

## REVIEW

# Einfluss von Schmierstoffsystemen auf die Ermüdungsbeanspruchbarkeit von Schraubenverbindungen

## Influence of lubrication systems on the fatigue strength of bolted joints

Fabian Kraemer<sup>1</sup>  | Michael Stähler<sup>2</sup> | Marcus Klein<sup>1</sup> | Matthias Oechsner<sup>1</sup>

*Ausgewählter Beitrag von der 13. Informations- und Diskussionsveranstaltung SCHRAUBENVERBINDUNGEN des deutschen Schraubenverbandes (DSV) und des Zentrums für Konstruktionswerkstoffe (MPA-IfW) der TU Darmstadt am 23./24.06.2021*

*Selected contribution from the 13th information and discussion event BOLTED CONNECTIONS of the German Fastener Association (DSV) and the Center for Structural Materials (MPA-IfW) of the TU Darmstadt on 23./24.06.2021*

<sup>1</sup>Technische Universität Darmstadt, Fachgebiet und Institut für Werkstoffkunde, Darmstadt, Deutschland

<sup>2</sup>Dörken Coatings GmbH & Co. KG, Herdecke, Deutschland

### Correspondence

Fabian Kraemer, Technische Universität Darmstadt, Fachgebiet und Institut für Werkstoffkunde, Grafenstraße 2, 64283, Darmstadt, Deutschland.  
Email: [fabian.kraemer@tu-darmstadt.de](mailto:fabian.kraemer@tu-darmstadt.de)

### Funding information

IGF-Projekt, Grant/Award Number: 20412B

### Abstract

Das Ermüdungsverhalten von Schraubenverbindungen ist infolge der hohen Kerbwirkung für viele Anwendungen versagenskritisch. Die Lebensdauer wird signifikant durch das Oberflächensystem, bestehend aus Korrosionsschutz und Schmierstoff beeinflusst. Für die Berücksichtigung des Oberflächeneinflusses in der Auslegung von Schraubenverbindungen werden in diesem Artikel systematisch experimentelle Untersuchungen für einen ausgewählten Basecoat und verschiedene Schmierstoffsysteme vorgestellt. Die Grundlage bilden Ermüdungsversuche an Schraubenverbindungen, unterstützt durch ausgewählte Methoden der Werkstoffanalytik zur fraktografischen Bewertung der Bruchflächen. Für die Bewertung der Schädigungsentwicklung wird ein Verfahren vorgeschlagen, das eine reproduzierbare Identifikation des Anrisszeitpunktes und eine Bewertung der Rissfortschrittsphase ermöglicht.

### SCHLÜSSELWÖRTER

Anrisszeitpunkt, Ermüdungsverhalten, Oberflächeneinfluss, Rissfortschritt, Schraubenverbindung, VDI-Richtlinie 2230

### Abstract

The fatigue behavior of bolted joints is critical to failure for many applications due to the high notch effect. Among other parameters, the life-time is based on the influence of the surface system, consisting of coating and lubricant.

Dieser Open Access Beitrag steht unter den Bedingungen der Creative Commons Attribution Non-Commercial NoDerivs License, die eine Nutzung und Verbreitung in allen Medien gestattet, sofern der ursprüngliche Beitrag ordnungsgemäß zitiert und nicht für kommerzielle Zwecke genutzt wird und keine Änderungen und Anpassungen vorgenommen werden.

© 2023 Die Autoren. *Materialwiss. Werkstofftech.* veröffentlicht von Wiley-VCH GmbH.

Intended to consider the surface system in the design and dimensioning process of bolted joints systematic experimental investigations are carried out for an exemplary selected basecoat and various lubricant systems. The basis is given by fatigue tests supported by selected methods of material analysis for the fractographic evaluation. A reproducible method to determine the crack initiation as well as the crack propagation has been developed for the evaluation of lubricant systems.

**KEYWORDS**

bolted joints, crack propagation, fatigue behavior, surface system, time of crack initiation, VDI guideline 2230

## 1 | EINLEITUNG UND PROBLEMSTELLUNG

In der Fügetechnik stellt die Schraubenverbindung eine vielfach ausgewählte Lösung dar, um Bauteile dauerhaft hochfest, aber dennoch lösbar miteinander zu verbinden. Sie werden oft in Anwendungen eingesetzt, die schwingenden Betriebsbeanspruchungen unterliegen, weshalb der Ermüdungsbruch eine der häufigsten Ursachen im Schadensfall ist [1]. Infolge von hohen Kerbspannungen, resultierend aus der funktionsbedingten Formgebung, können Schrauben nur geringe Schwingkräfte übertragen. Die Beanspruchbarkeit unter zyklischer Belastung reduziert sich auf teilweise unter 10% der statischen Beanspruchbarkeit und wird von den hohen örtlichen Beanspruchungen im Gewindegrund bestimmt [2]. Die Höhe der Beanspruchbarkeit und die Lebensdauer von Schraubenverbindungen hängen von einer Vielzahl sich überlagernder Faktoren ab, die nur unzureichend in den einschlägigen Regelwerken zur Auslegung berücksichtigt sind [2–9]. Neben konstruktiven Parametern, wie beispielsweise der Einschraubtiefe, dem Mutterwerkstoff und auch dem Fertigungsverfahren bei der Muttergewindefertigung, muss dem Oberflächensystem, bestehend aus Korrosionsschutz und Schmierstoff ein ausgeprägter Einfluss auf die Beanspruchbarkeit zugewiesen werden [3, 10–13]. In Abhängigkeit der Wahl des Beschichtungssystems besteht ein signifikanter Einfluss auf die Lebensdauer [14]. Die rechnerische Auslegung erfolgt im Maschinen- und Anlagenbau nach der VDI-Richtlinie 2230 (Verein Deutscher Ingenieure) [15]. Die Ermüdungsfestigkeit wird in dieser Richtlinie ausschließlich über die Kerbgröße in Form des Schraubendurchmessers bewertet. Mit Ausnahme der Feuerverzinkung, für die die VDI-Richtlinie eine Abminderung von 20% vorschlägt, erfolgt keine

Berücksichtigung des Oberflächeneinflusses. Im Stahlbau, wo die Bemessung nach dem Eurocode 3 durchgeführt wird, gibt es bisher keine Berücksichtigung für den Einfluss des Korrosionsschutzsystems, das hier in der Regel durch die Feuerverzinkung abgebildet ist [16]. Demzufolge werden die relevanten Korrosionsschutzsysteme wie galvanisch aufgebrauchte Überzugssysteme nach DIN EN ISO 4042 und nicht-elektrolytisch aufgebrauchte Zinklammellenüberzugssysteme nach DIN EN ISO 10683 in den für Schraubenverbindungen gültigen Regelwerken zur rechnerischen Auslegung nicht berücksichtigt [17, 18]. Galvanisch verzinkte und mit einem ausgewählten Zinklamellensystem beschichtete Schrauben wurden in Ermüdungsversuchen bereits verglichen [19]. Hier konnte für die Variante „Zinklamelle“ eine höhere Beanspruchbarkeit festgestellt werden.

In der industriellen Praxis werden Schrauben mit definierter Kopf- und Gewindereibung montiert, um für eine betriebssichere Montage eine reproduzierbare Vorspannkraft zu erzielen [20]. Dazu werden die unterschiedlichen Beschichtungen mit Trocken- oder Flüssigschmierstoffen versehen. Die Schmierung bestimmt nicht nur die Reibung in den Kontaktzonen, sondern hat ebenfalls einen signifikanten Einfluss auf die Beanspruchbarkeit und die Lebensdauer unter zyklischer Beanspruchung.

Versuchsergebnisse aus diversen Forschungsprojekten zeigen, dass nicht nur ein Einfluss für feuerverzinkte Bauteile durch den Korrosionsschutz auf die Ermüdungsbeanspruchbarkeit hervorgeht, sondern grundsätzlich eine Beeinträchtigung der Lebensdauer durch das Vorhandensein eines Beschichtungssystems nachweisbar ist [4, 10–14]. Daraus resultiert der Bedarf einer systematischen Untersuchung, um den Einfluss aus dem Oberflächensystem Mechanismen basiert zu begründen und den

Einfluss aus Korrosionsschutzsystem und Schmierstoff separiert zu bewerten.

## 1.1 | Grundlagen

Bei Schraubenverbindungen erfolgt die Kraftübertragung durch Kontakt zwischen Schrauben- und Muttergewinde. Die resultierende lokale Beanspruchung in der Schraube ist versagenskritisch und bestimmt den Zeitpunkt der Anrissbildung unter ermüdender Belastung. Das Ermüdungsversagen erfolgt am Ort der höchsten Spannungskonzentration, der aufgrund der erstmaligen Kraftflussumlenkung von der Schraube in die Mutter im ersten lastübertragenden Gewindegang liegt. Daraus resultiert eine inhomogene Lastverteilung über die Einschraubtiefe, bei der der erste tragende Gewindegang ca. 40% der gesamten Last überträgt [21]. Demgegenüber versagt unter quasi-statischer Last die Schraube im schwächsten Querschnitt, der nach dem Konstruktionsprinzips im freien belasteten Gewinde vorliegt [2].

Die Ermüdungsfestigkeit der Schraube, in Form einer dauerhaft ertragbaren Amplitude, wird in einem Axialschwingversuch nach DIN 969 im Schraube-Mutter-Versuch bestimmt [22]. Dazu wird die Schraube in der Regel mit einer Ausnutzung von 70% der Streckgrenze über das Prüfsystem auf eine konstante Mittellast vorgespannt und eine sinusförmige Betriebslast mit konstanter Amplitude als ermüdende Belastung überlagert. Der Versuch ist beendet, wenn die Schraube ohne Versagen eine Grenzwahrscheinlichkeit  $N_G$  erreicht (häufig 5 oder 10 Millionen) oder ein Versagen durch Bruch eintritt [22]. Die Auswahl der Prüfkraft und erforderliche Mindestanzahl der Einzelversuche sowie die statistische Auswertung ist in den Normen DIN 969 und DIN 50100 weiter beschrieben [22, 23].

Die rechnerische Abschätzung der Beanspruchbarkeit in Form der dauerhaft ertragbaren Amplitude mit 50%-iger Ausfallwahrscheinlichkeit erfolgt nach der VDI-Richtlinie 2230 für schlussvergütete Schraubengewinde ausschließlich über die Größe des Schraubendurchmessers (Gl. 1).

$$\sigma_{ASV, 50\%} = \frac{150}{d} + 45 \quad (1)$$

mit  $d$ : Nenndurchmesser der Schraube,  $\sigma_{ASV}$ : dauerhaft ertragbare Spannungsamplitude in  $N/mm^2$ .

Für eine hohe Betriebssicherheit werden hohe Vorspannkraft angestrebt, um unter Berücksichtigung von Setzeffekten und möglichen mechanischen und thermischen Betriebslasten eine ausreichend hohe Restklemmkraft zu gewährleisten.

Die Reibungszahl, das Anziehdrehmoment und die Vorspannkraft werden durch die Werkstoff- und Oberflächenpaarung sowie durch Montageparameter, wie beispielsweise der Einschraubgeschwindigkeit, beeinflusst. Um dazu unabhängig vom Anziehverfahren reproduzierbare Vorspannkraft zu erzielen, werden Schraubenverbindungen mithilfe von Schmierstoffen auf ein definiertes Reibungszahlfenster eingestellt. Nach der VDI-Richtlinie 2230 (Verein Deutscher Ingenieure) liegen die Grenzen für die Gesamtreibungszahl  $\mu_{ges}$  bei 0,08 bis 0,16 [15]. Das VDA Prüfblatt 235-101 (Verband der Automobilindustrie e.V.) schränkt die zulässige Gesamtreibungszahl weiter ein und definiert die Grenzen in dem Bereich  $\mu_{ges} = 0,09$  bis 0,14 [20].

Reibungszahlen werden im Drehmoment/Vorspannkraft-Versuch nach DIN EN ISO 16047 ermittelt [24]. Dabei wird eine Schraube-Mutter-Verbindung mit einem stetig eingeleiteten Anziehdrehmoment gegen eine Referenzunterlage vorgespannt. Für eine definierte Prüfkraft  $F_p$  erfolgt die Bestimmung der Gesamtreibungszahl und der Teilreibungszahlen für das Gewinde ( $\mu_{th}$ ) und unter Kopf ( $\mu_b$ ). Das eingeleitete Anziehdrehmoment  $M_A$  unterteilt sich in das Gewindesteigungsmoment, das Gewindevorwärtsmoment und das Kopffreibmoment (Gl. 2). Das Gewindevorwärtsmoment und das Kopffreibmoment stellen Verlustmomente dar, wohingegen das Gewindesteigungsmoment die Vorspannkraft  $F_V$  generiert.

$$M_A = F_V \cdot \left[ 0,159 \cdot P + 0,577 \cdot d_2 \cdot \mu_{th} + \frac{D_{Km}}{2} \cdot \mu_b \right] \quad (2)$$

mit  $M_A$ : Anziehdrehmoment,  $F_V$ : Vorspannkraft,  $P$ : Gewindesteigung,  $d_2$ : Flankendurchmesser,  $\mu_{th}$ : Gewindevorwärtsmoment,  $D_{Km}$ : Kopffreibdurchmesser,  $\mu_b$ : Kopffreibreibungszahl.

Je nach Prüfstandkonfiguration werden das Anziehdrehmoment und ein Teilmoment, beispielsweise das Gewindevorwärtsmoment direkt gemessen. Die Teilreibungszahl berechnet sich dann über das bei der definierten Prüfkraft gemessene Teilmoment (Gl. 3). Die fehlende dritte Größe, in diesem Beispiel das Kopffreibmoment, wird dann über den Zusammenhang zum Gesamtmoment rechnerisch bestimmt (Gl. 4) [24].

$$\mu_{th} = \frac{T_{th} - \frac{P}{2\pi}}{0,577 \cdot d_2} \quad (3)$$

$$T_b = T - T_{th} \quad (4)$$

mit  $T_{th}$ : Gewindevorwärtsmoment,  $F$ : Kraft,  $d_2$ : Flankendurchmesser,  $T_b$ : Kopffreibmoment,  $T$ : Gesamtmoment.

### 1.1.1 | Oberflächenschutzsysteme und Schmierstoffe

In der industriellen Praxis werden die Reibungszahlen durch die exakte Abstimmung von Base- und Topcoat eingestellt. Der Basecoat bildet die erste Schicht, um den Grundwerkstoff vor Korrosion zu schützen. Insbesondere in der Automobilindustrie werden neben galvanischen Überzugssystemen, aufgrund der wasserstofffreien Fertigung, nichtelektrolytisch erzeugte Zinklamellenschutzsysteme als Basecoat verwendet. Diese stellt einen schweren Korrosionsschutz für die Anwendung im Außenbereich dar. Die Salzsprühbeständigkeit ist im Laborversuch nach DIN EN ISO 9227, abhängig von der Schichtdicke, größer als 720 h [25].

Die Zinklamellenoberfläche stellt einen kathodischen Korrosionsschutz dar, bei dem das Zink mechanisch ausgegallt in einer anorganischen Bindermatrix mit der Zugabe von Aluminium in einem Tauchschleuderprozess aufgetragen wird und unter Zuführung von Temperatur der Lack in den zu beschichtenden Grundwerkstoff eingebrannt wird. Durch den Wärmeeintrag wird eine metallische Bindung zwischen den Lamellen untereinander und zwischen den Lamellen und dem zu beschichtenden Substrat erzeugt. Die mechanischen und physikalischen Eigenschaften des Grundwerkstoffes werden durch den Beschichtungsprozess nicht verändert [18].

Typische Anwendungsbeispiele für mit Zinklamellenüberzügen geschützte Bauteile stellen die Radverschraubung, Anbauteile am Fahrwerk oder auch Getriebeanbindungen in der Windkraft dar. Ausnahmen, für die aufgrund eines vorhandenen Ölbades kein Korrosionsschutz erforderlich ist, sind beispielsweise Verschraubungen im Motor- und Getrieberaum.

Der Topcoat bildet die nächste optionale Deckschicht auf dem Basecoat und kann sowohl die Aufgabe eines höheren Korrosionsschutzes erfüllen, als auch eine schmierende Wirkung einnehmen. Für Verschraubungen gibt es Anwendungen mit in den Topcoat integriertem Schmiermittel oder zusätzlich vor der Montage aufgetragener Schmierung. Die Kontaktpartner Schraube- und Muttergewinde bilden mit dem Schmierstoff ein tribologisches System. Für die Erstmontage erfüllt die Schmierung die Funktion definierter und konstanter Reibungsbedingungen, mit dem Ziel, auch für eine Vielzahl von Fügestellen, ein reproduzierbares Vorspannkraftniveau unter festgelegten Montageparametern sicherzustellen. Schraubentypisch werden für die Reibungszahleinstellung folgende Schmierstoffgruppen eingesetzt:

- Öle,
- Fette,
- Gleitlacke.

Im Betrieb erfüllt die Schmierung zusätzlich die Funktion der Verschleißminimierung im Gewindekontakt, wo durch lastinduzierte Relativbewegungen oder Umgebungseinflüsse Korrosions- und Verschleißerscheinungen auftreten können. Eine weitere Anforderung ist die Langzeitbeständigkeit, um die Lösbarkeit der Verbindung für den Austausch von Komponenten oder für den Reparaturfall sicherzustellen.

Die Auswahl der Schmierung erfolgt spezifisch und in Abhängigkeit der Anforderungen des Anwendungsfalles. Umgebungsmedien, Temperaturen und statisch oder zyklische Betriebslasten stellen unterschiedlichste Randbedingungen dar.

**Schmieröle** sind hochsiedende Gemische aus Kohlenwasserstoffen, die mit Schmierstoffadditiven versetzt werden. Das Gemisch besteht durchschnittlich aus 90 % Grundöl und 10 % chemischer Additive [26]. Für Schraubenverbindungen werden in der Praxis sehr gut benetzende Korrosionsschutzöle eingesetzt, die die Schraubenoberfläche vollständig abdecken. Dazu werden entweder phosphatierte Oberflächen erzeugt, die als Trägermaterial für das Öl wirken oder es wird eine vergütungsschwarze Oberfläche erzeugt, in dem die Schrauben nach dem Anlassen in vorgewärmtes Öl eingetaucht werden und sich das Öl in die Oberfläche der Schraube einbrennt. Die Funktion des Öls besteht neben der schmierenden Wirkung und der Aufgabe des Korrosionsschutzes darin, das Eindringen von Wasser zu unterbinden. Für Schmieröle stellt daher die Viskosität eine charakteristische Eigenschaft dar. Die Viskosität beschreibt nicht nur Kriechfähigkeit des Mediums, sondern auch die innere Reibung der Schmierung selbst.

**Schmierfette** bestehen aus einem in Seife eingedicktem Gemisch aus Schmieröl und Schmierstoffadditiven. Die Seife dient in der Regel als faserförmiges Gerüst, das das Schmieröl umschließt. Schraubentypische Anwendungsbeispiele sind Verbindungen im Großmaschinenbau, beispielsweise im Kranbau wo eine häufige Montage und Demontage auftreten kann.

Die Gruppe der **Gleitlacke** charakterisiert zumeist ein organisches Bindemittel mit verschiedenen Festschmierstoffen. Molybdändisulfid ( $\text{MoS}_2$ ) oder Polytetrafluorethylen (PTFE) sind die am häufigsten verwendeten Additive. Um den Gleitlack im flüssigen Aggregatzustand applizieren zu können, werden Lösungsmittel verwendet, die nach dem Auftragen verdampfen [26].

Der Einfluss der Gewindereibung sowie die Eigenschaften des Schmierstoffs als Einfluss auf die Schraubenbeanspruchung sind in der Lebensdauerbetrachtung bisher unberücksichtigt und sollen im Folgenden weiter betrachtet werden.

## 1.2 | Bearbeitungskonzept

Im IGF-Vorhaben 20412 wird aktuell der Einfluss von zinkbasierten Korrosionsschutzsystemen auf die Ermüdungsbeanspruchbarkeit von Schraubenverbindungen untersucht. Mit dem Ziel darüber hinaus den Schmierstoffeinfluss für die Schraubenauslegung zu berücksichtigen, werden für einen ausgewählten Base-coat unterschiedliche Schmierstoffe ausgewählt und systematisch im Ermüdungsversuch gegenübergestellt, Bild 1. Das gesamte Bearbeitungskonzept basiert auf den zentral stehenden Ermüdungsversuchen, die begleitet von unterstützenden Methoden zur Anrissdetektion und zur Bewertung der Schädigungsentwicklung durchgeführt werden. Die dazu entwickelte Messtechnik umfasst beispielsweise die Frequenzanalyse, die Potentialmessung oder das Heat-Tinting-Verfahren. Der vorliegende Beitrag befasst sich mit dem ersten Schwerpunkt, in dem der Einfluss auf die Ermüdungsbeanspruchbarkeit durch die Auswahl des Schmierstoffes separiert vom Einfluss des Korrosionsschutzsystems untersucht wird.

Ziel dieser Untersuchung ist die Bestimmung des Schmierstoffeinflusses auf den Anrisszeitpunkt und das Rissfortschrittsverhalten bis zum Lebensdauerende, das durch das Versagen durch Bruch erreicht wird. Dazu werden systematisch an einer Beispielverbindung folgende Untersuchungen durchgeführt:

- Einschraubversuche nach DIN EN ISO 16047, mit dem Ziel die Gewindereibungszahl für ausgewählte Schmierstoffe zu bestimmen;
- Experimentelle Ermittlung der Lebensdauer im Ermüdungsversuch, mit der durch geeignete Messtechnik ermöglichten Identifizierung von Anrisszeitpunkt und Rissfortschrittsphase;
- Bruchflächenanalyse, mit den Methoden der Werkstoffanalytik.

Auf Basis der experimentellen Versuchsergebnisse wird mittels der Frequenzanalyse und dem Heat-Tinting-Verfahren ein Anrisskriterium definiert und für die untersuchten Schmierstoffsysteme der Anrisszeitpunkt verglichen.

## 2 | EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN

Die Ermüdungsversuche werden auf einem Hochfrequenzresonanzprüfsystem als Schraube-Mutter-Verbindung durchgeführt. Die Verbindung wird axial auf eine definierte Mittellast  $F_m$  ( $F_m = 0,4 \cdot F_{0,2}$ , mit  $F_{0,2}$  als Kraft an der Streckgrenze) vorgespannt, welche durch die Regelung des Prüfsystems während der Versuchsführung konstant gehalten wird. Als ermüdende Betriebskraft wird eine sinusförmig verlaufende Kraft mit konstanter

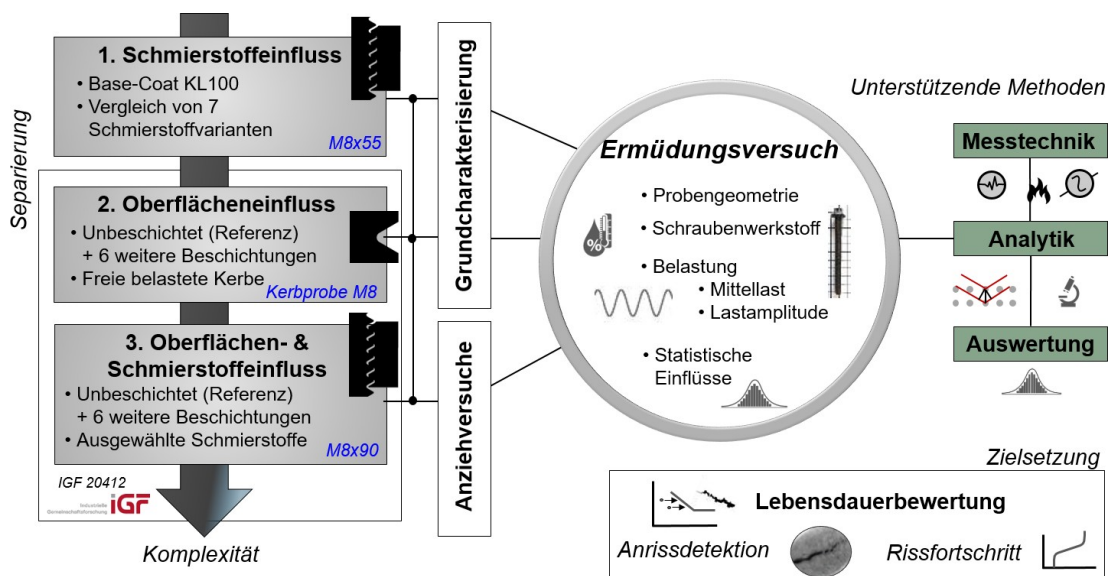


BILD 1 Bearbeitungskonzept – Systematisches Untersuchungsprogramm.

FIGURE 1 Concept – Systematical investigation program.

### Axialer Schwingversuch unter konstanter Mittellast

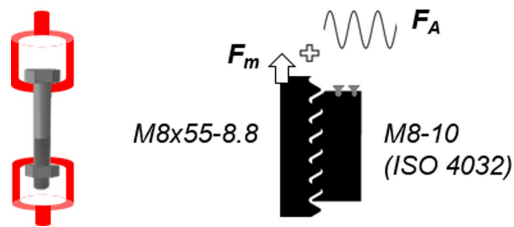


BILD 2 Aufbau des Axialschwingversuchs mit Mittellast  $F_m$  und Betriebslast  $F_A$ .

FIGURE 2 Test set-up of axial fatigue test with pre-load  $F_m$  and load amplitude  $F_A$ .

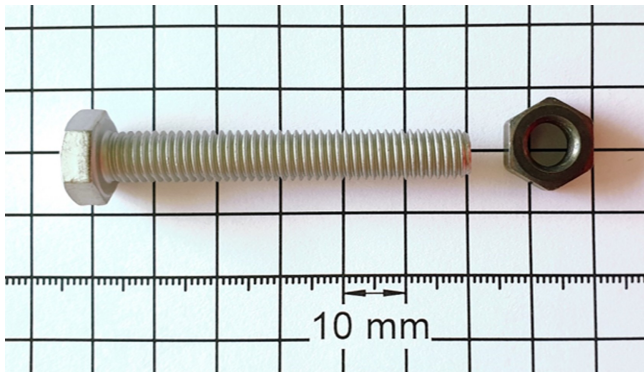


BILD 3 Schraube M8×55-8.8 und ISO-4032 Mutter M8-10.

FIGURE 3 Screw M8×55-8.8 and ISO-4032 nut M8-10.

Amplitude  $F_A$  überlagert, Bild 2. Die Versuchsdurchführung erfolgt nach der Spezifikation DIN 969 [22].

## 2.1 | Prüfgut und Schmierstoffauswahl

Um den Schmierstoffeinfluss zu bewerten wird exemplarisch eine Schraube M8×55 in der Festigkeitsklasse 8.8 mit dem Basecoat KL100 ausgewählt, die im Ermüdungsversuch mit einer Stahlmutter M8-10 kombiniert wird, Bild 3. Diese anwendungsorientiert ausgewählte Zinkamellenbeschichtung wird mit verschiedenen Topcoats versehen. Es werden folgende Schmierstoffsysteme betrachtet:

1. Ohne Schmierung (Referenz)
2. Silikatische Versiegelung mit integriertem Schmiermittel VH351 GZ
3. Öl, Castrol Rustilo 66VCI
4. Gleitlack, DF 977S (microGLEIT®)
5. Gleitlack, LS 855S (microGLEIT®)
6. Fett, LP 475 (microGLEIT®)
7. Fett, LP 410 (microGLEIT®)

Die Referenz für alle weiteren Untersuchungen bildet die 1. Variante ohne Schmierung. Die silikatische Versiegelung mit integriertem Schmiermittel ist die für Zinklamellenbeschichtung übliche Kombination aus Base- und Topcoat. Der Topcoat stellt einen zu Zinklamellenbeschichtung zusätzlichen passiven Korrosionsschutz dar und enthält in die Siliziumstruktur des Binders starr integrierte Trockenschmierstoffe, wie beispielsweise Polytetrafluorethylen (PTFE). Die Schichtstärke beträgt ca. 2  $\mu\text{m}$ .

Das Korrosionsschutzöl Castrol Rustilo 66VCI ist ein oxidationsbeständiges und lösemittelfreies Öl, das einen dünnen vollständig das Gewinde abdeckenden Schmierfilm bildet. Die homogene Benetzung wird durch Eintauchen erzeugt. Die resultierende Ölfilmstärke beträgt ca. 2  $\mu\text{m}$ .

Die ausgewählten Gleitlackssysteme enthalten entweder weiße Festschmierstoffe (DF 977S) oder metallische Festschmierstoffe wie Molybdändisulfid  $\text{MoS}_2$  (LS 855S). Der Gleitlack DF 977S bildet einen trockenen, kaum sichtbaren Trockengleitfilm und wird als Spray aufgetragen. Es entsteht ein Gleitfilm mit einer Schichtstärke von 0,5  $\mu\text{m}$  bis 3,0  $\mu\text{m}$ .

Der Gleitlack LS 855 S wird ebenso als Spray aufgetragen und härtet bei Raumtemperatur nach dem Verdampfen des Lösungsmittels aus. Es entsteht ein grau-schwarzer Gleitlackfilm mit einer Schichtstärke von ca. 3  $\mu\text{m}$ . Gegenüber dem Gleitlack DF 977S sind die Festschmierstoffe stärker in der anorganischen Bindermatrix verankert.

Weitere Schmierstoffvarianten bilden die ausgewählten Fette LP 475 und LP 410. LP410 ist die klassische molybdändisulfidhaltige Montagepaste auf Basis eines Mineralöls und einer Kombination von Festschmierstoffen. Das Fett kennzeichnet eine hohe Druckbeständigkeit und einen Temperatureinsatzbereich bis 450 °C. Das Fett LP 475 basiert auf einem Gemisch aus Syntheseöl und Festschmierstoffen. Es wird bei Hochtemperaturanwendungen bis 1200 °C eingesetzt. Beispielanwendungen sind Turbinenbolzen, Abgas- oder Heizungsanlagen. Die Fette werden vor der Montage auf das Schraubengewinde per Pinsel aufgetragen und erzeugen eine wirkungsvolle Trennschicht zum Muttergewinde

## 2.2 | Anziehversuche nach DIN EN ISO 16047

Die Einschraubversuche werden an einem Anziehprüfstand des Herstellers Schatz bei der Firma Dörken Coating GmbH & Co. KG durchgeführt, der für den Drehmoment-/Vorspannkraft-Versuch nach DIN EN ISO 16047 konzipiert ist [24]. Ziel der Versuche ist die Bestimmung der Reibungszahlen für den Vergleich der ausgewählten

Schmierstoffe. In Hinblick auf die durchzuführenden Ermüdungsversuche, bei denen die Vorspannkraft als konstante Mittellast über das Prüfsystem geregelt wird, ist deshalb besonders die Teilreibungszahl im Gewinde von Interesse, da darüber die lokalen Beanspruchungen in der Schraube beeinflusst werden. Die Einschraubdrehzahl  $n$  beträgt  $10 \text{ min}^{-1}$ , die Gegenlage bildet eine durchgehärtete Stahlscheibe vom Typ HH (hardness high) [24]. Die Verschraubung erfolgt in eine Stahl-Mutter DIN EN ISO 4032 M8-10 [27]. Für die verschiedenen Schmierstoffe werden jeweils fünf Montageversuche durchgeführt und der Drehmoment-Drehwinkelverlauf gemessen, Bild 4. Die Bestimmung der Gewindereibungszahl erfolgt bei der Kraft  $F = 0,75 \cdot F_p$  [28]. Der Vergleich der Schmierstoffe zeigt ausgeprägte Unterschiede in der Gewindereibungszahl, Bild 5.

Die reine Zinklamelle ohne Schmierung führt zur größten Gewindereibungszahl,  $\mu_{th, KL100} = 0,200 \pm 0,012$ . Die silikatische Versiegelung mit in den Topcoat integriertem Gleitmittelzusatz führt zur geringsten Gewindereibungszahl und weist gleichzeitig die geringste Streuung der Messwerte auf,  $\mu_{th, Versiegelung \text{ mit GZ}} = 0,085 \pm 0,007$ .

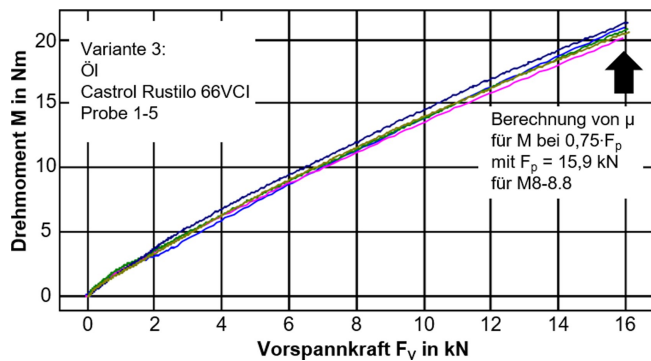


BILD 4 Drehmoment-Vorspannkraft-Verlauf am Beispiel Castrol Rustilo 66VCI.

FIGURE 4 Torque-Clamp Force plot for Castrol Rustilo 66VCI.

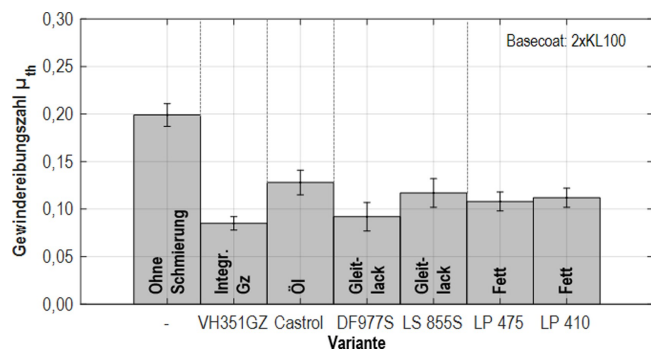


BILD 5 Gewindereibungszahlen für verschiedene Schmierstoffe.

FIGURE 5 Thread friction coefficients for different lubricants.

Die Gleitlacke und Fette sortieren sich für diesen Vergleich im mittleren Reibungszahlfenster ein, wobei die molybdändisulfidhaltigen ( $\text{MoS}_2$ ) Schmierstoffe tendenziell höhere Reibungszahlen aufweisen. Die Flüssigschmierung, die hier durch das Öl Castrol Rustilo 66VCI dargestellt ist, hat mit  $\mu_{th, \text{öl}} = 0,130 \pm 0,013$  schlechtere Schmierungseigenschaften im Anziehversuch als die Trockenschmierstoffe und Fette. Für die Ermüdungsversuche wird bewertet, wie sich die Gewindereibung auf die Beanspruchbarkeit in Form der Anrissbildung und der Rissfortschrittsphase bis zum Bruchereignis auswirkt.

### 2.3 | Ermüdungsversuche

Die Bestimmung der dauerhaft ertragbaren Beanspruchbarkeit nach DIN 969 [22] erfordert einen sehr großen experimentellen Aufwand. Um den Prüfumfang zu reduzieren und dennoch eine statistische Betrachtung für den Vergleich des ausgewählten Schmierstoffportfolios vornehmen zu können, erfolgt die Prüfung von jeweils fünf Einzelversuchen auf drei ausgewählten Lastniveaus, oberhalb der dauerhaft ertragbaren Beanspruchbarkeit. Die Beanspruchungsamplitude wird in dem Bereich von  $\approx 1,24 - 2,14 \cdot \sigma_{ASV,50\%}$  gewählt. Dadurch ergeben sich in Abhängigkeit der Schmierung Bruchlastspielzahlen im oberen Zeitfestigkeitsbereich ( $N_b \approx 50.000$ ) bis in den Übergangsbereich, in dem Proben ohne Bruchereignis die hier festgelegte Grenzwahrschwingzahl von  $N_G = 5 \times 10^6$  erreichen. Die Einzelversuchsergebnisse und die 50%-Regressionsgeraden durch die Mittelwerte der jeweils drei geprüften Lasthorizonte werden als Wöhlerdiagramm dargestellt,

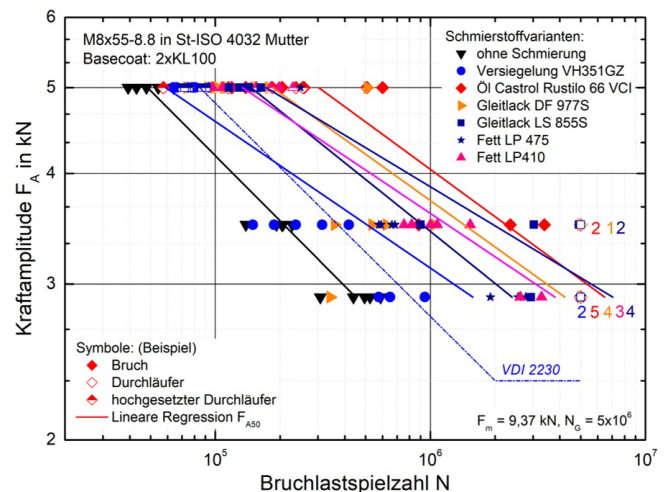


BILD 6 Ermüdungsversuche für  $M8 \times 55-8.8$  für ausgewählte Schmierstoffvarianten und dem Basecoat KL100.

FIGURE 6 Fatigue tests for  $M8 \times 55-8.8$  with basecoat KL100 for different lubricants.

Bild 6. Der Vergleich der Bruchlastspielzahlen zeigt, dass die Schraubenverbindung in Abhängigkeit von der Wahl des Schmierstoffs in einem sehr großen Schwingzahlbereich versagen kann. Die Schmierung im Gewindekontakt beeinflusst folglich die Lebensdauer, wie auch die Beanspruchbarkeit signifikant. Im Vergleich ergibt sich ohne Schmierung die geringste Lebensdauer, die durch das Versagen durch Bruch gekennzeichnet ist. Unabhängig von der Art der Schmierung erfolgt das Versagen mit Gewindefschmierung bei höheren Bruchlastspielzahlen. Die geringste Verbesserung erzielt die Versiegelung mit in den Topcoat integrierten Gleitmittelzusatz. Hier sind Festschmierstoffe starr in die glasharte dünne Versiegelung verankert, was bei der einmaligen Montage im Drehmoment-Vorspannkraft-Versuch zu einer sehr geringen Gewindereibung führte. Im Vergleich zeigen mit Gleitlacken und Fettschmierstoffen geschmierte Schrauben trotz etwas höherer Gewindereibung im Montageversuch signifikant höhere Lebensdauern. In Abhängigkeit vom Beanspruchungsniveau ergeben sich fünf- bis 17-fach höhere Lebensdauern gegenüber der ungeschmierten Schraube mit Zinkklammellenüberzug.

Die geölte Variante, mit hoher Kriechfähigkeit des Schmierstoffs, zeigt durch die Schmierung nicht nur eine Verschiebung zu höheren Bruchlastspielzahlen, sondern auch einen Anstieg der Ermüdungsbeanspruchbarkeit. Für das kleinste Prüflastniveau mit  $F_A = 2,9$  kN erreichen für diese Variante fünf von fünf Proben die Grenzwinkelzahl  $N_G$ . Anhand metallografischer Schlibfbilder konnten bei der geölte Variante Anrisse in mehreren Gewindengängen beobachtet werden, Bild 7. Mit einsetzendem Rissfortschritt im ersten tragenden Gewindengang wird dieser entlastet, wodurch sich die Lastverteilung verändert und folglich die lokale Beanspruchung in den darauffolgenden Gewindengängen größer wird.

Für die Erklärung der verlängerten Lebensdauer und der erhöhten Beanspruchbarkeit werden zwei Hypothesen aufgestellt, Bild 8. Durch die Lastübertragung über den

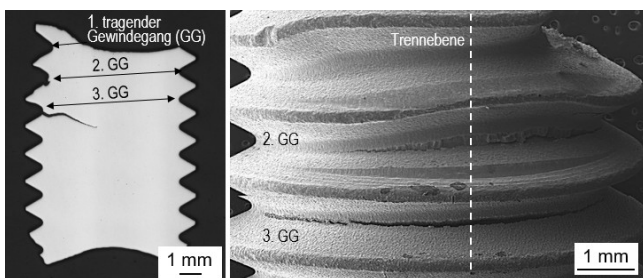


BILD 7 Metalllografisches Schlibfbild der geölte Variante mit Anrissen in mehreren Gewindengängen und makroskopische REM-Detailansicht.

FIGURE 7 Cross-section of the oiled variant with multiple cracks in different threads and macroscopic detailed SEM view.

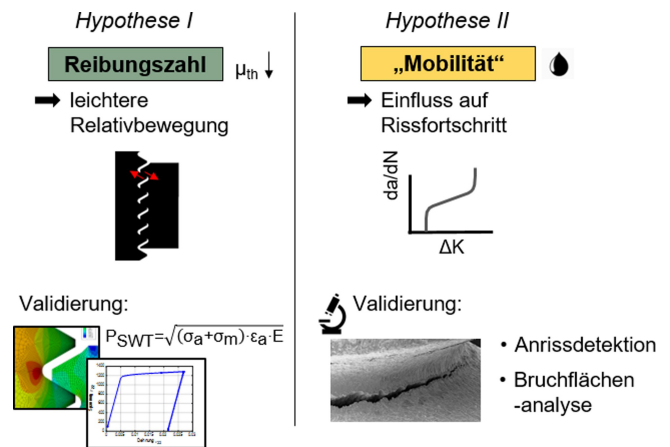


BILD 8 Hypothesen zur Erklärung der verlängerten Lebensdauer und der erhöhten Beanspruchbarkeit durch den Schmierstoffeinfluss unter Ermüdungsbelastung.

FIGURE 8 Hypotheses to explain the enhancement in lifetime and fatigue strength due to the influence of lubricant systems under fatigue load.

60°-Flankenwinkel des metrischen Gewindes resultiert aufgrund der wechselnden Richtung der Betriebslast eine zyklische Radialkraft im Gewindekontakt. Diese führt zu einer permanenten Wechselbewegung zwischen Schrauben- und Mutterngewinde. Die Hypothese I beruht auf der Annahme, dass eine niedrigere Gewindereibung eine Relativbewegung zwischen Schrauben- und Mutterngewinde in Form eines Wechselgleitens leichter ermöglicht und damit die lokale Beanspruchung und den Anrisszeitpunkt beeinflusst. Die Validierung dieser Hypothese erfolgte über die numerische Berechnung der lokalen Beanspruchung für die Schraube-Mutter-Verbindung für eine zyklische Belastung, Bild 9. Es wurde die Auswirkung unterschiedlicher Gewindereibungszahlen auf die lokale Spannungs-Dehnungs-Hysterese an der höchstbeanspruchten Stelle, im ersten tragenden Gewindengang des Schraubengewindes, bewertet. Die Schädigungsbewertung erfolgte anhand des Parameters  $P_{SWT}$  nach Smith, Watson und Topper [29]. Nach dem örtlichen Konzept wird die berechnete lokale Beanspruchung mit der Beanspruchbarkeit von glatten Werkstoffproben verglichen, die bei einem Spannungsverhältnis von  $R = -1$  bestimmt wird. Schraubenverbindungen haben aufgrund der für die Betriebssicherheit erforderlichen Vorspannkraft eine Mittelspannung, der die Betriebsspannung überlagert wird. Deshalb erfolgt hier die Mittelspannungskorrektur nach Bergmann, die die Lage der örtlichen Hysterese berücksichtigt und dadurch die starke Mittellastabhängigkeit von  $P_{SWT}$  reduziert [30]. Die Berechnung der Anrisschwinkelzahlen erfolgte durch Gegenüberstellung der berechneten lokalen Schädigung mit Dehnungswöhlerlinien. Die numerische Berechnung bestätigt die Hypothese, dass eine reduzierte



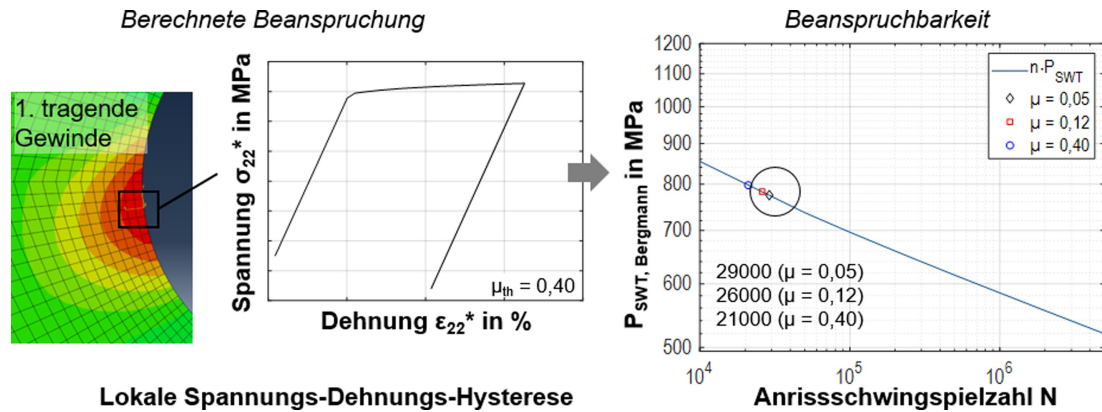


BILD 9 Berechnete lokale Spannungs-Dehnungs-Hysterese und ermittelte Anrisschwingspielzahl für unterschiedliche Gewindereibung.

FIGURE 9 Local stress-strain hysteresis and determined cracking load cycles for different thread friction coefficients.

Gewindereibung in der Kontaktfläche die lokale Beanspruchung reduziert und den Anrisszeitpunkt zu höheren Lastspielzahlen verschiebt. Für die Bewertung der Lebensdauer bis zum Bruchereignis ist eine Rissfortschrittsbetrachtung notwendig.

Die Hypothese II beruht auf der Annahme einer verlängerten Rissfortschrittsphase, die durch die Mobilität des Schmierstoffes eintritt. Ein kriechfähiger Schmierstoff, wie beispielsweise das ausgewählte Öl, setzt sich durch Kapillarwirkung an die Rissfront und kann sowohl Riss-schließeffekte begünstigen sowie den lokalen Schwellenwert verändern, der für einen wachstumsfähigen Riss erforderlich ist. Die Validierung dieses Erklärungsansatzes erfolgte durch die Detektion der Anrisszeitpunkte. Die Länge der Rissfortschrittsphase definiert sich aus der Differenz von Bruchlastspielzahl und Anrisschwingspielzahl. Dazu wurde eine Methodik abgeleitet, die anhand der Frequenzänderung des Prüfsystems eine direkte Zuordnung der bereits eingetretenen Schädigung über die Rissfläche ermöglicht. Das Resonanzprüfsystem stellt vereinfacht als Ersatzmodell einen Einmassenschwinger dar. Durch Aufstellen der Bewegungsgleichung für dieses schwingungsfähige System (Gl. 5), ergibt sich mit dem Lösungsansatz einer harmonischen Sinusschwingung (Gl. 6–8), aus der Differentialgleichung der Zusammenhang, dass die Frequenz gleich der Wurzel aus der Steifigkeit geteilt durch die Masse des Systems ist (Gl. 9).

$$m \cdot \ddot{s} + c \cdot \dot{s}(t) = 0 \quad (5)$$

$$s(t) = a \cdot \sin(\omega_o \cdot t) \quad (6)$$

$$\dot{s}(t) = a \cdot \omega_o \cdot \cos(\omega_o \cdot t) \quad (7)$$

$$\ddot{s}(t) = -a \cdot \omega_o^2 \cdot \sin(\omega_o \cdot t) \quad (8)$$

$$\text{mit } \omega_o = 2 \cdot \pi \cdot f \rightarrow f \propto \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (9)$$

mit  $m$ : Masse,  $c$ : Federsteifigkeit,  $a$ : Konstante, “ $\omega$ ” – “ $o$ ”: Kreisfrequenz,  $t$ : Zeit,  $s$ : Weg.

Die Ermüdungsbelastung führt im Schraubenwerkstoff zu einer Anrissbildung, die aus Versetzungsbewegungen und folgender Oberflächenaufrauung durch die Bildung von Intrusionen und Extrusionen hervorgeht. Bei Schraubenverbindungen sind vorwiegend im ersten tragenden Gewindegang der Schraube mehrere Anrissorte, die über den Umfang verteilt sind und mit zunehmendem Rissfortschritt zu einer Bruchfläche zusammenwachsen. Mit fortschreitendem Risswachstum vergrößert sich die Nachgiebigkeit der Schraube, was einer Steifigkeitsreduktion entspricht. Demzufolge resultiert aus der einsetzenden Schädigung ein Frequenzabfall, der hier als Bewertungsmaß für die Anrissdefinition verwendet wird. Exemplarisch sind für die Variante ohne Schmierung für die Belastungsamplitude  $F_A = 5 \text{ kN}$  fünf Einzelverläufe der Frequenz über der Schwingenspielzahl dargestellt, Bild 10. Zusätzlich ist eine Masterkurve als Mittelwert der Einzelversuche abgeleitet und der Beginn des kontinuierlichen Frequenzabfalls für diese Kurve beispielhaft dargestellt. Die zentrale Fragestellung beschreibt die Definition des Schädigungsbeginns. Beispielsweise kann der Beginn des kontinuierlichen Frequenzabfalls oder eine kritische Frequenzänderungsrate als Anrisskriterium definiert werden. Mit zunehmendem Rissfortschritt fällt die Frequenz schneller ab, bis zu einem instabilen Verhalten das durch den Eintritt des Bruchversagens abschließt.

Zur Festlegung eines Anrisskriteriums wurden Versuche bei unterschiedlichem Frequenzabfall angehalten und dann die bereits geschädigte Fläche mittels Heat-Tinting markiert, Bild 11. Das Heat-Tinting beschreibt eine

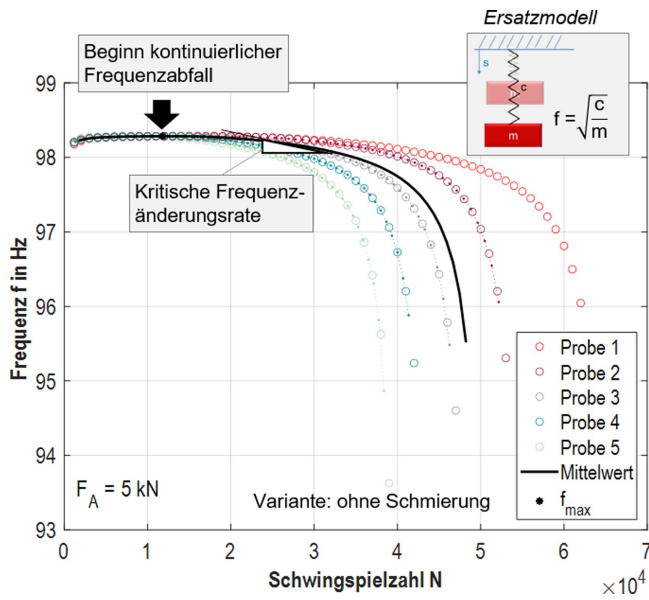


BILD 10 Frequenz-Schwingspielzahl Verläufe der Ermüdungsversuche für die Variante ohne Schmierung.

FIGURE 10 Frequency-load cycle curves derived from fatigue test for the samples without lubrication.

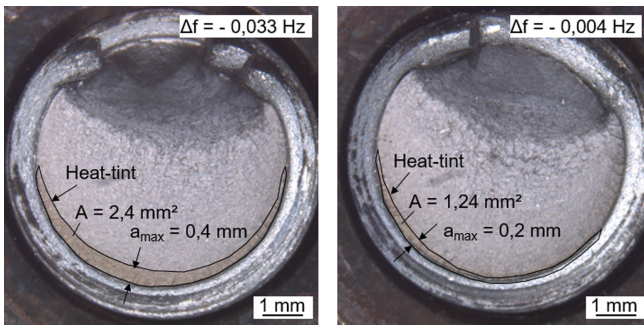


BILD 11 Exemplarische Darstellung für zwei mit Heat-Tint markierte Bruchflächen bei unterschiedlich starkem Frequenzabfall.

FIGURE 11 Exemplary illustration of two heat-tinted fracture surfaces interrupted at different drops in frequency.

Markierung der Rissfläche durch temperaturspezifische Anlassfarben des Stahls. Dazu wird die angerissene Schraube im verbauten Zustand (Mittellast  $F_m = \text{konst.}$ ) erwärmt und durch das Oxidieren der Rissoberfläche die bereits geschädigte Fläche farblich markiert. Durch nachträgliches Ausmessen der Bruchfläche kann über dieses Vorgehen dem Frequenzabfall eine Rissfläche bzw. Risstiefe direkt zugeordnet werden. Je größer der Frequenzabfall ist, desto größer ist die durch den Heat-Tint markierte Rissfläche. Über eine Vielzahl von Versuchen kann eine Korrelation zwischen Risstiefe und Rissfläche mit dem Frequenzverhalten abgeleitet werden. Es zeigt sich, dass für einen definierten Frequenzabfall unterschiedliche maximale Risstiefen ergeben, was auf die Vielzahl unterschiedlicher

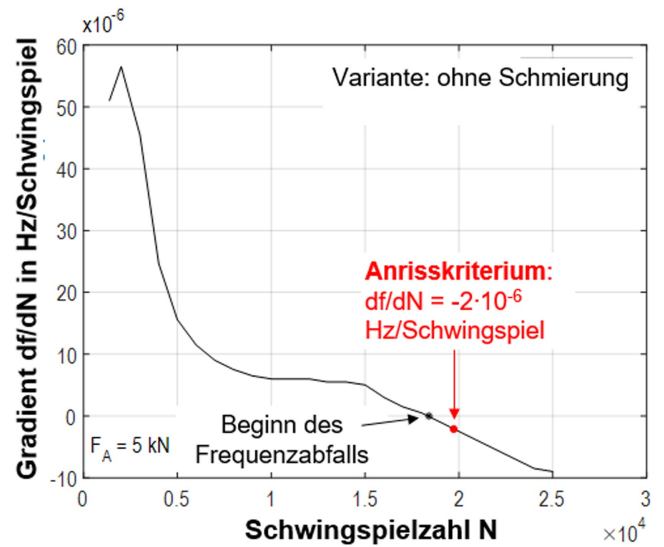


BILD 12 Definition des Anrisskriteriums über eine kritische Frequenzänderungsrate.

FIGURE 12 Definition of crack initiation criterium by a critical frequency-load cycle ratio.

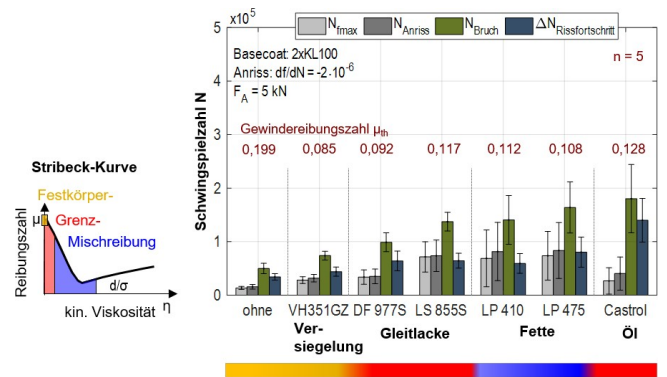


BILD 13 Beginn des Frequenzabfalls, Anriss-, Rissfortschritts- und Bruchlastspielzahl für den Schmierstoffvergleich und systematische Stribeck-Kurve.

FIGURE 13 Start of frequency drop, crack initiation, crack propagation and number of cycles to failure by fracture and systematic Stribeck curve.

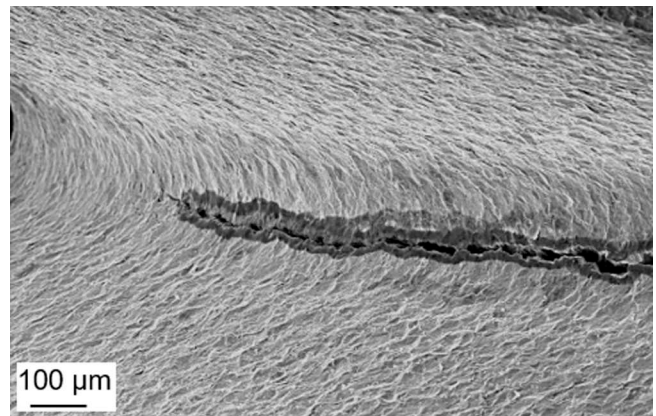
Anrissorte und der dort jeweilig lokalen Beanspruchung zurückzuführen ist. Die systematische Analyse der Frequenzänderung  $df/dN$  zeigt, dass sich für eine definierte Frequenzänderungsrate eine reproduzierbare Größe der Rissfläche zuordnen lässt.

Das hier gewählte lastabhängige Anrisskriterium ist durch die Frequenzänderung  $df/dN = -2 \cdot 10^{-6}$  Hz/Schwingspiel definiert, Bild 12.

Unter Berücksichtigung dieser Methodik wird der Vergleich der Schwingspielzahlen für den Beginn des kontinuierlichen Frequenzabfalls, des Anrisses, der Rissfortschrittsschwingspielzahl und zusätzlich der Bruchlastspielzahl für die untersuchten

Schmierstoffvarianten gegenübergestellt, Bild 13. Durch die Schmierung des Gewindes lässt sich unabhängig von der Art des Schmierstoffes ableiten, dass nicht nur die Bruchlastspielzahl zu höheren Schwingspielen verschoben ist, sondern auch der Zeitpunkt des Anrisses später stattfindet als ohne Schmierung. Die Berücksichtigung der im Drehmoment-/Vorspannkraftversuch ermittelten Gewindereibungszahlen lässt keine Schlussfolgerung zu, dass die niedrigste Gewindereibungszahl zum spätesten Anrisszeitpunkt führt. Die aus der zyklischen Belastung hervorgehende Relativbewegung bedingt eine differenziertere Betrachtung von Hypothese I und von der experimentellen Bestimmung der Reibungszahl. Das vereinfachte Wechselgleiten zwischen Schrauben- und Mutterngewinde durch eine niedrigere Gewindereibungszahl bedarf einer Charakterisierung der Beständigkeit der Reibungsbedingungen. Gegenüber dem einmaligen Anzug der Schraubenverbindung im Normversuch nach DIN EN ISO 16047 stellen die Wiederholmontage oder Schwing-Reib-Verschleißversuch Ansätze dar, um die Reibungsbedingungen für eine zyklische Beanspruchung zu charakterisieren. Eine Möglichkeit zur Einteilung der Reibungszustände ist durch die Stribeck-Kurve gegeben [26], Bild 13. Die Stribeck-Kurve unterteilt für den Vergleich von Reibungszahl  $\mu$  zu kinematischer Viskosität  $\eta$  in die Bereiche Festkörper-, Grenz- und Mischreibung bis hin zur hydrodynamischen Reibung. Die Variante ohne Schmierung und die Versiegelung mit in den Topcoat integrierten Schmiermittel befinden sich im Bereich der Festkörperreibung. Bei Festkörperreibung stehen die Kontaktpartner in unmittelbarem Kontakt. Die Ausprägung der Versiegelung ist sehr dünn und das starr verankerte Gleitmittel bildet keinen homogenen Film an der Oberfläche. Durch den einsetzenden Verschleiß infolge der initialen Montage und durch die Relativbewegung ist deshalb ein unmittelbarer Kontakt zwischen Schrauben- und Mutterngewinde gegeben. Die Gleitlackssysteme und das Schmieröl befinden sich in der Grenzreibung, wo die Oberflächen mit einem molekularen Grenzfilm bedeckt sind und mit dem Mutterngewinde in Kontakt treten. Bei den mit Fett geschmierten Varianten liegt durch die stärker ausgeprägte Schmierfilmdicke lokal eine bereichsweise Trennung der Kontaktpartner vor. Daraus ergibt sich eine Zuordnung in den Bereich der Mischreibung. Grundsätzlich besteht eine Abhängigkeit zur Schmierfilmdicke  $d$  und der Rauheit  $\sigma$  [26]. Die Zuordnung der Reibungszustände stellen Erklärungsansätze dar, die die unterschiedlichen Anrisszeitpunkte auf die verschiedenen Charakteristiken der Schmierstoff zurückführen können. Die Streuung der Anrisschwingspielzahlen ist für die Schmierung mit Gleitlacken, Fetten oder dem Öl signifikant größer als ohne Schmierung oder für die Variante mit

Versiegelung. Da die Applikation der Schmierung für diese Varianten manuell erfolgt, ist eine Variation der resultierenden Schmierfilmdicke nicht auszuschließen und muss weiter charakterisiert werden. Eine weitere Validierung von der Beständigkeit der Schmierungseigenschaften erfolgt in Form der experimentellen Überprüfung der Reibungszustände unter und nach zyklischer Belastung. Anhand der unterschiedlichen Anrisszeitpunkte und der experimentell ermittelten Bruchlastspielzahlen kann über die Differenz dieser Größen die Länge der Rissfortschrittsdauer bewertet werden. Im Vergleich der untersuchten Schmierstoffvarianten zeigt sich für geölte Schrauben, dass der Rissfortschritt am langsamsten ist und die Phase von dem Zeitpunkt des Anrisses bis zum Bruch am längsten ausgeprägt ist. Die Hypothese II ist dadurch bestätigt, dass durch die Mobilität des Schmierstoffes ein Einfluss auf das Rissfortschrittsverhalten gegeben ist. Die Verlängerung der Rissfortschrittsdauer ist für die Versiegelung mit in den Topcoat integriertem Gleitmittel geringfügig verbessert, was auf die geringe Mobilität der Schmierung zurückzuführen ist. Für Gleitlacke und Fette ergibt sich demgegenüber eine verlängerte Rissfortschrittsphase, wobei die Kriechfähigkeit der Schmierung gegenüber dem Schmieröl geringer ist und daher auch die Verlängerung der Rissfortschrittsphase entsprechend geringer ausgeprägt ist. Die Theorie, dass das kriechfähige Öl sich durch die einsetzende Kapillarwirkung mit entstehendem Riss an die Rissfront setzt, konnte mit den Methoden der Werkstoffanalytik, wie beispielsweise dem Rasterelektronenmikroskop (REM), nachgewiesen werden, Bild 14. Via energiedispersiver Funkenspektalanalyse kann ein erhöhter Kohlenstoffgehalt an der Rissfront und zwischen den Rissufern nachgewiesen werden. Die



**BILD 14** Dunkler Belag an den Rissufern und innerhalb des geöffneten Risses.

**FIGURE 14** Dark covered surface on the crack edges and inside the opened crack.

optische Verfärbung und der erhöhte C-Gehalt sind ein Nachweis für die Präsenz des Öls.

### 3 | ZUSAMMENFASSUNG UND DISKUSSION

Um den Einfluss von Korrosionsschutzschicht und Schmierung separiert zu bewerten wurde in dieser Arbeit eine Schraube M8×55-8.8 mit nicht-elektrolytisch aufgebracht Zinklamellenbeschichtung ausgewählt [18] und mit einer Auswahl unterschiedlicher Schmierstoffe im Ermüdungsversuch untersucht. Die referenzbildende Variante ohne Schmierung wurde verglichen mit einer Versiegelung mit in den Topcoat integrierter Schmierung, zwei Gleitlacksystemen, zwei Schmierfetten und einem Schmieröl.

Zur Eingangscharakterisierung wurden für die ausgewählten Varianten im Drehmoment/Vorspannkraft-Versuch nach DIN EN ISO 16047 [24] Gewindereibungszahlen bestimmt. Diese liegen in dem Bereich von  $\mu_{th}=0,085$  (Versiegelung) bis  $\mu_{th}=0,200$  (ohne Schmierung). Anschließend erfolgte eine Bewertung der Beanspruchbarkeit unter ermüdender Last im axialen Schwingversuch nach DIN 969 [22]. Dazu wurden die mit unterschiedlicher Schmierung versehenen Schrauben gepaart mit Standardstahlmutter nach DIN EN ISO 4032 auf einem Resonanzprüfsystem auf eine konstante Mittellast vorgespannt und eine sinusförmig verlaufende Betriebslast mit konstanter Amplitude überlagert [27]. Pro Variante wurden fünf Einzelversuche auf drei Lastniveaus durchgeführt, so dass ein Versagen durch Bruch in Abhängigkeit von der Gewindeschmierung im Bereich der Zeitfestigkeit von  $N_b \approx 50.000$  Schwingspiele bis  $N_b > 10^6$  Schwingspiele aufgetreten ist oder die Grenzschiwingspiel  $N_G = 5 \times 10^6$  Schwingspiele erreicht wurde.

Die Schmierung im Gewindekontakt beeinflusst die Lebensdauer, wie auch die Beanspruchbarkeit signifikant. Unabhängig von der Art des Schmierstoffsystems konnten durch Schmierung die Lebensdauer und die Beanspruchbarkeit gegenüber der ungeschmierten Schraubenverbindung erhöht werden. Für das Standardoberflächensystem, bestehend aus Basecoat und in mit den Topcoat integriertem Gleitmittelzusatz wurde die geringste Verbesserung der Lebensdauer erreicht, gleichwohl diese Variante die niedrigste Gewindereibung beim Einfachanzug im Drehmoment/Vorspannkraft-Versuch aufwies. Im Vergleich führen Gleitlacke und Fettschmierstoffe trotz etwas höherer Gewindereibung im Montageversuch zu höheren Lebensdauern. Die größte Verbesserung erreicht die geölte Schraubenvariante bei der auf dem hier niedrigsten Prüfniveau von  $F_A = 2,9$  kN als einzige Variante fünf von fünf Proben die Grenzschiwingspielzahl ohne Versagen durch

Bruch, aber teilweise nicht anrissfrei erreichen konnten. Demzufolge wird nicht nur die Lebensdauer erhöht, sondern auch die Ermüdungsbeanspruchbarkeit. Anhand der ermittelten Bruchlastspielzahlen ordnen sich die Fette und Gleitlacke zwischen der Versiegelung und der geölte Variante ein. Es wurden zwei Hypothesen aufgestellt, um die verbesserte Lebensdauer durch Schmierung und die erhöhte Beanspruchbarkeit durch die Eigenschaften der Schmierung zu begründen. Die erste Hypothese, basiert auf der Annahme, dass eine niedrige Gewindereibung die lokale Beanspruchung in der Schraube reduziert und dadurch den Anrisszeitpunkt zu höheren Lastspielzahlen verschiebt. Die Validierung erfolgte über die numerische Simulation lokaler Beanspruchungen für verschiedene Gewindereibungszahlen und durch Auswertung der Anrisszeitpunkte über das Frequenzsignal des Resonanzprüfsystems. Die Bewertung des Schädigungsparameters  $P_{SWT}$  bestätigt, dass eine niedrigere Gewindereibungszahl die resultierende lokale Spannungs-Dehnungs-Hysterese reduziert und die Anrisszeitpunkte zu höheren Lastspielzahlen verschiebt. Für die experimentelle Bewertung der Anrisszeitpunkte wurde eine Methode mittels Frequenzanalyse entwickelt. Aufgrund der Schwingungseigenschaften des Prüfsystems, kann eine Zunahme der Nachgiebigkeit, die mit sich bildendem Anriss und zunehmendem Rissfortschritt eintritt, einem Frequenzabfall zugeordnet werden. Über die entwickelte Analyseverfahren konnte für eine kritische Frequenzänderungsrate eine reproduzierbar gleichgroße bereits geschädigte Fläche für ein hier beispielhaft betrachtetes Belastungsniveau nachgewiesen werden. Über angehaltene Versuche und mittels Heat-Tinting markierter Anrissflächen wurde die Frequenzänderungsrate  $df/dN = -2 \times 10^{-6}$  Hz/Schwingspiel als Anrisskriterium definiert.

Der Vergleich der so abgeleiteten Anrisschwingspielzahlen zeigt, dass unabhängig von der Schmierstoffwahl, mit Gewindeschmierung gegenüber der ungeschmierten Referenz der Anrisszeitpunkt zu höheren Lastspielzahlen verschoben ist. Durch die Gewindeschmierung wird ein Wechselgleiten zwischen Schrauben- und Muttergewinde vereinfacht. Diese Relativbewegung wird durch die aus der wechselnden axialen Betriebslast resultierenden Radialkraft auf die Gewindeflanken erzwungen. Wird das Wechselgleiten durch gleichbleibende Schmierungseigenschaften unter ermüdender Last kontinuierlich ermöglicht, kann die lokale Schraubenbeanspruchung reduziert und der Anrisszeitpunkt verschoben werden. Anhand der Versuchsergebnisse wird insbesondere den Schmierfetten, mit den vergleichsweise größten Schmierfilmdicken, die größte Beständigkeit der Reibungsverhältnisse für den hier durchgeführten Vergleich von Schmierstoffen zugeordnet. Gegenüber dem genormten Anziehversuch, der nur die initiale Gewindereibung beim Einfachanzug erfasst, müssen für

die Bewertung unter ermüdender Belastung Verschleißerscheinungen und die Beständigkeit der Schmierungseigenschaften weiter spezifiziert werden. Durch den alleinigen Vergleich der Anrisschwingspielzahlen, kann die größte Lebensdauer der geölten Schraubenvariante nicht begründet werden. Deshalb wurde für die Erklärung der signifikant verbesserten Lebensdauer die zweite Hypothese aufgestellt, die den Einfluss der Mobilitätseigenschaften des Schmierstoffs auf die Phase des Rissfortschritts beschreibt. Durch eine hohe Kriechfähigkeit des Öls, setzt sich bei Rissinitiation das Schmieröl durch Kapillarkwirkung an die Rissfront und verlangsamt den Rissfortschritt. Zugrundliegende Mechanismen stellen beispielsweise Riss-schließeffekte, die dämpfende Wirkung des Öls und die dadurch für den Rissfortschritt beeinflusste lokale Beanspruchung des Schwellenwertes dar [4, 13].

#### 4 | AUSBLICK

Einen Ausblick weiterführender Untersuchungen stellen Versuche an einfach umlaufend gekerbten Proben dar. Durch eine Potenzialmessung wird zusätzlich zur hier weiterentwickelten Methode der Frequenzanalyse, der Einfluss des Korrosionsschutzsystems auf das Anrissverhalten untersucht. Mithilfe der Kerbproben ist es möglich, ohne den Einfluss durch Lastübertragung durch Kontakt und der bei Schraubenverbindungen ausgeprägten inhomogenen Lastverteilung, den Einfluss der Korrosionsschutzschicht isoliert zu bewerten. Dazu erfolgt ein Vergleich für elektrolytisch erzeugte Überzugssysteme mit nicht-elektrolytischen aufgebrachtten Oberflächen und weiteren schraubentypischen Schutzsystemen. Abschließend wird das Komplexsystem, bestehend aus Korrosionsschutz und Schmierung, hinsichtlich der Lebensdauer untersucht, mit dem Ziel den Einfluss des Oberflächenschutzsystems in der rechnerischen Auslegung berücksichtigen zu können, Bild 1.

#### DANKSAGUNG

Im Rahmen dieses Beitrages sind Ergebnisse dargestellt, die dem geförderten IGF-Projekt 20412B entnommen sind. Darauf aufbauend wurden weiterführende experimentelle und rechnerische Untersuchungen durchgeführt, die den Kern dieser Publikation bilden. Open Access Veröffentlichung ermöglicht und organisiert durch Projekt DEAL.

#### ORCID

Fabian Kraemer  <http://orcid.org/0000-0002-6789-2811>

#### REFERENCES

1. W. Thomala, *Ribe Blauheft*, 19, 1979.

2. K.-H. Kloos, W. Thomala, H. Wiegand, *Schraubenverbindungen*, Springer, Berlin, 2007.
3. F. Kraemer, *Dissertation*, Technische Universität Darmstadt, 2020.
4. V. Dünkel, *Dissertation*, Technische Universität Darmstadt, 1999.
5. W. Thomala, *Dissertation*, Technische Universität Darmstadt, 1978.
6. W. Schneider, *Dissertation*, Technische Universität Darmstadt, 1992.
7. H. Wiegand, K. H. Illgner, *Draht-Welt* 1968, 54.
8. F. Kraemer, M. Klein, M. Oechsner, *Eng. Failure Anal.* 2020, 112.
9. F. Kraemer, M. Klein, M. Oechsner, *Materialwiss. Werkstofftech.* 2019, 50, 204.
10. J. Weber, *Dissertation*, Technische Universität Darmstadt, 2010.
11. K. H. Kloos, *VDI-Ber.* 1976, 661, 63.
12. F. Simonsen, *Dissertation*, Technische Universität Darmstadt, 2016.
13. U. Kremer, *Dissertation*, Technische Universität Darmstadt, 2005.
14. T. N. Rhys-Jones, T. P. Cunningham, *Surf. Coat. Technol.* 1990, 42, 13.
15. Verein Deutscher Ingenieure e.V., 2230, Blatt 1, Nov. 2015.
16. Deutsches Institut für Normung e.V., *DIN EN 1993-1-1, Eurocode 3*, 2010–2012.
17. Deutsches Institut für Normung e.V., *DIN EN ISO 4042*, July 2017.
18. Deutsches Institut für Normung e.V., *DIN EN ISO 10683*, July 2016.
19. U. Ince, B. Guler, N. E. Kilincdemir, M. Guden, presented at *International Iron and Steel Symposium*. Karabuk, Turkey, 1–3 April, 2015.
20. Verband der Automobilindustrie, *VDA 235-101*, Nov. 2019.
21. K.-H. Kloos, W. Thomala, *VDI-Z/Ribe Blauheft*, 1979, 21, 127.
22. Deutsches Institut für Normung e.V., *DIN 969*, Feb. 2020.
23. Deutsches Institut für Normung e.V., *DIN 50100*, Dec. 2016.
24. Deutsches Institut für Normung e.V., *DIN EN ISO 16047*, Oct. 2005.
25. Deutsches Institut für Normung e.V., *DIN EN ISO 9227*, Sept. 2015.
26. H. Czichos, K.-H. Habig, *Tribologie-Handbuch*, Vieweg, Wiesbaden, 2015.
27. Deutsches Institut für Normung e.V., *DIN EN ISO 4032*, May 2016.
28. Deutsches Institut für Normung e.V., *DIN EN ISO 898-1*, May 2013.
29. K. N. Smith, P. Watson, T. H. Topper, *J. Mater. Process. Technol.* 1970, 767.
30. J. W. Bergmann, *Dissertation*, Technische Hochschule Darmstadt, 1983.

**How to cite this article:** F. Kraemer, M. Stähler, M. Klein, M. Oechsner, *Materialwiss. Werkstofftech.* 2023, 54, e202100377. <https://doi.org/10.1002/mawe.202100377>