



universitätsverlag
ilmenu

Thümmel, Thomas; Roßner, Markus; Rutzmoser, Johannes; Zenz, Sebastian:

Reibung in Drehgelenken schnelllaufender Mechanismen

URN: urn:nbn:de:gbv:ilm1-2013100033-143-0

URL: <http://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:gbv:ilm1-2013100033-143-0>

Erschienen in:

10. Kolloquium Getriebetechnik : Technische Universität Ilmenau, 11. - 13. September 2013. - Ilmenau : Univ.-Verl. Ilmenau, 2013. - S. 143-160. (Berichte der Ilmenauer Mechanismentechnik ; 2)

ISSN: 2194-9476

ISBN: 978-3-86360-065-5 [Druckausgabe]

URN: urn:nbn:de:gbv:ilm1-2013100033

URL: <http://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:gbv:ilm1-2013100033>

REIBUNG IN DREHGELENKEN SCHNELL- LAUFENDER MECHANISMEN

*Thomas Thümmel**, *Markus Roßner**,
*Johannes Rutzmoser**, *Sebastian Zenz**

* Lehrstuhl für Angewandte Mechanik, Technische Universität München, Fakultät Maschinenwesen, Boltzmannstraße 15, 85748 Garching, thuemmel@tum.de

Abstract (deutsch und englisch)

Der Fokus liegt auf Kennlinien für Reibmomente über der relativen Winkelgeschwindigkeit in Drehgelenken von Mechanismen, z.B. STRIBECK-Kurven. Verschiedene Reibmodelle und mathematische Ansätze erweisen sich als sinnvoll, abhängig von den Betriebsbedingungen und verfügbaren Indikatorfunktionen. Es wird unterschieden zwischen der Reibung global im Mechanismus und auf den Antrieb bezogen als integrale Größe pro Kurbelumdrehung und andererseits Reibkennlinien für einzelne drehende oder schwingende Drehgelenke. Der experimentelle Abgleich erfolgt über Messung bei Quasi-Eigenbewegung, durch Auslaufversuche und Pendelversuche. Die Kurbelschwinge eines Mechanismenprüfstandes dient als Beispiel.

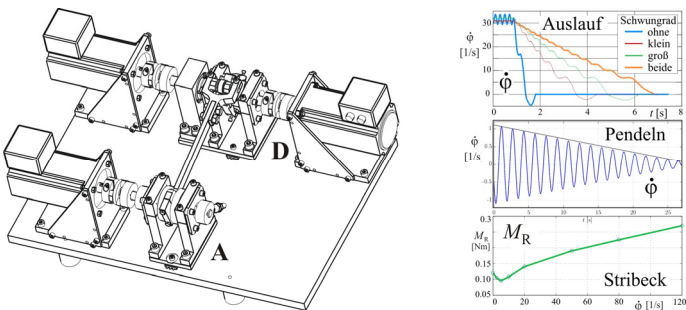


Abb. 1: Übersicht: Mechanismenprüfstand und Diagramme zur Reibung

The scope of this contribution is the identification and discussion of friction characteristics described by torque over angular velocity diagrams, e.g. the STRIBECK curve. An experimental mechanism setup, in particular a four-bar linkage, demonstrates the model update. Different tests are applied according to the required operational conditions: 'pseudo-eigenmotion', 'coast-down' and 'pendulum motion'.

1 Einleitung

Heute existieren zahlreiche Softwarepakete zur Modellierung und Simulation von Mehrkörpersystemen (MKS). Die Modellierungsmöglichkeiten und Lösungsalgorithmen werden vornehmlich durch die Automobilindustrie, Windindustrie, Luft- und Raumfahrt und zunehmend auch durch die Biomechanik und Mikrosystemtechnik vorangetrieben. Der Beitrag ist auf Fragestellungen der Mechanismendynamik im Verarbeitungsmaschinenbau ausgerichtet.

In der Mechanismendynamik stellt sich zuerst immer die Fragen nach den Antriebs- und Gelenkbelastungen infolge der Trägheitskräfte und Kraftwirkungen durch den Verarbeitungsprozess. Danach folgen Maßnahmen zum Massenausgleich (Dynamischen Ausgleich) und zur Schwingungsisolation bzw. Maschinenaufstellung. Erst dann, wenn überhaupt, werden Modelle und Simulationen mit Reibung und Spiel in Betracht gezogen.

Dieser Beitrag soll sich mit den sekundären Fragestellungen zur Reibung in den Gelenken der Mechanismen befassen. Spiel, Stöße und Reibung sind auch mit den heutigen Simulationstools meist nur unbefriedigend beherrschbar. Die Vielfalt guter Möglichkeiten der Softwarepakete und die hohe Anwendungsspezifität erschweren deren Einsatz. Eine experimentelle Absicherung solcher Simulationsergebnisse ist eher selten, aber eigentlich unverzichtbar, darum hier der Fokus auf dem experimentellen Modellabgleich.

Kapitel 2 befasst sich mit der Methodik des Modellabgleiches. Kapitel 3 stellt die Experimentierbasis vor, den Mechanismenprüfstand mit Kurbelschwinge. Es sollen einige Reibmodelle und mathematische Ansätze diskutiert werden. Unter Berücksichtigung der interessierenden Betriebszustände und bewertbaren Indikatorfunktionen (Verläufe von Winkelgeschwindigkeiten, Kräften, Antriebsmoment u.a.) erweisen sich unterschiedliche Ansätze und ein iteratives Vorgehen als zweckmäßig. Kapitel 4 stellt Reibungsmodelle, Kennlinien und mathematische Ansätze aus der Literatur zusammen und leitet mögliche Testvarianten ab.

Verschiedene Experimente mit der Kurbelschwinge liefern im Kapitel 5 praktische Erfahrungen: Auslaufversuche, Pendelversuche und Versuche mit Quasi-Eigenbewegung.

Besonders bei Umformpressen bestimmen die Reibverluste die Energieeffizienz der Maschine. Die Abb.2 zeigt das kinematische Schema und Ergebnisse zur Reibleistung einer großen Karosseriepresse.

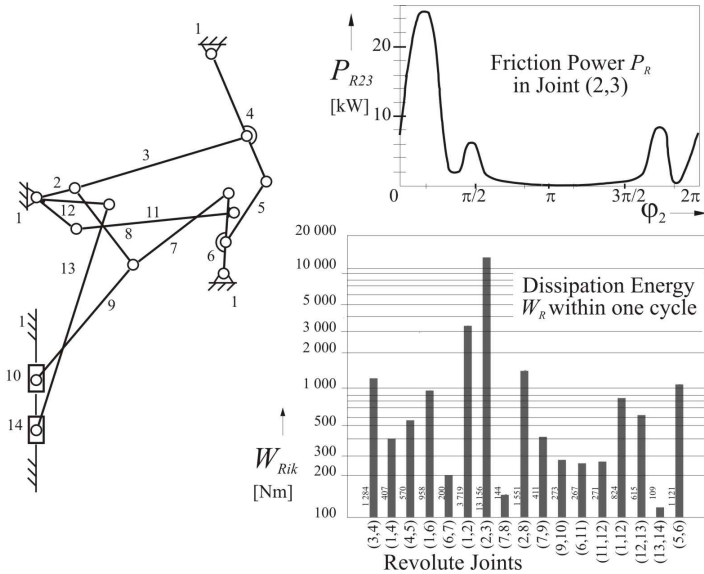


Abb. 2: Reibleistung und -arbeit in den Drehgelenken einer Presse [1]

Die momentane Reibleistung je Gelenk und die Reibarbeit je Kurbelumdrehung resultieren aus einer Simulation mit den Ansätzen

$$P_{Rik} = \mu_{ik} r_{ik} |f_{ik}| |\dot{\varphi}_i - \dot{\varphi}_k| ; \quad W_{Rik} = \int_{cycle} P_{Rik} dt \quad (1)$$

Die mittlere Reibleistung von 5 kW [1], S. 82-88 (Energieverluste) in der Presse im Leerlauf bei 20 1/min gibt einen deutlichen Anreiz, die Reibung in Mechanismen weiter zu untersuchen.

In mehreren Arbeiten am Mechanismenprüfstand [3] bis [5] gilt das Augenmerk der Wirkung spielbehafteter Gelenke in Mechanismen, speziell dem spielbehafteten Kurbelbolzengelenk der Kurbelschwinge. Hier ist die Rei-

bung nur als Trockenreibung zwischen dem Außenring des Nadellagers und der Bohrung im Pleuel mit $\mu = 0,07 = \text{konst.}$ eingeflossen. Die Bolzenverlagerungsbahnen und Pendelschwingungen bei einem Spiel im Durchmesser von 0,1 mm konnten simuliert und experimentell verifiziert werden.

In jüngster Zeit konzentriert sich die Arbeit am Mechanismenprüfstand ganz speziell auf die Reibung in Drehgelenken und deren Identifikation [6] bis [8].

Dieser Beitrag soll ausgewählte Experimente und Erfahrungen mit Reibung in Mechanismen mit Drehgelenken beschreiben und liefert keine systematische Aufbereitung der Problematik.

2 Modellbildung und Modellabgleich für Reibung

Für ein reales Objekt, für eine Maschine lassen sich je nach Zweck der Untersuchung viele verschiedene physikalische Modelle ableiten. Die Modellierungstiefe bestimmt den späteren Aufwand bei der Simulation und beim Modellabgleich. Enthält das Modell Parameter und Störgrößen, die nur sehr grob abgeschätzt werden können und stark schwanken, dann macht ein sehr detailliertes Modell wenig Sinn. Andererseits kann das Übergehen nichtlinearer Effekte bewirken, dass die Physik und die inneren Zusammenhänge nicht aufgedeckt werden.

Bei der Reibung handelt es sich um ein solches Phänomen, welches sehr stark mit den Betriebszuständen einer Maschine und den Umgebungsbedingungen schwankt. Zum anderen dominieren in der Maschinendynamik zunächst andere Ursachen das wesentliche Maschinenverhalten. Die Erscheinungen infolge Reibung können oft vorerst vernachlässigt werden und später in einem zweiten Schritt für spezielle Fragestellungen einbezogen werden. Nicht zuletzt entscheiden Kosten und verfügbare Zeit über die Modellierungstiefe.

Eine ganz entscheidende Rolle beim Modellabgleich spielen die nutzbaren „Indikatorfunktionen“, siehe Abb.3. Darunter sind Signale bzw. Datensätze zu verstehen, die ausreichende Sensitivität hinsichtlich der gewählten Modellparameter besitzen und sowohl aus Messungen als auch durch Simulation zur Verfügung stehen. Die Parameter selbst lassen sich nur selten direkt messen. In Kapitel 4 sollen diese Gedanken im Zusammenhang mit den Reibmodellen und deren Parametrisierung noch weiter vertieft werden.

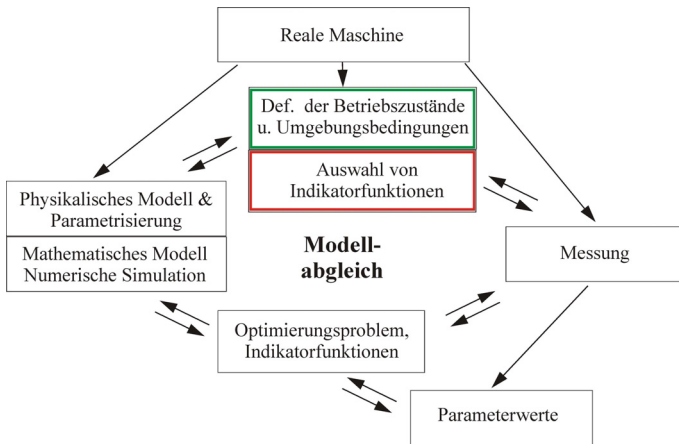


Abb. 3: Allgemeines Schema zum Modellabgleich

3 Der Mechanismenprüfstand mit Kurbelschwinge

Die Aussagen in diesem Beitrag sollen allgemein für Drehgelenke in Koppelgetrieben gelten, wie in Verpackungsmaschinen, Schneidemaschinen, Umformpressen oder Textilmaschinen. Für die Messung, Simulation und den Modellabgleich dient die Kurbelschwinge des Mechanismenprüfstandes (MPS) als Untersuchungsobjekt, siehe Abb.4. Der Antrieb erfolgt über einen Servomotor an der Kurbel, der wahlweise mit Drehzahlregelung oder Momentenregelung betrieben werden kann. Gleichzeitig liefert der Servoantrieb Signale zur Kurbelstellung, Winkelgeschwindigkeit und für das Antriebsmoment. Das Gestell (Grundplatte) der Kurbelschwinge ist schwingungsisolierend auf Gummifedern gelagert.

Tab. 1: Parameter der Kurbelschwinge

Nr.	Länge	MTM	Schwerpunktlage		MTM
i	l_i [mm]	m_i [kg]	ξ_i [mm]	η_i [mm]	J_{Si} [kgmm ²]
1	300,0	xx	xx	xx	xx
2	20,0	1,789	-2,8	0,0	1550
3	283,0	0,504	155,0	0,0	7030
4	77,5	1,517	-16,3	0,0	3610

Für Messungen am MPS stehen neben den Motorsensoren auch Piezo-Kraftsensoren unter den Lagerböcken der Gelenke A und D zur Verfügung.

Ein Signalanalysesystem Scadas mobile von der Fa. LMS ergänzt den Aufbau. Die Zuordnung der Gelenke mit A, B, C und D geht aus Abb.4 hervor, wie auch die Lage der gliedfesten ξ - η -Koordinatensysteme. Die Tabelle Tab.1 enthält die Gliedlängen und Trägheitsparameter. Die Gelenke A bzw. D haben Kugellager mit dem mittleren Radius $r_m=13\text{mm}$ bzw. $r_m=22,5\text{mm}$, während die Radien der Nadellager in B und C nur 5mm betragen.

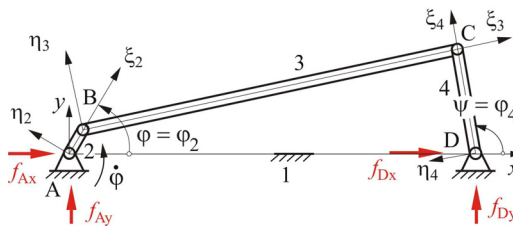
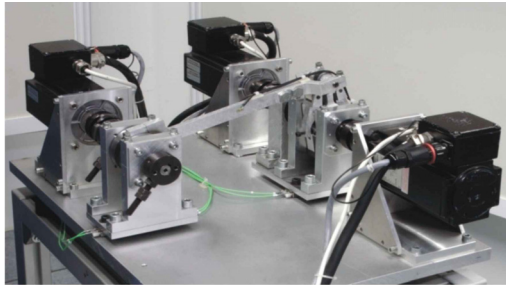


Abb. 4: Die Kurbelschwinge als Foto und Modellskizze

4 Modelle und Parameter für Reibung in Drehgelenken

4.1 Allgemeines zu Drehgelenken und Reibung

Unter dem Sammelbegriff „Reibung“ können alle Effekte zusammengefasst werden, die einen Energieverlust hervorrufen, indem mechanische Energie in Wärme umgewandelt wird. In einer Maschine tragen dazu z.B. die Materialdämpfung, die Dämpfung in Riementrieben oder Kupplungen oder Dämpfung und Reibung an der Wirkstelle beim technologischen Prozess bei.

Die Modelle und mathematischen Ansätze hängen davon ab, welche Aussagen damit gemacht werden sollen. Eine erste Klassifizierung kann danach erfolgen, ob nur das integrale Verhalten (Mittelwert) der Reibmomente inte-

ressiert, oder ob jedes Einzelgelenk und jede Kurbelstellung aufgelöst werden soll.

Die Reibvorgänge lassen sich aber auch je nach konstruktiver Bauart der Drehgelenke systematisieren. Wälzlager als Kugellager, Rollenlager oder Nadellager verursachen eine andere Reibcharakteristik als Gleitlager. Dabei spielen die Art und der Umfang der Schmierung eine wesentliche Rolle. Hier geben Standardwerke zu den Maschinenelementen die Informationen, wie BRÄNDLEIN u.a. [9] oder NIEMANN u.a. [10]. Aber auch die „Technische Mechanik“, wie SZABO [11], S.453–456, beschreibt die Schmiermittelreibung im Zapfenlager und bestimmt damit ein Reibmoment.

Eine Besonderheit bei Mechanismen ist, dass die einzelnen Gelenke unterschiedliche Betriebszustände besitzen. Die Gelenke bzw. Lager der Motoren, Kurbelwellen und Schwungräder rotieren fortwährend, dagegen werden Schwingenlager wechselnd belastet, evtl. sogar mit längeren Rasten. Auch unterscheiden sich die Winkelgeschwindigkeiten der einzelnen Gelenke, z.B. bewirkt die Kurbelschwinge (Abb.4) eine Übersetzung, so dass die Schwinge nur maximal 26 % der Winkelgeschwindigkeit der Kurbel erreicht.

Die Zusammenstellung von ARMSTRONG-HELOUVRY u.a. [13] liefert den historischen und wissenschaftlichen Überblick zur Reibungsmodellierung mit aktuellen praktischen Bezügen. Der Focus liegt dabei auf „Motion Control Systemen“ und geregelten Servoachsen. DRESIG und HOLZWEISSIG [12], S.60 gehen dafür speziell auf Reibung und Dämpfung in Mechanismen und in der Maschinendynamik ein.

4.2 Über Reibung und Kennlinien

In der Regel werden Reibkennlinien durch Kraft-Geschwindigkeits- bzw. Drehmoment-Winkelgeschwindigkeits-Diagramme wie in Abb.5 beschrieben, speziell für Drehgelenke als Kennlinie:

$$M_R = M_R(\dot{\varphi}) \quad (2)$$

Sehr oft wird die Reibungscharakteristik als STRIBECK-Kurve dargestellt, die drei Hauptteile besitzt: Grenzreibung (b' von „boundary“), Mischreibung und fluidische bzw. viskose Reibung. Als vierter Punkt kommt evtl. die Haftreibung dazu, die zu einem unstetigen mengenwertigen Reibgesetz führt. Innerhalb der Haftkraftreserve kann sich ein beliebiges Reibmoment (eine Menge) einstellen, welches die inneren Kraftwirkungen ins Gleichgewicht

bringt und zu den passiven Kraftwirkungen zu zählen ist. Häufig wird die Mengenwertigkeit um den Nullpunkt regularisiert durch eine schräge Gerade oder eine stetige Funktion wie der Tangens Hyperbolicus.

Die einfachsten Kennlinien zeigt das linke Bild in Abb.5: Die COULOMB-Reibung (Trockenreibung) und die geschwindigkeitsproportionale Dämpfung bzw. viskose Dämpfung. Die letztere führt zu einer linearen Differentialgleichung. Unter Annahme eines konstanten Reibkoeffizienten folgt für die COULOMB-Reibung die Unabhängigkeit von der Relativgeschwindigkeit. Das mittlere Bild in Abb.5 zeigt kombinierte Reibkennlinien.

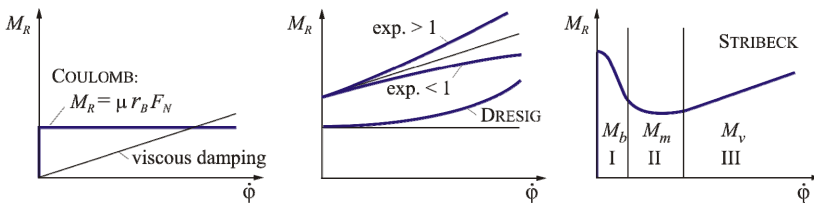


Abb. 5: Reibkennlinien für Drehgelenke [7]

Wenn die Relativgeschwindigkeit $\dot{\phi}$ im Reibkontakt während des zu untersuchenden Betriebszustandes immer deutlich größer Null bleibt, können Haft- und Grenzreibung unberücksichtigt bleiben. Selbst bei schwingenden Bewegungen mit Nulldurchgängen von $\dot{\phi}$ kann dieser Bereich oft wegfallen, denn zur Ausbildung und Aufhebung des Haftzustandes benötigt ein mechanischer Kontakt eine endliche Zeit von ca. 3ms bis 9ms, siehe ARMSTRONG-HELOUVRY u.a. [13], S.1094,. Am Mechanismenprüfstand mit 800 1/min dreht sich die Schwinge in 5ms bereits um $6,24^\circ$ und das im Zwanglauf bei einem Schwingwinkel von insgesamt $\pm 22^\circ$. Darum ist eine Regularisierung der Reibmomente in Drehgelenken schnelllaufender Mechanismen auch physikalisch begründet, neben dem Vorteil in der Numerik.

4.3 Reibgesetzte und mathematische Ansätze

Mechanismen in Verarbeitungsmaschinen erfordern ausgewählte Reibgesetze und Parametrisierungen. Die Reibmomente in den Drehgelenken hängen nach Gl.(3) von unzähligen Parametern ab.

$$M_R = M_R(\dot{\phi}, \mu, r_b, F_N, T, v, \dots, \text{u.a.}) \quad (3)$$

Generell bieten sich für Abschätzungen des Reibmomentes in einem Drehgelenk die relative Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}$, die von der Betriebsdrehzahl abhängige Normalkraft F_N , der Gleitreibungskoeffizient μ , der Gelenkradius r_b , und die Temperatur T oder die Viskosität ν des Schmiermittels als Parameter an. Es folgt damit die Formel:

$$M_R = -\mu(T, \nu, \dot{\varphi}) r_b F_N(\dot{\varphi}) \operatorname{sgn}(\dot{\varphi}) \quad (4)$$

Das Reibmoment wirkt immer der Relativbewegung im Reibkontakt entgegen, was die Signumfunktion sichert. Im Reibkoeffizient können viele zusätzliche Einflüsse versteckt sein, indem dieser über ein mehrdimensionales Kennfeld zu bestimmen ist.

DRESIG u.a.[12], S.60 schlagen eine globale Approximation des Reibmomentes entsprechend Gl.(5) vor, siehe „DRESIG-Kurve“ in der Mitte von Abb.5. Dieses Reibgesetz berücksichtigt die quadratisch mit der Drehzahl anwachsende Normalkraft F_N im Drehgelenk in Kombination mit einem konstanten Anteil von COULOMB-Reibung (für statische Effekte, wie konstante Vorlast).

$$M_R = -\operatorname{sgn}(\dot{\varphi}) \left[M_1 + M_2 \left(\frac{\dot{\varphi}}{\omega_o} \right)^2 \right] \quad (5)$$

Außerdem kann die nichtlineare Differentialgleichung des zwangläufigen Starrkörper-Mechanismus für den Reibansatz nach Gl.(5) näherungsweise analytisch gelöst werden, womit eine Abschätzformel für Auslaufversuche verfügbar wird, siehe DRESIG u.a.[12], S.65-66.

Wie die später folgenden Messungen zeigen, erweist sich der parabolische Anstieg der Reibkennlinie der „DRESIG-Kurve“ als zu progressiv. Darum wählte ROSSNER [6] einen anderen Exponenten als ,2', den freien Parameter ,b' im folgenden Reibgesetz (6):

$$M_R = -\operatorname{sgn}(\dot{\varphi}) \left[a |\dot{\varphi}|^b + c \right] \quad (6)$$

Wie Experimente in [6] und in Abschnitt 5.1 zeigen, wird mit einem Exponenten $b \approx 0,7$ das Reibmoment im stationären Dauerbetrieb recht gut abgebildet, somit steigt das Reibmoment noch weniger als linear mit zunehmender Geschwindigkeit, siehe Kurve 'exp.< 1' in der Mitte von Abb.5.

Durch Experimente mit Auslaufversuchen und Pendelversuchen in den Abschnitten 5.2 bzw. 5.3 werden auch die STRIBECK-Kurventeile der Grenzrei-

bung (I, M_b) und Mischreibung (II, M_m) einbezogen. Dafür wird die gesamte STRIBECK-Kurve mit 5 Parametern wie in Gl.(7) benötigt:

$$M_R = -\operatorname{sgn}(\dot{\varphi}) \left[M_b + M_v |\dot{\varphi}|^b + M_m \frac{1}{1 + \mu_m \dot{\varphi}^2} \right] \quad (7)$$

Weitere Details zur Parametrisierung der STRIBECK-Kurve beschreiben ARM-STRONG-HELOUVRY u.a. [13], S.1096. Sie geben Empfehlungen für konkrete Parameterwerte und behandeln auch Rollen- und Kugellagerreibung.

Nicht unerwähnt bleiben sollen die vielen anderen Möglichkeiten, Reibung (oder Dämpfung) zu erfassen, wie z.B. über den Verlustwinkel oder die relative Verlustenergie aus Hysteresekurven, siehe DRESIG u.a.[12], S.42-54.

4.4 Tests je nach Betriebszustand und Indikatorfunktion

Je nach Hauptziel der Reibungsanalyse bei Mechanismen erweisen sich unterschiedliche Betriebszustände und Indikatorfunktionen als zweckmäßig. Für den Mechanismenprüfstand bietet sich die relativ gut messbare Relativgeschwindigkeit $\dot{\varphi}$ als Indikatorfunktion an. Dem entsprechend können verschiedenartige Testszenarien entwickelt und ausprobiert werden:

T1 – Globaler M_R -Test:

- Dauerbetrieb (stationärer Zustand) mit Quasi-Eigenbewegung und Vorgabe eines konstanten Motormomentes an den Servoantrieb
- Indikatorfunktion: Einzelwerte $M_{Rm} = M_{Rm}(\dot{\varphi}_m)$ bei diskreten Drehzahlen als Mittelwert über einen Zyklus (eine Kurbelumdrehung)
- 3 Varianten: gesamter Mechanismus, Gelenk A bzw. D separat
- nur für STRIBECK-Kurventeile III (M_v), $n > 100$ 1/min, Param. für Gl.(6)

T2 – Auslaufversuch (coast-down):

- Motormoment wird bei erreichter Solldrehzahl (ω_b) abgeschaltet
- zusätzliche Schwungscheiben
- Indikatorfunktion: $\dot{\varphi}(t)$ kompletter Zeitdatensatz
- 3 Varianten: gesamter Mechanismus, Gelenk A bzw. D separat
- für STRIBECK-Kurventeile I-III, $n > 15$ 1/min, Param. für Gl.(7)

T3 – Pendel-Versuch:

- ohne Motormoment, Grundplatte gekippt
- Zusatzpendel mit bekannten Parametern montiert

- 2 Varianten: Gelenk A (Kurbel) bzw. Gelenk D (Schwinge) separat
- Indikatorfunktion: $\dot{\varphi}(t)$ kompletter Zeitdatensatz
- für STRIBECK-Kurventeile I-III, $0 < n < 15$ 1/min, Param. für Gl.(7)

Für die Tests T2 und T3 wird das Reibmoment für verschiedene diskrete Winkelgeschwindigkeiten als Optimierungsparameter angesetzt und dabei die gemessene Indikatorfunktion $\dot{\varphi}(t)$ durch die über Zeitintegration simulierte Indikatorfunktion approximiert. Abb.6 illustriert dieses Vorgehen.

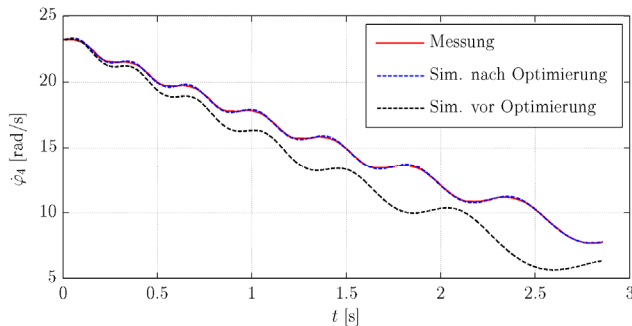


Abb. 6: Kurvenapproximation beim Auslaufversuch an der Schwinge

5 Ergebnisse zur Reibung am Mechanismenprüfstand

5.1 Globales Reibmoment: T1 – Globaler M_R -Test

Das mittlere Reibmoment M_{Rm} über eine Kurbelumdrehung wird dem vorgegebenen konstanten Antriebsmoment im Leerlauf des Mechanismenprüfstandes gleichgesetzt. Dazu muss am Servoantrieb eine Momentenvorgabe möglich sein und ein kalibriertes Momentensignal vorliegen. Die sich für das Gleichgewicht aus Motor- und Reibmoment einstellende Drehzahl wird ebenfalls gemessen. Daraus sind auch die Reibleistung und Reibarbeit pro Kurbelumdrehung abschätzbar. Mehr über diesen speziell für den Test hergestellten Betriebszustand der „Quasi-Eigenbewegung“ findet man in [8]. Die Abb.7 zeigt dazu das Ergebnis von ROSSNER aus [6].

Für die separaten Gelenke A und D liefert der globale M_R -Test die folgenden Parameter, die im Dauerbetrieb für $n > 100$ 1/min gelten:

$$M_{R,A} = 0.0727 + 0.0080 |\dot{\varphi}_2|^{0.701}, \quad M_{R,D} = 0.0618 + 0.0154 |\dot{\varphi}_4|^{0.662} \quad (8)$$

Mit dieser globalen Abschätzung des Tests T1 lässt sich der stationäre Betriebszustand des Prüfstandes schon sehr gut nachbilden, nur bei transienten Betriebszuständen und niedrigeren Drehzahlen weichen damit die Indikatorfunktionen $\dot{\phi}(t)$ zu stark voneinander ab. Deshalb folgen zeitlich danach weitere Untersuchungen mit dem Tests T2 durch RUTZMOSEER und wiederum danach von ZENZ eine Wiederholung von T2 und der Test T3.

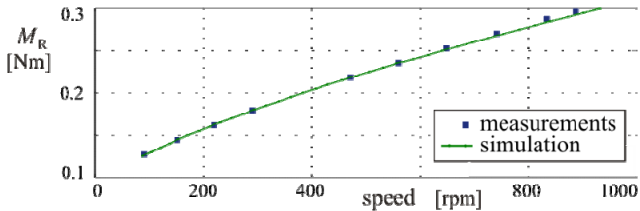


Abb. 7: Reibkennlinie für globales Verhalten des MPS aus [6] und [7]

5.2 Auslaufversuche: T2 – (coast-down)

Zusätzlich montierte ausgewuchtete Schwungscheiben an der Kurbelwelle (Abb.8 links) bzw. nach Entfernen des Pleuels an der Schwingenwelle (Abb.8 rechts) erhöhen die kinetische Energie bei einer Startdrehzahl. Damit verlängern Schwungscheiben die Auslaufzeit, bewirken einen weniger schwankenden Geschwindigkeitsverlauf und verbessern schließlich die Genauigkeit der Ergebnisse.

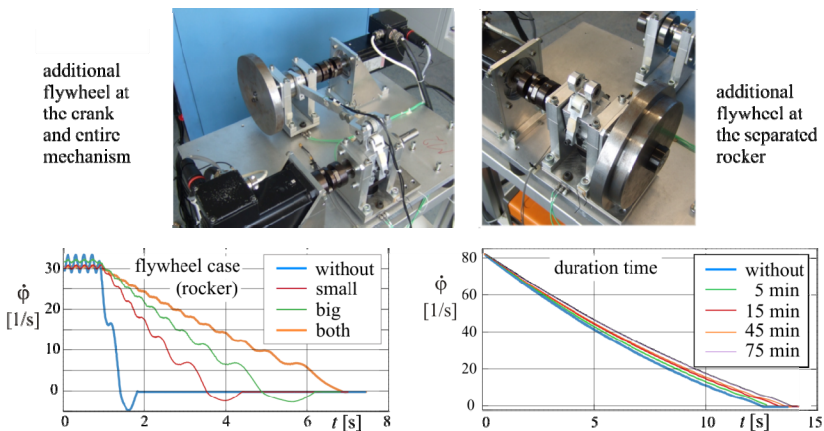


Abb. 8: Auslaufversuche mit Schwungscheiben aus [7]

Die Kurvenverläufe in Abb.8 rechts veranschaulichen den Einfluss der Temperatur auf die Reibung, darum erfolgen alle Auslaufversuche grundsätzlich nach 10 Minuten Warmlaufzeit.

Für die separierten Gelenke A und D können aus den Auslaufversuchen auch Parameter für die Reibung bei Drehzahlen unter 100 1/min abgeschätzt werden, siehe Abb.9. Die Parameter dazu enthält Gl.(9). Diese Werte von RUTZMOSEER entsprechen der Parametrisierung der STRIBECK-Kurve mit Gl.(7).

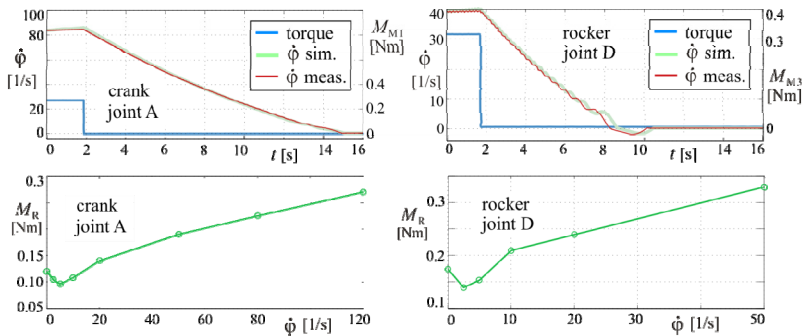


Abb. 9: Auslaufversuche für Einzelgelenke des MPS aus [7]

$$M_{R,A} = 0.0445 + 0.0208 |\dot{\phi}_2|^{0.4944} + 0.0731 \frac{1}{1 + 0.350 \dot{\phi}_2^2} \tag{9}$$

$$M_{R,D} = 0.0650 + 0.0490 |\dot{\phi}_4|^{0.4237} + 0.1075 \frac{1}{1 + 1.797 \dot{\phi}_4^2}$$

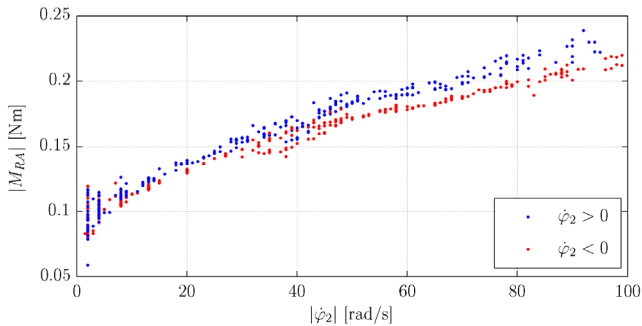


Abb. 10: Reibmomente aus Auslaufversuch an der Kurbel

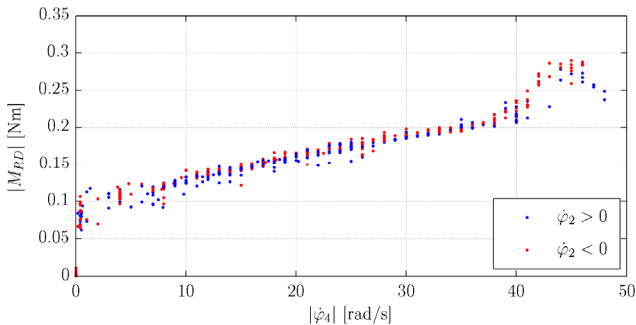


Abb. 11: Reibmomente aus Auslaufversuch an der Schwinge

Die Streuung der Parameter bei der Identifikation durch die Auslaufversuche von ZENZ in den Abb.10 und Abb.11 lässt noch viel Raum für Interpretationen, vermittelt aber ein gutes Bild des Vertrauensbereiches.

Infolge der Unwucht der Schwinge kommt es oberhalb von 400 1/min zu Vibrationen des Fundamentes, so dass die Messwerte für diesen Drehzahlbereich verworfen werden müssen, siehe Abb.11.

5.3 Pendel-Versuche: T3

Um noch bessere Aussagen zur Reibung in den Drehgelenken bei Geschwindigkeiten unter 20 1/min zu erhalten, folgen weitere Versuchsreihen durch ZENZ mit freien Schwingungen der Kurbel und der Schwinge als Pendel. Die Ausschwingkurve in Abb.12 weist nahezu einen linearen Abfall der Amplituden aus, was auf COULOMB-Reibung hin deutet.

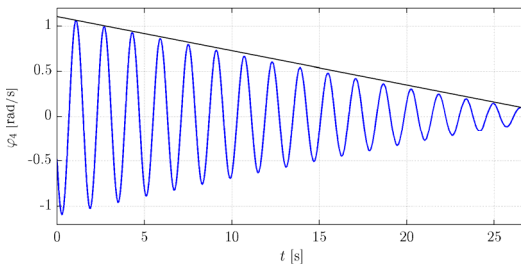


Abb. 12: Ausschwingkurve vom Pendelversuch mit der Schwinge

Die Pendelung wird erst durch bekannte Zusatzmassen möglich, wie es Abb.13 für die Schwinge mit dem Gelenk D zeigt.

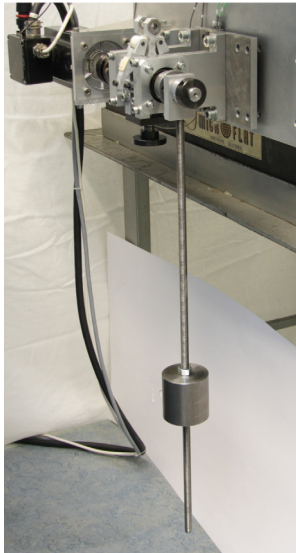


Abb. 13: Pendelversuch mit der Schwinge und Pendelmasse bei 300 mm

Mit Hilfe des Pendelversuches wird der untere Drehzahlbereich erreicht, wenn auch die Streuung der Messpunkte in Abb.14 recht groß erscheint. Eine Tendenz zum Haften oder Grenzreibung kann nicht erkannt werden.

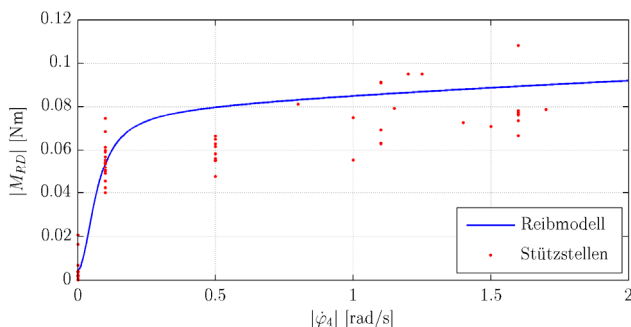


Abb. 14: Pendelversuch mit der Schwinge und die geschätzte Reibkennlinie

Ein vierter Test von RUTZMOSEER, der „Trepp-auf-Trepp-ab-Versuch“ (Run-up/slow-down in [7]) wird hier nicht noch einmal beschrieben. Dieser relativ einfache Versuch bei wieder anderen Betriebsbedingungen gegenüber den Tests T1 bis T3, hilft aber, die identifizierten Reibkennlinien weiter zu verifizieren, z.B. auch für die Reibcharakteristik beim Anlaufen aus der Ruhelage.

5.4 Zusammenfassung der Ergebnisse

Nach Auswertung der Tests T2 und T3 (einschließlich der neueren Pendelversuche von ZENZ) ergeben sich Reibkennlinien wie in Abb.15 für das separierte Kurbelwellengelenk A.

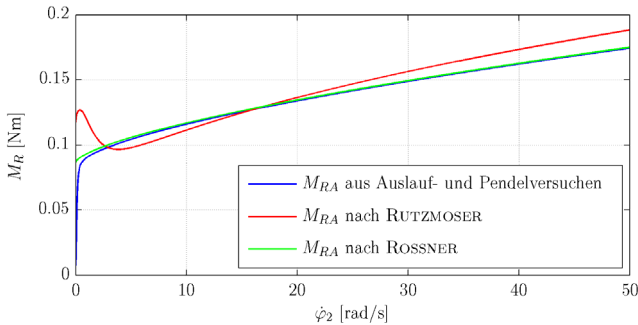


Abb. 15: Identifizierte Stribeck-Kurve für das Gelenk A an der Kurbel

Die anschließende Messung der mittleren stationären Reibmomente entsprechend Test T1, (rote) Punkte in Abb.16, zeigt hier eine gute Übereinstimmung mit der gefitteten und parametrisierten Kurve. Das muss nicht sein, denn bei Test T1 handelt es sich um ein ganz anderes Reibmoment (stationär, gemittelt über eine Kurbelumdrehung) als bei Test T2 oder T3.

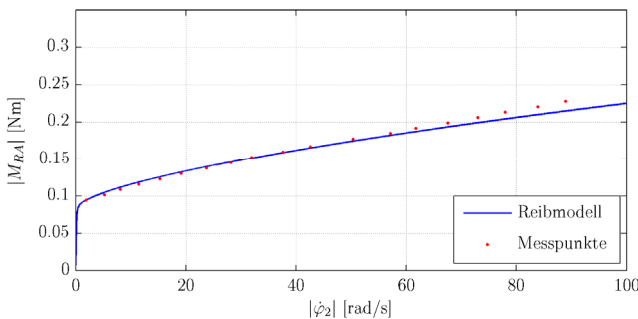


Abb. 16: Stribeck-Kurve für das Gelenk A und M_{Rm} aus Quasi-Eigenbewegung

Zum Abschluss unterstreichen Simulationsergebnisse von Abb.17 nochmals die Sensitivität der Ausschwingkurven der gesamten Kurbelschwinge hinsichtlich der Reibmomente in den Gelenken A und D.

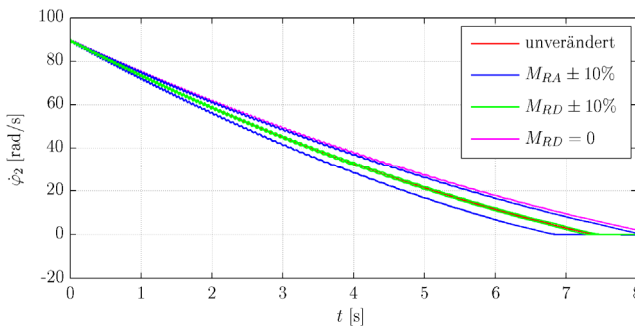


Abb. 17: Auslaufkurve mit Variation der Reibparameter der Kurbelschwinge

6 Zusammenfassung und Ausblick

Durch iteratives Vorgehen und verschiedenen Testaufbauten wurden Kennlinien für Reibmoment am Mechanismenprüfstand bestimmt. Die Abschätzungen erfolgten sowohl für das auf den Antrieb projizierte Reibmoment der gesamten Kurbelschwinge, als auch für die separaten kugelgelagerten Gelenke A und D. Keine Untersuchungen gibt es zu Gelenken B und C, die Nadellager enthalten. Dieser Reibeinfluss wurde vernachlässigt, was nach den bisherigen Erkenntnissen eine zulässige Näherung ist.

Der Einfluss der Normalkräfte auf die Reibung in den Gelenken wurde nicht speziell untersucht. Ebenso könnten energetische Betrachtungen folgen.

Für umfassende Aussagen wäre eine neue Messtechnik für Drehmoment und Winkelgeschwindigkeit vorteilhaft, doch lieferten die verschiedenen Experimente bereits wesentliche Grundaussagen zur Reibcharakteristik in den Gelenken der Kurbelschwinge am Mechanismenprüfstand.

Literatur

- [1] THÜMMEL, TH: Algorithmen und Programme zum dynamischen Ausgleich von Mechanismen. Dissertation an der TH Karl-Marx-Stadt (jetzt TU Chemnitz), 1985.
- [2] THÜMMEL, TH: Experimente zur Mechanismendynamik mit Kurbelschwinge und Servoantrieben. VDI-Getriebetagung Bewegungstechnik, Nürtingen 2012, VDI-Berichte 2175, S.157-170

- [3] THÜMMEL, TH: Experimentelle Mechanismendynamik -- Messung, Modellierung, Simulation, Verifikation, Interpretation und Beeinflussung typischer Schwingungsphänomene an einem Mechanismenprüfstand. Habilitationsschrift an der TU München, VDI-Fortschrittsberichte Reihe 11, Heft 345, online: < <http://mediatum.ub.tum.de>>
- [4] THÜMMEL, TH.; GINZINGER, L.; GAULL, A.: Simulation und Messung an einer Kurbelschwinge mit Reibung, Spiel und Stößen. VDI-Berichte 1845: Bewegungstechnik, VDI-Getriebetechnik 2004, VDI-Verlag 2004, S.191-210
- [5] THÜMMEL, TH; GINZINGER, L.; SCHREIBER, U.: Schwingungen in Mechanismen mit Spiel in Experiment und Simulation. VDI-Berichte 2077: 6. Fachtagung Schwingungen in Antrieben VDI-Verlag 2009, S. 29-40
- [6] THÜMMEL, TH; ROSSNER, M: Introduction to Modelling and Parameter Identification Methodology of Linkages by Measurements and Simulation. Proceedings 13th World Congress in Mechanism and Machine Science in Mexico (IFTToMM), 2011, paper-ID: A24 438, 10 Seiten
- [7] THÜMMEL, TH; ROSSNER, M; RUTZMOSE, J; ULBRICH, H: Friction Modeling and Parameter Value Estimation of Mechanisms. IMSD 2012 - The 2nd Joint International Conference on Multibody System Dynamics, 2012 Stuttgart, 10 pages
- [8] THÜMMEL, TH.; ROSSNER, M.; RUTZMOSE, J: Nutzung der Eigenbewegung zur Identifikation kinetischer Parameter in Mechanismen. 9. Kolloqu. Getriebetechnik 2011, Universitätsverlag Chemnitz, S.207-226
- [9] BRÄNDLEIN, J.; ESCHMANN, P.; HASBARGEN, L.; WEIGAND, K.: Die Wälzlagerpraxis: Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagern. 3. Edition, Vereinigte Fachverlage Mainz, 1995,
- [10] NIEMANN, G.; WINTER, H.; HÖHN, B.-R.: Maschinenelemente: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen. Mit 758 Abbildungen, 4. Auflage, Bd. 1, Springer Verlag Berlin, 2006,
- [11] SZABO, I: Höhere Technische Mechanik. 2. verbesserte und erweiterte Auflage, 498 Seiten, 414 Abbildungen, Springer-Verlag Berlin/Göttingen/Heidelberg 1958 S. 453-456
- [12] DRESIG, H; HOLZWEISSIG, F.: Maschinendynamik. 11. neu bearbeitete Auflage unter Mitarbeit von L. Rockhausen, 563 Seiten, 235 Abbildungen, Springer Vieweg - Berlin Heidelberg 2012
- [13] ARMSTRONG-HELOUVRY, B.; DUPONT, P.; CANUDAS de WIT, C.: A Survey of Models, Analysis Tools and Compensation Methods for the Control of Machines with Friction. Automatica, Vol. 30, No. 7, p. 1083-1138, 1994