

VDI-Wissensforum

Moderne Gleitlager

Vortrag

Wartungsfreie trockenlaufende Gleitlager

Ingenieurbüro Dr.-Ing. Martin Berger

Akazienweg 12

75038 Oberderdingen

Tel.: +49 (0)7258 92 64 81

Fax.: +49 (0)7258 92 64 82

E-mail: martin.berger@tribodoc.de

www.tribodoc.de

1 EINLEITUNG.....	3
2 AUFBAU WARTUNGSFREIER GLEITLAGERWERKSTOFFE.....	3
3 TRIBOLOGISCHE BEANSPRUCHUNG, KENNZAHLEN UND WERKSTOFFGRENZEN.....	4
3.1 Eingriffsverhältnis A_c^*	4
3.2 Volumenverhältnis V_s^*	5
3.3 Druckspannungsverhältnis p^*	5
3.4 Schubspannungsverhältnis τ_f^*	5
3.5 Temperaturkennzahlen ΔT^* und T^*	5
3.6 Verschleißkennzahl w_f^*	6
4 ZUSAMMENHÄNGE DER KENNZAHLEN.....	6
4.1 Der Einfluss A_c^* bzw. V_s^* auf die Reibungscharakteristik.....	6
4.2 Beschreibung des Reibungsverhaltens.....	7
4.3 Zusammenhang zur Verschleißabschätzung.....	7
4.4 Zusammenhang Werkstoffermüdung mit τ_f^* und p^*	8
5 BERECHNUNGS- UND ABSCHÄTZUNGSMÖGLICHKEITEN.....	9
6 LITERATUR.....	10

Symbole und Bezeichner

Benennung	Symbol
Kontaktfläche	A_C
Eingriffsverhältnis	A_C^*
Gleitfläche	A_{sl}
Belastung	F
Reibungskraft	F_f
Verschleißtiefe	h_w
Kritische Verschleißtiefe	$h_{w,crit}$
Einlaufverschleißtiefe	$h_{w,e}$
Typische Verschleißtiefe	$h_{w,typ}$
Kritische Zyklenzahl	N_{crit}
Spezifische Belastung	p
Druckspannungsverhältnis	p^*
Druckspannungsverhältnis, dynamische Last	p^*_{dyn}
Überlebenswahrscheinlichkeit	$P_{\bar{u}}$
Verschleißintensität	I_W^*
Gemittelte Rauhtiefe	R_Z
Gleitweg	s_D
Druckfließgrenze	σ_D
Temperatur in der Kontaktzone	T
Normierte Temperatur	T^*
Grenztemperatur	T_{lim}
Schmelztemperatur	T_m
Dauergebrauchstemperatur	T_D
Glassübergangstemperatur	T_g
Temperaturkennzahl	ΔT^*
Lebensdauer	t_L
Gleitgeschwindigkeit	U
Reibungsschubspannung	τ_f
Scherfestigkeit	τ_S
Schubspannungsverhältnis	τ_f^*
Schmierstoffvolumen	V_{lub}
Schmierstoffaufnahme des Gegenkörpers	V_{sl}
Volumenverhältnis	V_S^*
Verschleißkennzahl	w_f^*
Vergleichsspannungskennzahl	σ^*_V

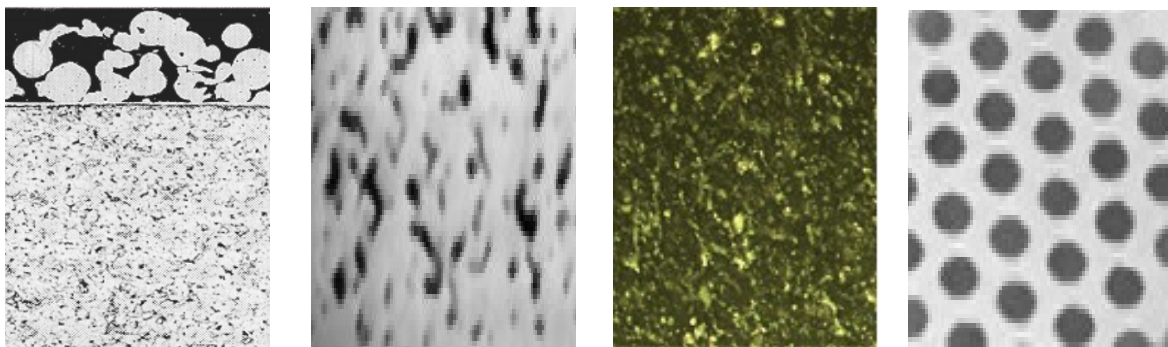
1 Einleitung

Wartungsfreie Gleitlager haben sich durch ihre spezifischen Eigenschaften eigene Märkte geschaffen und sind als Maschinenelement nicht mehr wegzudenken. Vor ihrer kommerziellen Einführung vor rund 65 Jahren war es üblich, eine Lagerstelle zu schmieren und Wartung, in Form von Schmierintervallen, durchzuführen. Diese Werkstoffe werden heute hauptsächlich als wartungsfreie Komponente eingesetzt, d.h. der Schmierstoff ist Bestandteil des Werkstoffaufbaus und muss nicht erneuert werden. Dieser wird z.B. in Verbundwerkstoffen als PTFE-Zusatz hinein gesintert, bei Kunststoffcompounds beigemischt oder bei modifizierten Lagerbronzen in Form von Schmierstoffdepots eingebracht (siehe Abb.1). Wartungsfreie Gleitlager sind Verschleißteile und somit in der Gebrauchsdauer endlich. Nach Erreichen einer kritischen Verschleißtiefe müssen sie ausgetauscht werden. Ziel ist es deshalb die Gebrauchsdauer so gut wie möglich vorherbestimmen zu können und ein Gefühl dafür zu haben mit welcher Reibung zu rechnen ist. Sie haben sich durch ihre Eigenschaften hauptsächlich im Bereich hoher spezifischer Lasten bei kleinen Gleitgeschwindigkeiten etabliert.

Die Reibungs- und Verschleißigenschaften werden durch den Werkstoffaufbau und den Einsatzfall bestimmt. Damit diese Werkstoffe ihre Funktion erfüllen können und sinnvoll eingesetzt werden, gilt es einiges zu beachten. Im Folgenden werden die maßgeblichen Einflussgrößen mit den dazugehörigen Grenzwerten und deren Auswirkungen vorgestellt.

2 Aufbau wartungsfreier Gleitlagerwerkstoffe

Der Aufbau von wartungsfreien Gleitlagerwerkstoffen bzw. solcher Gleitschichten gestaltet sich in der Zusammensetzung ähnlich. In eine Matrix, dies kann z.B. eine Sinterbronze, Metallgitter oder ein Thermo- oder Duroplast sein, werden Zusätze eingebracht, welche die Reibung mindern und die Verschleißbeständigkeit erhöhen sollen. Das Verhalten des Werkstoffs wird dann durch das Zusammenwirken einer Matrix, mit oder ohne Trägerschicht, plus Zusätzen bestimmt. Hier gibt es eine Vielzahl an Möglichkeiten und viele verfügbare Varianten. Einige Beispiele sind zum Verständnis in Abb.1 dargestellt.



Verbundwerkstoff

Sinterwerkstoff

Thermoplast-
compound

Bronze mit
Schmierstoffdepot

Abb.1 Grundsätzlicher Aufbau einiger wartungsfreier Lagerwerkstoffe

Es ist bei der Vielzahl an verfügbaren Werkstoffvarianten oft schwierig, eine sinnvolle Auswahl zu treffen die zum individuellen Anwendungsfall passt. Die Kenntnis darüber, welche Werkstoffkomponente die Leistungsgrenzen bestimmt, ist dabei von entscheidender Bedeutung. Dies kann z.B. bei einem Metall-Kunststoff-Verbundwerkstoff, bei Betrachtung der Reibung, nur das Polymer (z.B. PTFE) sein. Oder bei einem Kunststoffcompound der Basiskunststoff. Im Zweifelsfall ist es ratsam die Werkstoffkomponenten einzeln zu betrachten und versuchstechnisch auszuwerten.

3 Tribologische Beanspruchung, Kennzahlen und Werkstoffgrenzen

Ziel dieses Vortrags ist es, die Belastungsgrenzen wartungsfreier Werkstoffe aufzuzeigen und die Möglichkeit zu bieten, die Ergebnisse auf unterschiedlichste Systeme übertragen zu können. Dies geschieht über Ähnlichkeitsmechanische Ansätze und der Anwendung von dimensionslosen Kennzahlen. Ausgehend von der Lagergeometrie und den äußeren Einflussgrößen wird der Kontaktbereich analysiert (siehe Abb.2), daraus die entsprechenden Beanspruchungen ermittelt und den Werkstoffkennwerten gegenübergestellt.

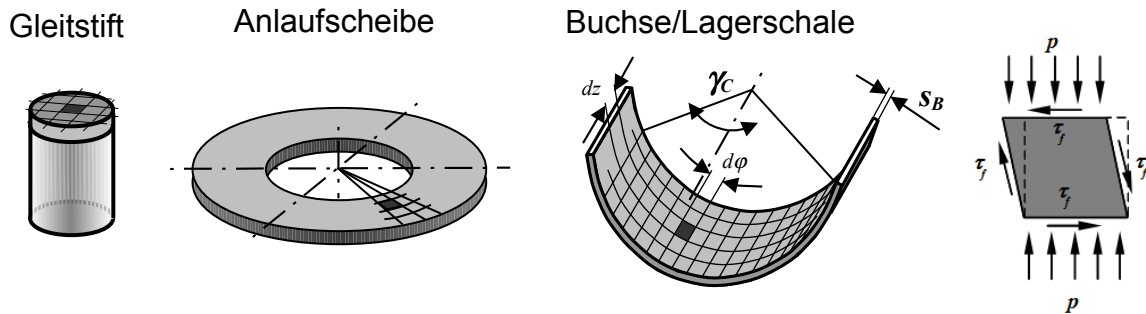


Abb.2 Beanspruchung im Kontaktbereich

Wird der dunkel markierte Quader hinsichtlich seiner Beanspruchung betrachtet, so kann folgendes festgehalten werden:

Tabelle 1: Zusammenhang von Einflussgrößen und Werkstoffkennwerten

Einflussgröße	Beanspruchung	Werkstoffkennwert (Grenzwerte)
Last - statisch - dynamisch	- Druckspannung	- Druckfestigkeit/Druckfließgrenze - Dauerfestigkeit
Bewegung (Gleitgeschwindigkeit) - Oszillation - hin- und hergehend	- Gleitkontakt → Reibung - Ermüdung - Reibungswärme	- Abriebfestigkeit - Dauerfestigkeit - kritische Temperatur
Reibung	- Schubspannung	- Reibungscharakteristik - Scherfestigkeit - Dauerfestigkeit
Temperatur	- thermisch	- kritische Temperatur

Damit ist ein Zusammenhang zwischen den Beanspruchungen und den Werkstoffkennwerten hergestellt. Wird aus diesen Zusammenhängen heraus eine Dimensionsanalyse durchgeführt, erhält man daraus nachfolgende Kennzahlen.

Zuerst werden Kennzahlen vorgestellt, welche die Kontaktgeometrie des Systems beschreiben. Dies ist deshalb von Interesse, weil wartungsfreie Werkstofftypen den Schmierstoff selber zur Verfügung stellen müssen und dieser begrenzt ist.

3.1 Eingriffsverhältnis A_C^*

$$A_C^* = \frac{\text{eingesetzte Lagerwerkstofffläche}}{\text{eingesetzte Gegenlauffläche}} = \frac{A_C}{A_{sl}}$$

- A_C^* beschreibt die Kontaktverhältnisse (verfügbare Trockenschmierstoffmenge)
- A_C^* beschreibt die Beanspruchungsart (→ Art der Werkstoffermüdung)

3.2 Volumenverhältnis V_S^*

$$V_S^* = \frac{\text{Schmierstoffvolumen}}{\text{Schmierstoffaufnahme des Gegenkörpers}} = \frac{V_{lub}}{V_{sl}} \approx \frac{V_{lub}}{A_{sl} \cdot R_Z}$$

- V_S^* ist ein Maß für die zur Verfügung gestellte Schmierstoffmenge
- $V_S^* < 1$ Schmierstoffmenge nicht ausreichend

Als nächstes werden die Beanspruchungen durch die Last und die Reibung dimensionslos dargestellt. Anschließend die Temperatur im Kontakt.

3.3 Druckspannungsverhältnis p^*

$$p^* = \frac{\text{spezifische Last}}{\text{Druckfließgrenze}} = \frac{F}{\sigma_{D(T)} \cdot A_C} = \frac{p}{\sigma_{D(T)}}$$

- Der Werkstoffwert $\sigma_D(T)$ ist temperaturabhängig
- Die Druckfließgrenze der Werkstoffkombination ist relevant (des Compounds, Verbunds)
- $p^* \geq 1$ plastisches Fließen des Werkstoffs
- Grenzwert $p^* = 1$

3.4 Schubspannungsverhältnis τ_f^*

$$\tau_f^* = \frac{\text{Reibungsschubspannung}}{\text{Scherfestigkeit}} = \frac{F_f}{\tau_{S(T)} \cdot A_C} = \frac{\tau_f}{\tau_{S(T)}}$$

- Der Werkstoffwert $\tau_S(T)$ ist temperaturabhängig
- Die Scherfestigkeit des reibungsbeanspruchten Werkstoffs ist relevant (z.B. des PTFEs)
- Bei $\tau_f^* \geq 1$ wird der Lagerwerkstoff überbeansprucht
- Grenzwert $\tau_f^* = 1$

3.5 Temperaturkennzahlen T^*

$$T^* = \frac{\text{Lagertemperatur}}{\text{Grenztemperatur}} = \frac{T}{T_{lim}}$$

- Die Grenztemperatur T_{lim} ist frei wählbar und z.B. T_m , T_D oder T_g bei Kunststoffen
- Bei $T^* \geq 1$ wird die Grenztemperatur erreicht bzw. überschritten
- Grenzwert $T^* = 1$

Somit sind aus den Beanspruchungen heraus Kennzahlen definiert, welche für eine Versuchsauswertung geeignet sind, Einsatzgrenzen definieren und eine Auslegung ermöglichen. Damit die Betrachtungen jetzt vollständig werden, gilt es auch noch das Verschleißverhalten zu beschreiben und dafür eine Größe zu finden.

Wartungsfreie Lagerwerkstoffe sind wie beschrieben Verschleißteile. Sie sollen möglichst problemlos die zur Verfügung gestellte Verschleißtiefe ausnutzen und die geforderte Lebensdauer erreichen. Damit ebenfalls ein dimensionsloses Maß für die Abriebfestigkeit solcher Werkstoffe angegeben werden kann, wird ein Zusammenhang zwischen der Reibungsbeanspruchung und der daraus resultierenden Verschleißintensität hergestellt. Die vorgestellte Kennzahl ist in ihrer Bedeutung der „verschleißspezifischen Reibungsarbeit“ nach Fleischer gleichgestellt. Jedoch ist

der Zahlenwert anders, denn sie wurde um die Scherfestigkeit erweitert um eine dimensionslose Form zu erhalten und das Schubspannungsverhältnis nutzen zu können.

3.6 Verschleißkennzahl w_f^*

$$w_f^* = \frac{\text{Schubspannungsverhältnis}}{\text{Verschleißintensität}} = \frac{\tau_f^*}{I_w^*} = \frac{F_f \cdot s_D}{\tau_{S(T)} \cdot A_C \cdot h_W}$$

- w_f^* ist eine Maß für die Verschleißbeständigkeit des Werkstoffs
- w_f^* ist ein Zusammenhang zwischen Reibungsbeanspruchung und der daraus resultierenden Verschleißintensität
- $w_f^* \approx \text{const.}$

Damit sind Kennzahlen beschrieben, welche das Verhalten und die Grenzen eines wartungsfreien Lagerwerkstoffs beschreiben können. Die dazu benötigten Werkstoffkennwerte müssen experimentell ermittelt werden. Bewegt man sich bei der Auswahl bzw. bei der Auslegung innerhalb der angegebenen Grenzen, kann grundsätzlich jede Lagerstelle für unterschiedliche Beanspruchungen und Bauformen (z.B. Buchse, Gleitschuh, Anlaufscheibe, Kugelpfanne etc.) ausgelegt bzw. abgeschätzt werden.

Anmerkung:

Der Einfluss unterschiedlicher Oberflächenrauheiten, Beschichtungen, Werkstoffe als Gegenlaufpartner, kann im Rahmen dieses Vortrags leider nicht behandelt werden. Dies würde den zeitlichen Umfang dieses Vortrags überschreiten. Bei den Betrachtungen wird für den Gegenkörper von Stahl mit ausreichender Festigkeit (Härte mindestens 265 HV) und einer gemittelten Rauhtiefe von ($R_z = 2,5 \pm 1 \mu\text{m}$) ausgegangen.

4 Zusammenhänge der Kennzahlen

In diesem Kapitel sollen die vorgestellten Kennzahlen dazu genutzt werden, um heraus zu finden welche Zusammenhänge untereinander bestehen.

Es ist z.B. vorstellbar, dass die Kontaktverhältnisse das Reibungsverhalten beeinflussen. Oder es ist zu erwarten, dass die aufgebrachte Last das Verhalten hinsichtlich Reibung und Verschleiß beeinflusst. Zuerst soll der Einfluss der Kontaktgeometrie auf die Reibung untersucht werden.

4.1 Der Einfluss A_C^* bzw. V_S^* auf die Reibungscharakteristik

Der Einfluss der Kontaktgeometrie wurde auf einem Stift-Scheibe-Tribometer untersucht, da dieses sich gut eignet diese Größe zu verändern. In Abb.3 ist die Aufzeichnung eines Stufenversuchs an einem Metall-Kunststoff-Verbund dargestellt. Dazu wurde bei konstanter Gleitgeschwindigkeit die Last in Stufen erhöht und das Verhalten der Reibungszahl betrachtet.

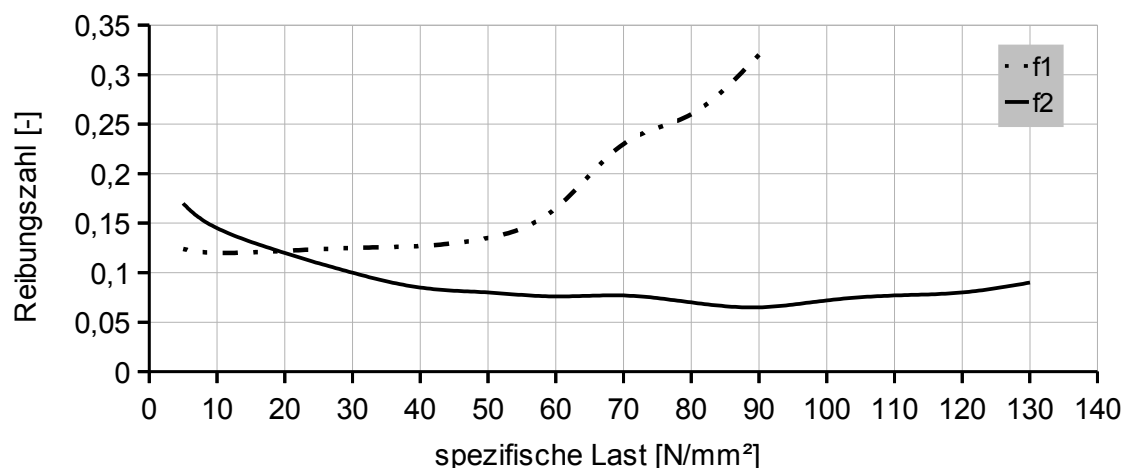


Abb.3 Stufenversuch unterschiedlicher V_S^* -Werte (für f1: $A_C^*=0,2$; $V_S^*=4$; f2: $A_C^*=4$; $V_S^*=100$)

Der Einfluss der Kontaktgeometrie ist demnach nicht zu vernachlässigen und sollte bei diesen Werkstofftypen stets berücksichtigt werden.

4.2 Beschreibung des Reibungsverhaltens

Im Kapitel vorher wurde der Einfluss der Kontaktgeometrie auf das Reibungsverhalten dargestellt. An dieser Stelle soll jetzt beschrieben werden, welcher Zusammenhang zwischen der Reibung, beschrieben durch das Schubspannungsverhältnis, und den anderen Kennzahlen besteht.

Werden die im Versuch ermittelten Werte in den vorgestellten Kennzahlen abgebildet und diese in einer Regressionsanalyse ausgewertet, ergeben sich Zusammenhänge der folgenden Art:

$$\tau_f^* = \Pi_0 \cdot A_C^* \cdot p^{\Pi_1} \cdot p^{\Pi_2}$$

Durch zahlreiche Prüfstandsversuche, mit diversen Probekörpern (z.B. Buchse, Stift, Anlaufscheibe etc.) und verschiedenen Werkstoffen, wurden die Konstanten $\Pi_{0,2}$ ermittelt. Die dabei erhaltenen Zahlenwerte bewegten sich in den Bereichen:

$$\Pi_0 = 0,05 \dots 3 ; \quad \Pi_1 = -0,5 \dots 0 ; \quad \Pi_2 = 0,5 \dots 1$$

Mit diesen Ansätzen ist es möglich, dass Reibungsverhalten aus den anwendungsbezogenen Einflussgrößen und der jeweiligen Kontaktgeometrie heraus zu bestimmen. Somit kann eine Aussage darüber getroffen werden, mit welcher Reibung zu rechnen ist, bzw. welche Reibungsverluste zu erwarten sind.

Ist beispielsweise die Reibungszahl von Interesse, so kann diese aus dem so ermittelten Schubspannungsverhältnis, der spezifischen Last und der Scherfestigkeit bei Betriebstemperatur bestimmt werden.

$$f = \frac{\tau_f^* \cdot \tau_{S(T)}}{p}$$

Damit sinnvolle Ergebnisse erzielt werden können, ist es erforderlich die Werkstoffwerte bei Betriebstemperatur zu kennen. Die Temperatur ist häufig bekannt oder kann recht gut abgeschätzt bzw. berechnet werden. Dazu kann anfänglich eine konstante Reibungszahl (z.B. $f = 0,3$) angenommen werden. Mit dieser berechnet man über die Wärmebilanz des Systems eine Temperatur und anschließend, wie oben beschrieben, die Reibung. Weicht diese dann nur geringfügig von der Schätzung ab, kann bereits nach einem Rechengang die Reibungsberechnung abgebrochen werden. Ansonsten ist die Rechnung mit der neu ermittelten Reibungszahl zu wiederholen, bis die gewünschte Genauigkeit erzielt wurde.

Genauer auf die iterative Berechnung der Temperatur einzugehen würde den Rahmen dieses Vortrags übersteigen. Hier muss auf die Literatur verwiesen werden. Wenn es erforderlich ist, kann eine genaue Reibungsberechnung durch iteratives Vorgehen erfolgen. Dazu bietet sich an, dies numerisch durchzuführen.

4.3 Zusammenhang zur Verschleißabschätzung

Sind für den ausgewählten Werkstoff das Schubspannungsverhältnis und die Verschleißkennzahl bekannt, kann darüber eine Verschleißintensität abgeschätzt werden.

$$I_w^* = \frac{\tau_f^*}{w_f^*} = \frac{h_w}{s_D} = \frac{h_{w,crit}}{U \cdot t_L}$$

Anmerkung: Umrechnung aus den Kennzahlen mit $\cdot 10^9 \rightarrow [\mu m/km]$

Ist dann eine kritische Verschleißtiefe $h_{w,crit}$ festgelegt, kann der zu realisierende Gleitweg s_D , oder bei bekannter Gleitgeschwindigkeit eine Lebensdauer t_L bestimmt werden.

Typische Verschleißintensitäten solcher Werkstoffe bewegen sich in einem Bereich von:

$$I_{w,typ}^* = 0,1 \dots 100 \quad [\mu m/km]$$

Zusätzlich sollte, da diese Werkstoffe eine Einlaufverschleiß besitzen, eine Einlaufverschleißtiefe von:

$$h_{w,e} \approx 15 \dots 30 \quad [\mu\text{m}]$$

berücksichtigt werden. Der Vorgang des Einlaufens ist nach relativ kurzer Zeit abgeschlossen und $h_{w,e}$ wird dann zur ermittelten Verschleißtiefe addiert.

4.4 Zusammenhang Werkstoffermüdung mit τ_f^* und p^*

Wie in Kapitel 3 beschrieben, erfährt ein wartungsfreier Werkstoff je nach Gestaltung der Lagerstelle eine Beanspruchungsart, die zu einer Werkstoffermüdung führen kann. Es soll deshalb eine kritische Zyklenzahl ermittelt werden, bis zu der eine Gebrauchsdauer, mit einer gewählten Überlebenswahrscheinlichkeit $P_{\ddot{u}}$, abgeschätzt werden kann. Dies ist z.B. bei oszillierender Bewegung nötig, da der Werkstoff neben der rein tribologischen Beanspruchung, zusätzlich durch die Schwenkbewegung auch auf Dauerfestigkeit beansprucht wird und versagen kann. Dazu wird eine dimensionslose Vergleichsspannung eingeführt um daraus eine zulässige kritische Zyklenzahl N_{crit} zu ermitteln. Zur Bestimmung der Vergleichsspannungskennzahl dienen die Kennzahlen p^* und τ_f^* gemäß nachfolgender Tabelle.

Tabelle 2: Beispiele zur Bestimmung der Vergleichsspannungskennzahl

Gestalt der Lagerstelle	Gleichung
Buchse fixiert / rotierende Welle mit dynamischer Last	$\sigma_V^* = p_{dyn}^*$
Buchse fixiert / oszillierende Welle Anlaufscheibe fixiert / oszillierender Gegenkörper	$\sigma_V^* = 3 \cdot \tau_f^*$
Rotierende Buchse / Achse fixiert (Laufrolle)	$\sigma_V^* = \sqrt{p^{*2} + 4 \cdot \tau_f^{*2}}$
Oszillierende Buchse / Achse fixiert	$\sigma_V^* = 1,5 \cdot \sqrt{p^{*2} + 4 \cdot \tau_f^{*2}}$

Ist die Vergleichsspannungskennzahl bekannt, kann über ein gekipptes und normiertes Wöhlerdiagramm eine kritische Zyklenzahl bestimmt werden.

In Abb. 4 ist exemplarisch ein solches Diagramm dargestellt und es kann mit der Vorgabe einer Überlebenswahrscheinlichkeit $P_{\ddot{u}}$ eine kritische Zyklenzahl abgeschätzt werden.

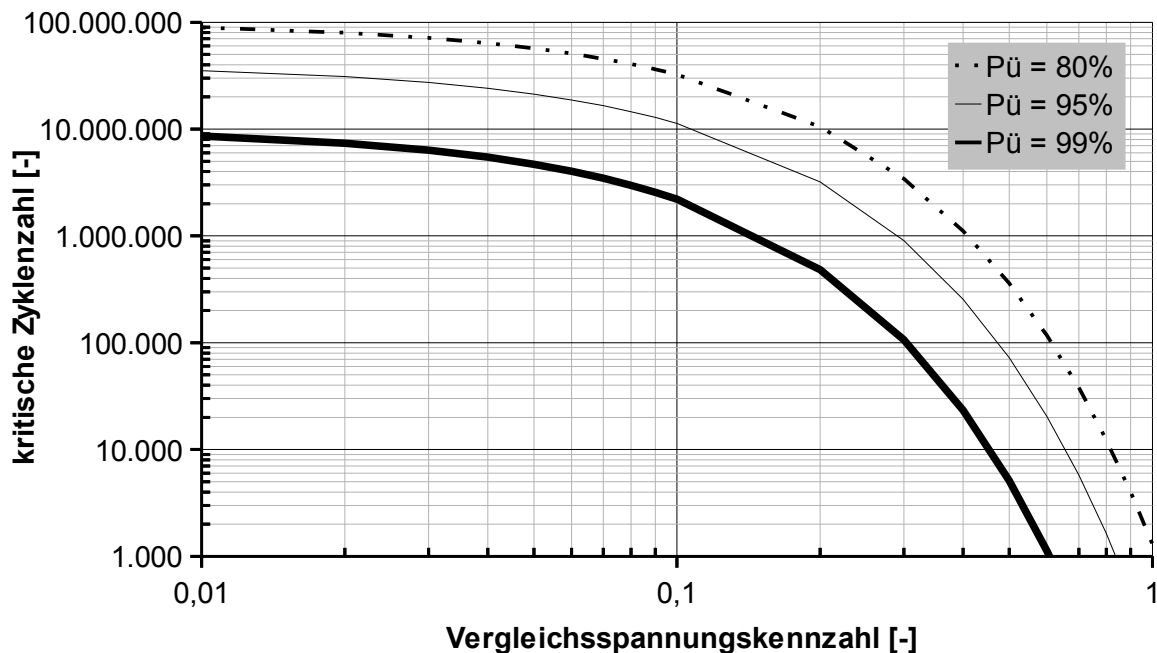


Abb. 4 Beispiel: Zusammenhang Vergleichsspannungskennzahl / kritischen Zyklenzahl

5 Berechnungs- und Abschätzungsmöglichkeiten

Abschließend soll gezeigt werden, wie man die vorher beschriebenen Kennzahlen anwendet um eine Lagerstelle auszulegen. Dazu soll eine Anlaufscheibe, welche oszilliert, betrachtet werden. Die Werkstoffwerte sind für das Beispiel fiktiv, denn es soll hauptsächlich die Handhabung gezeigt werden.

Aus der Geometrie einer Anlaufscheibe ergibt sich ein Eingriffsverhältnis von:

$$A_C^* = 1.$$

Die Last ist konstant und beträgt $F = 10000 \text{ N}$, die Kontaktfläche sei $A_C = 360 \text{ mm}^2$.

$$p = \frac{F}{A_C} = \frac{10000 \cdot \text{N}}{360 \cdot \text{mm}^2} = 28 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Betriebstemperatur beträgt $T = 90^\circ\text{C}$, woraus sich eine Druckfließgrenze von:

$$\sigma_{D(90^\circ\text{C})} = 64 \text{ N/mm}^2$$

und eine Scherfestigkeit von:

$$\tau_{S(90^\circ\text{C})} = 55 \text{ N/mm}^2$$

ergibt. Die Schmelztemperatur des Werkstoffs ist $T_m = 300^\circ\text{C}$. Daraus ergeben sich dann folgende Kennzahlenwerte:

$$p^* = \frac{p}{\sigma_{D(90^\circ\text{C})}} = \frac{28 \cdot \text{N/mm}^2}{64 \cdot \text{N/mm}^2} = 0,44$$

$$\tau_f^* = \Pi_0 \cdot A_C^{*\Pi_1} \cdot p^{*\Pi_2} = 0,2 \cdot 1^{-0,2} \cdot 0,44^{0,93} = 0,093$$

$$T^* = \frac{T}{T_m} = \frac{90^\circ\text{C}}{300^\circ\text{C}} = 0,3$$

Die so bestimmten Kennzahlen sind kleiner 1. Es besteht daher keine Überbeanspruchung.

Die Reibungszahl ergibt sich zu:

$$f = \frac{0,093 \cdot 55 \cdot \text{N/mm}^2}{28 \cdot \text{N/mm}^2} = 0,18$$

Für den Werkstoff wurde eine Verschleißkennzahl von $w_f^* = 6 \cdot 10^6$ ermittelt woraus sich eine Verschleißintensität von:

$$I_w^* = \frac{\tau_f^*}{w_f^*} = \frac{0,093}{6 \cdot 10^6} \cdot 10^9 \cdot \frac{\mu\text{m}}{\text{km}} = 15,5 \cdot \frac{\mu\text{m}}{\text{km}}$$

ergibt. Die Anlaufscheibe soll im Laufe ihrer Gebrauchsdauer eine Schwenkbewegung mit einem Schwenkweg von 25 mm, ca. 10^6 -mal ausführen.

Daraus ergibt sich ein Gesamtgleitweg von $s_D = 25 \text{ km}$, woraus sich eine Verschleißtiefe von

$$h_w = I_w^* \cdot s_D + h_{w,e} = 15,5 \cdot \frac{\mu\text{m}}{\text{km}} \cdot 25 \cdot \text{km} + 25 \cdot \mu\text{m} \approx 413 \cdot \mu\text{m}$$

abschätzen lässt. Abschließend wird noch überprüft, ob der Werkstoff durch Ermüdung ausfallen kann. Dazu wird die Vergleichsspannungskennzahl gemäß Tabelle 2 ermittelt und in Abb. 4 eine kritische Zyklenzahl abgelesen und mit der geforderten Schwenkzahl verglichen.

$$\sigma_v^* = 3 \cdot \tau_f^* = 3 \cdot 0,093 = 0,28$$

Man erhält: $P_{ii} = 99\% \rightarrow \approx 1 \cdot 10^5$; $P_{ii} = 95\% \rightarrow \approx 1 \cdot 10^6$; $P_{ii} = 80\% \rightarrow \approx 4 \cdot 10^6$ Zyklen.

Es ist demnach damit zu rechnen, dass bei ca. 5% der eingesetzten Anlaufscheiben vorzeitig Ermüdungserscheinungen auftreten können. Dies äußert sich bei oszillierender Bewegung meist durch einen Anstieg der Verschleißintensität.

Sollten die so ermittelten Werte nicht den Ansprüchen genügen, kann mit der vorgestellten Methode auch eine Optimierung durchgeführt werden.

6 Literatur

- Berger, M.: Untersuchungen an wartungsfreien trockenlaufenden Verbundgleitlagern. Dissertation Univ. Magdeburg. Aachen: Shaker Verlag 2000
- Domininghaus, H.: Die Kunststoffe und Ihre Eigenschaften. 5. Aufl. Düsseldorf: VDI Verlag 1998
- Fleischer, G.; Gröger, H.; Thum, H.: Verschleiß und Zuverlässigkeit 1. Auflage Berlin: VEB Verlag Technik 1980
- DIN 50141 Scherversuch
- DIN 50106 Druckversuch
- Issler, L.; Ruoff, H.; Häfele, P.: Festigkeitslehre Grundlagen. 2. Aufl. Berlin/Heidelberg/New York: Springer Verlag 1997