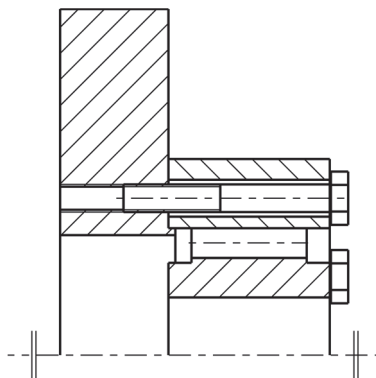


Untersuchungen am stirnseitig verschraubten Freilauf

KlÜgel, N.; Lohrengel, A.

Industriell genutzte Freiläufe erfordern hohe Radialkräfte im Klemmkontakt zur sicheren Übertragung des Torsionsmoments. Diese Radialkräfte bewirken eine Beeinträchtigung der Übertragungsfähigkeit der Schraubenverbindung zwischen Freilauflaßring und Flansch. Die Einflussfaktoren auf die Übertragungsfähigkeit der stirnseitigen Befestigung wurden in einem Forschungsvorhaben experimentell und simulativ untersucht.



Industrially used freewheel clutches require high radial forces in the clamping contact for reliable torque transmission. These radial forces reduce the transmittable torque of the bolted connection between the outer ring of the freewheel clutch and the flange. The factors influencing the transmission capability of the connection between outer ring and flange were investigated experimentally and by simulation in a research project.

Der stirnseitig verschraubte Freilauf

Freiläufe werden den richtungsabhängig schaltenden Kupplungen zugeordnet. Aufgrund ihrer richtungsabhängige Leistungsübertragung werden Freiläufe unter anderem als Rücklaufsperre oder Überholkupplung eingesetzt. Im industriellen Umfeld werden zumeist Klemmrollen- und Klemmstückfreiläufe verwendet, welche das Torsionsmoment in Sperrrichtung reibschlüssig durch Verklemmen der Klemmelemente zwischen Innen- und Außenring übertragen. Um ein Verklemmen des Freilaufs in Sperrrichtung zu gewährleisten, muss eine hohe Normalkraft in radiale Richtung aufgebaut werden. Als beschreibende Größe dient hierbei der Klemmwinkel α_K , der entsprechend Formel (1) das Verhältnis der Tangentialkraft F_T zur Klemmnormalkraft F_{NK} am Klemmkontakt zwischen Klemmelement und Außen- bzw. Innenring beschreibt.

$$\tan(\alpha_K) = \frac{F_T}{F_{NK}} < \mu \quad (1)$$

Der Klemmwinkel wird durch die geometrische Gestaltung der Klemmkörper bzw. des Innensterns im Klemmrollenfreilauf bestimmt. Zur Verschleißminderung sowie

der Verringerung des Schleppmoments im Leerlaufbetrieb werden die Freiläufe geschmiert, sodass der zulässige Klemmwinkel entsprechend klein ist.

Für die Anbindung des Freilaufs an die kundenseitige Anschlusskonstruktion (Flansch) existieren verschiedene Möglichkeiten. Eine gängige Variante ist die kraftschlüssige Verbindung mittels einer stirnseitigen Mehrschraubenverbindung. Das theoretische übertragbare Torsionsmoment der Mehrschraubenverbindung kann nach Blatt 2 der VDI-Richtlinie 2230 berechnet werden. Querbelastete Schraubenverbindungen, wie eine torsionsbelastete Flanschverbindung, werden hierbei als gleitfeste Verbindung ausgelegt /1, 2/. Die aus dem Torsionsmoment resultierenden Querkräfte sind dementsprechend alleine durch die Haftreibung in der Trennfuge zu übertragen. Für kreisförmige Flanschverbindungen unter Torsionsbelastung kann entsprechend der VDI 2230 von einer gleichmäßigen Lastverteilung ausgegangen werden, sodass das theoretisch übertragbare Torsionsmoment entsprechend Gleichung (2) berechnet werden kann.

$$T_{Theo} = \mu_T \cdot \frac{d_T}{2} \cdot z_S \cdot F_V \quad (2)$$

Das übertragbare Torsionsmoment wird aus der übertragbaren Querkraft am Teilkreisdurchmesser d_T berechnet, welche sich aus der vorliegenden Vorspannkraft F_V , der Anzahl Schrauben z_S sowie dem Haftreibungswert μ_T in der Trennfuge zwischen Freilaufaußenring und Flansch berechnet. Da die Schraubenverbindung rein auf Querkraft belastet wird, ergibt sich die Vorspannkraft F_V aus der Montagevorspannkraft F_M abzüglich der Setzkraftverluste F_Z .

In der industriellen Anwendung wurde jedoch beobachtet, dass es trotz korrekter Auslegung der Verbindung zu einem Rutschen in der Trennfuge von Außenring und Flansch kommt. Der Freilaufaußenring wandert hierbei in Belastungsrichtung, bis die Schrauben in der Durchgangsbohrung anliegen. Erstmalig untersucht wurde das Phänomen im vorhergehenden Forschungsprojekt FVA 704 /3/, eine Erweiterung des Modells stellt die Dissertation von Hofmann dar /4/. Es wurde festgestellt, dass die hohen Klemmnormalkräfte im Betrieb eine Aufweitung des Außenrings bewirken. Durch die gleitfeste Schraubenverbindung von Außenring und Flansch ist die freie Aufweitung des Außenrings an dieser Stelle behindert, sodass eine zusätzliche radiale Kraftkomponente ΔF_R in der Trennfuge wirkt. Abbildung 1 zeigt die wirkenden Kräfte am stirnseitig verschraubten Außenring. Wird der Reibkegel am Teilkreisdurchmesser d_T der Verschraubung betrachtet, so ist die übertragbare Tangentialkraft F_T aufgrund der normal hierzu wirkenden Kraft ΔF_R gegenüber der theoretisch übertragbaren Tangentialkraft $F_{T,Theo}$ vermindert. Werden die am Außenringinnendurchmesser wirkenden Klemmkräfte auf den Teilkreisdurchmesser bezogen, ergibt sich für das übertragbare Torsionsmoment unter Beachtung der zusätzlichen Radialkraft ΔF_R der in Formel (3) beschriebene Ausdruck. Das übertragbare Moment lässt sich als Produkt des theoretisch übertragbaren Moments T_{Theo} und der relativen Übertragbarkeit β_R beschreiben /3/.

$$T = \mu_T \cdot \frac{d_t}{2} \cdot z_S \cdot F_V \cdot \sqrt{\frac{1}{1 + \left[\frac{1}{\tan(\alpha_K)} \cdot \frac{d_T}{d_{AR}} \cdot \frac{\Delta F_R}{F_{NK}} \right]^2}} = T_{Theo} \cdot \beta_R \quad (3)$$

Die relative Übertragbarkeit wird durch den Wurzelausdruck in Formel (3) beschrieben, sie nimmt Werte zwischen 0 und 1 an. Neben dem Klemmwinkel α_K und dem Verhältnis von Teilkreis- zu Außenringinnendurchmesser d_{AR} geht die radiale Reaktionskraft in der Trennfuge ΔF_R in Form des Kräfteverhältnisses $\Delta F_R/F_{NK}$ ein. Da die Reaktionskraft maximal die Höhe der Klemmnormalkraft annehmen kann, gilt:

$$0 \leq \frac{\Delta F_R}{F_{NK}} \leq 1 \quad (4)$$

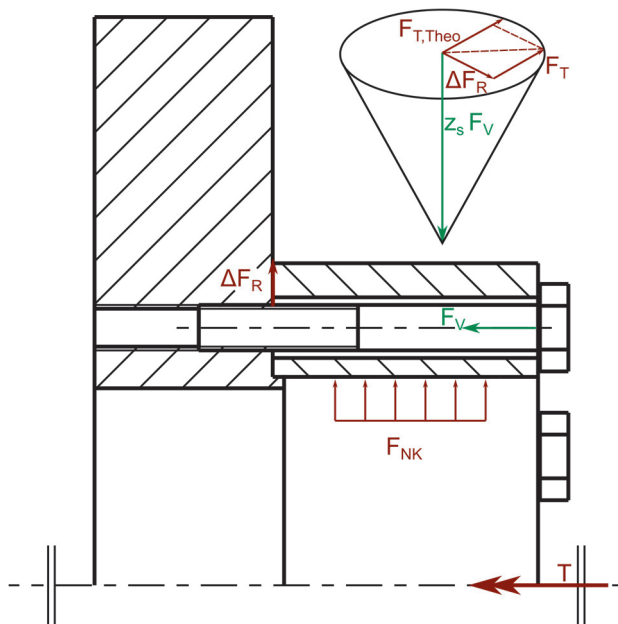


Abbildung 1: Kräfteverhältnisse an der stirnseitig verschraubten Außenring-Flanschverbindung und der sich ergebende Reibkegel am Teilkreis

Da der Klemmwinkel und das Verhältnis der Durchmesser d_T/d_{AR} durch die konstruktiven Randbedingungen nur in geringem Maße verändert werden können, stellt das Kräfteverhältnis $\Delta F_R/F_{NK}$ den wesentlichen Einflussfaktor auf die relative Übertragbarkeit dar. Zur Erhöhung der relativen Übertragbarkeit ist ein möglichst

geringes Kräfteverhältnis erforderlich, konstruktiv lässt sich dies durch eine Anpassung der Steifigkeiten von Flansch und Außenring realisieren. Im kürzlich abgeschlossenen Forschungsvorhaben FVA 704-II /5/ wurden das Phänomen mit dem Ziel der besseren Beschreibbarkeit eingehender untersucht. Insbesondere das Verhalten bei einer dynamischen Torsionsbelastung sollte untersucht werden. Hierfür wurden experimentelle und simulative Untersuchungen an einem Klemmrollen- (KR) und einem Klemmkörperfreilauf (KK) mit vergleichbaren Abmessungen durchgeführt. Die verwendeten Prüflinge sind in Tabelle 1 aufgeführt.

Tabelle 1: untersuchte Prüflinge

Parameter	Modell 1	Modell 2
Freilauf Typ	KR	KK
Nennmoment T_N in Nm	500	560
Außenring		
Außendurchmesser D_{AR} in mm	100	105
Innendurchmesser d_{AR} in mm	75	75
Breite des Außenrings b_{AR} in mm	44	35
Breite Klemmelemente b_K in mm	25	15
Verschraubung		
Anzahl Schrauben z_S	6	6
Teilkreisdurchmesser d_T in mm	87	90
Schraubengröße	M6	M6
Übertragbares Moment bei $F_V = 6,8$ kN und $\mu_T = 0,2$ nach VDI 2230 /1/ in Nm	355	367

Numerische Untersuchungen

Das Verhalten der belasteten Freiläufe wurde numerisch mithilfe der Software Ansys Workbench (Versionen 2020 R2 & 2022 R1) untersucht. Die Schrauben wurden hierbei vereinfacht durch Zylinder mit dem Nenndurchmesser modelliert. Da die Schrauben keine Betriebskräfte aufnehmen und keine Setzeffekte betrachtet werden, ist diese Vereinfachung gegenüber der Modellklasse 3 nach VDI 2230-2 /2/ zulässig. Die aufgebrachte Schraubenvorspannkraft F_V beträgt 6,8 kN, welche in den experimentellen Untersuchungen ebenfalls aufgebracht wird. Die verwendete Vorspannkraft ist im Vergleich zu den in der VDI 2230-1 empfohlenen Werten verringert /1/, um das Verhalten im Versuch bei niedrigeren Torsionsmomenten zu provozieren und um eine überelastische Belastung der verwendeten Messschrauben zu vermeiden. Abbildung 2 zeigt das vereinfachte Modell, welches für die simulativen Untersuchungen genutzt wurde, mit den aufgebrachten Randbedingungen.

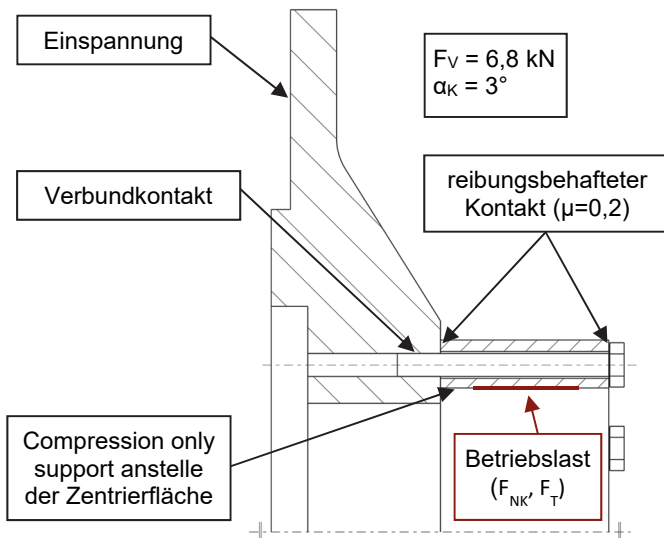


Abbildung 2: Geometrie der Außenring-Flansch-Verbindung (Modell 1) sowie Randbedingungen

Mit der verwendeten Vorspannkraft ergeben sich, unter Annahme des in den simulativen Untersuchungen verwendeten Reibwertes μ_T in der Trennfuge von Außenring und Flansch von 0,2, nach VDI 2230 die in Tabelle 1 aufgeführten theoretisch übertragbaren Torsionsmomente. Abbildung 3 zeigt die Druckverteilung nach dem Aufbringen der Schraubenvorspannkraft an einem Freilauf Modell 1.

Aufgrund der ungleichmäßigen Belastung durch die Verschraubung zeigt sich eine deutliche Abweichung zu der mittleren Flächenpressung von 12,7 MPa in der Trennfuge. Im Bereich der Druckkegel ist ein starker Anstieg der Flächenpressung zu beobachten. Die maximalen Spannungen an den Rändern der Durchgangsbohrungen zeigen aufgrund des Steifigkeitssprungs ein singuläres Verhalten, im radialen Abstand von 0,5 mm zum Rand der Durchgangsbohrung stellt sich netzunabhängig eine Flächenpressung von etwa 45 MPa ein. Außerhalb der Einflusszonen der Druckkegel sinkt die Flächenpressung auf bis zu 7,1 MPa ab.

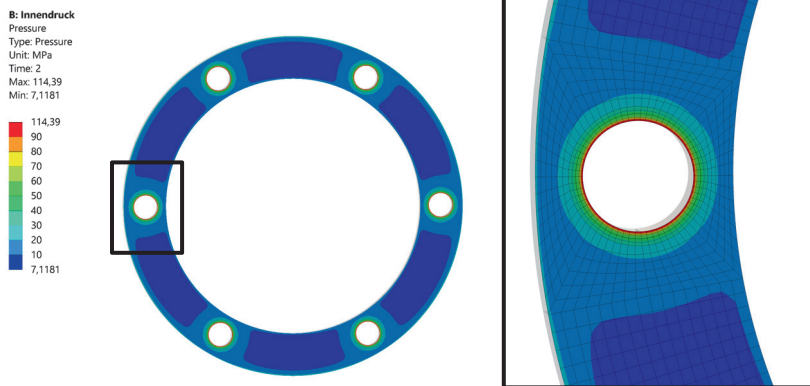


Abbildung 3: Druckverteilung in der Trennfuge nach dem Aufbringen der Schraubenvorspannkraft (Modell 1)

Der Einfluss der Klemmnormalkräfte auf die Pressungsverteilung in der Trennfläche zwischen Außenring und Flansch ist in Abbildung 4 für ein anliegendes Torsionsmoment von 100 Nm dargestellt. Die aus dem Verklemmen der Klemmrollen resultierende Last am Außenringinnendurchmesser wurde als Linienlast über die Breite der Klemmrollen auf die Knoten am Außenringinnendurchmesser aufgegeben. Während es bei einem reinen Torsionsmoment zu keiner deutlichen Veränderung der Druckverteilung in der Trennfuge kommt, bewirken die hohen Normalkräfte im Freilauf eine Verlagerung des Bereichs hoher Flächenpressungen nach außen. Bei höheren Lasten sinkt die Flächenpressung am Innenrand auf 0 MPa ab; die Verbindung beginnt an dieser Stelle zu klaffen.

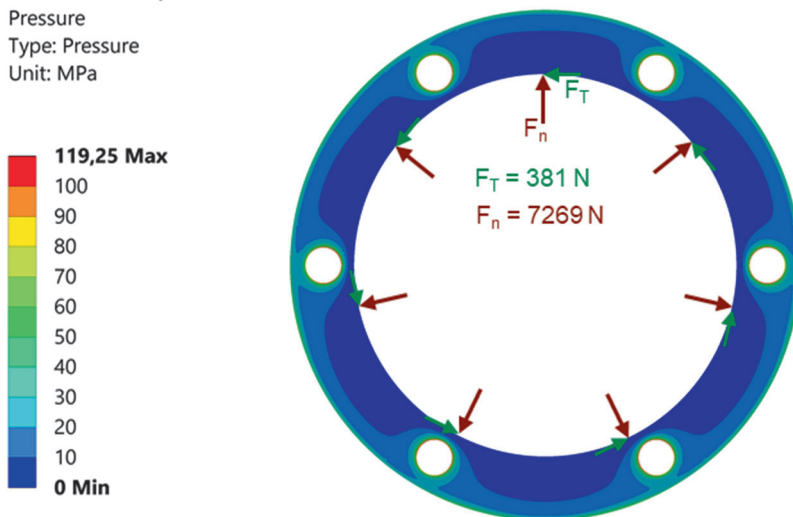


Abbildung 4: Verteilung der Flächenpressung im Kontakt zwischen Freilaufaußenring und Flansch bei einem aufgebracht Torsionsmoment von 100 Nm (Modell 1)

Abbildung 5 zeigt das Tragverhalten in Form des Kontaktstatus in der Trennfuge zwischen Freilaufaußenring und Flansch im Vergleich zu einer reinen Torsionsbelastung von 100 Nm. Als Haftbedingung gilt hierbei, dass die lokale Schubspannung im Kontakt unterhalb der zulässigen Schubspannung des Columbschen Reibungsgesetz liegt /6/. Die zusätzlichen Radialkräfte bewirken in der Trennfuge eine deutliche Verkleinerung der haftenden Bereiche, obwohl das anliegende Torsionsmoment nur 28 % des nach Formel (2) theoretisch übertragbaren Moments beträgt. Während sich die haftenden Bereiche in der Trennfuge auf die Bereiche der Schraubendruckkegel reduziert hat, liegen im Kontakt der rein torsionsbelasteten Flanschverbindung großflächig Haftbereiche vor. Die Normalkraftkomponente aus der reibschlüssigen Übertragung des Drehmoments im Freilauf verringert demnach die Übertragungsfähigkeit der Mehrschraubenverbindung von Außenring und Flansch. Zudem lässt sich eine gewisse Ungleichmäßigkeit im Tragbild durch den Stellungseinfluss der Klemmrollen erkennen, ein Lastangriff durch die Klemmrolle zwischen den Durchgangsbohrungen führt zu einer größeren Abnahme der haftenden Bereiche. Der Unterschied zu einer gleichmäßigen radialen Aufweitung ist jedoch vergleichsweise gering, insbesondere das Moment, welches den Übergang zu einem rein gleitenden Kontakt markiert, wird nur geringfügig beeinflusst.

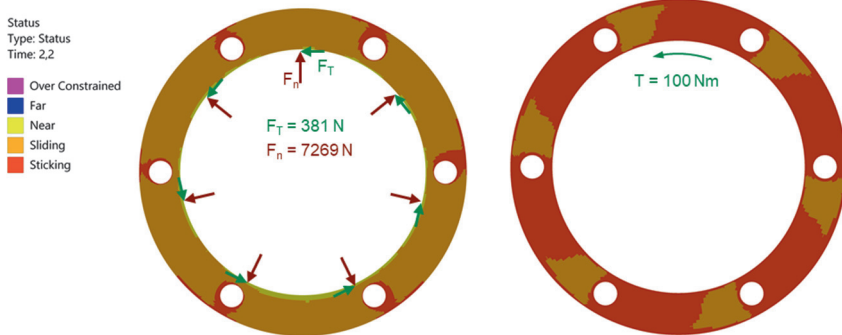


Abbildung 5: Vergleich des Kontaktstatus des untersuchten Freilaufs (Modell 1) bei einem anliegenden Moment von 100 Nm mit einer reinen Torsionsbelastung

Das nach Formel (2) bestimmte theoretisch übertragbare Drehmoment zeigt eine gute Übereinstimmung des Übergangs von einem partiell haftenden zu einem rein gleitenden Kontakt in der Trennfuge bei reiner Torsionsbelastung.

Für die Bestimmung des übertragbaren Drehmoments nach Formel (3) ist die Bestimmung des Kräfteverhältnis $\Delta F_R / F_{NK}$ erforderlich. Hierzu kann eine reine radiale Belastung aufgegeben werden und die radiale Reaktionskraft im Kontakt von Außenring und Flansch ausgewertet werden. Eine Untersuchung an einem rotationsymmetrischen Modell ohne Durchgangsbohrung zeigt zudem, dass hierfür die Nutzung eines Verbundkontaktes zu empfehlen ist, da die Reaktionskraft im reibungsbehafteten Kontakt erst bei sehr feiner Netzauflösung gegen das Ergebnis bei Nutzung des Verbundkontaktes konvergiert. Das mithilfe der relativen Übertragbarkeit bestimmte Drehmoment zeigt eine gute Übereinstimmung mit dem Übergang zum rein gleitenden Kontakt bei Aufbringen der freilauf-typischen Belastung. Zudem zeigt auch die in /4/ vorgeschlagene Nutzung eines rotations-symmetrischen Modells unter Vernachlässigung der Verschraubung eine sehr gute Übereinstimmung. Der Einfluss verschiedener Flanschsteifigkeiten wird durch die Nutzung des zweidimensionalen Modells ebenfalls gut durch den Einfluss auf das Kräfteverhältnis wiedergegeben. Die Vorhersage des übertragbaren Drehmoments ist damit mit vergleichsweise kleinem Berechnungsaufwand möglich.

Experimentelle Untersuchungen

Die experimentellen Untersuchungen wurden an vier verschiedenen Prüflingstypen durchgeführt. Neben den in Tabelle 1 beschriebenen Freiläufen wurden zusätzlich Dummyfreiläufe untersucht. Diese entsprechen in ihren geometrischen Abmessungen und der Kontaktflächengeometrie den untersuchten Freiläufen,

der Einfluss der Radialkraft entfällt bei ihnen jedoch. Abbildung 6 zeigt eine Übersicht der verwendeten Prüflinge.

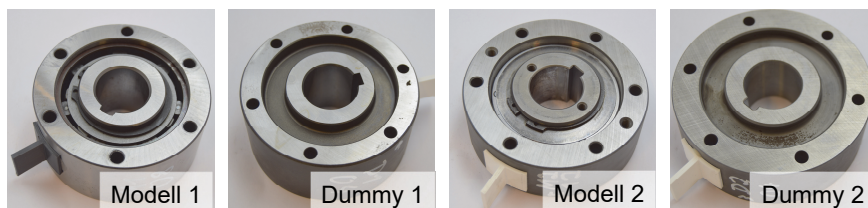


Abbildung 6: untersuchte Prüflinge

Der verwendete Prüfstand ist in Abbildung 7 dargestellt. Das Drehmoment wird mithilfe eines Hebelarms über einen Hydraulikzylinder aufgebracht und mithilfe von auf der Antriebswelle applizierten DMS erfasst. Dies ermöglicht die Durchführung kraft geregelter dynamischer Versuche. Die Verdrehung des Außenrings wird mithilfe eines Lasertriangulationssensors erfasst. Um eine wechselbare Flanschoberfläche zu schaffen, ist zwischen Außenring und Flansch eine Zwischenscheibe angebracht, welche über drei zusätzliche Schrauben am Flansch befestigt wird. Die zusätzliche Aufzeichnung der Bewegung der Zwischenscheibe hat ergeben, dass sich sämtliche Rutschvorgänge auf den Kontakt von Zwischenscheibe und Außenring beschränken, sodass die Zwischenscheibe dem Flansch zugerechnet werden kann. Zudem haben die simulativen Untersuchungen ergeben, dass durch die Verwendung der Scheiben eine vergleichbare relative Übertragbarkeit zu erwarten ist. Um den Einfluss des Anziehverfahrens auszuschließen, werden die Schraubenvorspannkraften direkt erfasst. Verwendet wird hierzu ein System der Firma Intellifast, welches die Schraubenvorspannkraft mittels der Signallaufzeit misst [6]. Die Versuche werden an zwei verschiedenen Flanschen durchgeführt, um den Einfluss verschiedener Kraftverhältnisse zu untersuchen. Aufgrund der verwendeten Zwischenscheibe konnte die Geometrie nur eingeschränkt optimiert werden, da hierfür eine Anpassung der Außendurchmesser von Freilauf und Flansch erforderlich ist. Durch die sich ergebenden ähnlichen relativen Übertragbarkeiten der zwei Freilauf-Flansch Kombinationen, können aus dem Vergleich der Flanschvarianten wichtige Erkenntnisse zur Streuung der Ergebnisse gewonnen werden.

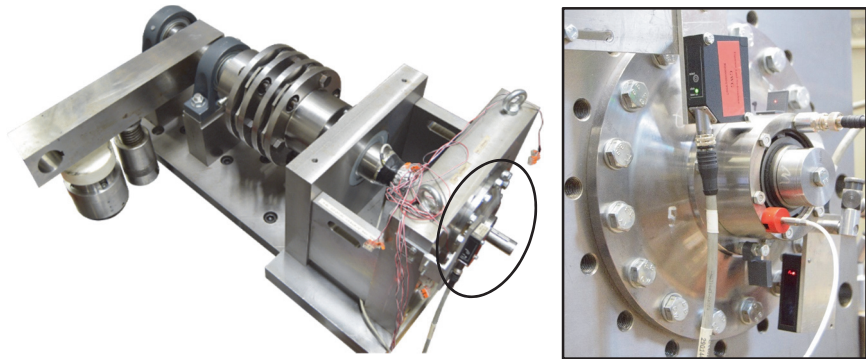


Abbildung 7: Freilaufprüfstand /8/

Neben quasistatischen Versuchen, bei denen der Hydraulikzylinder mit konstanter Geschwindigkeit ausgefahren wurde, lag der Fokus des Versuchsprogramms auf dynamischen Versuchen. Der Prüfling wird hierbei mit einem schwellenden Drehmoment belastet, siehe Abbildung 8. Das Maximalmoment wird in den Versuchen stufenweise erhöht, für die Auswertung wird jeweils der Verdrehwinkel des Außenrings im unbelasteten Zustand nach dem Beenden einer Laststufe herangezogen.

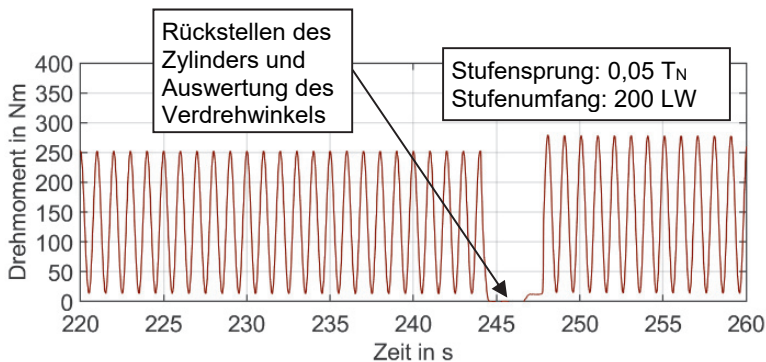


Abbildung 8: dynamischer Versuchsablauf

Die Versuchsauswertung erfolgt in Form des Verdrehwinkels nach der jeweiligen Laststufe. Abbildung 9 zeigt den Vergleich zwischen einem Versuch am Freilauf Modell 1 und einem Dummy 1. Das Rutschverhalten der beiden Prüflinge weist deutliche Unterschiede auf und ist repräsentativ für alle durchgeführten dynamischen Versuche. Während der Dummyfreilauf zu Beginn einer Laststufe

innerhalb weniger Lastwechsel abrutscht, wandert der Außenring des Freilaufs über mehre Laststufen gleichmäßig in Umfangsrichtung, als Ursache werden Mikroschlupfvorgänge vermutet.

Die simulativen Untersuchungen haben gezeigt, dass die Haftbedingung in der Trennfuge der Freilauf-Flansch-Verbindung gegenüber den Dummyfreiläufen bei einem deutlich geringeren Drehmoment aufgehoben ist. Allerdings zeigte eine Betrachtung der Verschiebung an der Außenkante des Freilaufaußenrings an der Kontaktseite zum Flansch, dass bei Überschreiten der Haftbedingung zunächst nur eine Bewegung im Bereich einiger μm in Umfangsrichtung erfolgt und von einer radialen Aufweitung des Außenrings an dieser Stelle begleitet ist. Dies könnte bei dynamischer Beanspruchung zu dem beobachteten Außenringwandern führen.

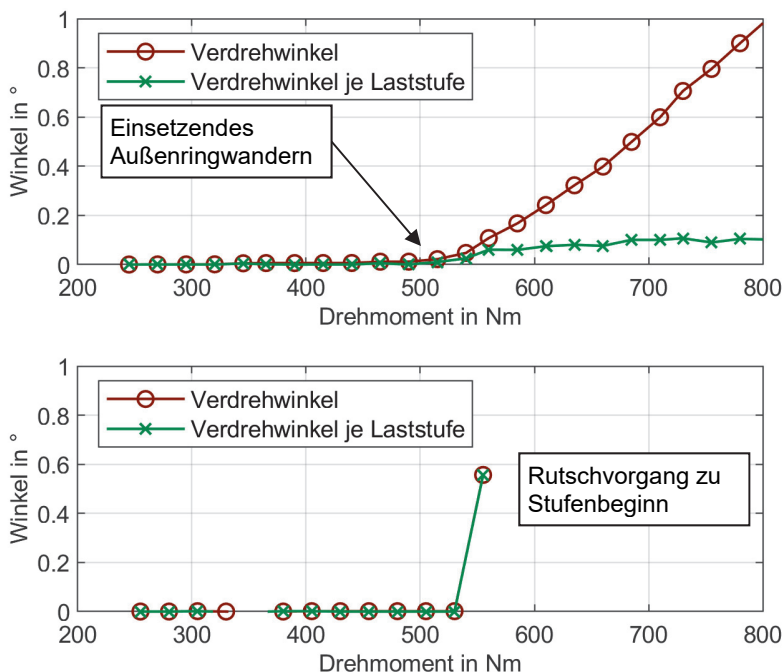


Abbildung 9: Vergleich des dynamischen Rutschverhaltens des Freilaufs Modell 1 (oben) sowie des Dummyfreilaufs 1 (unten)

Die ausgewerteten dynamischen und statischen Rutschversuche sind in Abbildung 10 und Abbildung 11 zusammengefasst. Abgebildet ist jeweils der arithmetische Mittelwert der Versuchsreihe (bestehend aus 3 bis 15 Einzelversuchen) und das 90 % Konfidenzintervall der Mittelwertschätzung. Für die dynamischen Versuche am Flansch B sowie mit dem Dummy 2 am Flansch A liegen nur 3 Einzelversuche vor,

weshalb die Konfidenzintervalle entsprechend breit ausfallen. Es zeigt sich ein vergleichbares statisches Rutschmoment der Freiläufe und Dummyfreiläufe, lediglich die Versuchsreihe mit dem Dummy 1 an der zweiten Flanschvariante zeigt ein niedrigeres Rutschmoment. Insbesondere der schwankende Reibwert in der Trennfuge erschwert die Auswertung der Versuchsergebnisse. Eine Untersuchung des Reibwertes der Freilaufaußenringe unter Querbelastung ergab eine deutliche Streuung der Reibwerte der einzelnen Prüflinge.

Beim Vergleich der statischen und dynamischen Versuche lässt sich dennoch ein Trend ausmachen. Die dynamische Belastung bewirkt eine Verringerung des übertragbaren Torsionsmoments, wobei sich vor allem am Freilauf Modell 2 ein deutlicher Einfluss zeigt. Der Einfluss am Freilauf Modell 1 ist am Flansch A nur schwach ausgeprägt, während aufgrund der geringen Anzahl von dynamischen Versuchen am Flansch B (3) kein signifikanter Unterschied ausgemacht werden kann. Der Einfluss des freilaufspezifischen Effektes liegt zudem unterhalb des theoretisch ermittelten Wertes. Auf Basis von 2D-FEM Simulationen wurde für die beiden Modelle eine relative Übertragbarkeit von ca. 0,3 für die beiden Flanschvarianten des Modell 1 sowie 0,2 für die beiden Flanschvarianten von Modell 2 vorhergesagt. Für eine quantifizierte Aussage zur Abnahme der Übertragungsfähigkeit der stirnseitigen Verbindung sind aufgrund des schwankenden Reibwertes und der geringen Stichprobenanzahl weitere Versuche erforderlich. Zudem kann eine Vergrößerung des Umfangs der einzelnen Laststufen erfolgen, da in diesen Lastbereichen eine verlangsamte Außenringbewegung möglich ist, die messtechnisch in den Versuchen nicht erfasst werden konnte. Dies geht allerdings mit einer deutlichen Verlängerung der Versuchszeit einher.

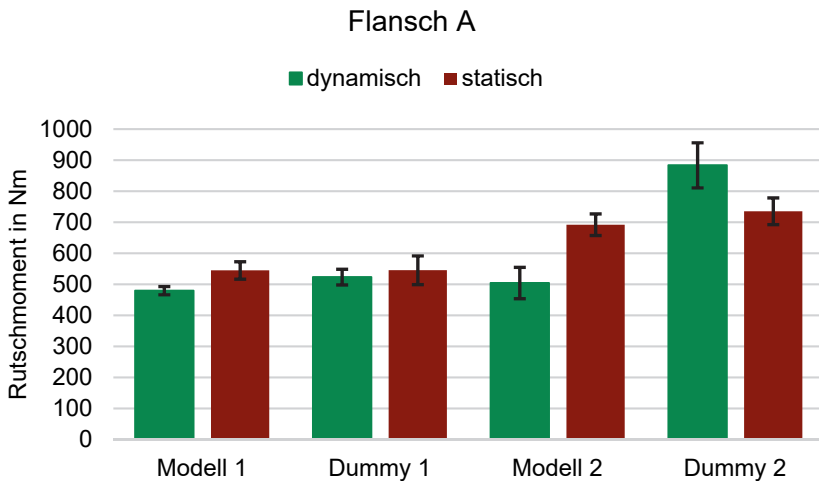


Abbildung 10: mittlere Rutschmomente und 90 %-Konfidenzintervalle der Mittelwertschätzung am Flansch A

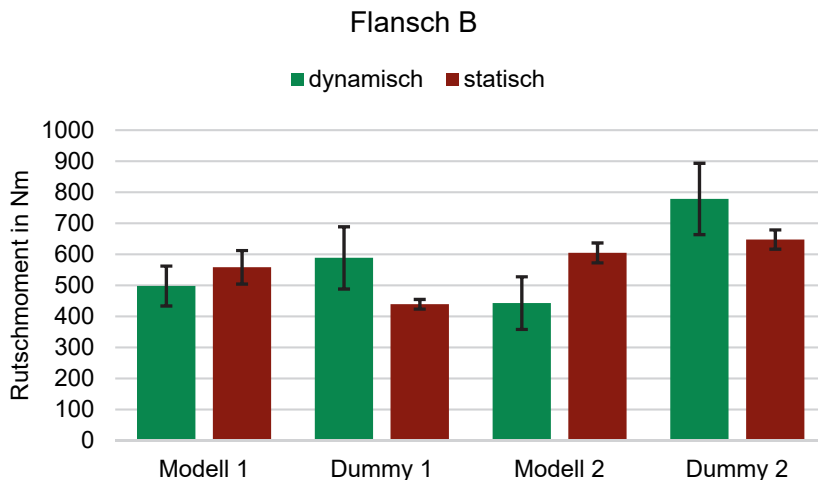


Abbildung 11: mittlere Rutschmomente und 90 %-Konfidenzintervalle der Mittelwertschätzung am Flansch B

Zusammenfassung

Die durchgeführten numerischen und experimentellen Untersuchungen konnten bestätigen, dass die freilauftypischen Belastungen einen Einfluss auf die kraftschlüssige Übertragungsfähigkeit der Verbindung von Freilaufaußenring zum Flansch hat. Die numerischen Untersuchungen haben gezeigt, dass die hohen Radialkräfte, welche bei der Drehmomentenübertragung im Freilauf erforderlich sind, zu einer deutlichen Verringerung des übertragbaren Drehmoments der stirnseitigen Befestigung des Außenrings führen. Ein Vergleich von verschiedenen Geometrievarianten bestätigte zudem, dass die Vorhersage der Rutschzeitpunkte mithilfe der Theorie der behinderten radialen Aufweitung zutreffend ist. Experimentell äußert sich der Einfluss der freilauftypischen Belastung vor allem bei dynamischer Beanspruchung. Hier konnte ein Wandern der Freilaufaußenringe festgestellt werden, welches zumeist bei niedrigeren Drehmomenten als bei statischer Beanspruchung erfolgt. Allerdings zeigte sich der Einfluss der freilaufspezifischen Belastung in geringerem Maße als theoretisch vorhergesagt. Eine genauere experimentelle Beschreibung des Phänomens erfordert weitere Versuchsdaten.

Danksagung

Die Forschungsergebnisse wurden im Rahmen der Vorhaben „stirnseitige Befestigung von Freiläufen“ (FVA 704 I und II) mit Förderung durch die AiF (IGF Nr. 17841 N und 20671 N/1) erzielt. Die Autoren danken den beteiligten Institutionen sowie den im FVA Arbeitskreis Freiläufe beteiligten Firmen für die Unterstützung.

Literatur

- /1/ Richtlinie: VDI 2230-1: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen – Blatt 1: Einschraubenverbindungen. Beuth-Verlag, 12.2014
- /2/ Richtlinie: VDI 2230-2: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen – Blatt 2: Mehrschraubenverbindungen. Beuth-Verlag, 12.2014
- /3/ Hofmann, S.: Stirnseitige Befestigung von Freiläufen, Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben FVA 704, FVA-Heft Nr. 1241. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 2017
- /4/ Hofmann, S. Eine Theorie der behinderten radialen Aufweitung am stirnseitig befestigten Freilauf. Dissertation. Clausthal-Zellerfeld 2019
- /5/ Klügel, N.: Stirnseitige Befestigung von Freiläufen, Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben FVA 704 II, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (erscheint demnächst)
- /6/ Rust, W.: Nichtlineare Finite-Elemente-Berechnung mit ANSYS Workbench: Strukturmechanik: Kontakt, Material, große Verformungen. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2020
- /7/ Intellifast GmbH: Internetauftritt der Firma Intellifast, <https://www.intellifast.de/intellifast-system/> (abgerufen am 25.11.2022)
- /8/ Klügel, N; Lohrengel, A.: Berechnung von stirnseitigen Mehrschraubenverbindungen am Bei-spiel eines dynamisch beanspruchten Freilaufs, In: Tagungsband zur 7. VDI-Fachtagung Schraubenverbindungen, Berlin 08./09.11.2022