten in der gehärteten Randschicht von Einsatzstählen und der erste Wert der Härte des Kerngefüges [20]. Da der Ausgangsort des Schadens im UHCF Bereich unter die Oberfläche wandert, ist mit einem Einfluss der Dehnrates auf die Zahnfußtragfähigkeit bei Hochdrehzahlanwendungen zu rechnen [8].

3 Zielsetzung und Vorgehensweise

Die Untersuchungsergebnisse aus dem Stand der Technik bestätigen die reduzierte Werkstofffestigkeit bei hohen Lastwechselzahlen im UHCF Bereich und den signifikanten Einfluss der Dehnrates auf die Beanspruchbarkeit des Werkstoffs. Zukünftige Antriebskonzepte in elektrifizierten Antriebssträngen und Turbomaschinen führen durch ihre hohen Drehzahlen einerseits dazu, dass Verzahnungen im UHCF Bereich belastet werden. Andererseits ist damit zu rechnen, dass bei den auftretenden Drehzahlen auch in Verzahnungsanwendungen Einflüsse der Dehnrates auf die Beanspruchbarkeit des Werkstoffs und damit auf die Zahnfußtragfähigkeit auftreten können. Die bestehenden Konzepte zur Untersuchung der Zahnfußtragfähigkeit im Laufversuch ermöglichen eine effiziente Versuchsdurchführung, sind jedoch aufgrund der geringen Betriebsdrehzahlen nicht zur Analyse des Ermüdungsverhaltens bei hohen Drehzahlen oder im UHCF Bereich geeignet.

Abb. 4 Anforderungen an das Prüfstandskonzept

Das Ziel des Berichtes ist ein Konzept zur Untersuchung des Dehnrateneinflusses auf die Zahnfußtragfähigkeit von Verzahnungen bei hohen Drehzahlen. Im ersten Schritt werden die Leistungsanforderungen an das neue Prüfstandskonzept abgeleitet. Anhand dieser Anforderungen wird im zweiten Schritt anhand der ISO 6336 [21, 22] eine Prüfverzahnung für den Prüfstand ausgelegt. Die Auslegung wird mithilfe einer FE-basierten Zahnkontaktanalyse verifiziert und die erzielbaren Dehnraten im Betrieb werden analysiert. Im dritten Schritt wird das Prüfstandskonzept hinsichtlich der Lastaufbringung, des Lagerungskonzeptes, des Schmierungskonzeptes sowie der möglichen Schadensdetektion vorgestellt.

4 Prüfstandsanforderungen

Die vier Hauptanforderungen an das neue Prüfstandskonzept zur Untersuchung des Einflusses der Dehnraten bei hohen Drehzahlen sind in Abb. 4 dargestellt. Ein Absinken der Dauerfestigkeit nach Murakami et al. und Naito et al. ist ab einer Lastspielzahl von $N = 10^7$ zu erwarten [5, 6]. Die Untersuchungen von Schurer zur Zahnfußtragfähigkeit am Pulsator wurden bis zu einer Grenzlastspielzahl von $N_G = 5 \cdot 10^7$ Lastwechseln durchgeführt. Die Versuchsdauer t_{Test} bei dieser Grenzlastspielzahl sollte dabei unter $t_{\text{Test}} = 6\text{d}$ liegen, um die effiziente Untersuchung des Ermüdungsverhaltens im UHCF Bereich unter Berücksichtigung der Rüstzeiten des Prüfstandes zu ermöglichen. Daraus folgt, dass die minimale Betriebsdrehzahl des Prüfstandes $n_{\text{An,min}} = 12.000\text{ min}^{-1}$ beträgt.

Die Dehnraten im Zahnfuß der Prüfverzahnung resultiert einerseits aus der Betriebsdrehzahl des Prüfstandes n_{An} und andererseits aus der Makrogeometrie der Prüfverzahnung. Ausgehend von den Ergebnissen von Brecher et al. treten bei Verzahnungsanwendungen mit konventionellen Drehzahlen mittlere Dehnraten von ca. $\dot{\epsilon}_{\text{mean,conv.}} = 10\text{ s}^{-1}$ auf [3]. Schneider et al. betrachten Dehnraten von $\dot{\epsilon}_{\text{mean,f1}} = 2\text{ s}^{-1}$ bis zu $\dot{\epsilon}_{\text{mean,f2}} = 200\text{ s}^{-1}$ und zeigen einen signifikanten Einfluss der Dehnraten auf die Ermüdungsfestigkeit [11]. Um den Einfluss der Dehnraten auf die Zahnfußtragfähigkeit zu untersuchen, ist die mittlere Dehnraten im Zahnfuß mindestens um den Faktor 10 zu steigern, siehe Abb. 4. Da der Einfluss der Dehnraten auf die Ermüdungsfestigkeit nicht linear, sondern degressiv verläuft, sind bereits bei Dehnraten unter $\dot{\epsilon}_{\text{mean,f2}} = 200\text{ s}^{-1}$ signifikante Effekte zu erwarten [15].

Die maximale Antriebsleistung des Prüfstandes wird auf $P_{\text{Antrieb,max}} = 20\text{ kW}$ begrenzt, um eine Integration des Prüfstandes in bestehende Infrastrukturen (Kühlleistung) zu ermöglichen. Die maximale Antriebsleistung entspricht bei Verspannungsprüfständen der Verlustleistung P_{Verlust} , siehe Abb. 4. Unter Berücksichtigung des Verlustgrads

$\eta_{\text{Verluste}} = 8\%$ ergibt sich eine maximale Verspannleistung von $P_{\text{Verspannung}} = 250\text{ kW}$.

Die zentrale Komponente des Prüfstandskonzepts ist die Prüfverzahnung zur Untersuchung der Zahnfußtragfähigkeit. Da die Einflussgrößen auf die Zahnfußtragfähigkeit für eine Untersuchung der Dehnrateneffekte minimal sein sollten, wird eine Geradverzahnung für die Untersuchungen verwendet. Die Größensicherheit der Prüfverzahnung muss dabei größer sein als die Zahnfußsicherheit, um reproduzierbar Zahnfußbrüche im Betrieb zu erzeugen. Die Verzahnungen zur Untersuchung der Zahnfußtragfähigkeit im Laufversuch von abgeschlossenen Forschungsvorhaben weisen ein Verhältnis der Sicherheiten von $S_H / S_F = 1,25$ auf, siehe Abb. 4 [23]. Das maximale Verspanndrehmoment M_{max} ergibt sich aus der maximalen Verspannleistung $P_{\text{Verspannung,max}}$ und der Betriebsdrehzahl n_{An} zu $M_{\text{max}} = 199\text{ Nm}$. Das Betriebsdrehmoment M_{Betrieb} , bei welchem die Verzahnung zahnfußkritisch ist, ist kleiner zu wählen. Der Grund hierfür ist einerseits die Streuung der Versuchspunkte um die resultierende Dauerfestigkeit. Andererseits sind neben Dauerfestigkeitsversuchen auch Zeitfestigkeitsversuche mit höherer Last auf dem Prüfstand geplant. Um die genannten Anforderungen umzusetzen, wird das maximale Verspanndrehmoment M_{max} um 40% reduziert. Das Betriebsdrehmoment für die fußkritische Verzahnungsauslegung beträgt $M_{\text{Betrieb}} = 120\text{ Nm}$.

5 Verzahnungsauslegung

Ausgehend von den abgeleiteten Anforderungen an das Prüfkonzept wird im Folgenden die Prüfverzahnung ausgelegt. Zur Vorauslegung der Makrogeometrie wird die Normberechnung der ISO 6336 verwendet. Die Makrogeometrie der Vorauslegung wird anschließend mithilfe der FE-basierten Zahnkontaktanalyse Stirnradkette (Stirak) analysiert und die Beanspruchung im Zahnfuß verifiziert. Im letzten Schritt wird die Dehnraten, die mit der Prüfverzahnung und dem geplanten Prüfkonzept erreicht werden kann, berechnet und mit den Anforderungen verglichen.

5.1 Vorauslegung anhand der ISO 6336

Der Ausgangspunkt für die Verzahnungsauslegung ist die Auswahl des Werkstoffs. Für die Untersuchungen wird der Einsatzstahl 16MnCr5 als verbreiteter Verzahnungswerkstoff verwendet. Die für die Auslegung angenommenen Werte der dauerfest ertragbaren Flankenpressung und Zahnfußspannung betragen $\sigma_{H\text{ lim}} = 1500\text{ N/mm}^2$ und $\sigma_{F\text{ lim}} = 475\text{ N/mm}^2$ [24]. Um die Makrogeometrie der Verzahnung festzulegen, ist im ersten Schritt der minimale Achsabstand für die geforderte Größensicherheit zu bestimmen. Die Berechnung des minimalen Achsabstands

erfolgt mithilfe des Berechnungsvorgehens der Grübchen-tragfähigkeit für das Ritzel nach ISO 6336 und den Vereinfachungen nach Linke [21, 25]. Nach Einsetzen aller Formeln zur Berechnung der Grübchendauerfestigkeit $\sigma_{H\lim}$ ergibt sich Gl. 2 zur Berechnung des Achsabstands.

Da zu Beginn der Auslegung nicht alle benötigten Berechnungsgrößen vorliegen, werden Annahmen und Vereinfachungen getroffen. Das Verhältnis von Breite und Teilkreis des Ritzels wird analog zur bestehenden FZG-C Prüfverzahnung mit $b/d_1 = 0,2$ angenommen. Da die Prüfverzahnung zahnfußkritisch sein soll, wird das Zähnezahlnverhältnis zu $u = 1$ gesetzt. Somit ist die Grübchentragfähigkeit für eine gegebene Makrogeometrie maximal, da die Krümmungsradien ebenfalls maximal sind und die resultierende Kontaktpressung minimal ist. Der Dynamikfaktor wird mit $K_V = 1,1$ angenommen. Alle weiteren K-Faktoren werden zu eins gesetzt, da im geplanten Prüfkonzept aufgrund der angestrebten Fertigungsqualitäten keine weiteren Lastüberhöhungen erwartet werden. Der Zonenfaktor und der Elastizitätsfaktor werden nach Linke mit $Z_H = 2,5$ für eine Geradverzahnung und $Z_E = 190 \sqrt{N}/\text{mm}^2$ angenommen [25]. Alle weiteren Z-Faktoren werden zu eins gesetzt.

$$a \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\max} \cdot (u+1)^4}{4 \cdot \frac{b}{d_1} \cdot u} \cdot \frac{(Z_B \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_E \cdot Z_\beta \cdot S_H)^2 \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}{(\sigma_{H\lim} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X)^2}} \quad (2)$$

a [mm]	Achsabstand
b [mm]	Verzahnungsbreite
d_1 [mm]	Teilkreisdurchmesser Ritzel
$M_{\max}$ [Nm]	Maximales Drehmoment
u [–]	Zähnezahlnverhältnis ($z_{\text{groß}} / z_{\text{klein}}$)
$\sigma_{H\lim}$ [N/mm ²]	Dauerfestigkeit Zahnflanke
K_V [–]	Dynamikfaktor
$K_{H\alpha}$ [–]	Stirnfaktor Zahnflanke
$K_{H\beta}$ [–]	Breitenfaktor Zahnflanke
K_A [–]	Anwendungsfaktor
S_H [–]	Sicherheitsfaktor Grübchen
Z_B [–]	Einzeleingriffsfaktor Ritzel
Z_H [–]	Zonenfaktor
Z_E [$\sqrt{N}/\text{mm}^2$]	Elastizitätsfaktor Zahnflanke
Z_e [–]	Überdeckungsfaktor Zahnflanke
Z_β [–]	Schrägenfaktor Zahnflanke
Z_N [–]	Lebensdauerfaktor Zahnflanke
Z_L [–]	Schmierstofffaktor
Z_X [–]	Größenfaktor Zahnflanke
Z_V [–]	Geschwindigkeitsfaktor
Z_W [–]	Werkstoffpaarungsfaktor Zahnflanke
Z_R [–]	Rauheitsfaktor für Grübchentragfähigkeit

Das für die Grübchentragfähigkeit relevante maximale Drehmoment, bei dem die Verzahnung betrieben wird, beträgt $M_{\max} = 199 \text{ Nm}$. Bei diesem Drehmoment soll der Sicherheitsfaktor hinsichtlich Grübchen mindestens $S_H = 1,25$ betragen. In Abb. 5 ist der minimale Achsabstand für die getroffenen Annahmen und Vereinfachungen in Abhängigkeit des Drehmoments am Ritzel aufgetragen. Der minimale Achsabstand zur Übertragung des maximalen Drehmoments $M_{\max}$ beträgt $a_{\min} = 88,34 \text{ mm}$. Bei dem Zähnezahlnverhältnis $u = 1$ und einer Profilverschiebungssumme $\Sigma x = 0 \text{ mm}$ entspricht der Teilkreisdurchmesser von Ritzel und Rad dem minimalen Achsabstand $a_{\min} = a_d = d_{1/2}$.

Mit dem minimalen Achsabstand bzw. dem Teilkreisdurchmesser ist die Abschätzung des maximalen Moduls der Prüfverzahnung nach der ISO 6336 bzw. Linke möglich. Dazu wird die Formel der Zahnfußdauerfestigkeit zur Berechnung des Normalmoduls umgestellt, siehe Gl. 3 [25]. Da die Verzahnung bereits beim Betriebsdrehmoment $M_{\text{Betrieb}} = 120 \text{ Nm}$ zahnfußkritisch sein soll, wird dieses bei der Berechnung berücksichtigt. Der Sicherheitsfaktor bezüglich Zahnfußbruch wird zu $S_F = 1$ gesetzt:

$$m_{n,\max} \leq \frac{2 \cdot M_{\text{Betrieb}} \cdot S_F}{\sigma_{F\lim} \cdot d_1 \cdot b} \cdot \frac{Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\beta \cdot Y_{DT} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}}{Y_N \cdot Y_{\text{relT}} \cdot Y_{\text{relT}} \cdot Y_X} \quad (3)$$

$M_{n,\max}$ [mm]	Maximaler Normalmodul
M_{Betrieb} [Nm]	Betriebsdrehmoment
S_F [–]	Sicherheitsfaktor Zahnfuß
$\sigma_{F\lim}$ [N/mm ²]	Dauerfestigkeit Zahnfuß
b [mm]	Breite
Y_F [–]	Formfaktor
d_1 [mm]	Teilkreisdurchmesser Ritzel
Y_β [–]	Schrägenfaktor Zahnfuß
Y_{DT} [–]	Überdeckungsfaktor Zahnfuß
Y_S [–]	Spannungskorrekturfaktor
Y_N [–]	Lebensdauerfaktor Zahnfuß
Y_{relT} [–]	Relativer Kerbfaktor
Y_{relT} [–]	Relativer Oberflächenfaktor
Y_X [–]	Größenfaktor Zahnfuß
$K_{F\beta}$ [–]	Breitenfaktor Zahnfuß
$K_{F\alpha}$ [–]	Stirnfaktor Zahnfuß
K_V [–]	Dynamikfaktor
K_A [–]	Anwendungsfaktor

Analog zur Berechnung des minimalen Achsabstands werden Annahmen und Vereinfachungen für die Berechnung getroffen [25]. Die K-Faktoren werden aus der Berechnung der Grübchentragfähigkeit übernommen. Der Spannungskorrekturfaktor wird mit $Y_S = 1,5$ angenommen. Alle weiteren Y-Faktoren werden zu eins gesetzt. Mit den

Annahmen Vorauslegung

- Werkstoff 16MnCr5
- Zahnflanke: $\sigma_{H \text{ lim}} = 1500 \text{ N/mm}^2$
- Zahnfuß: $\sigma_{F \text{ lim}} = 475 \text{ N/mm}^2$
- $M_{\text{Max}} = 200 \text{ Nm}$
- $M_{\text{Betrieb}} = 120 \text{ Nm}$
- $z_1/z_2 = 1$
- $\beta = 0^\circ$

Annahmen ISO 6336

- $\alpha_n = 20^\circ$
- Berechnung nach Methode B
- $b_1 = 10 \text{ mm}$
- $z_2 = z_1 + 1$
- $x_1 = x_2 = 0 \text{ mm}$
- $K_V = 1,1$
- $K_H, K_A = 1,0$

Achsabstand und Modul für $S_H \geq 1,25$ und $S_F = 1$

Var.	a [mm]	b ₁ [mm]	m _n [mm]	z ₁ [mm]	z ₂ [mm]	S _F [mm]	S _H [mm]	S _H / S _F
V1	88,5	10	1	88	89	1,040	1,309	1,259
V2	99,5	10	1	99	100	1,170	1,485	1,269
V3	99,5	9	1	99	100	1,053	1,409	1,338

Abb. 5 Vorauslegung der Prüfverzahnung nach ISO 6336 und Linke [21, 22, 25]

Verzahnungsdaten

- $m_n = 1 \text{ mm}$
- $\alpha_n = 20^\circ$
- $\beta = 0^\circ$
- $z_1 = 99$
- $x_{e1}/x_{e2,V3.1} = -0,1 / 0$
- $x_{e1}/x_{e2,V3.2\&3} = -0,55 / -0,55 \text{ mm}$
- $a = 99,5 \text{ mm}$
- Werkstoff 16MnCr5
- $\sigma_{H \text{ lim}, 50\%} = 1630,43 \text{ N/mm}^2$
- $\sigma_{F0} = 1400 \text{ N/mm}^2$
- $M_{\text{Betrieb}} = 120 \text{ Nm} \cdot 1,1$

Legende

- V3.1: $b_1 = 9 \text{ mm}$, $z_2 = 100$
- - - V3.2: $b_1 = 9 \text{ mm}$, $z_2 = 102$
- - - V3.3: $b_1 = 7 \text{ mm}$, $z_2 = 102$, $d_{a2,V3.2} = 0,5 \text{ mm}$

Ergebnisse der FE-Stirnradkette

Abb. 6 Verifikation der Auslegung mittels der FE-basierten Zahnkontaktanalyse Strak

getroffenen Annahmen und einer Verzahnungsbreite von $b=10 \text{ mm}$ ergibt sich ein maximaler Normalmodul der Verzahnung von $m_{n,max}=0,94 \text{ mm}$. Für höhere Zahnbreiten entsprechend der oben getroffenen Annahme von b/d_1 reduziert sich der Normalmodul auf nicht praktikable Werte, sodass im Folgenden $b=10 \text{ mm}$ gewählt wird.

Anhand der berechneten Randbedingungen wird die Makrogeometrie der Verzahnung erzeugt und die Tragfähigkeit nach der Methode B der ISO 6336 berechnet. Die Ergebnisse der Tragfähigkeitsberechnung sind in Abb. 5 dargestellt. Für die Berechnung werden ein Normaleingriffswinkel von $\alpha_n=20^\circ$ und eine Zahnbreite am Ritzel von $b_1=10 \text{ mm}$ an-

genommen. Abweichend von den Annahmen der Vorauslegung wird die Zähnezah am Rad um einen Zahn größer gewählt als am Ritzel. Dies dient einerseits dazu, dass die Tragfähigkeit des Rads im Vergleich zum Ritzel gesteigert wird und reproduzierbar Zahnfußbrüche am Ritzel erzeugt werden. Andererseits führen die teilfremden Zähnezahlen von Rad und Ritzel zu einer Verbesserung des Laufverhaltens. Die K-Faktoren werden analog zur Vorauslegung gewählt. Die Z- und Y-Faktoren werden nach dem Vorgehen der Methode B berechnet [26]. Der Achsabstand und der Normalmodul werden für die erste Verzahnungsvariante V1 auf $a_1=88,5 \text{ mm}$ und $m_{n,1}=1 \text{ mm}$ aufgerundet. Die Sicher-

heitsfaktoren der Variante V1 ergeben sich zu $S_H = 1,309$ und $S_F = 1,04$ und erfüllen mit einem Verhältnis von $S_H / S_F = 1,259$ die Anforderungen aus Abschn. 4, siehe Abb. 5 unten rechts. Da die Integration der Ölversorgung für die Gleitlager und der aus den Tangentialkräften resultierenden Wellendurchmesser bei dem Achsabstand a_1 nicht möglich ist, wurden weitere Verzahnungsvarianten (V2 & V3) mit einem Achsabstand von $a_2 = 99,5$ mm bei gleichen Randbedingungen erzeugt. Aufgrund der größeren Teilkreisdurchmesser der Verzahnungen steigen die Flanken- und Fußsicherheitsfaktoren an. Um eine zahnfußkritische Verzahnung beim geforderten Betriebsdrehmoment zu erhalten, wird im Folgenden die dritte Variante V3 mit einer reduzierten Verzahnungsbreite von $b_1 = 9$ mm betrachtet. Diese Variante erfüllt die Anforderungen an das Verhältnis der Sicherheitsfaktoren und ist bei dem betrachteten Betriebsdrehmoment zahnfußkritisch mit $S_{F,Ritzel} = 1,053$ am Ritzel. Die Zahnfußsicherheit am Rad beträgt $S_{F,Rad} = 1,17$. Diese Verzahnungsvariante wird nachfolgend in der FE-basierten Zahnkontaktanalyse Stirak betrachtet und die Ergebnisse der Normberechnung werden verifiziert.

5.2 Überprüfung der Auslegung mithilfe der Zahnkontaktanalyse

Die in Abschn. 5.1 berechnete Verzahnungsvariante V3 (nachfolgend V3.1) wird in der FE-basierten Zahnkontaktanalyse FE-Stirradkette (Stirak) hinsichtlich der im Betrieb auftretenden Zahnfußspannungen und Flankenpressungen analysiert, siehe Abb. 6. Der Vorteil der FE-Stirradkette gegenüber kommerziellen Programmen liegt in der Berechnungsgeschwindigkeit, da die Lösung des

Gleichungssystems in der FE-Berechnung einmalig in Form von Einflusszahlen generiert wird und anschließend für veränderte Betriebsbedingungen und Mikrogeometrien wiederverwendet werden kann [27]. Die Zahnfußspannungsberechnung der FE-Stirradkette wurde mithilfe von Dehnungsmessstreifen sowohl statisch, als auch dynamisch validiert [3, 23].

Die Kopfkreisdurchmesser der Variante V3.1 betragen $d_{a1} = 101$ mm und $d_{a2} = 102$ mm. Um die Zahnfußbeanspruchung am Ritzel im Vergleich zum Rad zu steigern, wird für die Berechnung ein Profilverschiebungsfaktor $x_1 = -0,1$ am Ritzel angenommen. Für alle Berechnungen wird eine Breitenballigkeit am Ritzel von $c_{p1} = 3$ μ m zur Vermeidung von Pressungsüberhöhungen in den Randbereichen der Zahnflanke angenommen. Im Gegensatz zur Vorauslegung anhand der ISO 6336 wird nicht die Zahnfußdauerfestigkeit $\sigma_{F\lim}$, sondern die nominelle Zahnfußspannung σ_{F0} herangezogen. Die Dauerfestigkeitskennwerte $\sigma_{F\lim}$ und $\sigma_{H\lim}$ der ISO 6336-5 werden nach Höhn für eine Ausfallwahrscheinlichkeit von 1 % berechnet [28]. Beim Betriebsdrehmoment soll die Verzahnung jedoch mit einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 50 % versagen. Weiterhin berechnet die FE-Stirradkette die tatsächlich auftretenden Beanspruchungen im Betrieb. Daher werden die Dauerfestigkeitskennwerte auf die nominellen Werte σ_{F0} und σ_{H0} umgerechnet und den berechneten Werten der FE-Stirradkette gegenübergestellt. Die nominelle Zahnfußspannung wird mit Bezug auf die Ergebnisse von Bretl mit $\sigma_{F0} = 1400$ N/mm² angenommen [8]. Da die Verzahnungen im Zahnfuß für die späteren Versuche festigkeitsgestrahlt werden sollen, um den Rissausgangsort unter die Oberfläche zu verlagern, wird die nominelle Zahnfußspannung entsprechend hoch angesetzt.

Abb. 7 Analyse der erreichbaren Dehnraten der Prüfverzahnung

Die Zahnflankendauerfestigkeit $\sigma_{H \text{ lim}}$ wird mithilfe des Umrechnungsfaktors $f_{\text{XHD}} = 0,92$ nach Höhn auf eine Ausfallwahrscheinlichkeit von 50 % zu $\sigma_{H \text{ lim}, 50 \%} = 1630,43 \text{ N/mm}^2$ umgerechnet [28].

Die maximale Zahnfußspannung der Variante V3.1 ist mit $\sigma_{F,30^\circ,V3.1} = 682,54 \text{ N/mm}^2$ signifikant kleiner als die geforderte nominelle Zahnfußspannung σ_{F0} . Die Zahnfußsicherheit ist mit $S_{F,V3.1} = 2,05$ größer als die Zahnflankensicherheit mit $S_{H,V3.1} = 1,35$. Die Variante V3.1 ist demnach, trotz der Profilverschiebung am Ritzel, nicht zahnfußkritisch. Dies war aufgrund des geänderten Vergleichswert für die Zahnfußspannung zu erwarten. Um die Zahnfußspannung zu erhöhen, wurde eine Variante V3.2 mit einem veränderten Zähnezahsverhältnis von $z_1/z_2 = 99/102$ erzeugt. Die Kopfkreisdurchmesser der Variante V3.2 betragen $d_{a1} = 100 \text{ mm}$ und $d_{a2} = 102 \text{ mm}$. Mit der maximalen Zahnfußspannung $\sigma_{F,30^\circ,V3.2} = 871,96 \text{ N/mm}^2$ dieser Variante ergibt sich eine Zahnfußsicherheit von $S_{F,V3.2} = 1,61$. Die gesteigerte Zahnflankenspannung führt zu einer Flankensicherheit von $S_{H,V3.2} = 1,3$. Die Variante V3.2 ist dementsprechend nicht zahnfußkritisch. Um die Zahnfußsicherheit zu reduzieren, wurde eine Variante V3.3 mit einer Zahnbreite am Ritzel von $b_1 = 7 \text{ mm}$ und einer Kopfkürzung des Rads der Variante V3.2 von $k = 0,5 \text{ mm}$ ausgelegt. Die maximale Zahnfußspannung beträgt aufgrund der reduzierten Profilüberdeckung bzw. des vergrößerten Einzeleingriffsgebiets $\sigma_{F,30^\circ,V3.3} = 1274,2 \text{ N/mm}^2$ und die resultierende Zahnfußsicherheit $S_{F,V3.3} = 1,1$. Die Flankensicherheit ergibt sich zu $S_{H,V3.3} = 1,14$. Das Verhältnis $S_H/S_F = 1,04$ ist kleiner als in den Anforderungen definiert. Sollte die Variante V3.3 im Versuch nicht reproduzierbar durch Zahnfußbrüche ausfallen, besteht die Möglichkeit die Grübchentragsfähigkeit durch Gleitschleifen der Verzahnungen oder durch einen angepassten Schmierstoff zu steigern. Von einer weiteren Reduktion der Verzahnungsbreite oder des Moduls wird abgesehen, um das beanspruchte Volumen im Zahnfuß nicht weiter zu reduzieren.

5.3 Realisierbare Dehnraten der Prüfverzahnung

Die Analyse der erreichbaren Dehnraten im Betrieb erfolgt anhand der Verzahnungsvariante V3.3. Im oberen Teil von Abb. 7 ist das Vorgehen zur Bestimmung der mittleren und maximalen Dehnrate im Zahnfuß dargestellt. Die Bestimmung der mittleren Dehnrate $\dot{\epsilon}_{\text{mean}}$ erfolgt anhand der Zahnfußspannung zu Eingriffsbeginn und der maximalen Zahnfußspannung. Die dazugehörige Eingriffszeit wird mithilfe der Drehzahl n und dem Wälzwinkel ω berechnet. Die maximale Dehnrate $\dot{\epsilon}_{\text{max}}$ wird anhand des Anstiegs der Zahnfußspannung beim Wechsel vom Doppel- zum Einzeleingriffsgebiet berechnet.

Im unteren Teil von Abb. 7 sind die mittleren und maximalen Dehnraten der Prüfverzahnung bei variablen

Drehzahlen n dargestellt. Zusätzlich ist die geforderte mittlere Dehnrate $\dot{\epsilon}_{\text{mean,soll}}$ eingezeichnet. Für eine Drehzahl von $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ betragen die mittlere und maximale Dehnrate der Verzahnung $\dot{\epsilon}_{\text{mean},1000\text{min}^{-1}} = 11,13 \text{ s}^{-1}$ und $\dot{\epsilon}_{\text{max},1000\text{min}^{-1}} = 26,56 \text{ s}^{-1}$. Eine Steigerung der Drehzahl n um den Faktor 12 führt zu einer entsprechenden Steigerung der Dehnraten. Die mittlere Dehnrate ist in diesem Fall größer als die geforderte mittlere Dehnrate $\dot{\epsilon}_{\text{mean,soll}} = 100 \text{ s}^{-1}$, vgl. Abschn. 4. Die maximale Dehnrate der Verzahnung ist aufgrund des steilen Spannungsanstiegs im Einzeleingriffsgebiet größer als die geforderte mittlere Dehnrate, was das Untersuchungsziel nicht beeinflusst. Höhere mittlere Dehnraten können über eine Steigerung der Drehzahl, der Zähnezah des Ritzels oder der maximalen Zahnfußspannung erreicht werden.

Die Verifizierung der ausgelegten Prüfverzahnung mithilfe der FE-basierten Zahnkontaktanalyse Stirak zeigt, dass die in Abschn. 4 definierten Anforderungen durch die Verzahnungsgeometrie V3.3 erfüllt werden. Die Verzahnung ist kritisch hinsichtlich Zahnfußbruch beim Betriebsdrehmoment $M_{\text{Betrieb}} = 120 \text{ Nm}$ und die Dehnraten bei maximaler Betriebsdrehzahl $n_{\text{An}} = 12.000 \text{ min}^{-1}$ liegen in einem Bereich, in welchem Einflüsse der Dehnrate auf die Ermüdungsfestigkeit zu erwarten sind.

6 Prüfstandskonzept

Ausgehend von der Prüfverzahnung und den Prüfstandsanforderungen werden die Komponenten des Prüfstands konzeptioniert. Im Folgenden werden die zentralen Prüfstandskomponenten zur Lastaufbringung, Lagerung, Schmierung und Schadensdetektion vorgestellt.

6.1 Lastaufbringung

Die Lastaufbringung des Hochdrehzahl-Verspannungsprüfstands erfolgt über eine axial verschiebbare Schrägverzahnung im Vergleichsgetriebe. Im linken Teil von Abb. 8 sind die Hauptanforderungen an die Lastaufbringung dargestellt. Die Betriebsdrehzahl beträgt $n_{\text{an}} = 12.000 \text{ min}^{-1}$ und erfordert einerseits eine möglichst geringe radiale Baugröße. Andererseits ist der axiale Lagerabstand so gering wie möglich zu wählen, damit die Eigenfrequenzen der Getriebewellen außerhalb des Betriebsbereichs liegen.

Da der Prüfstand aufgrund der hohen Drehzahlen und der zu erwartenden Lastspitzen bei Zahnfußbrüchen mit Gleitlagern ausgestattet wird, ist ein lastfreies Anfahren bis zur Betriebsdrehzahl der Gleitlager erforderlich. Daraus resultiert, dass die Lastaufbringung eine Regelung des Drehmoments im Betrieb ermöglichen muss. In Abschn. 2.1 werden unterschiedliche Konzepte zur Lastaufbringung in Verspannungsprüfständen vorgestellt. Für Prüfstände mit

Abb. 8 Lastaufbringung über verschiebbare Schrägverzahnung

Abb. 9 Lagerungskonzept

hohen Drehzahlen und einer Drehmomentregelung im Betrieb wird häufig das Verspannungsprinzip durch axiales Verschieben einer Schrägverzahnung im Vergleichsgetriebe eingesetzt [13, 14]. Anhand einer vereinfachten Geometrie der Getriebewellen sowie den Verzahnungssteifigkeiten aus der FE-basierten Zahnkontaktanalyse wurde die Verdrehung der Wellen im Vergleichsgetriebe bei maximalen Drehmoment mit $\varphi_{Gesamt,max} \approx 1,04^\circ$ berechnet. Unter Annahme einer maximalen Axialverschiebung der verschiebbaren Verzahnung (2) von $s_{max} < 5 \text{ mm}$ ergibt sich ein notwendiger Schrägungswinkel im Vergleichsgetriebe

von $\beta = 18^\circ$. Daraus resultiert eine Axialkraft bei maximalen Verspanndrehmoment von $F_{A,max} < 1 \text{ kN}$.

In der Mitte von Abb. 8 ist das Konzept zur Lastaufbringung dargestellt. Zur Kompensation der Axialkräfte im Vergleichsgetriebe wird eine Doppelschrägverzahnung mit entgegengesetzten Schrägungswinkeln eingesetzt. Alle Verzahnungen sind über Keilwellenverbindungen mit den Wellen (1) verbunden. Die fixierten Schrägverzahnungen (3) sind durch Nutmuttern auf den Wellen fixiert und nicht axial verschiebbar. Die verschiebbare Schrägverzahnung (2) ist nur über eine Keilwellenverbindung mit der Welle verbunden und axial beweglich. Die zur Lastaufbringung not-

wendige Axialkraft wirkt gehäuseseitig über eine Axiallagerung auf die verschiebbare Verzahnung (2). In der Folge wirkt ein Drehmoment auf die Verzahnungen und Wellen im Vergleichsgetriebe. Die Axialkraft der linken Getriebewelle wird über ein Axiallager am Gehäuse abgestützt. Die Axialkräfte der rechten Getriebewelle werden durch die Doppelschrägverzahnung kompensiert.

Im rechten Teil von Abb. 8 ist die Konstruktion des Vergleichsgetriebes mit der Axiallasteinheit dargestellt. Um den axialen Lagerabstand und den Einfluss der Getriebetemperatur auf die Axiallasteinheit gering zu halten, ist diese außerhalb des Getriebegehäuses angebracht. Die Axialkraft wird durch drei Hydraulikkolben erzeugt und über Druckstäbe durch das Gehäuse auf das Axiallager an der verschiebbaren Schrägverzahnung übertragen. Zur Regelung des Öldrucks in den Hydraulikkolben wird das Drehmoment im Verspannkreislauf im Betrieb mit einem Drehmomentmesssystem überwacht. Die Verschiebung der Schrägverzahnung (2) hat eine Verlagerung des virtuellen Schnittpunktes der Flankenlinien beider Zahneingriffe, des sogenannten Apex-Punktes, zur Folge. Daraus resultiert, dass sich die axiale Position der Doppelschrägverzahnungen bei der Lastaufbringung frei einstellen können muss, um axiale Zwangskräfte auszuschließen [20]. Da die linke Welle des Vergleichsgetriebes durch die Axiallager fixiert ist, muss die rechte Welle axial verschiebbar ausgeführt werden. Dies ist im Lagerungskonzept zu berücksichtigen.

6.2 Lagerungskonzept

Die Anforderungen an das Lagerungskonzept sind in Abb. 9 dargestellt. Die maximale Axialkraft beträgt $F_{A,max} = 1 \text{ kN}$ und die maximale Radialkraft $F_{radial,max} = 2,4 \text{ kN}$. Für einen effizienten Betrieb müssen die Verlustleistung und der Ölbedarf der eingesetzten Gleitlager gering sein. Die auftretende Temperaturdehnung im Prüfstand muss so durch die Lagerung kompensiert werden, dass keine Zwangskräfte im System auftreten. Der schematische Aufbau des Lagerungskonzept ist rechts oben in Abb. 9 dargestellt. Die Wellen werden möglichst nah an der Verzahnung radial gelagert, um die Steifigkeit respektive die Eigenfrequenzen zu erhöhen. Die Vergleichsgetriebewelle mit der verschiebbaren Schrägverzahnung (B) wird axial gelagert. Die Vergleichsgetriebewelle (B) und die Prüfgetriebewelle (A) werden mithilfe einer Kupplung verbunden. Diese gleicht Winkel- und Radialversatz, aber keinen Axialversatz aus, sodass die axiale Position der Prüfgetriebewelle definiert ist. Das Prüfgetriebe ist aufgrund der geradzahnten Prüfverzahnung axialkraftfrei. Die axiale Position der Vergleichsgetriebewelle (C) ergibt sich aus dem Apex-Punkt der Doppelschrägverzahnung. Die Wellen (C) und (D) werden analog zu den anderen Wellen mit einer Kupplung verbunden.

Daraus resultiert, dass sich die Prüfgetriebewelle (D) im Betrieb axial bewegt. Um im Prüfgetriebe Kantenträgen zu vermeiden, wird das Rad auf der Prüfgetriebewelle (C) zur Kompensation der axialen Verschiebung breiter ausgeführt. Die Lagersitze der Wellen werden breiter ausgeführt, um die axiale Verschiebung zu kompensieren. Das gewählte Lagerungskonzept garantiert einen vollständigen Ausgleich von temperaturbedingten Axialdehnungen der Wellen. Die axiale Verschiebung der Wellen stellt kein Problem für die Abdichtung der Getriebegehäuse dar, da aufgrund der hohen Drehzahl individuell angepasste Schleuderdichtungen eingesetzt werden.

6.3 Schmierungskonzept

Das Schmierungssystem des Prüfstands führt die auftretenden Verluste ab und stellt die Ölversorgung der Zahneingriffe und Gleitlager sicher. Im Zahneingriff stellt das Öl einerseits den notwendigen Schmierfilm zur Vermeidung von Fressschäden bei hohen Drehzahlen sicher. Andererseits wird nach Niemann/Winter der überwiegende Teil des Volumenstroms bei einer Einspritzschmierung zum Abführen der Verlustwärme benötigt [20]. Die Ölviskosität wird nach Niemann/Winter für Turbogetriebe mit ISO VG 32 angenommen [20]. Um die Quetsch- und Planschverluste bei hohen Drehzahlen zu minimieren, ist der Ölvolumenstrom so gering wie möglich einzustellen. Die Berechnung des Ölvolumenstroms in Abhängigkeit der Kühlleistung und der Temperaturdifferenz des Öl zwischen Ein- und Auslass ist in Gl. 4 dargestellt:

$$\dot{Q}_{\text{öl}} = \frac{P_{\text{Kühl}}}{c_{\text{öl}} \cdot \rho_{\text{öl}} \cdot (T_{\text{Aus}} - T_{\text{Ein}})} \quad (4)$$

$\dot{Q}_{\text{öl}}$ [l/min]	Ölvolumenstrom
$P_{\text{Kühl}}$ [kW]	Kühlleistung
T_{Ein} [K]	Öleinspritztemperatur
$c_{\text{öl}}$ [kJ/kgK]	Wärmekapazität Öl
T_{Aus} [K]	Ölauslasstemperatur
$\rho_{\text{öl}}$ [kg/m ³]	Dichte Öl

Die Öleinspritztemperatur wird durch die maximale Einspritztemperatur der Gleitlager definiert und beträgt $T_{\text{Ein}} = 45^\circ \text{C}$. Für den Zahneingriff wird eine Auslasstemperatur von $T_{\text{Aus}} = 65^\circ \text{C}$ angenommen. Mit diesen Werten ergibt sich ein notwendiger Ölvolumenstrom je Zahneingriff von $\dot{Q}_{\text{Zahneingriff,max}} = 8 \text{ l/min}$ bei maximaler Verspannleistung. Der benötigte Ölvolumenstrom der Gleitlager ist primär drehzahlabhängig und beträgt $\dot{Q}_{\text{Lager,gesamt}} = 26 \text{ l/min}$. Das Schmierungssystem muss dementsprechend einen Gesamtvolumenstrom von $\dot{Q}_{\text{Gesamt}} = 42 \text{ l/min}$ bereit-

Abb. 10 Konzept des Schmierölsystems

stellen. Bei einer Verweildauer von $t=3 \text{ min}$ des Öls im Tank entspricht dies einem Tankvolumen von $V_{\text{Tank}} = 120 \text{ l}$.

Das Schmierungskonzept des Prüfstands ist in Abb. 10 dargestellt. Da der Einspritzdruck an den Gleitlagern $p_{\text{ein}} = 1,5 \text{ bar}$ beträgt und nicht für die Einspritzschmierung der Verzahnungen ausreicht, werden die Gleitlager und Verzahnungen über separate Ölvorläufe mit unterschiedlichen Drücken aus einem Tank versorgt. Jeder Ölvorlauf verfügt über eine regelbare Pumpe und eine Volumenstrommessung zur Einstellung eines definierten Ölvolumenstroms. Darüber hinaus werden der Druck und die Temperatur des Öl überwacht. Im rechten Teil von Abb. 10 ist die Einspritzschmierung an der Verzahnung schematisch dargestellt. Da der Ölvolumenstrom zur Vermeidung von Fressschäden signifikant geringer ist als für die Wärmeabfuhr, wird der eingespritzte Ölvolumenstrom aufgeteilt [20]. Ca. 30–50 % des Ölvolumenstroms wird in den Zahneingriff eingespritzt (1). Der restliche Teil wird hinter dem Zahneingriff eingespritzt (2) und dient ausschließlich zur Kühlung der Verzahnung. Mithilfe dieses Vorgehens können die Quetschverluste, die beim Einspritzen in den Zahneingriff auftreten, weiter reduziert werden.

6.4 Schadensdetektion

Bei konventionellen Verspannungsprüfständen erfolgt die Überwachung der Verzahnung hinsichtlich Schäden über den Körperschall am Gehäuse oder an den Lagerstellen [29]. Im linken Teil von Abb. 11 ist die Auswirkung eines Anrisses im Zahnfuß auf das angeregte Körperschallsignal schematisch dargestellt.

Aufgrund der veränderten Eingriffssteifigkeit ändert sich die Anregung durch die Verzahnung. Mithilfe von Körperschallsensoren kann diese Veränderung gemessen und der Prüfstand im Schadensfall abgeschaltet werden. Dieses Messvorgehen ist nur beim Einsatz von Wälzlagern möglich, da diese den Körperschall von der Getriebewelle auf das Gehäuse übertragen. Beim Einsatz von Gleitlagern erfolgt der Körperschalltransfer aufgrund der dämpfenden Eigenschaften des Ölfilms nicht. Eine Messung des Körperschalls am Gehäuse ist für den konstruierten Hochdrehzahl-Verspannungsprüfstand folglich nicht möglich. Da der Körperschalltransfer an den Gleitlagern unterbrochen wird, wird zur Überwachung das Schwingungsverhalten der Ritzelwelle herangezogen. Eine einfache und robuste Überwachungsmöglichkeit bei hohen Drehzahlen ist die Messung der Drehbeschleunigung der Ritzelwelle mithilfe eines Rotors. Die Energieversorgung und Datenübertragung erfolgt kontaktlos über ein Telemetriesystem. Zusätzlich bietet das Telemetriesystem die Möglichkeit, die Massentemperatur des Ritzels im Betrieb zu überwachen, um die korrekte Einstellung der Verzahnungsschmierung und -kühlung zu verifizieren.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Der Einsatz von Zahnradgetrieben in elektrifizierten Antrieben und Flugzeugtriebwerken führt dazu, dass Verzahnungen bei höheren Drehzahlen betrieben werden und höheren Lastwechselzahlen ausgesetzt sind. Lastwechselzahlen von $N > 10^7$ führen zu einer Abnahme der Beanspruchbarkeit von einsatzgehärteten Stählen [4–7]. Steigende Drehzah-

Abb. 11 Schadensdetektion beim Einsatz von Gleitlagern

len haben darüber hinaus einen Anstieg der Dehnrate im Zahnfuß zur Folge, was ebenfalls einen Einfluss auf die Ermüdungsfestigkeit hat [3, 9–11].

Das Ziel des Berichtes ist ein Konzept zur Untersuchung des Dehnrateneinflusses auf die Zahnfußtragfähigkeit von Verzahnungen bei hohen Drehzahlen. Im ersten Schritt wurden die Leistungsanforderungen an das neue Prüfstandskonzept abgeleitet. Anhand dieser Anforderungen wurde im zweiten Schritt anhand der ISO 6336 [21, 22] eine Prüfverzahnung für den Prüfstand ausgelegt. Die Auslegung wurde mithilfe einer FE-basierten Zahnkontaktanalyse verifiziert und die erzielbaren Dehnraten im Betrieb analysiert. Im dritten Schritt wurde das Prüfstandskonzept hinsichtlich der Lastaufbringung, des Lagerungskonzeptes, des Schmierungskonzeptes sowie der möglichen Schadensdetektion vorgestellt.

Ausgehend von der angesetzten Laufzeit für einen Versuch von sechs Tagen und der Grenzlasterpielzahl von $N_G = 10^8$ ergibt sich eine Betriebsdrehzahl von $n_{An} = 12.000 \text{ min}^{-1}$. Die Dehnrate wird, verglichen mit konventionellen Anwendungen, um den Faktor 10 gesteigert. Aus der maximalen Antriebsleistung $P_{An,max} = 20 \text{ kW}$ und einem Verlustgrad von $\eta_{\text{Verlust}} = 8\%$ ergibt sich ein maximales Verspanndrehmoment von $M_{\text{max}} = 199 \text{ Nm}$ und ein Betriebsdrehmoment von $M_{\text{Betrieb}} = 120 \text{ Nm}$.

Die Prüfverzahnung wurde anhand der Kennwerte des Verzahnungswerkstoffes 16MnCr5 ausgelegt. Die Vorauslegung erfolgte mithilfe der ISO 6336 und den Vereinfachungen nach Linke [25, 26]. Die Makrogeometrie der Vorauslegung wurde in der FE-basierten Zahnkontaktanalyse Stirak verifiziert. Die Prüfverzahnung mit einem Normalmodul von $m_n = 1 \text{ mm}$ und einem Achsabstand von $a = 99,5 \text{ mm}$

ist beim Verspanndrehmoment $M_{\text{Betrieb}} = 120 \text{ Nm}$ zahnfußbruchkritisch. Die hohen Zähnezahlen von $z_1 = 99$ und $z_2 = 102$ führen zu Dehnraten von $\dot{\epsilon}_{\text{mean}} = 133,54 \text{ s}^{-1}$ bei einer Drehzahl von $n_{an} = 12.000 \text{ min}^{-1}$.

Das Prüfstandskonzept umfasst die zentralen Komponenten des Prüfstandes: Lastaufbringung, Lagerungskonzept, Schmierungskonzept und die Schadensdetektion. Die Lastaufbringung erfolgt durch die axiale Verschiebung einer Schrägverzahnung im Vergleichsgetriebe. Dieser kompakte Aufbau führt zu einer steifen Bauform und dementsprechend hohen Eigenfrequenzen. Die Axialkräfte werden hydraulisch erzeugt. Zur Lagerung werden aufgrund der hohen Dämpfung und der einfachen Bauform Gleitlager verwendet. Um axiale Zwangskräfte durch axiale Verschiebungen der Wellen und Temperaturdehnungen zu vermeiden, wird die Anzahl der Axiallager auf ein Minimum reduziert. Die Gleitlager und die Zahneingriffe werden durch eine Einspritzschmierung mit einem Öl der Viskosität ISO VG 32 versorgt. Dies reduziert die Quetsch- und Planschverluste im Betrieb und ermöglicht zusätzlich eine Kühlung des Prüfstandes über das Schmierölaggregat. Die Schmierölkreisläufe für Gleitlager sowie Prüf- und Vergleichsgetriebe werden aufgrund unterschiedlicher Einspritzdrücke im Vorlauf getrennt. Die Schadensdetektion kann nicht wie bei bestehenden Verspannungsprüfständen über Körperschallsensoren erfolgen, da der Körperschalltransfer durch die Gleitlager unterbrochen wird. Stattdessen wird die Drehbeschleunigung der Ritzelwelle überwacht, um Änderungen des Anregungsverhaltens durch einen Anriss im Zahnfuß detektieren zu können. Die Daten werden mittels Telemetrie von der Ritzelwelle übertragen.

Das Prüfstandskonzept wird vor dem Aufbau hinsichtlich des dynamischen Schwingungsverhaltens analysiert und optimiert. Parallel beginnt die Fertigung und Beschaffung der Prüfstandskomponenten und der Prüfstandsperipherie sowie der Aufbau des Prüfstands. Mithilfe des Prüfstands wird zukünftig der Einfluss unterschiedlicher Dehnraten auf die Zahnfußtragfähigkeit im UHCF Bereich untersucht.

Förderung Die Autoren danken der Deutschen Forschungsgesellschaft (DFG) (Ref.-Nr. DFG EXC2023/1 – B1.II) und der Clean Sky 2 JU (Ref.-Nr. 831832) innerhalb des Horizon 2020 Programms der Europäischen Kommission für die Bereitstellung der finanziellen Mittel zur Durchführung der den vorgestellten Ergebnissen zugrunde liegenden Forschungsprojekten

Funding Open Access funding enabled and organized by Projekt DEAL.

Interessenkonflikt M. Trippe, J. Lövenich, O. Malinowski, C. Brecher, J. Brimmers und S. Neus geben an, dass kein Interessenkonflikt besteht.

Open Access Dieser Artikel wird unter der Creative Commons Namensnennung 4.0 International Lizenz veröffentlicht, welche die Nutzung, Vervielfältigung, Bearbeitung, Verbreitung und Wiedergabe in jeglichem Medium und Format erlaubt, sofern Sie den/die ursprünglichen Autor(en) und die Quelle ordnungsgemäß nennen, einen Link zur Creative Commons Lizenz beifügen und angeben, ob Änderungen vorgenommen wurden.

Die in diesem Artikel enthaltenen Bilder und sonstiges Drittmaterial unterliegen ebenfalls der genannten Creative Commons Lizenz, sofern sich aus der Abbildungslegende nichts anderes ergibt. Sofern das betreffende Material nicht unter der genannten Creative Commons Lizenz steht und die betreffende Handlung nicht nach gesetzlichen Vorschriften erlaubt ist, ist für die oben aufgeführten Weiterverwendungen des Materials die Einwilligung des jeweiligen Rechteinhabers einzuholen.

Weitere Details zur Lizenz entnehmen Sie bitte der Lizenzinformation auf <http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/deed.de>.

Literatur

- Gwinner P (2017) Schwingungsarme Achsgetriebe elektromechanischer Antriebsstränge: Auslegung schwingungsarmer Stirnradverzahnungen für den automobilen Einsatz in hochdrehenden, elektrisch angetriebenen Achsgetrieben. Diss., Technische Universität München
- Stoffels F (2020) Rolls-Royce sucht beim Triebwerk den Quantensprung. <https://www.aerotelegraph.com/rolls-royce-getriebe-triebwerk-power-gearbox-was-ist-eigentlich-der-ultrafan>. Zugriffen: 3. März 2020
- Brecher C, Brimmers J, Trippe M (2019) Einfluss der Dehnrate im Zahnfuß auf die Tragfähigkeit bei Hochdrehzahlanwendungen. In: Schlecht B (Hrsg) Dresdner Maschinenelemente Kolloquium DMK 2019, S 321–340
- Schurer S (2016) Einfluss nichtmetallischer Einschlüsse in hochreinen Werkstoffen auf die Zahnfußtragfähigkeit. Dissertation, 1. Aufl. Nr. 210. Lehrstuhl für Maschinenelemente, Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebekonstruktion, Technische Universität München
- Murakami Y, Nomoto T, Ueda T (2000) On the mechanism of fatigue failure in the superlong life regime (N)107 cycles. Part 1: influence of hydrogen trapped by inclusions. *Fatigue Fract Eng Mat Struct* 23:893–902. <https://doi.org/10.1046/j.1460-2695.2000.00328.x>
- Naito T, Ueda H, Kikuchi M (1984) Fatigue behavior of carburized steel with internal oxides and nonmartensitic microstructure near the surface. *MTA* 15:1431–1436. <https://doi.org/10.1007/BF02648572>
- Sakai T, Lian B, Takeda M et al (2010) Statistical duplex S–N characteristics of high carbon chromium bearing steel in rotating bending in very high cycle regime. *Int J Fatigue* 32:497–504. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2009.08.001>
- Bretl NT (2011) Einflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder im Bereich hoher Lastspielzahlen. Berichte aus dem Maschinenbau. Shaker, Aachen (Zugl.: München, Techn. Univ., Diss., 2010)
- Emde T (2009) Mechanisches Verhalten metallischer Werkstoffe über weite Bereiche der Dehnung, der Dehnrate und der Temperatur. Diss., RWTH Aachen University
- Nonaka I, Setowaki S, Ichikawa Y (2013) Effect of load frequency on high cycle fatigue strength of bullet train axle steel. *Int J Fatigue* 60:43–47. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2013.08.020>
- Schneider N, Pyttel B, Berger C et al (2014) Influence of frequency and testing technique on the fatigue behaviour of quenched and tempered steel in the VHCF-regime. *Adv Mater Res* 891/892:1430–1435. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.891-892.1430>
- DIN ISO 14635-1 (2007) Zahnräder. FZG-Prüfverfahren. FZG-Prüfverfahren A/8,3/90 zur Bestimmung der relativen Fresstragfähigkeit von Schmierölen (Berichtigung 1)
- Ciulli E (2019) Experimental rigs for testing components of advanced industrial applications. *Friction* 7:59–73. <https://doi.org/10.1007/s40544-017-0197-z>
- Joop M (2018) Die Fresstragfähigkeit von Stirnrädern bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten bis 100 m/s. Ruhr-Universität Bochum, Bochum
- Fischer C (2017) Einfluss der Versuchsfrequenz auf die Wöhlerlinie der Aluminiumknetlegierung EN AW-6060. Diss., Technische Universität Darmstadt
- Hong JJ, Kahraman A, Anderson N (2020) A rotating gear test methodology for evaluation of high-cycle tooth bending fatigue lives under fully reversed and fully released loading conditions. *Int J Fatigue* 133:105432. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2019.105432>
- Rösler J, Harders H, Bäker M (2012) Mechanisches Verhalten der Werkstoffe. Springer, Wiesbaden
- DIN EN ISO 6892 - Teil 1 (2017) Metallische Werkstoffe – Zugversuch – Teil 1: Prüfverfahren bei Raumtemperatur
- Bathias C, Paris PC (2005) Gigacycle fatigue in mechanical practice. Marcel Dekker, New York
- Niemann G, Winter H (2003) Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe – Grundlagen, Stirnradgetriebe, 2. Aufl. Maschinenelemente, Bd. 2. Springer, Berlin

21. ISO 6336 - Teil 2 (2006) Calculation of load capacity of spur and helical gears. Calculation of surface durability (pitting)
22. ISO 6336 - Teil 3 (2006) Calculation of load capacity of spur and helical gears. Calculation of tooth bending strength
23. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (Hrsg) (2018) Abschlussbericht Lokale Biegewechseltragfähigkeit: Lokale Zahnfußtragfähigkeit von Stirnrädern bei Biegewechselast. FVA, (1280), Frankfurt am Main
24. ISO 6336 - Teil 5 (2003) Calculation of load capacity of spur and helical gears. Strength and quality materials
25. Linke H (2010) Stirnradverzahnung: Berechnung – Werkstoffe – Fertigung, 2. Aufl. Hanser, München
26. ISO 6336 - Teil 1 (2006) Calculation of load capacity of spur and helical gears. Basic principles, introduction and general influence factors
27. Brecher C, Rieg F (Hrsg) (2016) Z88 STIRAK: Realitätsnahe Berücksichtigung des elastischen Umfeldes auf den Zahneingriff mittels FEM. FVA, (1196), Frankfurt am Main
28. Höhn B-R, Winter H, Michaelis K et al (Hrsg) (1999) Lebensdauerstatistik. FVA, (580), Frankfurt am Main
29. Grzeszkowski M, Gühmann C, Scholzen P et al (2018) Experimental study on the pitting detection capabilities for spur gears using acoustic emission and vibration analysis methods. In: AGMA, American Gear Manufacturers Association (Hrsg) AGMA Fall Technical Meeting. American Gear Manufacturers Association, Alexandria